

В.М. Скутнев

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие



Тольятти
Издательство ТГУ
2012

Министерство образования и науки Российской Федерации
Тольяттинский государственный университет
Институт машиностроения
Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

В.М. Скутнев

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области
транспортных машин и транспортно-технологических
комплексов в качестве учебного пособия для студентов,
обучающихся по специальности «Автомобиле-
и тракторостроение»

Тольятти
Издательство ТГУ
2012

УДК 629.33

ББК 39.33

С46

Рецензенты:

к.т.н., профессор Курганского государственного университета

Г.Н. Шнитко;

к.т.н., доцент Тольяттинского государственного университета

И.В. Еремина.

Научный редактор к.т.н., доцент *Н.С. Соломатин.*

С46 Скутнев, В.М. Основы конструирования и расчета автомобиля : учеб. пособие / В.М. Скутнев. — Тольятти : Изд-во ТГУ, 2012. — 295 с. : обл.

В учебном пособии рассмотрены современные конструкции автомобилей, их агрегатов и систем, выходные характеристики и тенденции дальнейшего развития. На основе анализа рабочих процессов и нагрузочных режимов изложены методы функциональных расчетов параметров агрегатов, механизмов и систем шасси автомобиля.

Предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 190201.65 «Автомобиле- и тракторостроение», 190601.65 «Автомобили и автомобильное хозяйство», 190109.65 «Наземные транспортные средства» и по направлению 190600.62 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов».

УДК 629.33

ББК 39.33

Рекомендовано к изданию научно-методическим советом Тольяттинского государственного университета.

© ФГБОУ ВПО «Тольяттинский
государственный университет», 2012

ВВЕДЕНИЕ

Содержание курса «Основы конструирования и расчета автомобиля» является заключительным разделом всей учебной дисциплины «Автомобили». Он неразрывно связан с двумя предыдущими курсами: «Основы конструкции автомобиля» и «Основные эксплуатационные свойства автомобиля». В этой части дисциплины дается классификация всех систем, агрегатов и механизмов автомобиля, приводятся требования, предъявляемые к ним, рассматриваются рабочие процессы механизмов и агрегатов, даются элементы функционального расчета основных рабочих параметров, проводятся сравнительный анализ и оценка различных конструкций систем, агрегатов и механизмов.

Задачи данного курса дисциплины «Автомобили»: дать студентам знания в области конструкции современного автомобиля, его систем, агрегатов и механизмов, привить умения выполнять расчеты их функциональных параметров, определять тенденции развития конструкции и применения материалов в автомобилестроении.

1. НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ

1.1. Свойства автомобиля и требования к конструкции

Автомобиль как продукт деятельности человека обладает целым рядом свойств, которые закладываются в него на этапах проектирования, расчета и производства. Эти свойства характеризуют его не только как транспортное средство, предназначенное для перевозки грузов, пассажиров и специального оборудования, но и как безопасный объект индивидуального пользования (легковой автомобиль).

Все свойства автомобиля разделяют:

- на эксплуатационные (рис. 1.1);
- потребительские;
- свойства безопасности.

К эксплуатационным относятся тягово-скоростные, тормозные свойства, топливная экономичность, управляемость, поворачиваемость, маневренность, устойчивость, плавность хода, проходимость, экологичность, безопасность движения.

Вместимость, прочность, долговечность, приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту, погрузочно-разгрузочным работам, посадке и высадке пассажиров в значительной степени определяют удобство использования и эффективность автомобиля и в совокупности составляют свойства, *не связанные с движением автомобиля*.

Потребительские свойства определяют перечень удобств, обеспечивающих комфортные условия для водителя и пассажиров: эффективные системы отопления, вентиляции и кондиционирования, аудио- и видеосистемы, электроподъемники стекол, обогрев сидений и стекол, привлекательность внешнего вида, престижность и соответствие моде.

Свойства безопасности в комплексе определяют активную, пассивную и экологическую безопасность автомобиля. Активная безопасность – свойство автомобиля предотвращать ДТП.

Активную безопасность обеспечивают тормозное и рулевое управления, хорошая обзорность и комфортабельность, резко снижающие усталость водителя и создающие условия безаварийной рабо-

ты, высокие тягово-скоростные свойства, позволяющие избежать аварийных ситуаций.



Рис. 1.1. Эксплуатационные свойства автомобиля

Пассивная безопасность – свойство автомобиля уменьшать тяжесть последствий ДТП. Эту безопасность обеспечивают высокая прочность кузова, ремни и подушки безопасности, подголовники, мягкая обивка внутри салона, травмобезопасный руль, соответствующая форма кузова, уменьшающая травмирование пешеходов.

Экологическая безопасность – свойство автомобиля уменьшить вред, наносимый окружающей среде, людям, пассажирам и водителю.

Требования к конструкции и характеристикам автомобилей с точки зрения безопасности регламентируются соответствующими национальными ГОСтами и Правилами ЕЭК ООН.

К конструкции автомобиля предъявляются следующие требования:

- *производственные* – соответствие конструкции технологическим возможностям завода или передовым технологиям автомобилестроения, минимальный расход материалов, минимальные трудоемкость и себестоимость производства;
- *эксплуатационные* – обеспечение заданного уровня тягово-скоростных, тормозных свойств, топливной экономичности, управляемости, устойчивости, плавности хода, проходимости;
- *потребительские* – малая стоимость автомобиля и его эксплуатации, безотказность и ремонтпригодность, безопасность, комфортабельность, легкость управления;
- *требования безопасности* распространяются на активную, пассивную, послеаварийную и экологическую безопасность автомобиля.

Все перечисленные требования не всегда выполняются в полной мере, часто входят в противоречие друг с другом, прежде всего с требованием невысокой стоимости, что приводит к принятию компромиссных решений, обеспечивающих оптимальное сочетание требований на момент проектирования и создания автомобиля.

1.2. Стадии и этапы проектирования автомобиля

Процесс разработки автомобиля можно разделить на следующие этапы:

- *предпроектный* – проведение маркетинговых исследований запросов потребителей и экономической целесообразности разработки проекта;
- *разработка технических требований (ТТ)* – перевод запросов потребителей и других требований на язык технических требований к автомобилю, материалам, технологии, организации ремонта и технического обслуживания, рисайклингу;
- *эскизный проект* – выявление принципиальной возможности выполнения ТТ, выработка принципиальных решений по компоновке автомобиля в целом, компоновочным схемам основных узлов и агрегатов, определение внешнего вида автомобиля и интерьера (дизайн-проект);

- *разработка технического задания (ТЗ)* – установление четких и взаимосвязанных целей проектно-конструкторских работ для каждого участника процесса разработки на основании выданного ТЗ и выполненной общей компоновки автомобиля;
- *разработка технического проекта (ТП)* – разработка полной математической модели (виртуальное трехмерное графическое изображение, выполненное с помощью 3D-программ) и соответствующего комплекта конструкторской документации (КД), а также изготовление реальных прототипов;
- *проверка проекта и доводка конструкции* – выполнение расчетной оптимизации виртуальных прототипов и доводочных испытаний реальных прототипов для приведения конструкции автомобиля в соответствие с требованиями ТЗ;
- *этап утверждения проекта* – по результатам приемочных испытаний документируется полное соответствие автомобиля требованиям ТЗ, что является основанием для серийного производства готовой продукции;
- *начало серийного производства и его сопровождение* – производство готовой продукции, организация контрольных испытаний на соответствие омологационным образцам, проведение предпродажной подготовки, техническое обслуживание и ремонт автомобилей в гарантийный и послегарантийный период эксплуатации;
- *прекращение проекта и утилизация* – мероприятия, связанные с утилизацией автомобилей, принятие решений о прекращении производства автомобилей или о переносе производства на другое предприятие.

Все эти этапы группируются в четыре основные фазы:

1) *концептирование* – поиск образа и технического описания автомобиля, удовлетворяющих требования потенциальных потребителей; подбор автомобиля-аналога; составление проекта технических требований; создание предварительных эскизных компоновок – схем вместимости и шасси; предварительная проработка дизайна экстерьера и интерьера (включает предпроектный этап, этап ТТ и часть этапа эскизного проекта);

2) *проектирование* – уточнение эскизных компоновок, выполнение общей компоновки, создание рабочих макетов узлов, агрега-

тов и автомобиля в целом, выполнение расчетных работ, составление ТЗ (включает часть этапа эскизного проекта и этап ТЗ);

3) *конструирование* – разработка полного комплекта КД и математической модели автомобиля, изготовление и доводочные испытания прототипов узлов, агрегатов, систем и полнокомплектного автомобиля, внесение изменений в КД и математическую модель автомобиля по результатам испытаний (включает этап ТП, этап проверки проекта и доводки конструкции, этап утверждения проекта);

4) *реализация* – производство автомобилей на конвейере, продвижение готовой продукции на автомобильном рынке, предпродажная подготовка и гарантийное обслуживание, утилизация отслуживших срок эксплуатации автомобилей, снятие автомобилей с производства (включает этап начала серийного производства и его сопровождения, этап прекращения проекта и утилизации).

Схема процесса разработки легкового автомобиля приведена на рис. 1.2.



Рис. 1.2. Схема процесса разработки легкового автомобиля

1.3. Нагрузочные и расчетные режимы при расчете трансмиссии на статическую прочность

Из всего многообразия нагрузок, действующих на детали трансмиссии, выбирают некоторые расчетные, которые в наибольшей степени характеризуют их статическую прочность. Обычно рассматриваются три расчетных режима.

• **Первый расчетный режим** – по максимальному крутящему моменту двигателя, когда расчетный момент определяется по формуле

$$M_p = M_{emax} u', \quad (1.1)$$

где M_{emax} – максимальный момент двигателя; u' – суммарное передаточное число трансмиссии до рассчитываемой детали.

Этот расчет дает условные величины напряжений в деталях, поскольку не учитывает возможность возникновения пиковых нагрузок. Этот режим обычно используют в сравнительных поверочных расчетах. Коэффициент запаса прочности в этих расчетах принимается $n_{zn} = 2...3$.

• **Второй расчетный режим** – по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой.

При расчетах полноприводных автомобилей и автомобилей с повышенной удельной мощностью двигателя, имеющих высокие значения крутящих моментов на коленчатом валу, расчет ведется от ведущих колес.

Так, расчетный момент на полуоси определяется по формуле

$$M_{pn} = 0,5 R_{zi} \varphi_{max} r_d, \quad (1.2)$$

где R_{zi} – нормальные реакции на ведущих колесах соответствующего моста; φ_{max} – коэффициент сцепления шин с дорогой, $\varphi_{max} = 0,8$; r_d – динамический радиус колеса.

Расчетный момент для деталей трансмиссии может быть определен по формуле

$$M_p = (0,5 R_{zi} \varphi_{max} r_d) 1/u'', \quad (1.3)$$

где u'' – суммарное передаточное число трансмиссии от рассчитываемой детали до ведущих колес автомобиля.

Коэффициент запаса прочности в этих расчетах принимается $n_{zn} = 2...3$.

• **Третий расчетный режим** – по максимальным динамическим нагрузкам, наблюдающимся на переходных режимах работы автомобиля. Такие нагрузки могут возникать при резких троганиях автомобиля с места, при экстренных торможениях без выключения сцепления и передачи, при торможении стояночным тормозом и т. п.

Расчетный момент для деталей трансмиссии может быть определен по формуле

$$M_p = k_d M_{emax} u', \quad (1.4)$$

где k_d – коэффициент динамичности (принимается равным: для легковых автомобилей – 1,2...2,0; грузовых автомобилей – 2,0...2,5; для автомобилей повышенной проходимости – 2,5...3,0).

Коэффициент запаса при расчетах по этому режиму принимается равным 1,25...1,5.

1.4. Нагрузочные и расчетные режимы при расчете годовой части на статическую прочность

Напряжения в деталях ходовой части рассчитываются для различных случаев нагружения:

- прямолинейное движение при максимальной силе тяги и максимальной тормозной силе без учета боковой силы; схема для расчета приведена на рис. 1.3; расчет ведется по нормальной реакции R_z , касательной реакции $R_{xmax} = R_z \rho_{xmax}$ при боковой реакции $R_y = 0$;
- при заносе автомобиля без учета продольных сил; схема расчета приведена на рис. 1.4; расчет ведется по нормальной реакции R_z , боковой реакции $R_{ymax} = R_z \rho_{ymax}$ и касательной реакции $R_x = 0$;
- при динамическом нагружении изгибающим моментом в вертикальной плоскости без учета продольных и поперечных сил; при расчетах по этому режиму может быть принята схема, приведенная на рис. 1.3, только без учета момента $M_{кр}$ и силы P_T ; расчет ведется по нормальной реакции, определяемой с учетом коэффициента динамичности: $R_z = F_K \cdot k_d$.

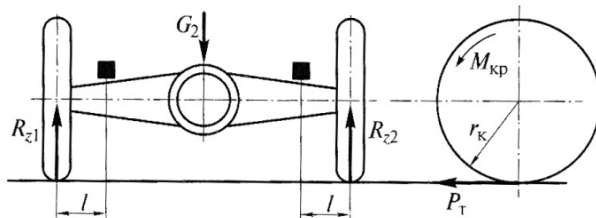


Рис. 1.3. Схема для расчета балки моста при прямолинейном движении автомобиля

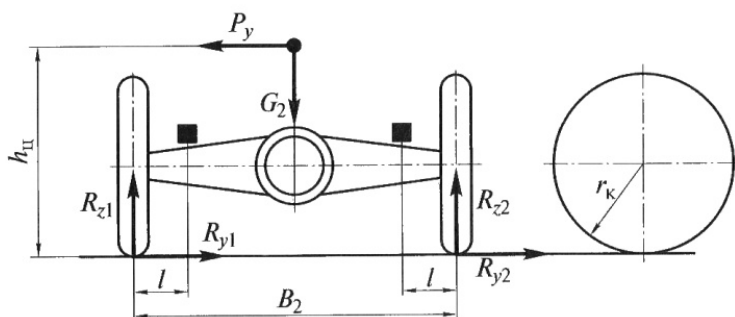


Рис. 1.4. Схема для расчета балки моста при заносе автомобиля

Вопросы для самоконтроля

1. Какие этапы прошла российская автомобильная промышленность?
2. Из каких этапов складывается проектирование автомобиля?
3. Какими факторами определяется надежность автомобиля?
4. От каких факторов зависит долговечность автомобиля?
5. Какими расчетными методами определяются максимальные моменты в трансмиссии?
6. Какими расчетными методами определяется статическая прочность деталей ходовой части?
7. Что такое средние нагрузочные режимы и как определяется средний расчетный момент?
8. Какими свойствами обладает автомобиль?
9. Каково назначение стендовых и ходовых испытаний?

2. ТРАНСМИССИЯ. СЦЕПЛЕНИЕ

2.1. Схемы трансмиссий

Автомобили проектируются и производятся с различными схемами трансмиссий (рис. 2.1, 2.2). Так, легковые автомобили производятся с классической компоновкой (двигатель спереди, задние ведущие колеса), переднеприводные (двигатель спереди и ведущие передние колеса), заднемоторные и заднеприводные, полноприводные.

В трансмиссию входят: сцепление, коробка передач, раздаточная коробка (у полноприводных автомобилей), карданная передача, главная передача, дифференциал (межосевой и межколесный), привод на ведущие колеса.

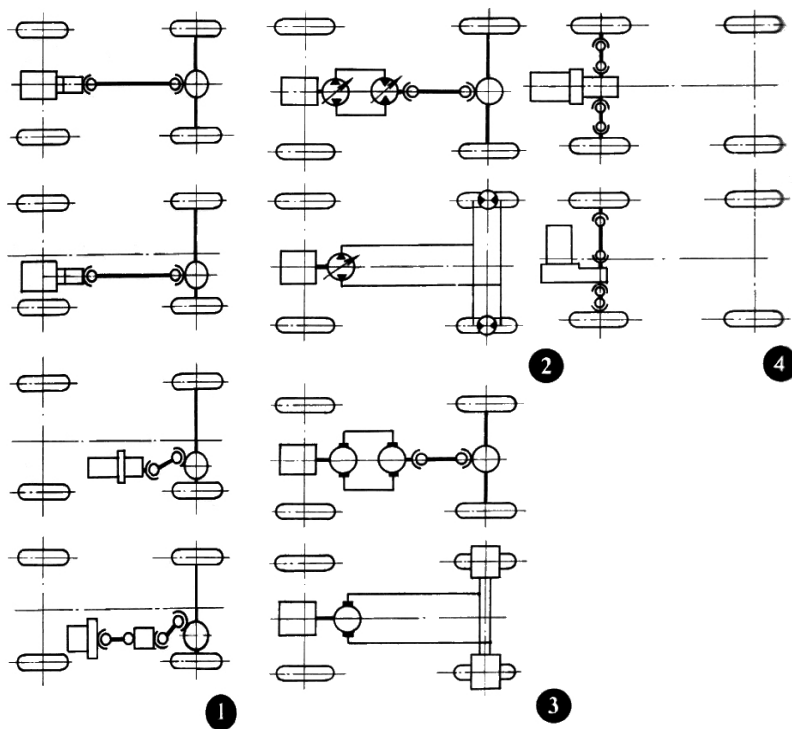


Рис. 2.1. Схемы трансмиссий автомобилей с задними ведущими колесами (1), с гидрообъемной (2) и электромеханической (3) трансмиссией и переднеприводных автомобилей (4)

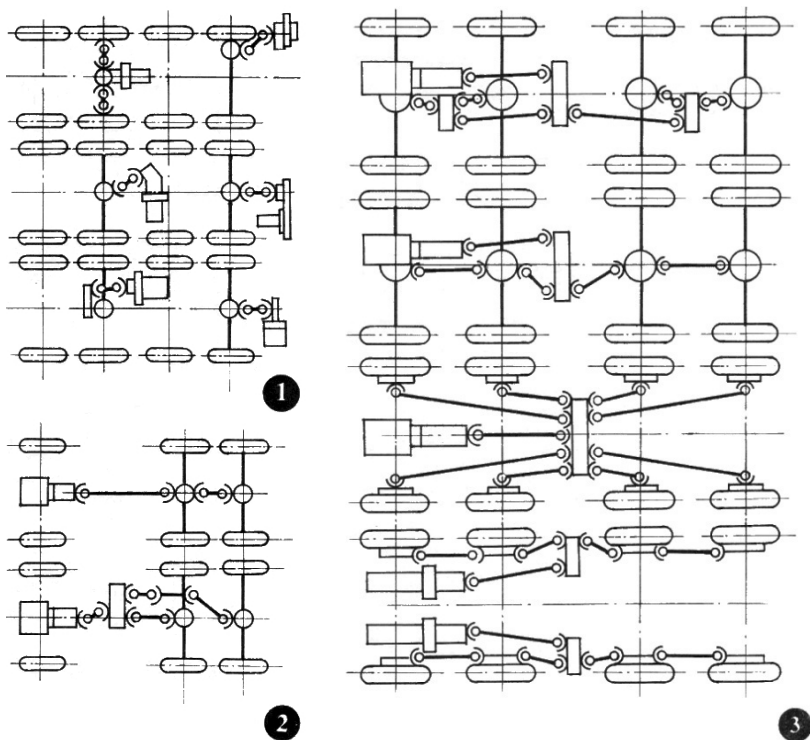


Рис. 2.2. Схемы трансмиссий автобусов (1), неполноприводных автомобилей с двумя ведущими мостами (2) и многоприводных автомобилей (3)

2.2. Сцепление. Назначение сцепления и требования, предъявляемые к нему

Сцепление предназначено для кратковременного разъединения работающего двигателя и трансмиссии и последующего их плавного соединения. Необходимость во временном разъединении возникает при переключении передач, торможении автомобиля и его остановке. Плавное соединение требуется после включения соответствующей передачи и при трогании автомобиля с места.

В процессе движения автомобиля во включенном состоянии сцепление передает крутящий момент от двигателя к коробке пере-

дач. При этом передача может осуществляться силами трения, силами электромагнитного притяжения и гидродинамическими силами.

Поскольку при движении автомобиля в случае резкого торможения или резкого включения сцепления возникают пиковые динамические нагрузки, сцепление выполняет еще и предохранительные функции.

К сцеплению предъявляются следующие **требования**:

- надежная и плавная передача крутящего момента от двигателя к коробке передач;
- плавность и полнота включения;
- чистота включения;
- минимальный момент инерции ведомых дисков;
- хороший отвод тепла от поверхностей трения;
- предохранение трансмиссии от динамических нагрузок;
- поддержание нажимного усилия в заданных пределах в эксплуатации;
- легкость и удобство управления;
- хорошая уравновешенность.

При проектировании сцепления в конструкцию должны быть заложены такие решения, которые выполняют если не все перечисленные требования, то хотя бы главные из них.

2.3. Типы сцеплений

Типы сцеплений, применяемых в автомобилях, приведены на рис. 2.3.

Все сцепления, исключая центробежное, постоянно замкнутые. Их выключение требует воздействия водителя через привод на нажимное устройство. Наибольшее распространение в трансмиссиях автомобилей получили фрикционные сцепления в силу своей простоты конструкции и относительно невысокой стоимости. Гидравлические сцепления, или гидромуфты, в чистом виде в настоящее время практически не применяются. Применяются гидротрансформаторы, которые при достижении коэффициента трансформации $K_T = 1,0$ переходят в режим гидромуфты. Однодисковые фрикционные сцепления применяются на легковых автомобилях,

в автобусах и грузовых автомобилях малой и средней вместимости и грузоподъемности.

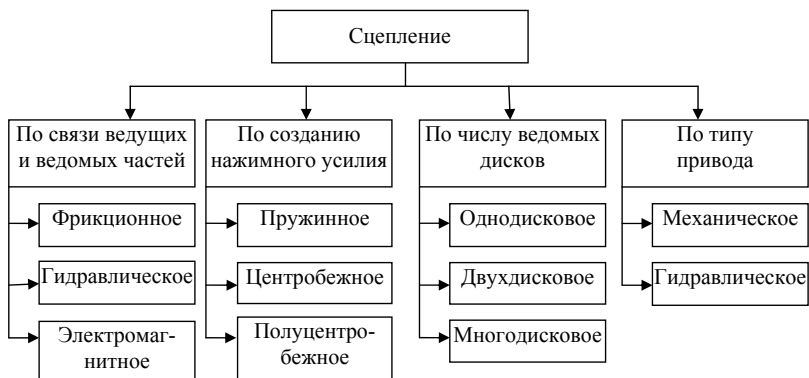


Рис. 2.3. Типы и классификация автомобильных сцеплений

Электромагнитные сцепления применяются редко и, как правило, на автомобилях для инвалидов, поскольку для управления ими не требуется педаль.

В качестве нажимного устройства используются спиральные (цилиндрические и конические) и диафрагменные пружины. При этом цилиндрические пружины могут быть: одна мощная центральная или несколько периферийных, расположенных по окружности. Диафрагменные пружины нажимного устройства получают все большее применение в силу преимуществ упругой характеристики (рис. 2.4, 2.5).

На последующих рисунках приведены схемы и конструктивные решения сцеплений различного типа.

Одnodисковое фрикционное сцепление с периферийно расположенными пружинами приведено на рис. 2.6. Такое сцепление применяется на легковых автомобилях ГАЗ. Особенностью этого сцепления являются наличие двойных нажимных пружин, меньшие из которых расположены внутри больших.

Одnodисковое фрикционное сцепление с диафрагменной пружиной показано на рис. 2.7. Данная конструкция применялась на автомобилях «Москвич». Аналогичные конструкции широко применяются на легковых автомобилях.

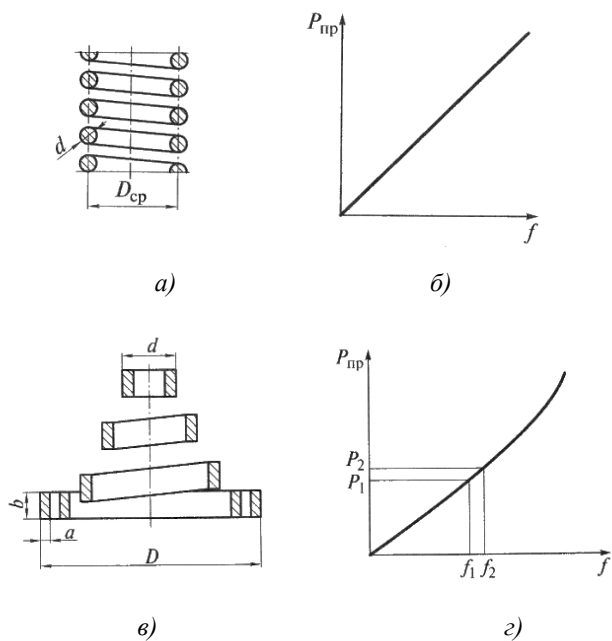


Рис. 2.4. Спиральные цилиндрическая (а) и коническая (в) нажимные пружины и их характеристики (б, з)

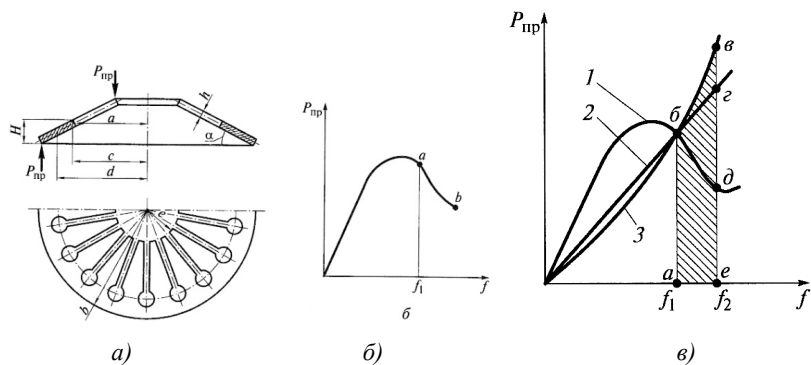


Рис. 2.5. Диафрагменная нажимная пружина (а), ее характеристика (б) и (в) сравнение упругих характеристик диафрагменной пружины (1), центральной цилиндрической (2) и центральной конической (3)

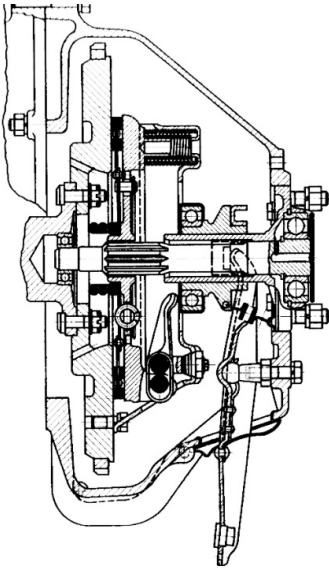


Рис. 2.6. Сцепление легкового автомобиля ГАЗ

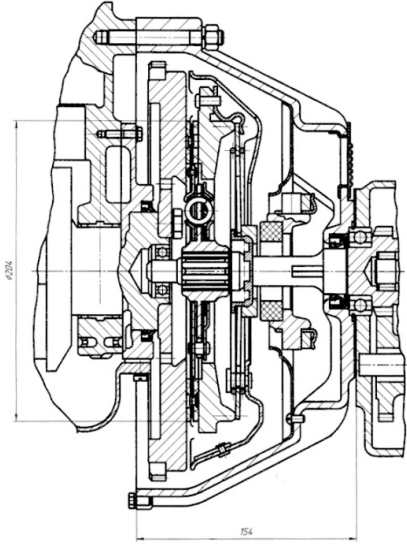


Рис. 2.7. Сцепление легкового автомобиля «Москвич-412»

На рис. 2.8 приведена конструкция полуцентробежного фрикционного сцепления, у которого пружины создают при данной толщине накладок ведомого диска постоянную силу прижатия, а за счет центробежной силы грузиков создается дополнительная сила прижатия, значение которой зависит от оборотов кожуха сцепления.

На рис. 2.9 приведены схема (а) и конструкция (б) центробежного сцепления. Управление таким сцеплением не требует педали и поэтому оно в основном применяется на автомобилях для инвалидов без ног.

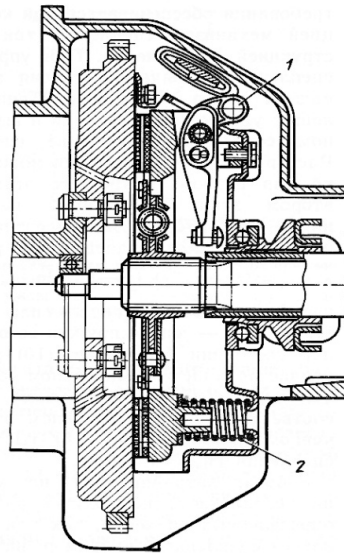


Рис. 2.8. Полуцентробежное сцепление: 1 – центробежный грузик; 2 – нажимная пружина

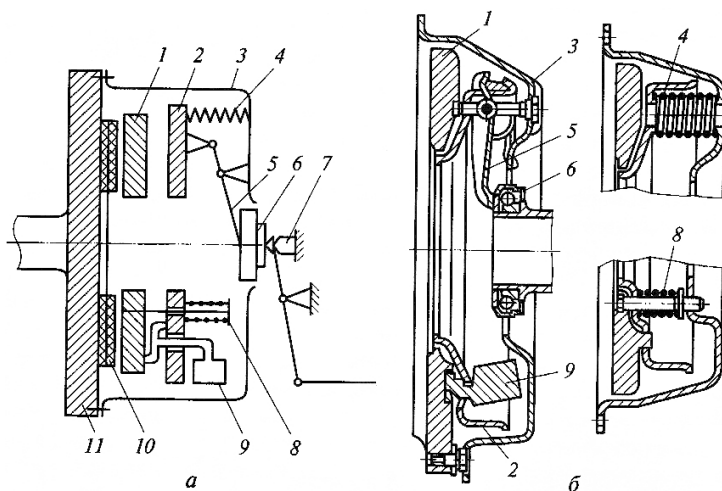


Рис. 2.9. Схема (а) и конструкция (б) центробежного сцепления:
 1 – нажимной диск; 2 – внутренний кожух; 3 – внешний кожух;
 4 – нажимная пружина; 5 – рычаг выключения; 6 – выжимной
 подшипник; 7 – упор; 8 – корректирующая пружина;
 9 – центробежный грузик

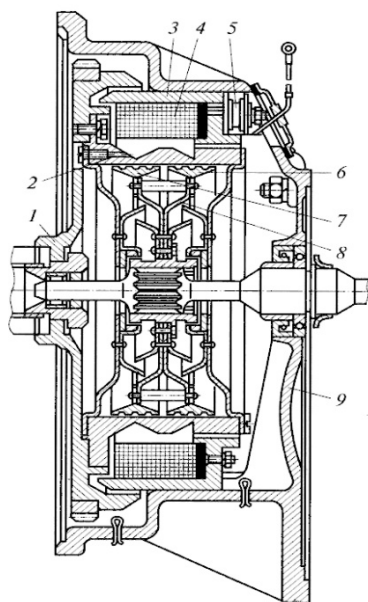


Рис. 2.10. Схема электромагнитного порошкового сцепления

Схема электромагнитного порошкового сцепления приведена на рис. 2.10. Такие сцепления также не требуют педального управления.

На всех предыдущих рисунках приведены схемы однодисковых сцеплений. На большегрузных автомобилях, у которых используются двигатели высокой мощности, применяют двухдисковые сцепления (рис. 2.11).

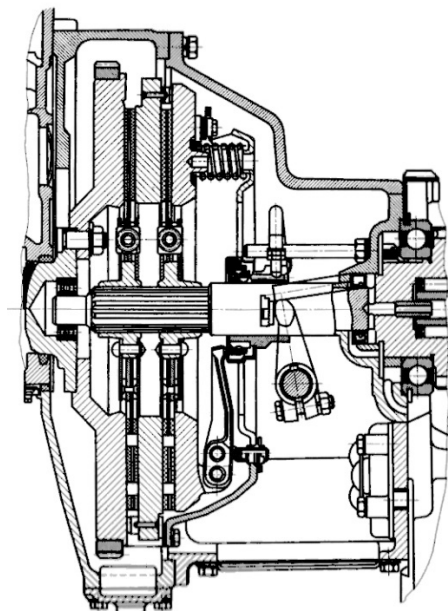


Рис. 2.11. Двухдисковое сцепление автомобиля «Урал-375»

2.4. Расчет сцепления

2.4.1. Определение расчетного момента сцепления

Сцепление автомобиля должно обеспечивать надежную передачу крутящего момента двигателя к трансмиссии, в том числе при полном износе фрикционных накладок ведомого диска. Максимальное значение передаваемого сцеплением момента определяется по формуле

$$M_{сц} = M_{етmax} \beta, \quad (2.1)$$

где M_{max} – максимальный крутящий момент двигателя; β – коэффициент запаса сцепления; принимается для легковых автомобилей 1,2...1,75; для грузовых автомобилей 1,5...2,2; для автомобилей повышенной и высокой проходимости 1,8...3,0.

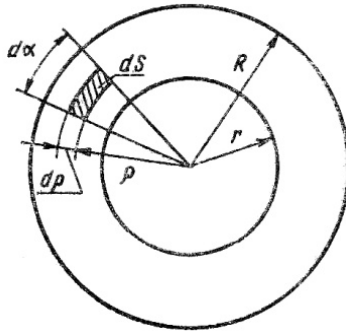


Рис. 2.12. Расчетная схема накладки ведомого диска

Момент, передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения ведомого диска с маховиком и нажимным диском. На фрикционном кольце (рис. 2.12) выделим элементарную площадку dS и найдем элементарную силу трения:

$$dT = \rho_0 \cdot \mu \cdot dS = \rho_0 \cdot \mu \rho d\rho d\alpha$$

и элементарный момент:

$$dM = \rho_0 \cdot \mu \rho^2 d\rho d\alpha, \tag{2.2}$$

где $\rho_0 = \frac{P_{\text{ПП}}}{\pi(R^2 - r^2)}$ – давление на поверхности накладки; μ – коэффициент трения; ρ – радиус до элементарной площадки; α – центральный угол элементарной площадки; R – наружный радиус фрикционного кольца; r – внутренний радиус фрикционного кольца.

Наружный D и внутренний d диаметры фрикционных накладок, исходя из которых определяется R_{cp} , задаются ГОСТ 12238-76. В табл. 2.1 приведены примеры фрикционных колец одно- и двухдисковых сцеплений. Наружный диаметр фрикционного кольца должен соответствовать диаметру маховика с учетом того, что к маховику крепится кожух сцепления.

Размеры фрикционных накладок сцепления

Модель автомобиля	D , мм	d , мм
Однодисковые сцепления		
ВАЗ-1111	160	110
ВАЗ-2108	190	130
АЗЛК-2140	203	145
ГАЗ-3102	225	150
ГАЗ-53А	300	164
«Магirus-290»	420	186
«Татра-13881»	350	195
Двухдисковые сцепления		
КАМАЗ-5320	350	200
МАЗ-5335	400	220

При двойном интегрировании выражения (2.2) по радиусу и по углу накладки получим выражение

$$M_C = \rho_0 \mu \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi \rho_0 \mu (R^3 - r^3) / 3. \quad (2.3)$$

Подставив в данное выражение значение $\rho_0 = \frac{P_{ПП}}{\pi(R^2 - r^2)}$, получим момент трения, передаваемый сцеплением:

$$M_c = P_{np} \mu i R_{cp}, \quad (2.4)$$

где $R_{cp} = \frac{2(R^2 - r^2)}{3(R^2 - r^2)}$ – средний радиус трения; i – число поверхностей трения: 2 – для однодискового сцепления и 4 – для двухдискового сцепления.

2.4.2. Определение суммарного усилия нажимных пружин и расчет пружин

Приравняв выражения (2.1) и (2.4), находим усилие, создаваемое нажимными пружинами (или пружиной) для обеспечения заданной надежности сцепления:

$$P_{np} = \frac{M_{e \max} \beta}{\mu i R_{cp}}. \quad (2.5)$$

Число *цилиндрических нажимных пружин* при их периферийном расположении кратно числу рычагов выключения. При этом усилие одной пружины должно соответствовать условию:

$P'_{np} = \frac{P_{np}}{Z_{np}} \leq 800$ Н. Это усилие зависит от деформации f_{np} и размеров пружины:

$$P'_{np} = \frac{f_{np} d_{np}^4}{8 n_{pe} D_b^3} G, \quad (2.6)$$

где d_{np} – диаметр проволоки; D_b – средний диаметр витка пружины; n_{pe} – количество рабочих витков; полное число витков $n_{no} = n_{pe} + (1, 2 \dots 2)$; $G = 8 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости второго рода.

Эксплуатационные качества пружины зависят от ее жесткости, которая определяется по формуле

$$C_{np} = \frac{P_{np}}{f_{np}} = \frac{G d_{np}^4}{8 n_{pe} D_b^3}. \quad (2.7)$$

Напряжение кручения в витках цилиндрической пружины определяется по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{8 P'_{np} D_b}{\pi d_{np}^3}, \quad (2.8)$$

и оно не должно превышать допускаемые значения $[\tau_{кр}] = 700 \dots 900$ МПа.

Одна центральная нажимная пружина рассчитывается по этим же формулам при условии $P'_{np} = P_{np}$.

Коническая пружина, применяемая обычно как центральная, имеет минимальную высоту в том случае, если навивка спирали при полном сжатии позволяет виткам совместиться в одной плоскости.

Усилие, создаваемое конической пружиной с прямоугольным сечением, определяется по формуле

$$P'_{np} = \frac{4 G b^4 f_{np}}{\delta_{np} n_{pv} (D_{II} + d_{II})(D_{II}^2 + d_{II}^2)}. \quad (2.9)$$

Жесткость конической пружины равна

$$C_{np} = \frac{P'_{np}}{f_{np}} = \frac{4 G b^4}{\delta n_{pv} (D_{II} + d_{II})(D_{II}^2 + d_{II}^2)}. \quad (2.10)$$

Напряжение, возникающее в витках при сжатии, определяется по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{P'_{пр} D_{п}}{2\gamma ab^2}. \quad (2.11)$$

В формулах применены следующие обозначения: a и b – стороны сечения проволоки; γ и δ – коэффициенты, зависящие от отношения $\frac{a}{b}$ (табл. 2.2); $D_{п}$ и $d_{п}$ – соответственно наружный и внутренний диаметры пружины.

Таблица 2.2

Коэффициенты для расчета спиральной пружины

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

Расчетная схема для определения параметров диафрагменной пружины приведена на рис. 2.13.

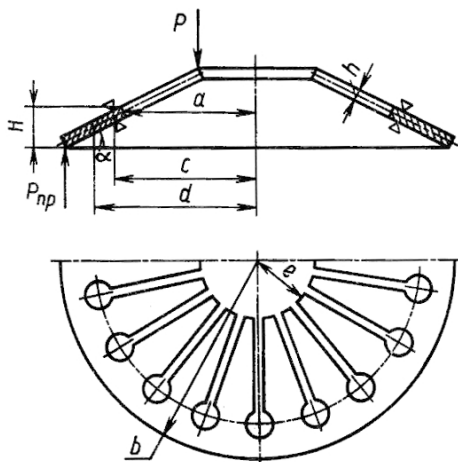


Рис. 2.13. Расчетная схема диафрагменной пружины

Диафрагменная пружина создает нажимное усилие участком между опорными кольцами, закрепленными на кожухе, и наружным краем пружины, упирающимся в нажимной диск (рис. 2.7). Лепестки диафрагменной пружины выполняют функцию рычагов

выключения, а их упругость способствует плавности включения сцепления. В сцеплениях автомобилей ВАЗ и АЗЛК их 18.

Толщина ленты, из которой штампуются диафрагменные пружины, находится в пределах 2,0...2,5 мм для легковых и 3,0...5,0 мм для грузовых автомобилей.

Нажимное усилие диафрагменной пружины определяется по формуле

$$P_{\text{пр}} = \frac{\pi E' h f_{\text{пр}}}{6(b-c)^2} \ln \frac{b}{a} \times \left[\left(H - f_{\text{пр}} \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - \frac{f_{\text{пр}}}{2} \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right], \quad (2.12)$$

где $E' = \frac{E}{(1-\mu^2)}$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости 1-го рода; $\mu = 0,25$ – коэффициент Пуассона; H – высота пружины; h – толщина пружины; a, b, c – размеры пружины (рис. 2.13).

С помощью этого выражения может быть построена зависимость $P_{\text{пр}} = f(f_{\text{пр}})$.

Усилие выключения сцепления может быть определено из равенства:

$$P_{\text{вык}} = (c - e) = P_{\text{пр}} (b - c); \quad P_{\text{вык}} = P_{\text{пр}} = \frac{(b - c)}{(c - e)}, \quad (2.13)$$

где e – размер пружины (рис. 2.13).

Ход выжимного подшипника определяется суммой перемещений сечения пружины (пружина в осевом направлении принимается недеформируемой) и лепестков при их деформации:

$$f_{\text{пр}} = f_1 + f_2 \text{ при значениях: } f_1 = (c - e)\Delta\alpha; \quad f_2 = \frac{P_{\text{пр}}}{C_{\text{л}}},$$

где $\Delta\alpha$ – угловое перемещение лепестков; $c_{\text{л}}$ – жесткость лепестков; α – угол подъема пружины в свободном состоянии; $\alpha = 10^\circ \dots 12^\circ$.

Наибольшие напряжения возникают на малом торце при повороте пружины на угол α , т. е. когда пружина приобретает плоскую форму, поскольку суммируются напряжения растяжения $\sigma_{\text{р}}$ и изгиба $\sigma_{\text{из}}$ лепестков: $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{из}}$;

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{E}{1-\mu^2} \frac{(d-a)\alpha^2 - h\alpha}{2\alpha}; \quad (2.14)$$

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P_{\text{вык}}(a-e)}{n_{\text{л}}W_{\text{и}}}, \quad (2.15)$$

где n_d – количество лепестков; $W_{и}$ – момент сопротивления изгибу сечения лепестка.

Пружины диафрагменного типа изготавливают из высокоуглеродистых сталей марок 65Г, 85Г, 60С2 и других. Расчетное допускаемое напряжение кручения принимается в пределах: $[\tau] = 700 \dots 800$ МПа.

2.4.3. Расчет элементов сцепления

Фрикционные накладки ведомого диска должны иметь высокий коэффициент трения, чтобы обеспечить при относительно небольших размерах сцепления гарантированную передачу крутящего момента двигателя. Расчетное значение коэффициента трения при проектировании сцепления принимается $\mu = 0,30$. Фрикционные накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость вращения в два раза большую, чем максимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя. Температура накладок не должна превышать 200°C при длительной работе и 350°C при кратковременной.

В качестве материала фрикционных накладок применяются асбестосодержащие композиции с включением наполнителей из меди, латуни, бронзы, алюминия, цинка, свинца, графита и связующих смол, синтетического каучука и их комбинации. В последнее время широкое применение получили фрикционные накладки с минимальным содержанием асбеста или без него как более экологичные при производстве и в эксплуатации.

Расчет фрикционных накладок производится по удельному давлению на их поверхности:

$$P_{уд} = \frac{4P_{пр}}{\pi(D^2 - d^2)}. \quad (2.15.1)$$

Значение удельного давления не должно превышать $0,15 \dots 0,25$ МПа; при этом меньшие значения принимаются для сцеплений грузовых автомобилей, а большие – для сцеплений легковых автомобилей.

Размеры *нажимного и ведущего дисков* определяются размерами фрикционной накладки сцепления. Поскольку при трогании автомобиля с места эти диски нагреваются, то лучшего поглощения и рассеяния тепла, возникшего при буксовании сцепления, их де-

лают массивными и жесткими, что предотвращает их коробление. Для восприятия дисками крутящего момента от маховика и кожуха сцепления предусматривается их соединение, конструктивные варианты которых приведены на рис. 2.14.

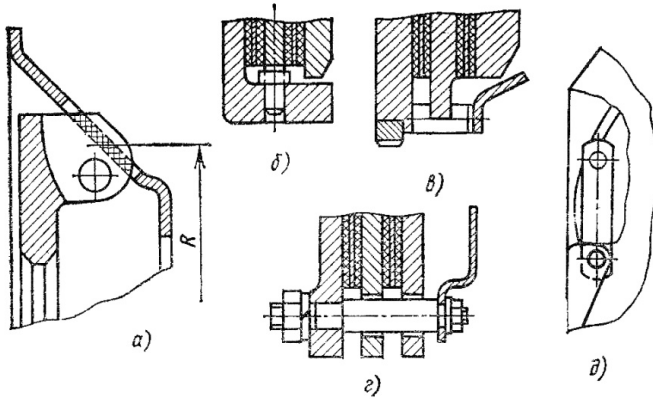


Рис. 2.14. Типы соединений ведущих дисков с маховиком и кожухом: а) выступы нажимного диска; б) пальцы, запрессованные в маховик; в) зубья; г) пальцы, ввернутые в маховик; д) упругие пластины

Наибольшее распространение получили упругие пластины (д), которые не препятствуют перемещению диска в осевом направлении и надежно передают крутящий момент, работая на изгиб и растяжение. Напряжение растяжения, которые испытывают такие пластины, определяется по формуле

$$\sigma_p = \frac{\gamma M_{e \max}}{RzS_p}, \quad (2.16)$$

где γ – коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента двигателя между дисками; $\gamma = 0,5$ – для нажимного диска одnodискового сцепления и среднего ведущего диска двухдискового сцепления; $\gamma = 0,25$ – для нажимного диска двухдискового сцепления; R – средний радиус крепления пластин к кожуху сцепления; z – число упругих пластин; S_p – площадь сечения пластины.

Напряжение смятия элементов соединения по вариантам (а, б, в, г) определяется по формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{\gamma M_{e \max}}{RzS_{\text{см}}}, \quad (2.17)$$

где $S_{\text{см}}$ – площадь контакта связующих элементов.

Допускаемое напряжение на смятие 10...15 МПа

При изготовлении литьем нажимного и ведущего дисков применяют серый чугун марки СЧ-21; рабочие поверхности подвергаются шлифовке.

Ведомые диски делают из высокоуглеродистых сталей марок 60Г и 65Г, в однодисковых сцеплениях их делают упругими, чтобы улучшить плавность включения.

У ведомого диска рассчитывают шлицы ступицы на смятие и срез:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{8M_{e \max}}{(d_{\text{н}}^2 - d_{\text{в}}^2)z l_{\text{ш}}}; \quad (2.18)$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4M_{e \max}}{(d_{\text{н}} - d_{\text{в}})z l_{\text{ш}} b_{\text{ш}}}, \quad (2.19)$$

где $d_{\text{н}}$ и $d_{\text{в}}$ – наружный и внутренний диаметры шлицов; z – количество шлицов; $l_{\text{ш}}$ и $b_{\text{ш}}$ – длина и ширина шлицов.

В качестве материала ступиц ведомого диска используются стали марок 35 и 40Х. Допускаемые напряжения смятия шлицов $[\sigma_{\text{см}}] = 15...30$ МПа; допускаемые напряжения среза шлицов $[\tau_{\text{ср}}] = 5...15$ МПа.

Рычаги выключения сцепления соединяются с нажимным диском и кожухом сцепления шарнирно, обеспечивая согласование траекторий перемещения точек рычагов. Конструктивные схемы рычагов выключения приведены на рис. 2.15. На рис. 2.15,а представлена конструкция рычагов выключения, где несоответствие кинематики внешнего и внутреннего концов рычага компенсируется за счет перекатывания ролика 1 по лыске оси рычага 2. Конструкция, представленная рис. 2.15,б, имеет подвижную среднюю опору, что не только компенсирует несоответствие кинематики, но обеспечивает это при минимальном трении. В конструкции, представленной рис. 2.15,в, рычаг выключения установлен свободно на оттяжном пальце 4. На рис. 2.15,г приведена конструкция, в которой для уменьшения трения применена упорная пластина 3, которая позволяет пальцу 5 перемещаться по отверстию цапфы 6.

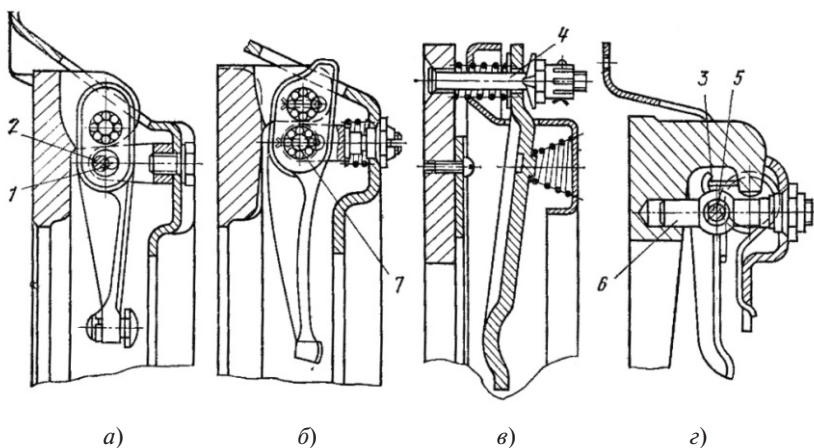


Рис. 2.15. Конструктивные схемы рычагов выключения сцепления

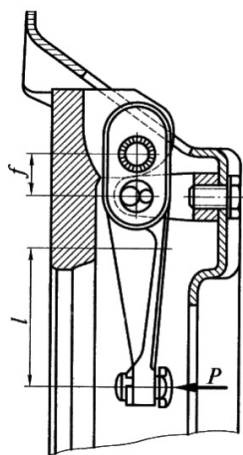


Рис. 2.16. Расчетная схема рычага выключения сцепления

При выключении сцепления (рис. 2.16) на рычаги от силы P действует изгибающий момент, вызывающий напряжение изгиба:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{P_{\text{пр.в}} l}{UzW_{\text{из}}}, \quad (2.20)$$

где $P_{\text{пр.в}} = 1,2P_{\text{пр}}^{\Sigma}$ – суммарная сила от нажимных пружин при выключении сцепления; $U = \frac{l}{f}$ – передаточное число рычага; $W_{\text{из}}$ – момент сопротивления изгибу сечения рычага.

Рычаги выключения изготавливают из ковкого чугуна, малоуглеродистых или среднеуглеродистых сталей. Допускаемое напряжение изгиба 320...400 МПа.

При расчетах **гасителя крутильных колебаний** определяют напряжения в его пружинах, угловую жесткость и момент замыкания гасителя, момент трения в гасителе и крутящий момент, передаваемый гасителем.

Максимальное усилие сжатия одной пружины гасителя определяется по формуле

$$P_{\Gamma} = \frac{(1,2...1,3)M_{e\max}\beta_c}{rz}, \quad (2.21)$$

где r – средний радиус приложения усилия к пружине; z – число пружин в гасителе.

Напряжение кручения в пружине определяется зависимостью:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{8P_{\Gamma}D_{\text{cp}}k_{\text{кр}}}{\pi d^3}, \quad (2.22)$$

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

Допустимое напряжение кручения в пружине составляет 700...900 МПа.

Угловой жесткостью пружины является момент, необходимый для поворота ведомого диска относительно ступицы на один градус:

$$C_{\beta} = 17,4 R_{\text{cp.пр}} \cdot c \cdot z, \quad (2.23)$$

где c – жесткость пружины; z – число пружин; $R_{\text{cp.пр}}$ – средний радиус расположения пружин гасителя.

Момент замыкания гасителя выбирается таким, чтобы он не выключался из работы в различных дорожных условиях:

$$M_3 = (1,2...1,4) M_{e\max}. \quad (2.24)$$

Момент трения, создаваемый гасителем крутильных колебаний, равен:

$$M_{\text{тр}} = P_{\text{пр}} \cdot R_{\text{cp.н}} \cdot i \cdot \mu, \quad (2.25)$$

где $P_{\text{пр}}$ – усилие пружин для сжатия дисков сцепления; $R_{\text{ср.н}}$ – средний радиус фрикционных накладок сцепления; i – число фрикционных накладок; μ – коэффициент трения фрикционных накладок.

Момент трения в гасителе может быть проверен по выражению:

$$M_{\text{тр}} = (0,1 \dots 0,15) M_{e \text{ max}}. \quad (2.26)$$

Крутящий момент, передаваемый гасителем крутильных колебаний, равен сумме:

$$M_{\Gamma} = M_{\text{тр}} + M_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} \cdot R_{\text{ср.н}} \cdot i \cdot \mu + P_{\text{пр}} \cdot R_{\text{ср.п}} \cdot z, \quad (2.27)$$

где $M_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} \cdot R_{\text{ср.п}} \cdot z$ – момент от усилия пружин гасителя.

2.4.4. Работа буксования и нагрев сцепления

Включение сцепления всегда сопровождается буксованием и наибольшая работа буксования происходит при трогании автомобиля с места. Автомобиль с места тронется только тогда, когда момент двигателя M_e станет равным моменту сопротивления движению M_{Ψ} , приведенному к ведущему валу коробки передач.

Наибольшее значение работы буксования можно определить по формуле

$$L_{\sigma} = \frac{M_e I_a \omega_e^2 b_d}{\frac{2}{3} M_e - M_{\Psi}}, \quad (2.28)$$

где I_a – момент инерции автомобиля, приведенный к первичному валу коробки передач;

$$I_a = \delta j \frac{G_a r_k^2}{q U_k^2 U_{\text{гп}}^2}; \quad (2.29)$$

$$M_{\Psi} = \frac{G_a \Psi r_k \eta_{\text{тр}}}{U_{\Gamma}}, \quad (2.30)$$

здесь M_{Ψ} – момент сопротивления движению; G_a – полный вес автомобиля; r_k – радиус качения колеса; U_{Γ} – передаточное число трансмиссии; U_k – передаточное число коробки; $U_{\text{гп}}$ – передаточное число главной передачи; $\Psi = 0,02$ – коэффициент сопротивления дороги; g – ускорение свободного падения; $\eta_{\text{тр}}$ – КПД трансмиссии; b_d – коэффициент, характеризующий тип двигателя; ω_e – угловая скорость вала двигателя; $b_d = 1,23$ при $\omega_e = 0,5 \omega_N$ – для бензиновых двигателей; $b_d = 0,72$ при $\omega_e = 0,75 \omega_N$ – для дизельных двигателей.

Работа буксования определяется на следующих передачах коробки: у легковых автомобилей и автобусов – на первой передаче; у грузовых автомобилей – на второй.

Износостойкость фрикционных накладок сцепления определяется удельной работой буксования:

$$L_{\gamma\delta} = \frac{L_{\delta}}{F_{\text{H}}^{\Sigma}}, \quad (2.31)$$

где F_{H}^{Σ} – суммарная площадь фрикционных накладок сцепления.

При трогании полностью груженого автомобиля в указанных выше дорожных условиях удельная работа буксования 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.

Повышенный нагрев деталей сцепления, прежде всего ведущих дисков, может привести к снижению коэффициента трения фрикционных накладок, уменьшению жесткости пружин. Температура нагрева деталей сцепления определяется за одно включение при трогании автомобиля с места по формуле

$$t^0 = \frac{\gamma L_{\delta}}{427c \cdot m}, \quad (2.32)$$

где γ – доля тепла, идущая на нагрев рассчитываемой детали; $\gamma = 0,5$ – для нажимного диска однодискового сцепления и среднего диска двухдискового сцепления; $\gamma = 0,25$ – для нажимного диска двухдискового сцепления; c – теплоемкость материала детали; m – масса детали.

Считается вполне допустимым нагрев нажимного диска за одно включение 10...15° С.

Срок службы фрикционных накладок зависит не только от удельного давления на их поверхности, температуры нагрева, но и от количества включений сцепления. В городских условиях число включений сцепления составляет 300...600 для одиночных грузовых автомобилей и 400...700 для автопоездов на 100 км пробега.

2.4.5. Расчет привода сцепления

Основными требованиями, предъявляемыми к приводу сцепления, являются легкость и удобство управления, высокий КПД, следя-

шее действие, надежность и удобство в обслуживании. Приводы управления сцеплением подразделяются на механический (рис. 2.17,*а*) и гидравлический (рис. 2.17,*б*); для грузовых автомобилей большой грузоподъемности применяют приводы с усилителями.

Механический привод применяется в случаях, когда расстояние от педали управления до сцепления небольшое. Он прост в изготовлении и надежен в эксплуатации. Чем он протяженнее, тем меньше КПД и жесткость.

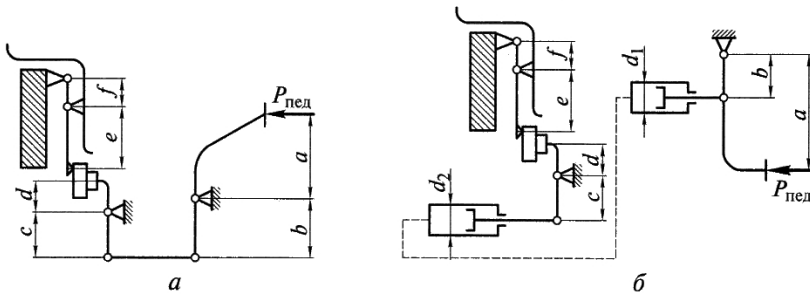


Рис. 2.17. Схемы привода сцепления:
а – механический; б – гидравлический

Гидропривод имеет высокий КПД, обладает большой жесткостью, что приводит к уменьшению хода педали. Такой привод хорошо приспособлен для дистанционного управления сцеплением.

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

Передаточное число механического привода (рис. 2.17,*а*) определяется отношением плеч рычагов:

$$U_{\text{пед}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f}, \quad (2.33)$$

где a, b, c, d, e, f – длины плеч рычагов управления; $\frac{a}{b} \frac{c}{d}$ – передаточное число педального привода; $\frac{e}{f}$ – передаточное число рычагов управления (лепестков диафрагменной пружины).

Передаточное число гидравлического привода (рис. 2.17,*б*) определяется отношением плеч рычагов:

$$U_{\text{пед}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_{\text{пц}}^2}{d_{\text{гц}}^2} \frac{e}{f}, \quad (2.34)$$

где $d_{\text{рц}}$ – диаметр рабочего цилиндра; $d_{\text{гц}}$ – диаметр главного цилиндра.

Полный ход педали определяется суммой свободного хода $S_{\text{сх}}$ и рабочего хода $S_{\text{рх}}$:

$$S_{\text{пед}} = S_{\text{сх}} + S_{\text{рх}}. \quad (2.35)$$

Для механического привода полный ход определяется зависимостью:

$$S_{\text{пед}} = \Delta S \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} + \delta_1 \frac{a}{b} \frac{c}{d}, \quad (2.36)$$

где ΔS – ход нажимного диска при выключении сцепления; $\Delta S = i \cdot \delta_2$; $\delta_1 = 2 \dots 4$ мм – зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником; i – число пар трения; $i = 2$ – однодисковое сцепление; $i = 4$ – двухдисковое сцепление; δ_2 – зазор между дисками при выключении сцепления; $\delta_2 = 0,75 \dots 1,0$ – однодисковое сцепление; $\delta_2 = 0,5 \dots 0,6$ – двухдисковое сцепление.

Для гидравлического привода полный ход определяется зависимостью:

$$S_{\text{пед}} = \Delta S \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_{\text{рц}}^2}{d_{\text{гц}}^2} \frac{e}{f} + \delta_1 \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{d_{\text{рц}}^2}{d_{\text{гц}}^2}. \quad (2.37)$$

Усилие на педали при выключении сцепления определится по формуле

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\text{пр.в}}}{U_{\text{пед}} \eta_{\text{пед}}}, \quad (2.38)$$

где $P_{\text{пр.в}}$ – усилие пружин сцепления при выключении; $\eta_{\text{пед}}$ – КПД привода; $\eta_{\text{пед}} = 0,7 \dots 0,8$ – для механического привода; $\eta_{\text{пед}} = 0,7 \dots 0,8$ – для гидравлического привода.

Передаточное число привода $U_{\text{пр}}$ для механического и гидравлического приводов должно быть в пределах $25 \dots 50$; полный ход педали сцепления $S_{\text{пед}} = 150 \dots 180$ мм. Усилие выключения сцепления при отсутствии в приводе усилителя не должно быть больше 150 Н для легковых автомобилей и 250 Н для грузовых автомобилей. При расчете деталей привода сцепления на прочность расчетное усилие на педали принимается 500 Н.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие виды трансмиссий применяются на автомобилях?
2. Назовите достоинства и недостатки механических ступенчатых трансмиссий.
3. Каковы достоинства и недостатки бесступенчатых трансмиссий?
4. Какие механизмы включает гидромеханическая трансмиссия?
5. Охарактеризуйте назначение сцепления и требования к нему.
6. Назовите типы сцеплений и типы фрикционных сцеплений.
7. Каков порядок расчета сцепления?
8. Как выбираются параметры сцепления?
9. Как определяется сила прижатия нажимного диска?
10. Как рассчитываются удельные показатели: давление на фрикционное кольцо, удельная работа и удельная мощность трения, температура нагрева нажимного диска?
11. Какие схемы привода сцепления применяются?
12. Как рассчитывается привод сцепления?

3. ТРАНСМИССИЯ. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ И РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

3.1. Коробка передач: назначение и типы коробок передач, требования к коробке передач

Коробка передач предназначена для изменения крутящего момента и угловой скорости, развиваемых двигателем, для получения на ведущих колесах автомобиля различных тяговых усилий. Кроме того, коробка передач обеспечивает длительное разъединение работающего двигателя и трансмиссии и движение автомобиля задним ходом. Необходимость такого преобразования вызвана относительно небольшим диапазоном изменения крутящего момента в ДВС и малой приспособляемостью этих двигателей к изменению внешней нагрузки. Коэффициент приспособляемости двигателя, представляющий собой отношение максимального крутящего момента (M_{emax}) к моменту при максимальной мощности (M_N), равен:

$$k_M = \frac{M_{\text{emax}}}{M_N} = 1,15 \dots 1,25. \quad (3.1)$$

Одним из важных оценочных параметров коробки передач является диапазон передаточных чисел, т. е. отношение передаточного числа низшей ступени ($U_{\text{кн}}$) к передаточному числу высшей передачи ($U_{\text{кв}}$):

$$D = \frac{U_{\text{кн}}}{U_{\text{кв}}}. \quad (3.2)$$

В легковых автомобилях и автобусах малой вместимости $D = 3 \dots 4$; у грузовых автомобилей и автобусов большой вместимости $D = 5 \dots 8$; автомобили-тягачи и автомобили высокой проходимости имеют $D = 9 \dots 13$.

К коробке передач предъявляются следующие требования:

- обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля при данной внешней скоростной характеристике двигателя;
- бесшумность при работе и при переключении передач;
- легкость и удобство управления;
- высокий КПД;
- возможность отбора мощности;

- все требования общего характера (надежность, долговечность, приспособленность к обслуживанию и ремонту и т. д.).

Классификация автомобильных коробок передач приведена на рис. 3.1.

На большинстве легковых и грузовых автомобилей применяются ступенчатые коробки передач различного типа (рис. 3.1). На легковых автомобилях наибольшее распространение получили пятиступенчатые коробки передач с повышающей пятой передачей с полной синхронизацией передач для движения вперед.

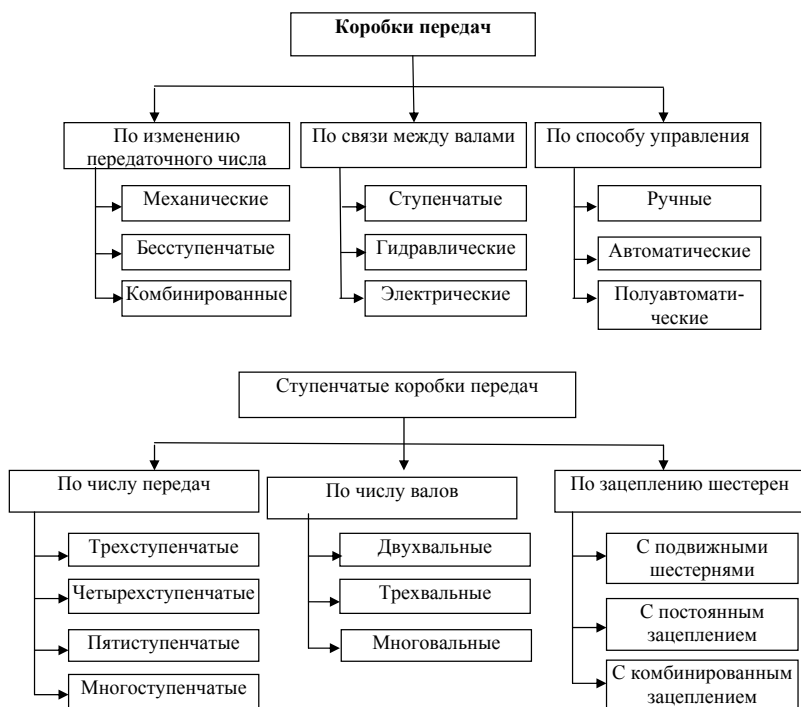


Рис. 3.1. Классификация ступенчатых коробок передач по различным признакам

Грузовые автомобили имеют от 5...6 до 10...12 ступеней; грузовые автомобили большой и особо большой грузоподъемности имеют многовальные коробки передач.

Двухвальные коробки передач, как правило, устанавливаются на переднеприводных легковых автомобилях; трехвальные коробки передач – на легковых автомобилях классической компоновки. Схема работы двухвальной коробки передач приведена на рис. 3.2; конструкция – на рис. 3.3.

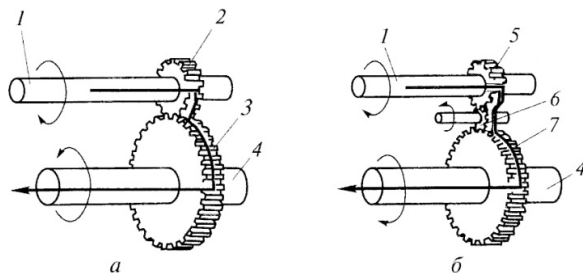


Рис. 3.2. Схема работы двухвальной коробки передач: а – передача для движения вперед; б – передача для движения назад

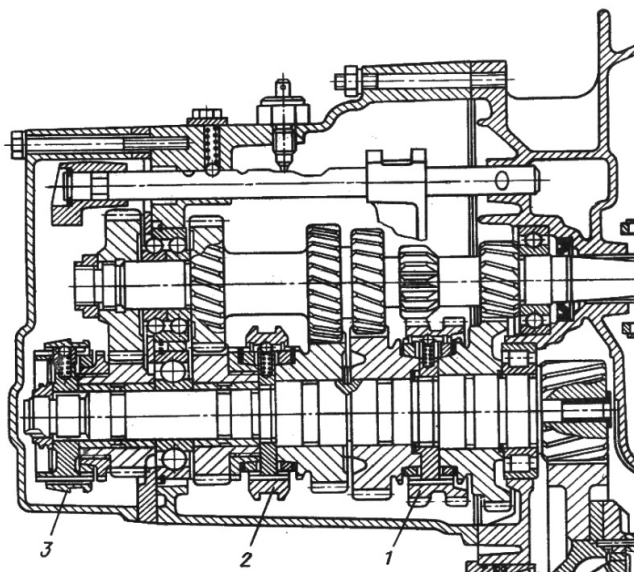


Рис. 3.3. Пятиступенчатая двухвальная коробка передач поперечного расположения на автомобиле

Схема работы трехвальной коробки передач приведена на рис. 3.4. Конструкция такой коробки передач изображена на рис. 3.5.

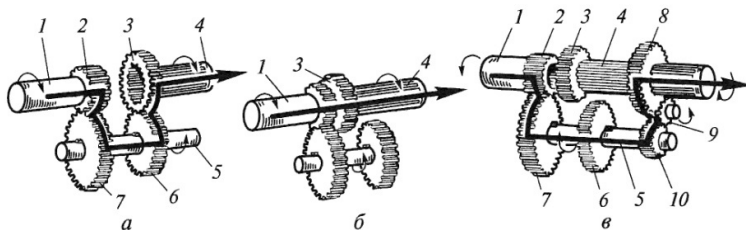


Рис. 3.4. Схема работы трехвальной коробки передач: *а* – схема включения передач через шестерни 2, 3, 6, 7, промежуточный вал 5 на вторичный вал 4; *б* – прямая передача с первичного вала 1 на вторичный вал 4 через шестерню 3; *в* – схема включения заднего хода

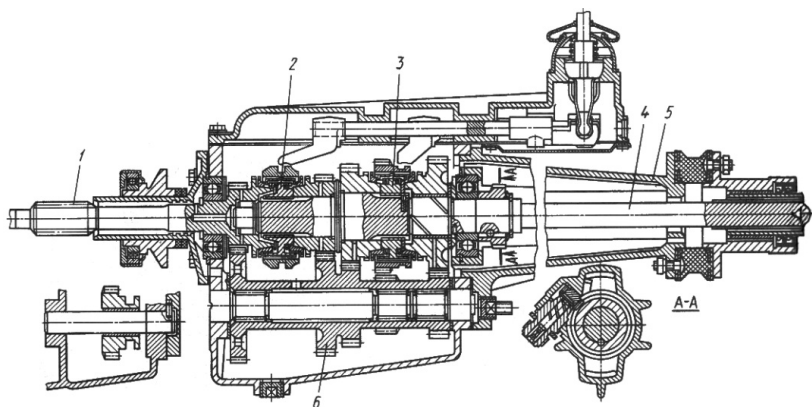


Рис. 3.5. Четырехступенчатая трехвальная коробка передач автомобиля ГАЗ-3102

Гидромеханическая коробка передач состоит из гидротрансформатора и механической ступенчатой коробки передач. При этом механическая коробка может быть двухвальной, трехвальной или многовальной, а также планетарной.

Гидротрансформатор состоит из трех колес с лопатками (рис. 3.6): насосного 3, турбинного 2 и реактора 4. Насосное колесо крепится к маховику 1, а турбинное колесо соединяется с первичным валом механической коробки передач. Реактор посредством роликовой обгонной муфты также соединен с первичным валом. Насосное колесо, вращаясь совместно с коленчатым валом двигателя, увлекает масло, находящееся в полости гидротрансформатора,

придавая ему центробежную силу. Масло под действием этой силы поступает к наружной части насосного колеса и далее обтекает лопасти турбинного колеса, заставляя его вращаться. Из турбинного колеса масло поступает в реактор, который обеспечивает плавный и безударный вход жидкости в насосное колесо, существенно увеличивая крутящий момент. При этом момент изменяется бесступенчато и коэффициент трансформации $k_{ГТ}$ изменяется в пределах от 1,0 до 3,0...4,0.

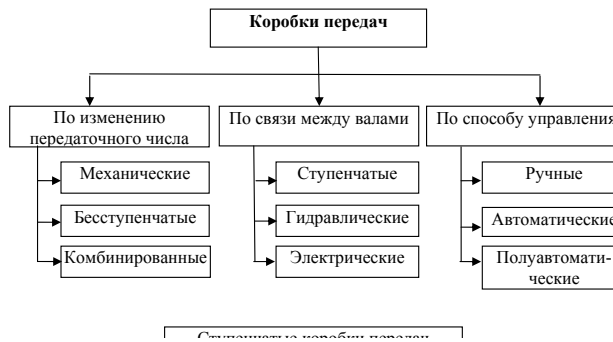


Рис. 3.6. Гидротрансформатор: *a* – конструкция; *б* – схема

Передаточное число гидротрансформатора определяется по формуле

$$i_{ГТ} = \frac{\omega_{Т}}{\omega_{Н}}, \quad (3.3)$$

где $\omega_{Т}$ – угловая скорость турбинного колеса; $\omega_{Н}$ – угловая скорость насосного колеса.

Степень увеличения крутящего момента характеризуется коэффициентом трансформации

$$k_{ГТ} = \frac{M_{Т}}{M_{Н}}, \quad (3.4)$$

где $M_{Т}$ – крутящий момент на турбинном колесе

$$M_{Т} = \lambda_{Т} \rho_{Ж} \omega_{Т}^2 D_{ГТ}^5; \quad (3.5)$$

$M_{Н}$ – крутящий момент на насосном колесе

$$M_{Н} = \lambda_{Н} \rho_{Ж} \omega_{Н}^2 D_{ГТ}^5, \quad (3.6)$$

здесь λ_T, λ_H – коэффициенты крутящего момента турбины и насоса; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости (масла) в гидротрансформаторе; $D_{ГТ}$ – наибольший диаметр гидротрансформатора.

Коэффициент полезного действия гидротрансформатора, определяемый как отношение мощности на выходе (N_T) к мощности на входе (N_H):

$$\eta_{ГТ} = \frac{N_T}{N_H} = \frac{M_T \omega_T}{M_H \omega_H} = i_{ГТ} k_{ГТ}. \quad (3.7)$$

КПД гидротрансформатора имеет значения $\eta_{ГТ} = 0,85 \dots 0,92$ и достигается при оптимальном передаточном отношении $i_{ГТ} = 0,7 \dots 0,8$; при других же значениях он резко уменьшается, поэтому предусматривается его переход в режим гидромукфы, КПД которой составляет

$$\eta_{ГМ} = \frac{\omega_T}{\omega_H} = U_{ГМ}. \quad (3.8)$$

Характеристика КПД такого комплексного гидротрансформатора приведена на рис. 3.7,а и представляет собой ломаную линию ОАБ.

При блокировании гидротрансформатора фрикционной муфтой КПД возрастает до $\eta_{ГТ} = 1,0$ (линия ОАБВ, рис. 3.7,б).

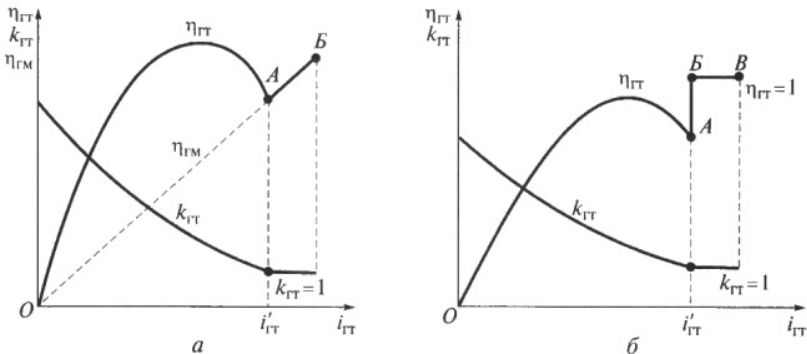


Рис. 3.7. Характеристика комплексного (а) и блокируемого (б) гидротрансформатора

Гидромеханическая коробка передач, включающая гидротрансформатор (ГТ) и двухступенчатую коробку, приведена на рис. 3.8. В нейтральном положении все фрикционы выключены, и при работающем двигателе крутящий момент не передается на ведомый вал 5.

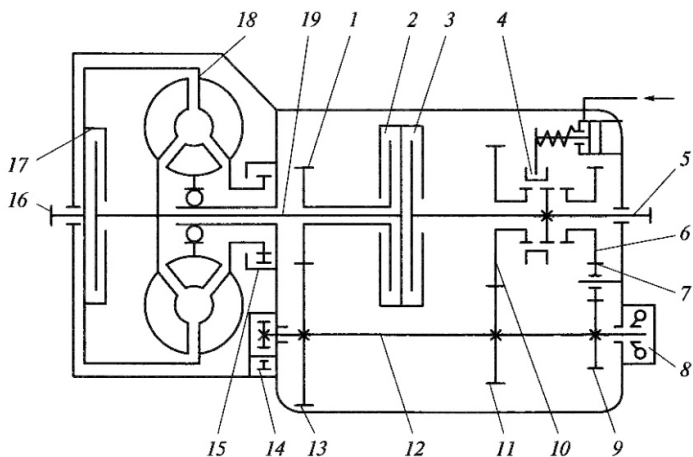


Рис. 3.8. Схема гидромеханической двухступенчатой коробки передач

На первой передаче включается фрикцион 2 и шестерня 1, свободно вращающаяся на валу 19, блокируется с ним, а зубчатая муфта 4 устанавливается вручную в положение переднего хода. Крутящий момент передается от ГТ через шестерни 1, 13, 11, 10 и зубчатую муфту 4 на ведомый вал 5. При разгоне на 1-й передаче ГТ автоматически регулирует крутящий момент в заданном диапазоне до оптимального значения для перехода на 2-ю передачу. Автоматическая система обеспечивает включение 2-й передачи, и крутящий момент от первичного вала 19 передается через фрикцион 3 на ведомый вал 5.

На рис. 3.9 приведена двухступенчатая гидромеханическая коробка легкового автомобиля. Она состоит из ГТ, механической планетарной коробки передач с многодисковым фрикционом 3, двумя ленточными тормозными механизмами 2 и 4 и гидравлической системой управления с кнопочным переключением передач.

Кнопкам соответствуют: нейтральное положение, 1-я передача, движение с автоматическим переключением передач, движение задним ходом. В коробке имеются два одинаковых планетарных механизма 5 и 6.

В нейтральном положении многодисковый фрикцион 3 и тормозные механизмы 2 и 4 выключены. При включении 1-й передачи происходит трогание автомобиля с места; масло под давлением поступает

в цилиндры тормозного механизма 2, лента которого затягивается, и солнечная шестерня планетарного механизма 6 останавливается.

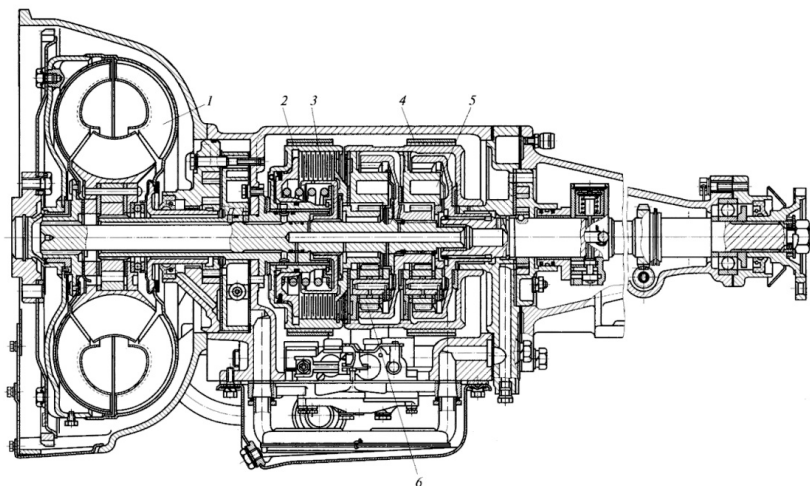


Рис. 3.9. Гидромеханическая коробка передач легкового автомобиля

При включении кнопки «движение» в режиме разгона происходит автоматическое переключение на 2-ю передачу, что обеспечивается одновременным включением тормозного механизма 2 и фрикциона 3. В этом случае оба планетарных механизма блокируются и вращаются как одно целое.

Для движения задним ходом включается только тормозной механизм 4.

3.2. Расчет коробки передач

3.2.1. Определение основных параметров ступенчатой коробки передач

Расчеты зубчатых передач проводят в соответствии с ГОСТ 21354-85. Межосевое расстояние определяется по формулам, приведенным ниже.

Определение межосевого расстояния

Расчет межосевого расстояния обеспечивает заданную контактную прочность зубчатых колес коробки передач и ведется по следующим формулам:

$$A\omega = \frac{u_{пз} + 1}{2} \sqrt[3]{(Z_M Z_\varepsilon Z_H)^2 \frac{2M_p k_H (u_{пз} + 1)}{\Psi_d [\sigma_H]^2 u_{пз}}}, \quad (3.9)$$

где $u_{пз}$ – передаточное число зубчатой пары постоянного зацепления;

$Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коэффициент материала; μ – коэффициент Пуассона, для стальных колес $\mu = 0,3$; $E = \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}$ – приведенный модуль упругости пары;

E_1 и E_2 – модули упругости зубчатых колес; $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\varepsilon \varepsilon_\alpha}}$ – коэффициент контактной линии;

$k_\varepsilon = 0,9 \dots 1,0$ – коэффициент изменения суммарной длины контактной линии; $\varepsilon_\alpha = 1,6$ – коэффициент торцового перекрытия;

$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha_\omega \cos \alpha_\omega}}$ – коэффициент, учитывающий форму рабочих поверхностей; β_b – угол наклона зубьев на основном цилиндре; α_ω – угол зацепления в торцовом сечении; k_H – коэффициент нагрузки;

$k_H = k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{HV}$ – здесь коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; порядок нахождения этих коэффициентов определен ГОСТ 21354-85; $\Psi_d = \frac{b_\omega}{d_\omega}$ – коэффициент ширины зубчатого венца; $\Psi_d = 0,15 \dots 0,35$; b_ω – рабочая ширина зубчатого венца; d_ω – начальный диаметр рассчитываемой шестерни (в данном случае пары постоянного зацепления); $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение при расчетном моменте M_p ;

M_p – расчетный момент, меньший из подсчитанных по формулам (1.3), (1.4). Поскольку значение такого момента превышает средние значения, возникает необходимость введения вместо действительного числа циклов нагружения эквивалентного числа циклов, определяемого по формуле

$$N_s = 60 T_s n_p k_{nv},$$

где T_s – время работы на соответствующей передаче; n_p – расчетная частота вращения, $n_p = 0,5n_{e\max}$; $k_{пв}$ – коэффициент пробег, характеризующий отношение долговечности детали при расчетном моменте M_p и действительном нагрузочном режиме

Межосевое расстояние автомобильных коробок передач можно определить с помощью формулы, которой пользуются специалисты при практических расчетах:

$$A\omega = a^3 \sqrt{M_{e\max}}, \text{ мм}, \quad (3.10)$$

где a – переводной коэффициент; $a = 14,5...16$ – для легковых автомобилей и $a = 17...21,5$ – для грузовых; в формулу (3.10) крутящий момент подставляется в Н·м.

При этом межосевое расстояние согласуется с модулем, числом зубьев и углом наклона зубьев всех пар зацепления коробки передач. Так, для четырехступенчатой коробки передач должно соблюдаться равенство:

$$\begin{aligned} A\omega &= (r_1 + r_2) = (r_3 + r_4) = (r_5 + r_6) = (r_7 + r_8) = \\ &= \frac{m_{H1,2}(Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta_{1,2}} = \frac{m_{H3,4}(Z_3 + Z_4)}{2 \cos \beta_{3,4}} = \\ &= \frac{m_{H5,6}(Z_5 + Z_6)}{2 \cos \beta_{5,6}} = \frac{m_{H7,8}(Z_7 + Z_8)}{2 \cos \beta_{7,8}}, \end{aligned} \quad (3.11)$$

где r – радиус начальной окружности каждой из зубчатых пар; m_n – нормальный модуль в каждой паре зацепления; z – число зубьев каждой из шестерен; β_ω, β – угол наклона зубьев каждой из пар.

Определение нормального модуля

Согласно ГОСТ 21354-85 модуль зубчатого зацепления может быть определен по формуле

$$m_H = \sqrt[3]{\frac{2M_p y_F y_\beta k_F \cos \beta_\omega}{[\sigma_F] \Psi_m Z_1}}, \quad (3.12)$$

где M_p – выбирают аналогично расчету на контактную прочность; y_F – коэффициент формы зуба, выбираемый по эквивалентному числу зубьев $Z_\Sigma = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_\omega}$; y_β – коэффициент, учитывающий изменение плеча действия нагрузки по линии контакта косозубого колеса; $y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$; для $\beta \geq 42^\circ$ принимают $y_\beta = 0,7$; k_F – коэффици-

ент нагрузки; $k_F = k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{FV}$ – здесь коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; порядок нахождения этих коэффициентов определен ГОСТ 21354-85; $[\sigma_F]$ – допустимое напряжение изгиба; $\psi_m = \frac{b_\omega}{m}$ – коэффициент ширины зуба; $\psi_m = 4,4 \dots 7,0$ – для прямозубых шестерен; $\psi_m = 7,0 \dots 8,6$ – для косозубых шестерен; Z_1 – число зубьев рассчитываемой шестерни.

В практике нормальный модуль зацепления выбирают по ГОСТ из размерного ряда с учетом передаваемого крутящего момента. В табл. 3.1 приведены значения нормального модуля, рекомендуемые при соответствующих значениях крутящего момента двигателя.

Таблица 3.1

Значения нормального модуля для автомобильных коробок передач

$M_{\text{емах}}$, НМ	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
$m_{\text{н}}$, мм	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

Во многих коробках передач модуль не одинаков на разных передачах; на низших передачах нормальный модуль может иметь большие значения. Однако, с технологической точки зрения, не рекомендуется применять в коробке больше двух значений нормального модуля в зацеплениях.

Шестерни коробок передач выполняют из легированных сталей марок 35Х, 40Х, 40ХА, 12ХНЗА, 18ХГТ, 30ХГТ и др. Для этих сталей допустимые контактные напряжения составляют $[\sigma_H] = 1000 \dots 1200$ МПа, допустимые напряжения изгиба составляют $[\sigma_F] = 700 \dots 800$ МПа.

Ширина зубчатого колеса зависит от величины передаваемого момента и от расстояния между осями валов. Приблизительно ширину зубчатого колеса можно определить по формуле: $b_\omega = (5 \dots 8)m_{\text{н}}$.

3.2.2. Расчет валов

Нагрузки на валы коробки передач

На рис. 3.10 представлена схема сил, действующих в зубчатом зацеплении, и реакции в опорах трехвальной соосной коробки передач с косозубыми шестернями.

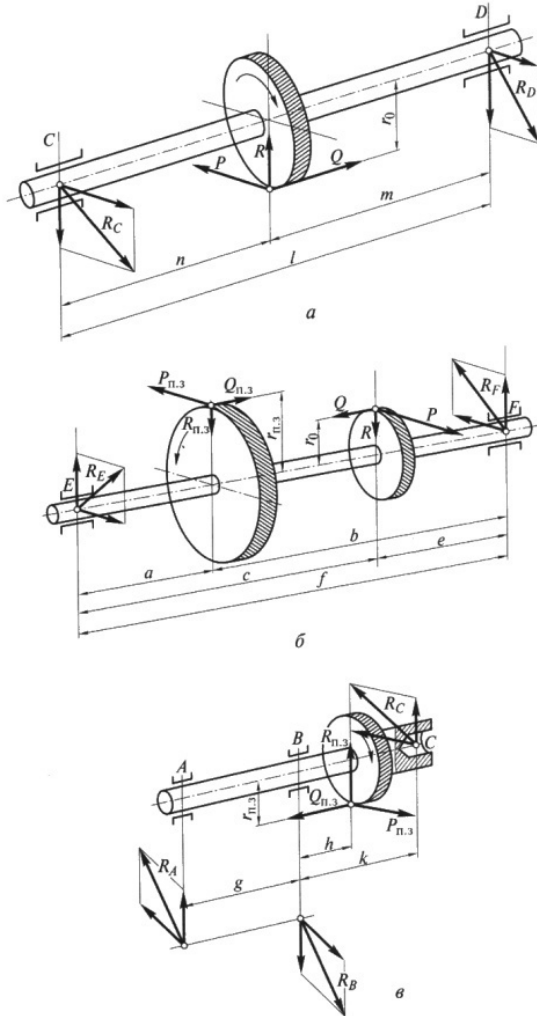


Рис. 3.10. Схема сил, действующих в коробке передач: *а* – на вторичном валу; *б* – на промежуточном валу; *в* – на первичном валу

Окружная сила на ведущей шестерне пары постоянного зацепления определяется по формуле

$$P_{пз} = \frac{M_{e \max}}{r_{опз}}, \quad (3.13)$$

где $M_{e \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя; $r_{опз}$ – радиус начальной окружности шестерни первичного вала.

Осевая сила в косозубом зацеплении определяется по формуле

$$Q_{пз} = P_{пз} \operatorname{tg} \beta, \quad (3.14)$$

где β – угол наклона зубьев; для легковых автомобилей значение этого угла выбирают в пределах $25 \dots 40^\circ$, а для грузовых – в пределах $20 \dots 25^\circ$.

Радиальная сила определяется по формуле

$$R_{пз} = \frac{P_{пз}}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.15)$$

где α – угол профиля зуба; обычно угол профиля зуба выбирают 20° .

Окружная сила на других шестернях, а соответственно осевая и радиальная, определяются по формулам (3.13), (3.14), (3.15); расчетный крутящий момент определяется по $M_{e \max}$ с учетом передаточного числа коробки i -й передачи.

Расчет валов на прочность

Для трехвальной коробки передач расчет валов начинают с вторичного вала, чтобы вначале определить реакции в месте опоры этого вала на первичный вал. Далее рассчитывают первичный и затем промежуточные валы. В двухвальной коробке передач расчет начинают с ведущего вала. Валы коробки передач изготавливают из тех же марок сталей, что и зубчатые колеса, и рассчитывают на прочность и жесткость.

При расчете вторичного вала коробки передач, изображенной схемой на рис. 3.10,а, определяются реакции в опорах, а далее изгибающие моменты:

$$M_{изС} = R_C \cdot n \quad \text{и} \quad M_{изD} = R_D \cdot m,$$

крутящий момент –

$$M_{кр} = P \cdot r_0$$

и результирующие моменты:

$$M_{резС} = \sqrt{(M_{изС}^2 + M_{кр}^2)} \quad \text{и} \quad M_{резD} = \sqrt{(M_{изD}^2 + M_{кр}^2)}. \quad (3.16)$$

По этим значениям результирующих моментов определяются результирующие напряжения изгиба в сечениях вала по формуле

$$\sigma_{\text{рез}} = \frac{M_{\text{рез}}}{W_{\text{рез}}} = \frac{\sqrt{(M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2)}}{0,1d^3}, \quad (3.17)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении.

Наибольший диаметр вала d предварительно может быть определен из соотношения к длине вала: для первичного (ведущего) и промежуточного валов $d/l = 0,16 \dots 0,18$, для вторичного – $d/l = 0,18 \dots 0,21$. Допускаемые напряжения на низших передачах могут приниматься $[\sigma_{\text{из}}] = 400$ МПа.

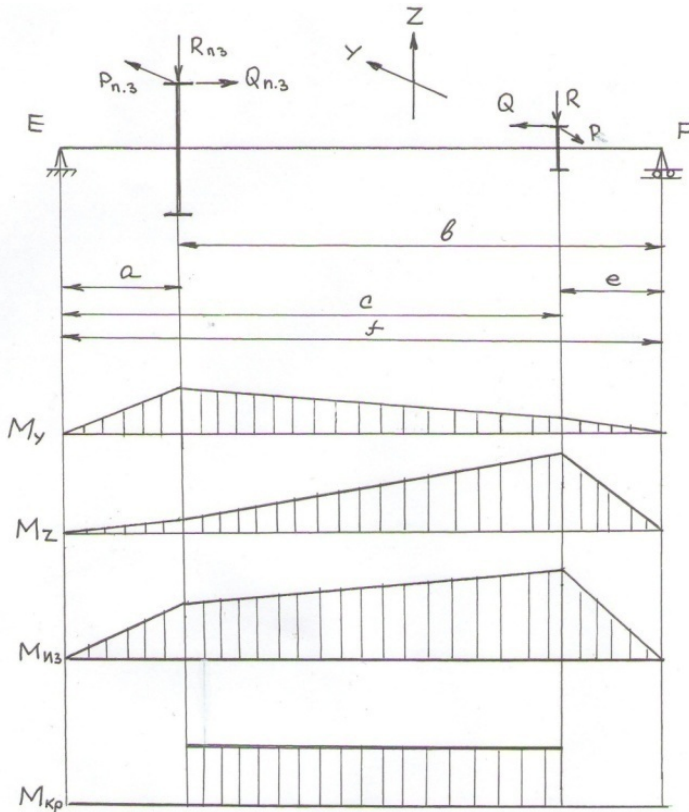


Рис. 3.11. Эпюра изгибающих и крутящего моментов, действующих на промежуточный вал трехвальной коробки передач

При расчете промежуточного вала (рис. 3.10,б) вначале определяются силы, действующие на шестернях постоянного зацепления, по формулам (3.13), (3.14), (3.15), затем силы на шестернях промежуточного вала для включенной передачи, результирующие реакции опор и результирующие напряжения. Определяются опорные реакции, строятся эпюры изгибающих и крутящего моментов (рис. 3.11). Используя принятые диаметры вала в различных сечениях, определяют результирующее напряжение и сравнивают его с допускаемым напряжением.

При расчете первичного вала (рис. 3.10,в) действующие силы на шестернях постоянного зацепления определяются так же, как и для промежуточного вала. Реакции опор и результирующие напряжения рассчитываются как для вторичного вала коробки передач.

Расчет валов на жесткость

Кроме расчета валов на прочность их необходимо проверить на жесткость по прогибу, по углу поворота сечения. Прогиб вала влияет на работу зубчатых передач, шумность коробки, ее долговечность. Осевые и радиальные силы вызывают прогиб валов в вертикальной плоскости (f_B), а окружные силы – прогиб в горизонтальной плоскости (f_r). При этом допустимые значения прогибов валов составляют: $f_B = 0,05 \dots 0,10$ мм; $f_r = 0,10 \dots 0,15$ мм.

Суммарный прогиб определяется по формуле

$$f_{\Sigma} = \sqrt{f_B^2 + f_r^2} \quad (3.18)$$

и не должен превышать 0,20 мм.

Расчет шлицевых соединений валов

Шлицы валов коробки передач рассчитываются на смятие по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{кр\max}}{0,75(d_H^2 - d_B^2)l_{ш}i},$$

где $M_{кр\max}$ – максимальный крутящий момент на рассчитываемом валу; d_H и d_B – наружный и внутренний диаметры шлицов; $l_{ш}$ – длина шлица; i – количество шлицов.

Уравновешивание осевых сил

В современных коробках передач в основном используют цилиндрические косозубые зубчатые передачи постоянного зацепления, так

как они имеют большую степень перекрытия зубьев, более прочны и бесшумны. Однако в зацеплении таких передач возникают осевые силы, пропорциональные углу наклона зуба. Для уменьшения осевой нагрузки на подшипники осевые силы в зацеплениях вала необходимо уравновесить. В двухвальных коробках это сделать не представляется возможным и эти силы воспринимаются подшипниками, для чего один из них обязательно закрепляют в осевом направлении.

В трехвальной коробке передач уравновешивание осевых сил возможно только на промежуточном валу; на первичном и вторичном валах это конструктивно не выполнимо. На рис. 3.12 представлена схема сил, действующих на косозубые шестерни промежуточного вала.

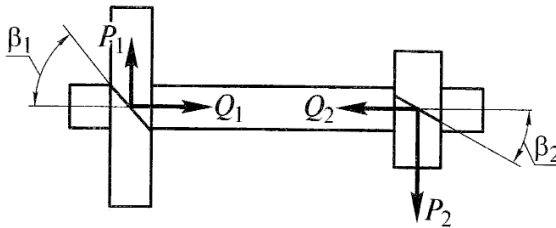


Рис. 3.12. Схема сил, действующих на косозубые шестерни промежуточного вала

Исходя из равенства сил $Q_1 = Q_2$ и с учетом значений осевых и окружных сил:

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1; \quad Q_2 = P_2 \operatorname{tg} \beta_2; \quad P_1 = \frac{M_{\max} u_{\text{пз}}}{r_{01}}; \quad P_2 = \frac{M_{\max} u_{\text{пз}}}{r_{02}},$$

где M_{\max} – максимальный крутящий момент на первичном валу коробки передач; r_{01} и r_{02} – радиусы начальных окружностей шестерен; $u_{\text{пз}}$ – передаточное число пары постоянного зацепления.

Определяем уравновешивание осевых сил, оно возможно только при равенстве соотношений $\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{r_{01}}{r_{02}}$, а при одинаковом мо-

дуле шестерен – при условии: $\frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$.

Однако полностью уравновесить осевые силы не представляется возможным, так как угол наклона зависит от модуля и расстояния между осями валов.

3.2.3. Подбор подшипников коробки передач

Подбор подшипников для валов коробки передач проводят из конструктивных и компоновочных соображений. Для опор, воспринимающих осевые силы, применяются шариковые или радиально-упорные подшипники с закреплением их в одной из стенок картера коробки передач. Для другой опоры, обеспечивающей возможность осевого перемещения вала при температурных удлинениях, применяют роликовые цилиндрические подшипники, обеспечивающие подвижность опоры вала.

Для определения расчетной долговечности подшипников необходимо иметь следующие данные: радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на разных передачах, ресурс коробки передач до капитального ремонта в километрах пробега или работы в часах, среднюю эксплуатационную скорость движения автомобиля, распределение пробега на передачах.

Номинальная долговечность подшипника принимается

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{эк}}} \right)^{\rho}, \quad (3.19)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника; $P_{\text{эк}}$ – эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник, определяемая с учетом работы коробки на разных передачах:

$$P_{\text{эк}} = \rho \sqrt{\frac{P_1^{\rho} L'_1 + P_2^{\rho} L'_2 + \dots + P_i^{\rho} L'_i}{L}}, \quad (3.20)$$

n – частота вращения кольца подшипника; h – долговечность подшипника в часах; ρ – показатель степени; шариковые подшипники – $\rho = 0,3$; роликовые подшипники – $\rho = 0,33$; $P_{1,2,\dots,i}$ – приведенная нагрузка на подшипник на каждой из i передач;

$$P = (R + mQ)k_{\text{без}} k_{\text{к}}, \quad (3.21)$$

R – радиальная нагрузка; Q – осевая нагрузка; $m = 1,5$ – коэффициент приведения нагрузок; $k_{\text{без}} = 1$ – коэффициент безопасности; $k_{\text{к}}$ – кинематический коэффициент; $k_{\text{к}} = 1$ – при вращении внутреннего кольца подшипника, $k_{\text{к}} = 1,35$ – при вращении наружного

кольца подшипника; L – срок службы подшипника; $L = \Sigma L_i$; L_i' – эквивалентная долговечность подшипника на каждой передаче;

$$L_i = \frac{60L_h\gamma_i n_i}{10^6}, \quad (3.22)$$

$L_h = \frac{S}{V_{аср}}$ – заданная долговечность подшипника; S – пробег автомобиля до капитального ремонта коробки передач; пробег до капитального ремонта для легковых автомобилей составляет 200...250 тыс. км, для грузовых автомобилей – 250...500 тыс. км; $V_{аср} = 0,6 V_{amax}$ – средняя скорость автомобиля; γ_i – доля работы коробки на каждой из передач; значения этого коэффициента для различного типа автомобилей приведено в табл. 3.2; n_i – частота вращения кольца подшипника на i -й передаче; $n_i = n_M/u_i$; u_i – передаточное число коробки от первичного вала до рассчитываемого вала.

Радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче, есть реакции опор валов коробки передач, рассчитываемые известными методами. Однако в формулах вместо M_{emax} необходимо принимать расчетный момент

$$M_{рас} = a M_{emax}, \quad (3.23)$$

где a – коэффициент использования крутящего момента, который может быть определен с помощью эмпирической зависимости:

$$a = 0,96 - 0,136 \times 10^{-2} N_{уд} + 0,41 \times 10^{-6} N_{уд}, \quad (3.24)$$

здесь $N_{уд} = \frac{N_{emax}}{F_A}$ – удельная мощность, Вт/Н.

Таблица 3.2

Доля от общего времени работы коробки на каждой из передач

Тип автомобиля	Доля работы коробки на каждой из передач ступени коробки передач					
	I	II	III	IV	V	VI
Легковые автомобили	0,01	0,04	0,20	0,75	–	–
	0,01	0,03	0,06	0,15	0,75	–
Грузовые автомобили и автобусы	0,01	0,03	0,14	0,82	–	–
	0,006	0,018	0,076	0,20	0,79	–
	0,005	0,015	0,05	0,10	0,23	0,60

3.2.4. Расчет синхронизаторов

Для обеспечения бесшумности переключения передач современные коробки имеют синхронизаторы на всех ступенях, обеспечивающих движение вперед. При переключении передач инерционный синхронизатор блокирует включающую передачу до тех пор, пока не произойдет выравнивание угловых скоростей соединяемых валов. Выравнивание угловых скоростей происходит за счет момента трения, создаваемого на конических поверхностях блокирующего кольца синхронизатора и шестерни включаемой передачи, свободно вращающейся на вторичном валу. Значение этого момента может быть определено по формуле

$$M_{\text{тр}} = \frac{J(\omega_1 - \omega_2)}{t}, \quad (3.25)$$

где J – момент инерции вращающихся вместе с шестерней включаемой передачи деталей (ведомый диск сцепления, первичный и промежуточный валы, шестерни промежуточного вала и находящаяся в зацеплении шестерня вторичного вала); ω_1, ω_2 – угловые скорости соединяемых валов; $\omega_1 = \omega_e / u_{k+1}$ – угловая скорость включаемой шестерни более высокой передачи; $\omega_2 = \omega_e / u_k$ – угловая скорость вторичного вала до переключения передач; t – время синхронизации.

Выражение (3.25) при подстановке $\omega_1 = \omega_e / u_{k+1}$ и $\omega_2 = \omega_e / u_k$ приобретает вид:

$$M_{\text{тр}} = \frac{J\omega_e}{t} \left(\frac{1}{u_{k+1}} + \frac{1}{u_k} \right). \quad (3.26)$$

Момент трения инерционного синхронизатора, изображенного на рис. 3.13, может быть определен по следующему выражению:

$$M_{\text{тр}} = P_n \mu r_{\text{сп}}, \quad (3.27)$$

где $P_n = Q / \sin \delta$ – нормальная сила на поверхности трения; μ – коэффициент трения; $\mu = 0,06 \dots 0,1$; Q – усилие водителя при переключении передач; δ – половина угла конуса трения; $\delta = 6 \dots 12^\circ$.

Приравняв выражения (3.26) и (3.27), определяем связь между усилием, создаваемым водителем при переключении передач, и параметрами синхронизатора:

$$Q = \frac{M_{\text{тр}} \sin \delta}{\mu r_{\text{сп}}} = \frac{J\omega_e \sin \delta}{\mu t r_{\text{сп}}} \left(\frac{1}{u_{k+1}} + \frac{1}{u_k} \right). \quad (3.28)$$

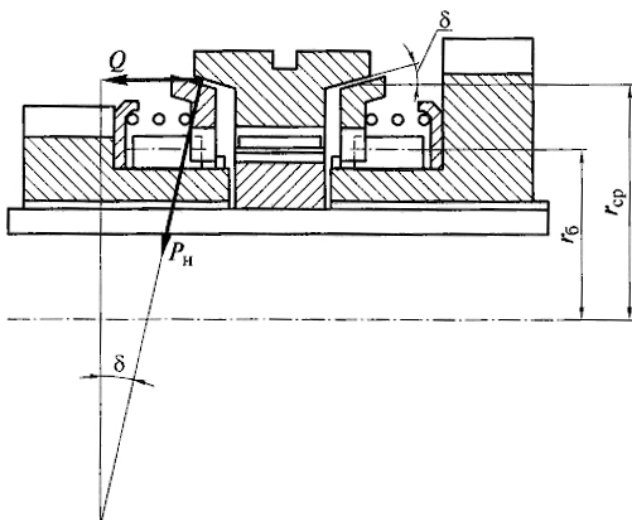


Рис. 3.13. Схема инерционного синхронизатора

Из выражения (3.28) видно, что при увеличении усилия водителя Q уменьшается время синхронизации; с увеличением момента инерции вращающихся деталей J возрастает усилие водителя или время синхронизации, усилие водителя будет уменьшаться при высокой плотности ряда передаточных чисел коробки. Целесообразно выбирать плотность ряда передаточных чисел в пределах $1,1 \dots 1,5$.

Работа трения при переключении передач определится из выражения

$$L_c = 0,5J(\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5J\omega_e^2 \left(\frac{1}{u_{k+1}} + \frac{1}{u_k} \right). \quad (3.29)$$

Удельная работа трения синхронизатора определится отношением

$$L_{уд} = \frac{L_c}{F}, \quad (3.30)$$

где F — площадь поверхности трения.

Для синхронизаторов высших передач удельная работа трения не должна превышать значения $0,2$ МДж/м²; для низших передач — $0,3 \dots 0,5$ МДж/м².

При синхронизации происходит нагрев трущихся деталей. Температура нагрева синхронизатора за одно включение может быть определена по формуле:

$$t = \frac{\gamma L_c}{mC}, \quad (3.31)$$

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

За одно включение нагрев синхронизатора не должен превышать $15...30^\circ \text{C}$.

3.3. Раздаточная коробка

3.3.1. Назначение и типы раздаточных коробок

Раздаточная коробка является дополнительной коробкой передач, распределяющей крутящий момент двигателя между ведущими мостами. Устанавливается она на полноприводных автомобилях. Раздаточная коробка увеличивает тяговое усилие на ведущих колесах. Повышает проходимость автомобиля, расширяет диапазон передаточных чисел трансмиссии, позволяет эффективнее использовать автомобиль в различных дорожных условиях.

В зависимости от назначения автомобиля применяются раздаточные коробки различного типа (рис. 3.14).

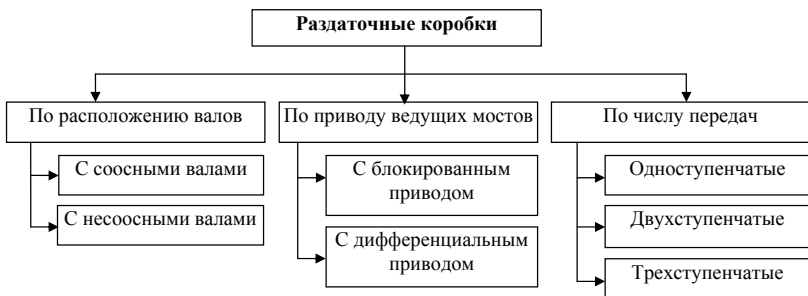


Рис. 3.14. Типы раздаточных коробок

Раздаточные коробки с соосными валами (рис. 3.15,а,б) имеют широкое распространение, так как они позволяют использовать для переднего и заднего ведущих мостов одинаковую (взаимозаменяемую) главную передачу.

Раздаточные коробки с несоосными валами (рис. 3.15,в) не имеют промежуточного вала, они более компактны, менее металлоемки, более бесшумны и имеют более высокий КПД.

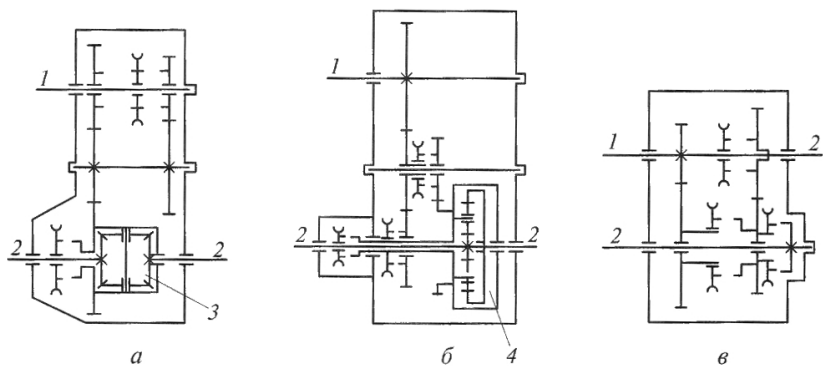


Рис. 3.15. Схемы раздаточных коробок: *а, б* – с соосными валами и дифференциальным приводом; *в* – несоосными валами и блокированным приводом; 1 – ведущий вал, 2 – ведомый вал, 3 – симметричный дифференциал, 4 – несимметричный дифференциал

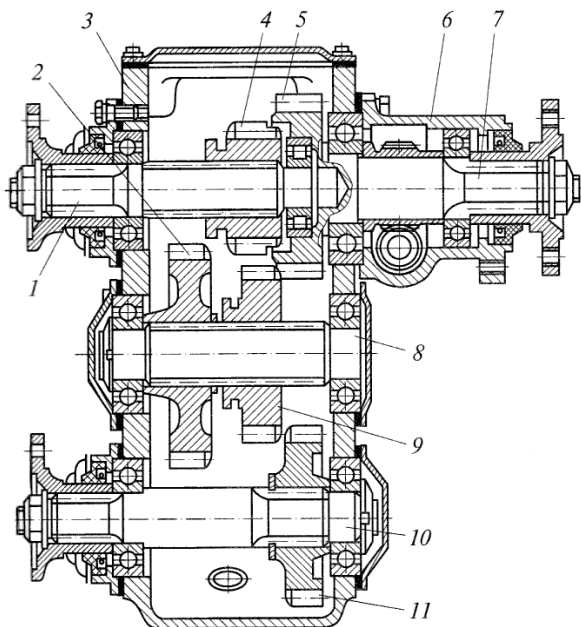


Рис. 3.16. Раздаточная коробка автомобиля ГАЗ

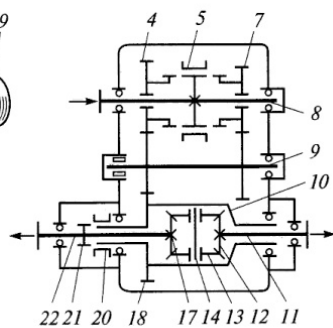
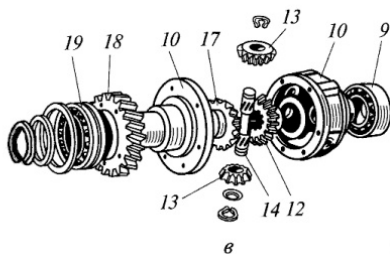
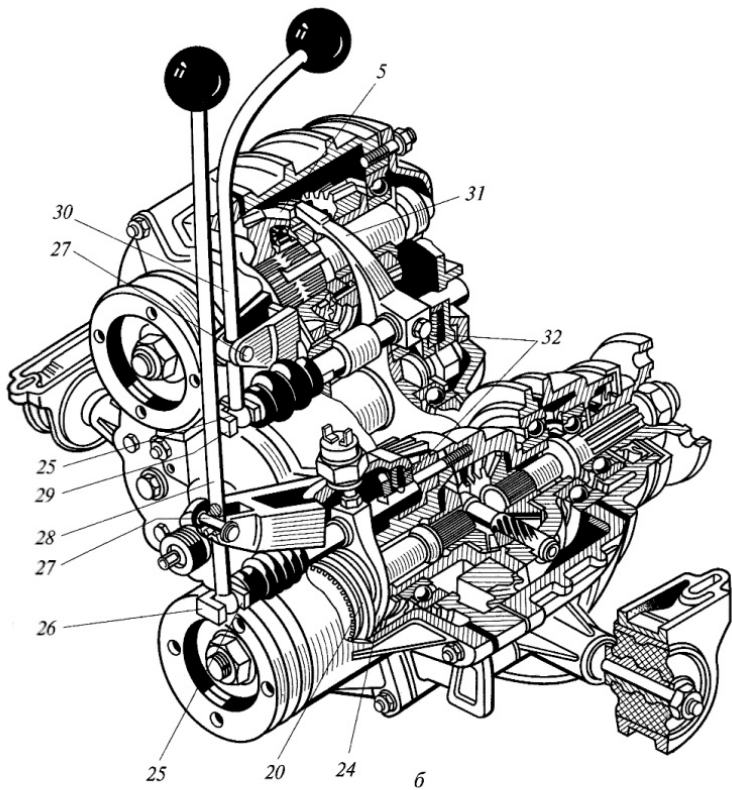


Рис. 3.17. Раздаточная коробка автомобиля ВАЗ

Раздаточные коробки с заблокированным приводом ведущих мостов позволяют использовать максимально по условиям сцепления тяговую силу без их пробуксовки. Однако они не исключают циркуляцию мощности в трансмиссии, увеличивают износ шин, повышают расход топлива.

Применение межосевого дифференциала (рис. 3.15,а,б) позволяет приводным валам ведущих мостов вращаться с разными угловыми скоростями и распределять крутящий момент в соответствии с нагрузкой на колеса. Если нагрузка на колеса не одинакова, то применяют несимметричный межосевой дифференциал (рис. 3.15,б). В раздаточных коробках с дифференциальным приводом передний ведущий мост всегда включен. Вместе с тем применение межосевых дифференциалов ухудшает проходимость автомобиля, поэтому их выполняют с принудительной блокировкой.

Наибольшее распространение на автомобилях получили двухступенчатые раздаточные коробки.

Конструкция раздаточной коробки с заблокированным приводом ведущих мостов приведена на рис. 3.16, с дифференциальным приводом – на рис. 3.17.

3.3.2. Требования к раздаточным коробкам

К раздаточной коробке кроме требований общего характера (надежность, долговечность, пониженная металлоемкость, ремонтпригодность и т. д.) предъявляются специфические требования, обусловленные функцией агрегата. Раздаточная коробка должна обеспечивать:

- распределение крутящего момента между ведущими мостами автомобиля пропорционально приходящимся на мосты вертикальным нагрузкам;
- увеличение тяговой силы на ведущих колесах для преодоления повышенного сопротивления дороги;
- отсутствие циркуляции мощности в трансмиссии;
- возможность движения автомобиля с минимальной устойчивой скоростью (2,5...5,0 км/ч) при режиме максимального крутящего момента двигателя.

Распределение крутящего момента между ведущими мостами автомобиля пропорционально приходящимся на мосты вертикальным нагрузкам повышает проходимость автомобиля. В раздаточных коробках с заблокированным приводом ведущих мостов ведомые валы привода имеют одинаковую угловую скорость. Эти раздаточные коробки не распределяют крутящий момент в какой-либо пропорции. Соотношение между крутящими моментами, подводимыми к мостам, в этих коробках зависит от разницы радиусов колес, профиля дороги и других факторов. Раздаточные коробки с заблокированным приводом ведущих мостов не исключают циркуляцию мощности в трансмиссии, которая приводит к дополнительным нагрузкам на детали, повышенному расходу топлива и износу шин.

В раздаточных коробках с дифференциальным приводом к ведущим мостам момент передается через межосевой дифференциал и поэтому ведомые валы могут вращаться как с одинаковой, так и не одинаковой угловой скоростью. Распределение крутящего момента зависит от типа дифференциала (симметричный, несимметричный, малого трения, блокируемый и др.). Раздаточные коробки с межосевым дифференциалом исключают циркуляцию мощности в трансмиссии, и она возникает только на режимах движения автомобиля с заблокированным дифференциалом.

Большая часть раздаточных коробок имеют двухступенчатую конструкцию. Понижающая передача раздаточных коробок имеет передаточные отношения в пределах $u_{\text{рн}} = 1,7 \dots 2,0$, что существенно повышает тяговую силу на ведущих колесах, а это позволяет автомобилю двигаться в условиях повышенного дорожного сопротивления, бездорожья, преодолевать крутые подъемы (до $30 \dots 35^\circ$).

Включение понижающей ступени раздаточной коробки увеличивает общее передаточное отношение трансмиссии, что ведет к снижению значения минимальной устойчивой скорости движения автомобиля, в результате — к повышению проходимости.

3.3.3. Расчет раздаточной коробки

Определение межосевого расстояния, модуля зубчатого зацепления, расчет на прочность раздаточной коробки выполняются аналогично расчету коробки передач. Отличие состоит в выборе

расчетных нагрузок и допускаемых напряжений. Поскольку детали раздаточной коробки более длительное время работают в условиях повышенных нагрузок, то при расчете деталей на прочность допускаемые напряжения берутся меньше примерно на 20%.

Расчетный крутящий момент на ведомом валу раздаточной коробки определяется исходя из условия сцепления колес автомобиля с дорогой по формуле

$$M_p = \frac{\varphi_x G_B r_k}{u_{гп}}, \quad (3.32)$$

где $\varphi_x = 0,8$ – коэффициент сцепления; G_B – нагрузка на колесо ведущего моста; r_k – радиус колеса; $u_{гп}$ – передаточное число главной передачи.

Расчетный крутящий момент на ведущем валу определяется из уравнения мощности, подводимой к раздаточной коробке:

$$M_B \omega_B = M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2, \quad (3.33)$$

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 выражения (3.33) следует:

$$M_B = M_1 u_1 + M_2 u_2, \quad (3.34)$$

где u_1 и u_2 – передаточные отношения между ведомыми валами переднего и заднего мостов и ведущим валом раздаточной коробки.

При расчете и выборе подшипников раздаточной коробки время работы на высшей передаче принимается 85...90%, время работы на низшей передаче принимается 10...15%. Валы и зубчатые колеса раздаточной коробки выполняются из легированных сталей 40Х, 18ХГТ, 30ХГТ, 15ХГНТА.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение коробок передач?
2. Какие типы КП вам известны?
3. Каковы преимущества и недостатки ступенчатых КП?
4. Назовите преимущества и недостатки бесступенчатых КП.
5. Как конструкция КП связана с компоновочной схемой автомобиля?

6. Что вам известно о назначении дополнительной коробки – делителя и редуктора?
7. Опишите порядок выбора параметров и расчёта КП.
8. Из каких материалов изготавливаются шестерни и валы КП и какова их термообработка?
9. Опишите схемы нагружения валов и подшипников.
10. Как выбираются подшипники КП?
11. Как рассчитываются валы на жесткость и прочность?
12. Что вам известно о влиянии жесткости валов на работу КП?
13. В чем особенности расчёта синхронизаторов?
14. Каковы назначение и схемы раздаточной коробки (РК)?
15. Охарактеризуйте особенности расчёта РК.

4. ТРАНСМИССИЯ. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

4.1. Назначение и типы карданных передач

Карданная передача служит для передачи крутящего момента к агрегатам трансмиссии, валы которых при движении автомобиля несоосны. В зависимости от типа и компоновки автомобиля карданная передача может осуществлять следующие функции: 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 мостов, от дифференциалов ведущих мостов к передним ведущим и управляемым колесам, от раздаточной коробки к задним ведущим колесам, от рулевого колеса к рулевому механизму, от коробки отбора мощности к вспомогательным механизмам.

Для соединения механизмов автомобиля применяются карданные передачи различного типа. На рис. 4.1 приведены типы карданных передач с классификацией их по числу валов, числу шарниров, по типу шарниров. На рис. 4.2 приведены карданные передачи одновального (*а*), двухвального (*б*) и многовального (*в*, *г*, *д*) исполнения.

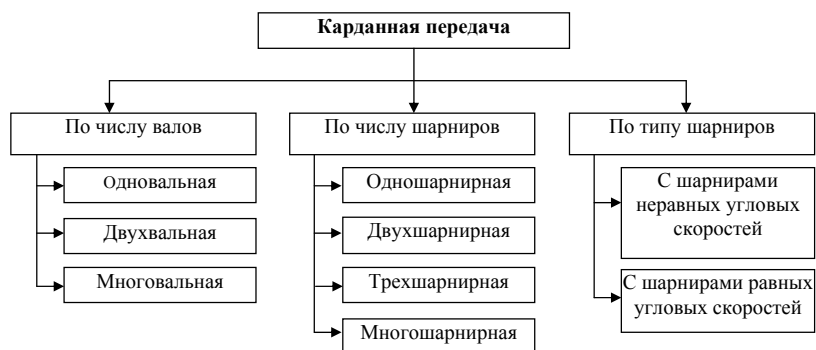


Рис. 4.1. Типы карданных передач

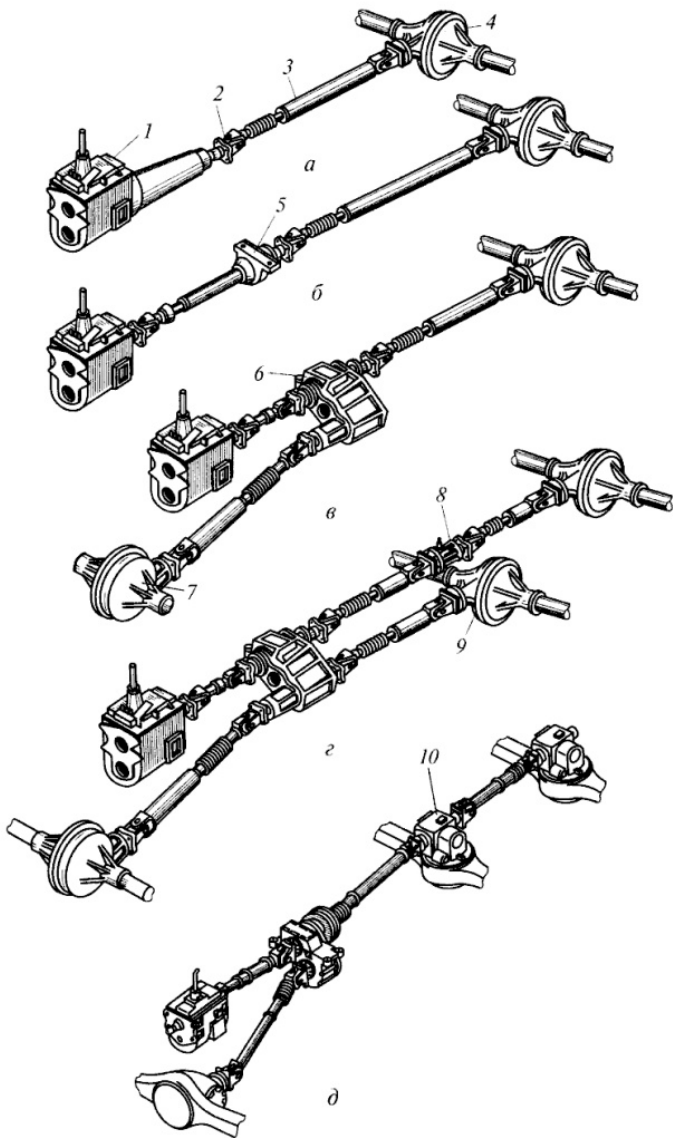


Рис. 4.2. Карданные передачи трансмиссий:
 1 – коробка передач; 2 – карданный шарнир; 3 – карданный вал;
 4, 7, 9 – ведущие мосты; 5, 8 – промежуточные опоры;
 6 – раздаточная коробка; 10 – редуктор ведущего моста

Одновальные карданные передачи (рис. 4.2,*а*) применяются на легковых автомобилях с короткой базой и колесной формулой 4×2, а также на автомобилях, имеющих удлинители коробки передач или главной передачи. Такая передача состоит из двух шарниров, карданного вала и компенсатора изменения длины вала.

Двухвальные карданные передачи (рис. 4.2,*б*) применяются на автомобилях с длинной базой и колесной формулой 4×2. Такая передача кроме указанных выше элементов имеет промежуточную опору 5. Это необходимо в тех случаях, когда применение длинного вала может привести к опасным поперечным колебаниям в результате совпадения его критической угловой скорости с эксплуатационной. Короткий вал обладает более высокой критической частотой. В трехосных автомобилях, имеющих автономный привод к промежуточному и заднему мосту, на промежуточном мосту устанавливается жесткая промежуточная опора.

На автомобилях повышенной проходимости применяют многовальные и многошарнирные передачи: три вала и шесть шарниров при колесной формуле 4×4 (рис. 4.2,*в*); четыре или пять валов при колесной формуле 6×6 (рис. 4.2,*г, д*).

4.2. Назначение и типы карданных шарниров

Карданным шарниром называется подвижное соединение, обеспечивающее передачу вращения между валами, оси которых пересекаются под углом. В автомобилях применяют шарниры равных (синхронные) и неравных (асинхронные) угловых скоростей.

Шарниры неравных угловых скоростей применяются двух типов: жесткий простой шарнир (рис. 4.3) и мягкий с упругим полукарданным шарниром (рис. 4.4). КПД таких карданных шарниров зависит от угла между соединяемыми валами, и с увеличением угла КПД резко снижается.

Простой жесткий карданный шарнир (рис. 4.3) состоит из: двух вилок (2, 4), крестовины (3), подшипников (11–13), уплотнения (9, 10), масленки и клапана (7, 8).

Упругий полукарданный шарнир (рис. 4.4) допускает передачу крутящего момента от одного вала к другому, расположенному под некоторым углом, благодаря деформации упругого звена, связыва-

ющего оба вала. Упругое звено может быть резиновым (рис. 4.4), резино-тканевым или резиновым, усиленным стальным тросом. В последнем случае полукарданный шарнир может передавать значительный крутящий момент и под несколько большим углом, чем в первых двух случаях.

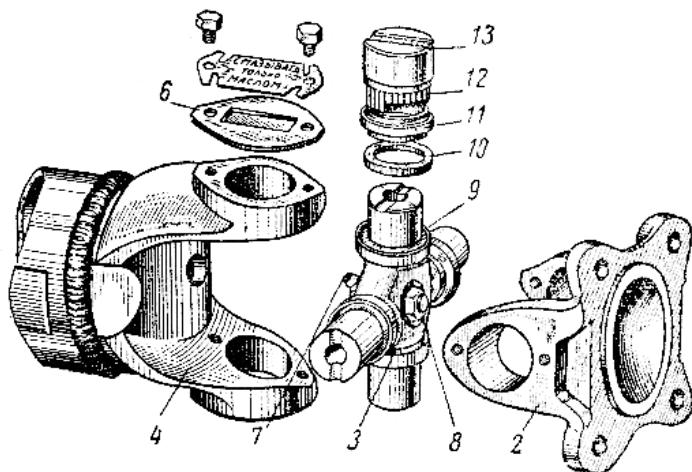


Рис. 4.3. Жесткий карданный шарнир неравных угловых скоростей: 2, 4 – вилки; 3 – крестовина; 6 – крышка подшипника; 7, 8 – масленка с клапаном; 9, 10 – уплотнение, 11, 12, 13 – подшипник

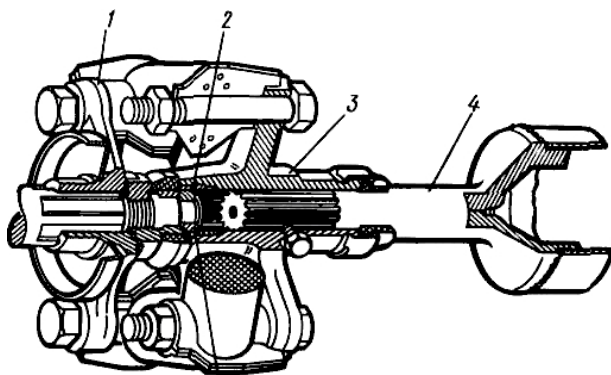


Рис. 4.4. Карданная передача с упругим полукарданным шарниром: 1, 3 – фланцы; 2 – втулка; 4 – карданный вал

Достоинствами такого шарнира являются:

- снижение динамических нагрузок при резких изменениях частоты вращения;
- отсутствие необходимости обслуживания в процессе эксплуатации;
- возможность небольшого осевого перемещения карданного вала;
- простота и малая стоимость конструкции.

Карданные шарниры равных угловых скоростей (синхронные) применяют в приводе управляемых колес, угол наклона ведомого вала в зависимости от конструкции шарнира может достигать 45 градусов. Некоторые конструкции синхронных шарниров выполняются с компенсирующим устройством внутри механизма, т. е. универсальными.

В основе всех конструкций карданных шарниров равных угловых скоростей (далее ШРУС) лежит единый принцип: точки контакта, через которые передаются окружные силы, находятся в бисекторной плоскости валов.

В четырехшариковом карданном шарнире с делительными канавками (типа «Вейс») (рис. 4.5) усилия в карданных шарнирах передаются через шарики, которые перемещаются по криволинейным канавкам, расположенным симметрично в вилках. Оси канавок при вращении образуют две сферические поверхности, пересекающиеся по окружности, которая и является траекторией движения шариков. Вследствие симметричного расположения канавок в обеих вилках при смещении валов на угол центры шариков всегда находятся в бисекторной плоскости. Вилки карданных валов центрируются одна относительно другой. Для этого между тор-

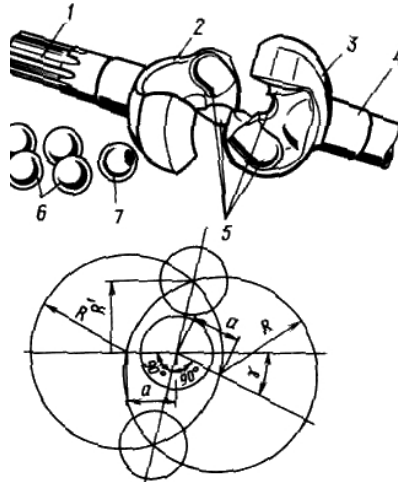


Рис. 4.5. Карданный шарнир типа «Вейс»: 1, 4 – валы; 2, 3 – кулаки; 5 – канавки; 6, 7 – шарики

цами вилки предусмотрен установочный шарик. Шарнир может работать при углах до 35° .

Достоинства: малая трудоемкость изготовления (наименьшая по сравнению с шарнирами равных угловых скоростей других типов); простота конструкции; высокий КПД, так как здесь преобладает трение качения.

Недостатки: передача усилия только двумя шариками при теоретически точечном контакте приводит к возникновению больших контактных напряжений; при работе возникают распорные нагрузки, особенно если центр шарнира не лежит на оси шкворня; долговечность в эксплуатации обычно не превышает 25–30 тыс. км; при работе шарнира появляются значительные осевые нагрузки, а при ошибках монтажа также и распорные силы, достигающие иногда значительной величины; повышенный износ вследствие высокого удельного давления.

В шестишариковом карданном шарнире с делительными канавками (типа «Бирфильд») (рис. 4.6) на поверхности кулака 4 по сфере радиуса $R1$ выфрезеровано шесть канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, внутренняя поверхность корпуса 1 выполнена по сфере радиуса $R2$ и также имеет шесть канавок переменной глубины. Сепаратор 3, в котором размещены шарики 2, имеет наружные и внутренние поверхности, выполненные по сфере радиусов соответственно $R1$ и $R2$. В положении, когда валы соосны, шарики находятся в плоскости, перпендикулярной осям валов, проходящей через центр шариков.

При наклоне одного из валов 5 на угол верхний шарик выталкивается из сужающегося пространства канавок вправо, а нижний шарик перемещается сепаратором влево. Центры шариков всегда находятся на пересечении осей канавок. Это обеспечивает их расположение в биссекторной плоскости, что является условием синхронного вращения валов.

Достоинства: малая стоимость и простота изготовления; отсутствие делительного рычажка позволяет этому шарниру работать при угле до $\gamma = 47^\circ$; КПД при малых углах выше 0,99; ресурс — около 150 тыс. км.

Недостатки: сравнительно большие потери объясняются тем, что наряду с трением качения для него характерно трение скольжения; шарнир простой, поэтому требуется компенсирующее устройство; КПД при $\gamma = -0,97$.

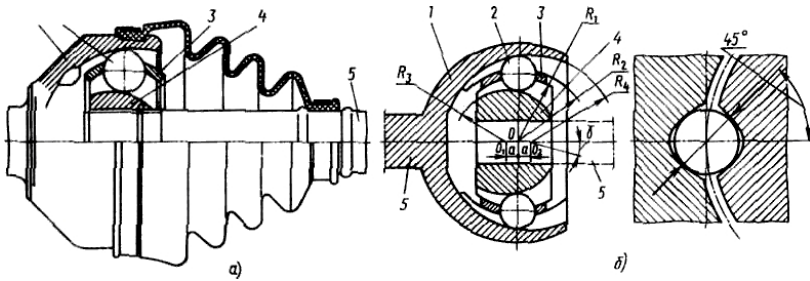


Рис. 4.6. Карданный шарнир типа «Бирфильд»: *a* – конструкция; *б* – схема; 1 – корпус; 2 – шарики; 3 – сепаратор; 4 – кулак; 5 – вал

В универсальном шестишариковом карданном шарнире (типа ГНК) (рис. 4.7) на внутренней поверхности цилиндрического корпуса шарнира нарезаны шесть продольных канавок эллиптического сечения, такие же канавки имеются на сферической поверхности кулака параллельно продольной оси вала. В канавках размещаются шесть шариков, установленных в сепараторе. Осевое перемещение происходит по продольным канавкам корпуса, причем перемещение карданного шарнира равно рабочей длине канавок корпуса, что влияет на размеры шарнира. Шарниры этого типа могут передавать крутящий момент до 50 кН·м. Однако при осевых перемещениях шарики не перекрываются, а скользят, что снижает КПД шарнира.

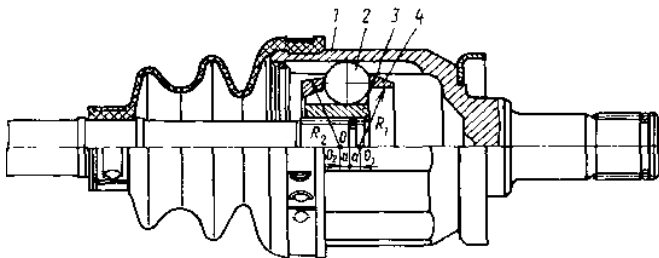


Рис. 4.7. Карданный шарнир типа ГНК:
1 – корпус; 2 – шарики; 3 – кулак; 4 – сепаратор

Шестишариковый карданный шарнир с делительным рычажком (типа «Рцепп») (рис. 4.8) имеет шесть меридианальных канавок полукруглой формы, центры которых совпадают с центром шарнира. Для того чтобы шарики были расположены в одной плоскости, они заключены в сферической чашке. Для установки шариков в биссекторной плоскости применяют специальный делительный рычажок, который имеет три сферические поверхности (концевые поверхности входят в гнезда ведущего и ведомого валов передачи, а средняя – в отверстие сферической чашки). При наклоне валов рычажок поворачивает сферическую чашку и шарики устанавливаются в биссекторной плоскости. Шарнир с делительным рычажком может работать при углах до 35° . Рекомендуется для применения на автомобилях средней и большой грузоподъемности.

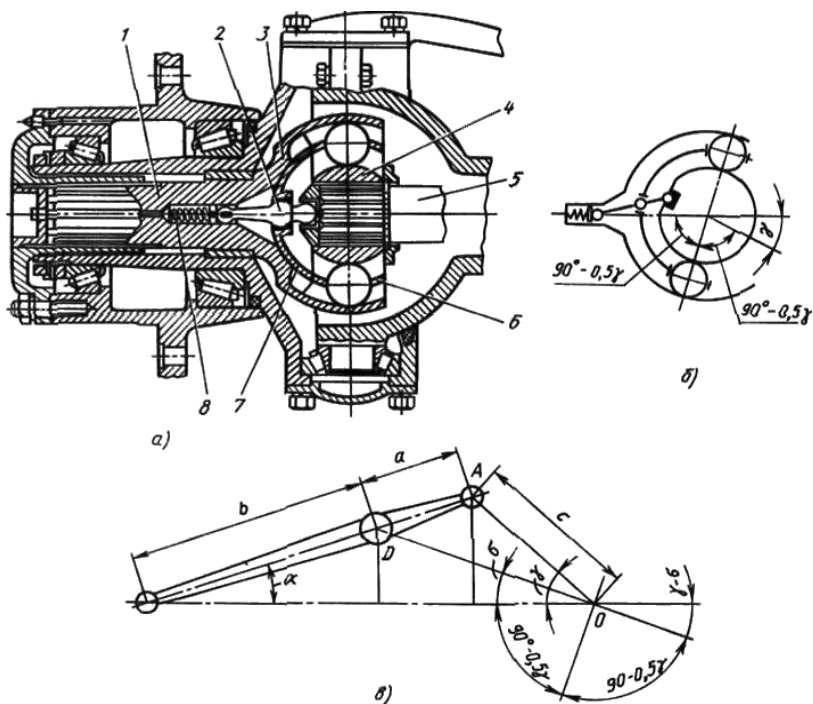


Рис. 4.8. Карданный шарнир типа «Рцепп»: *a* – конструкция; *б* – схема; *в* – схема рычажка; 1, 5 – валы; 2 – делительный рычажок; 3 – сферическая чашка; 4 – сферический кулак; 6 – сепаратор; 7 – направляющая чашка; 8 – пружина

Достоинства: обеспечивает передачу большого крутящего момента при малых размерах, так как усилия в этом шарнире передаются шестью шариками; отсутствуют распорные нагрузки в шарнире, если центр последнего совпадает с осью шкворня; высокая надежность, долговечность и большой КПД; достаточно точная кинематика шарнира.

Недостатки: технологически сложен в изготовлении; все детали его подвергаются токарной и фрезерной обработке с соблюдением строгих допусков, обеспечивающих передачу усилий всеми шариками; высокая стоимость.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Лебро») (рис. 4.9) состоит из цилиндрического корпуса 1, на внутренней поверхности которого под углом (примерно $150...160^\circ$) к образующей цилиндра нарезаны шесть прямых канавок; сферического кулака 2 также с нарезанными на его поверхности шестью канавками и сепаратора 3 с шариками 4, центрируемыми наружной сферической поверхностью по внутренней цилиндрической поверхности корпуса 1. Шарiki устанавливаются в пересечениях канавок, чем обеспечивается синхронность вращения валов, так как шарiki независимо от угла между валами всегда находятся в биссекторной плоскости.

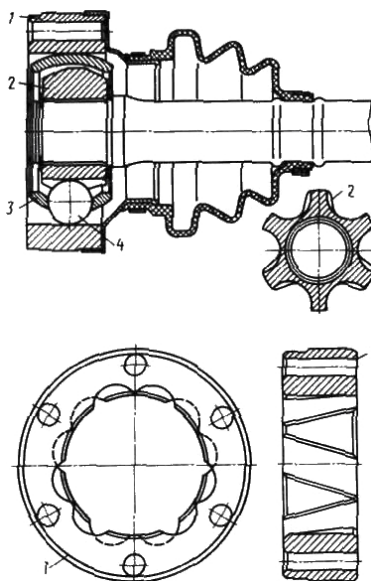


Рис. 4.9. Карданный шарнир типа «Лебро»: 1 – цилиндрический корпус; 2 – сферический кулак; 3 – сепаратор; 4 – шарiki

Достоинства: имеет меньшие размеры, чем шарниры других типов, так как рабочая длина канавок и ход шариков в 2 раза меньше хода вала; сепаратор не выполняет функции деления угла между валами, он менее нагружен, поэтому требования к точности изготовления ниже; шарнир имеет высокий КПД (0,99 при $\gamma = 10^\circ$);

наличие фланцевого разъема шарнира обеспечивает удобство монтажа, хотя конструкция при этом усложняется.

Недостатки: к точности расположения канавок предъявляются высокие требования.

Трехшиповой карданный шарнир (типа «Трипод») (рис. 4.10, 4.11) устанавливают на легковых и грузовых автомобилях малой грузоподъемности.

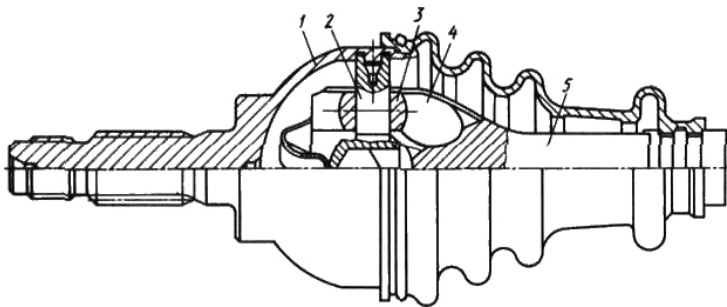


Рис. 4.10. Трехшиповой жесткий карданный шарнир типа «Трипод»: 1 – корпус; 2 – шипы; 3 – ролики; 4 – вилка; 5 – вал

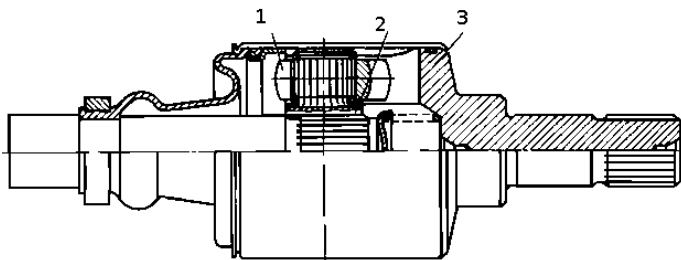


Рис. 4.11. Трехшиповой универсальный карданный шарнир типа «Трипод»: 1 – ролики; 2 – ступица; 3 – корпус

Конструктивно эти шарниры имеют два исполнения: шарниры, позволяющие передавать момент при углах между валами до 43° , но не допускающие осевых перемещений (шарниры жесткие, рис. 4.10), и универсальные шарниры, допускающие осевую компенсацию, но работающие при сравнительно небольших углах между валами (рис. 4.11). В жестком шарнире шипы 2, расположенные под углом 120° , закреплены в корпусе 1. Ролики 3

с шаровой поверхностью установлены на шипах и могут свободно на них поворачиваться. Вилка 4, выполненная вместе с валом 5, имеет три паза цилиндрического сечения. Поверхность вилки сферическая, что обеспечивает получение большого угла между валами.

Достоинства: малые потери при осевом перемещении, так как это обеспечивается практически только качением, что определяет высокий КПД; в этом шарнире равенство угловых скоростей валов достигается благодаря изменению положения центра конца вала.

Сдвоенные карданные шарниры (рис. 4.12), применяемые в приводе управляемых ведущих колес, могут иметь различные конструкции. Один из вариантов: два шарнира 1 неравных угловых скоростей объединяются общей вилкой 2. Равенство угловых скоростей должно обеспечиваться делительным рычажком. Однако такое равенство возможно только при равенстве углов $\gamma_1 = \gamma$, что в данной конструкции не соблюдается точно, так

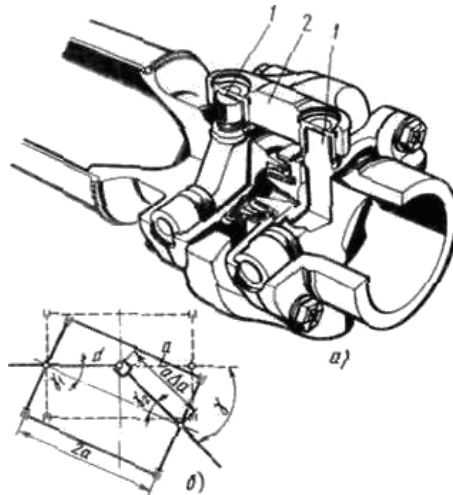


Рис. 4.12. Сдвоенный карданный шарнир: а – конструкция; б – схема; 1 – шарниры; 2 – вилка

как при наклоне вала плечо, связанное с левым валом, остается постоянным, а плечо, связанное с другим валом, увеличивается. Поэтому в сдвоенном шарнире с делительным рычажком синхронное вращение соединяемых валов может быть обеспечено только с некоторым приближением. Коэффициент неравномерности сдвоенного шарнира зависит от угла между валами и от конструктивных размеров делительного устройства. Например, при $\gamma = 47^\circ$ коэффициента неравномерности не превышает 1%, что в 30 раз меньше коэффициента неравномерности шарнира неравных угловых скоростей при этом же угле.

Кулачковые карданные шарниры (рис. 4.13, 4.14) применяются на автомобилях большой грузоподъемности в приводе к ведущим управляемым колесам. Такой шарнир работает аналогично сдвоенному, в котором первый шарнир создает неравномерность вращения, а второй устраняет эту неравномерность. В результате этого приводной вал вращается равномерно. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей шарнир способен передавать значительный по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами 45...50°.

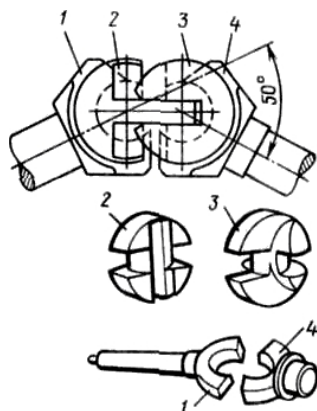


Рис. 4.13. Кулачковый карданный «шарнир Тракта»: 1, 4 – вилки; 2, 3 – фасонные кулаки

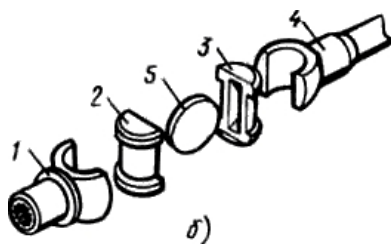


Рис. 4.14. Дисковый кулачковый карданный «шарнир Тракта»: 1, 4 – вилки; 2, 3 – кулаки; 5 – диск

На зарубежных автомобилях большой грузоподъемности широко применяется кулачковый карданный шарнир, известный под названием «шарнир Тракта». Он состоит из четырех штампованных деталей: двух вилок 1 и 4 и двух фасонных кулаков 2 и 3, трущиеся поверхности которых подвергаются шлифованию.

Существует дисковый кулачковый карданный шарнир, который устанавливается на ряде автомобилей (КамАЗ-4310, «Урал-4620», КАЗ-4540, КраЗ-260 и др.). Трудоемкость его изготовления по сравнению с трудоемкостью «шарнира Тракта» несколько большая. Максимальное значение угла между валами, обеспечиваемое этим шарниром, 45°.

Достоинства: простота конструкции и способность передавать крутящий момент до 30 кН·м вследствие наличия передающих поверхностей большой площади.

Недостатки: КПД этих шарниров ниже, чем у двоянных шарниров, и поэтому их устанавливают в картерах или снабжают специальными защитными кожухами и смазывают; при износе кардана появляется заметный шум; значительный нагрев при эксплуатации.

4.3. Требования к карданной передаче

К карданной передаче предъявляются требования, в соответствии с которыми она должна обеспечивать:

- передачу крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии (изгибающих, скручивающих, вибрационных, осевых);
- возможность передачи крутящего момента с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов, независимо от угла между соединяемыми валами;
- высокий КПД, бесшумность работы;
- углы наклона карданных валов должны быть по возможности минимальными, так как при этом карданная передача будет работать с более высоким КПД (однако слишком малые углы могут вызывать эффект бринеллирования);
- жесткость карданной передачи надо выбирать с учетом динамических характеристик всех элементов трансмиссии;
- критические числа оборотов карданной передачи должны быть выше чисел оборотов, максимально возможных по условиям эксплуатации.

4.4. Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей

4.4.1. Кинематические связи

Рассмотрим карданный шарнир, состоящий из ведущей и ведомой вилок и крестовины. Оси ведущего и ведомого валов расположены под углом γ (рис. 4.15). Из теории механизмов известно,

что соотношение углов поворота ведомого и ведущего валов такого шарнира определяется выражением:

$$\operatorname{tg} \beta = \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma, \quad (4.1)$$

где β – угол поворота ведомого вала; α – угол поворота ведущего вала.

Продифференцировав это выражение по времени, получим выражение:

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (4.2)$$

Поскольку угловая скорость ведущего вала определяется $\omega_1 = \frac{d\alpha}{dt}$, а угловая скорость ведомого вала $\omega_2 = \frac{d\beta}{dt}$, то из выражения (4.2) следует

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos \gamma}. \quad (4.3)$$

Используя выражение (4.1) и исключив из уравнения (4.3) $\cos^2 \beta$, получим

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \gamma}{(1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha)}. \quad (4.4)$$

Из выражения (4.4) следует, что наибольшие значения отношение $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ достигает при $\cos^2 \alpha = 1$, т. е. при $\alpha = \pi k$, где $k = 0, 1, 2 \dots n$; наименьшее значение $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ достигает при $\cos^2 \alpha = 0$, т. е. при $\alpha = \frac{\pi}{2} k$, где $k = 0, 1, 2 \dots n$.

Анализ этого выражения показывает, что максимальное и минимальное значения отношения $\frac{\omega_2}{\omega_1}$ могут быть определены из соотношений

$$\left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\max} = \frac{1}{\cos \gamma} \quad \text{и} \quad \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)_{\min} = \cos \gamma. \quad (4.5)$$

Неравномерность вращения ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего вала может быть оценена коэффициентом неравномерности:

$$K = \frac{(\omega_{2\max} - \omega_{2\min})}{\omega_1}.$$

Поскольку $\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \gamma}$, а $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \gamma$, то коэффициент неравномерности определится из выражения

$$K = \frac{\frac{\omega_1}{\cos \gamma} - \omega_1 \cos \gamma}{\omega_1} = \frac{\sin^2 \gamma}{\cos \gamma}. \quad (4.6)$$

Из уравнения (4.6) следует, что с увеличением угла между осями ведущего и ведомого валов γ неравномерность вращения ведомого вала интенсивно возрастает (рис. 4.15).

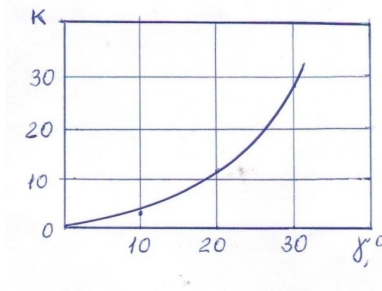


Рис. 4.15. График неравномерности вращения вала карданного шарнира неравных угловых скоростей

В карданной передаче с двумя шарнирами и валами, расположенными в одной плоскости (рис. 4.16), вилка ведомого вала расположена под углом $\frac{\pi}{2}$ по отношению к вилке ведущего вала. Для первого шарнира, у которого вилка лежит в плоскости чертежа, справедливо соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} \quad \text{или} \quad \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\cos \gamma_1}{\operatorname{tg} \alpha}.$$

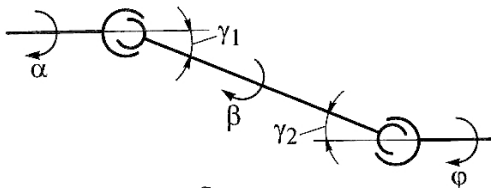


Рис. 4.16. Схема двухшарнирной карданной передачи

Для второго шарнира, у которого ведущая вилка повернута на угол $\frac{\pi}{2}$ относительно ведущей вилки первого шарнира, соотношение углов поворота валов будет описываться выражением

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right) / \cos \gamma_2 \quad \text{или} \quad \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi}.$$

Приравняв правые части равенств для первого и второго шарниров, получим уравнение $\frac{\cos \gamma_1}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi}$, откуда следует $\frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}$. Следовательно, синхронность вращения ведущего и ведомого валов двухшарнирной карданной передачи возможна в случае обеспечения равенства $|\gamma_1| = |\gamma_2|$.

В карданной передаче с тремя шарнирами и валами, лежащими в одной плоскости, вилки шарниров могут располагаться различными способами (рис. 4.17). Синхронность вращения ведущего и ведомого валов в каждом случае обеспечивается при соблюдении определенных требований по установке промежуточной опоры карданной передачи.

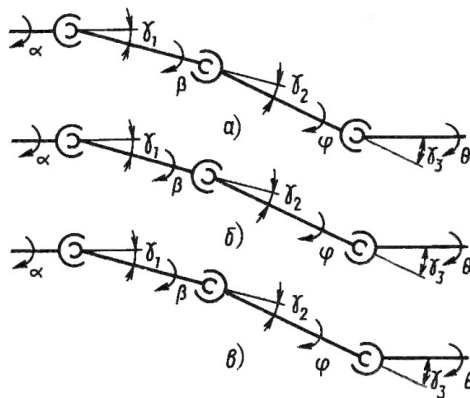


Рис. 4.17. Схемы трехшарнирных карданных передач

Для схемы, приведенной на рис. 4.17,а, соотношения углов поворота валов для первого, второго и третьего шарниров описываются уравнениями:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\cos \gamma_2}; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_3}$$

Из совместного решения этих уравнений получим соотношение: $\frac{\operatorname{tg}\theta}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\cos\gamma_2}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_3}$. Следовательно, синхронность вращения ведущего и ведомого валов трехшарнирной карданной передачи (рис. 4.17,а) возможна в случае обеспечения равенства $\cos\gamma_2 = \cos\gamma_1 \cos\gamma_3$.

Для схемы, приведенной на рис. 4.17,б, соотношение углов поворота валов для первого, второго и третьего шарниров описывается уравнениями:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma_1}; \quad \operatorname{tg}\varphi = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\cos\gamma_2}; \quad \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right)/\cos\gamma_3.$$

Отсюда следует, что соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов такой карданной передачи описывается выражением: $\frac{\operatorname{tg}\theta}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\cos\gamma_3}{\cos\gamma_1 \cos\gamma_2}$. Следовательно, синхронность вращения ведущего и ведомого валов трехшарнирной карданной передачи (рис. 4.17,б) возможна в случае обеспечения равенства $\cos\gamma_3 = \cos\gamma_1 \cos\gamma_2$.

Для схемы, приведенной на рис. 4.17,в, соотношения углов поворота валов для первого, второго и третьего шарниров описываются уравнениями:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma_1}; \quad \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)/\cos\gamma_2;$$

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \theta\right) = \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right)/\cos\gamma_3.$$

Отсюда следует, что соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов такой карданной передачи описывается выражением $\frac{\operatorname{tg}\theta}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\cos\gamma_2 \cos\gamma_3}{\cos\gamma_1}$. Следовательно, синхронность вращения ведущего и ведомого валов трехшарнирной карданной передачи (рис. 4.17,в) возможна в случае обеспечения равенства $\cos\gamma_1 = \cos\gamma_2 \cos\gamma_3$.

Неправильная установка карданных шарниров приводит к возникновению вибрации карданного вала и снижению долговечности передачи.

4.4.2. Силовые связи

Неравномерность вращения выходного вала карданного шарнира неравных угловых скоростей сказывается на инерционной на-

грузке в трансмиссии. Если пренебречь потерями мощности в карданном шарнире и считать, что мощности на ведущем и ведомом валах одинаковы, то есть

$$N_1 = N_2; \quad M_1 \omega_1 = M_2 \omega_2, \quad (4.7)$$

где M_1 и M_2 – моменты соответственно на ведущем и ведомом валах.

Из уравнения (4.7) с учетом (4.4) следует:

$$M_2 = \frac{M_1(1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \alpha)}{\cos \gamma}. \quad (4.8)$$

Наибольшее значение момент M_2 достигает при $\alpha = \frac{\pi}{2}k$, где $k = 0, 1, 2, \dots, n$; наименьшее значение момент M_2 достигает при $\alpha = \pi k$, где $k = 0, 1, 2, \dots, n$:

$$M_{2\max} = \frac{M_1}{\cos \gamma} \quad \text{и} \quad M_{2\min} = M_1 \cos \gamma.$$

Из выражения (4.8) следует, что карданный шарнир передает переменный по величине момент на ведомый вал. Если принять, что ведущий и ведомый валы карданной передачи вращаются равномерно, то дополнительный момент, вызванный этой неравномерностью, будет закручивать карданный вал на угол, равный разности

$$(\beta - \alpha) = \frac{M_{\text{доп}}}{C_{\text{вв}}},$$

где $M_{\text{доп}} = (M_{2\max} - M_1) = \frac{M_1}{\cos \gamma} - M_1 = M_1 \frac{1 - \cos \gamma}{\cos \gamma}$ – дополнительный момент; $C_{\text{вв}}$ – крутильная жесткость ведомого вала.

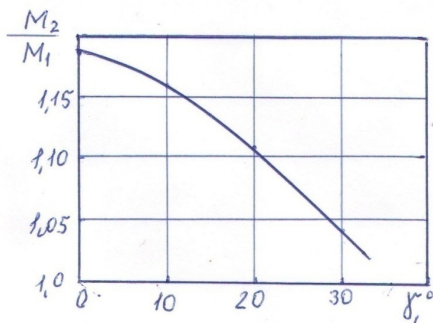


Рис. 4.18. График изменения момента на ведомом валу карданного шарнира неравных угловых скоростей

4.5. Расчет карданной передачи

4.5.1. Карданный вал

При расчете карданного вала определяют критическое число угловой скорости вращения, рассчитывают вал на прочность и жесткость.

Карданные валы изготавливают с трубчатым и сплошным сечением. Сплошные валы применяют в тех местах, где расстояние между соединяемыми механизмами относительно небольшое (например, привод передних управляемых ведущих колес). Трубчатые валы при меньшей массе передают большие крутящие моменты, имеют большую, чем сплошные валы, критическую частоту вращения. Изготавливаются трубчатые валы из малоуглеродистой стали 08кп, сталей 10 и 20 с толщиной стенок трубы 2...3,5 мм.

При установке карданной передачи на автомобиль не удается обеспечить идеальное совпадение оси вращения и оси расположения центров масс сечений вала. Поэтому при вращении вала возникает центробежная сила, действующая перпендикулярно продольной оси вала и вызывающая дополнительный прогиб на величину y (рис. 4.19):

$$P_{ц} = m (e + y)\omega^2, \quad (4.9)$$

где m – масса вала; e – смещение центра тяжести (массы) относительно оси вращения; ω – угловая скорость вращения вала.

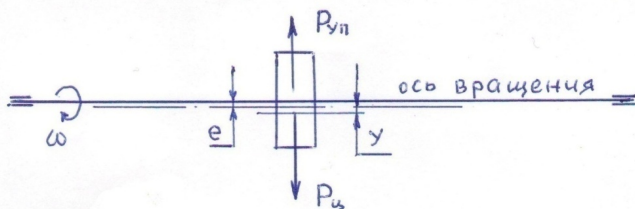


Рис. 4.19. Схема для определения критической частоты вращения карданного вала

Данная центробежная сила уравновешивается силой упругости вала

$$P_{уп} = c \cdot y, \quad (4.10)$$

где c – изгибная жесткость вала.

Из равенства сил $P_{ц} = P_{уп}$ или $m(e+y)\omega^2 = cу$ следует, что прогиб вала определяется из выражения

$$y = \frac{me\omega^2}{c - m\omega^2}. \quad (4.11)$$

Из этого выражения следует, что при условии $(c - m\omega^2) \rightarrow 0$ прогиб вала $y \rightarrow \infty$ и он может разрушиться. Критическая угловая скорость, вызывающая бесконечно большой прогиб, определится выражением

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (4.12)$$

и соответственно критическая частота вращения вала –

$$n_{кр} = \frac{30\omega_{кр}}{\pi}. \quad (4.13)$$

Изгибная жесткость вала равна

$$c = \frac{ql}{y}, \quad (4.14)$$

где q – плотность металла вала; l – длина вала.

Прогиб вала зависит от характера его нагружения и способа закрепления на опорах. Для трубчатого вала, свободно лежащего на опорах и равномерно нагруженного по его длине прогиб может быть определен из выражения

$$y = \frac{5ql^4}{384Ej}, \quad (4.15)$$

где $E = 2 \times 10^5$ МПа – модуль упругости стали при изгибе;

– момент инерции поперечного сечения трубчатого вала

$$J = \frac{\pi(d_n^4 - d_b^4)}{64}; \quad (4.16)$$

– момент инерции поперечного сечения сплошного вала

$$J = \frac{\pi d^4}{64}, \quad (4.16')$$

d_n и d_b – наружный и внутренний диаметры трубы вала.

Масса вала определится по формуле

$$m = Vq = \frac{\pi(d_n^2 - d_b^2)lq}{4}, \quad (4.17)$$

где V – объем вала.

С учетом всех приведенных выражений для массы вала, изгибной жесткости, момента инерции критическая частота вращения вала определится выражениями:

для трубчатого вала:

$$n_{кр} = 12 \times 10^4 \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{l^2}; \quad (4.18)$$

для сплошного вала:

$$n_{кр} = 12 \times 10^4 \frac{\pi d_H}{l^2}. \quad (4.19)$$

При установке карданного вала в защемленной опоре числовой коэффициент в формулах (4.18) и (4.19) следует принимать большим в 1,5...2,5 раза.

Критическая частота вращения карданного вала должна быть в 1,5...2,0 раза больше максимальной эксплуатационной частоты вращения. Значение критической частоты вращения вала увеличивается при уменьшении длины вала, увеличении внешнего и внутреннего диаметров трубы вала. Уменьшение длины вала достигается за счет применений двухвальной конструкции карданной передачи, удлинителей выходного вала коробки передач или ведущего вала главной передачи.

Трубчатый карданный вал на прочность рассчитывается по напряжению на кручение:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр \max} u_{Т \max} d_H}{0,2(d_H^4 - d_B^4)}. \quad (4.20)$$

Для материалов, применяемых при изготовлении трубы вала, допускаемое напряжение кручения составляет $[\tau_{кр}] = 100...120$ МПа.

Сплошные карданные валы применяются в основном в приводе к передним управляемым ведущим колесам, и изготавливают их из легированных сталей, например 40Х. Сплошной карданный вал на прочность рассчитывается по напряжению на кручение:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр \max} u_{Т \max}}{0,2d_H^3}. \quad (4.21)$$

Допускаемое напряжение кручения для легированных сталей принимается $[\tau_{кр}] = 300...400$ МПа.

Угол закручивания карданного вала определяется по формуле

$$\Theta_{кр} = \frac{180}{\pi} \times \frac{M_{e \max} u_{к1} L}{l_{кр} G}, \quad (4.22)$$

где L – длина вала; $I_{кр}$ – момент инерции сечения вала при кручении; $G = 85$ ГПа – модуль упругости при кручении.

Допустимый угол закручивания $7...8^\circ$ на один метр длины вала.

Приваренные к трубе шлицевой наконечник и вилки изготавливают из углеродистой конструкционной или легированной сталей 30, 35Х, 40, 40ХНМА, 45. Крутящий момент, передаваемый через карданную передачу, вызывает смятие и срез шлицев наконечника и вилки.

Напряжение смятия шлицев по среднему диаметру:

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{e\max}u_{кл}}{(d_{Нш}^2 - d_{Вш}^2)l_{ш}n_{ш}}, \quad (4.23)$$

где $d_{нш}$ и $d_{вш}$ – наружный и внутренний диаметры шлицев; $l_{ш}$ – длина шлица; $n_{ш}$ – количество шлицев.

Допускаемое напряжение на смятие равно: $[\sigma_{см}] = 15...20$ МПа.

Напряжение среза шлица определяется у его основания:

$$\tau_{кр} = \frac{8M_{e\max}u_{кл}}{d_{вш}b_{ш}l_{ш}n_{ш}}, \quad (4.24)$$

где $b_{ш}$ – ширина шлица.

Допускаемое напряжение на срез равно: $[\tau_{кр}] = 25...30$ МПа.

При осевых перемещениях вала по шлицам возникает осевая сила

$$Q = \frac{4M_{e\max}u_{кл}\mu}{(d_{нш} + d_{вш})}, \quad (4.25)$$

где μ – коэффициент трения.

Эта сила вызывает сжатие и растяжение вала. Напряжение сжатия определяется по формуле

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{F}, \quad (4.26)$$

где F – площадь сечения вала.

Снизить осевую нагрузку на вал можно за счет увеличения диаметра шлицев и уменьшения коэффициента трения. Значительно уменьшить μ удастся заменой трения скольжения в шлицах на трение качения.

4.5.2. Карданный шарнир

В карданном шарнире неравных угловых скоростей рассчитывают вилку и крестовину. Шипы крестовины рассчитываются

на изгиб и срез по максимальному крутящему моменту двигателя с учетом передаточного отношения первой передачи коробки и коэффициента динамичности или предельному моменту сцепления ведущих колес с дорогой при коэффициенте сцепления $\varphi = 0,8$. В этих расчетах коэффициент запаса принимается равным 2.

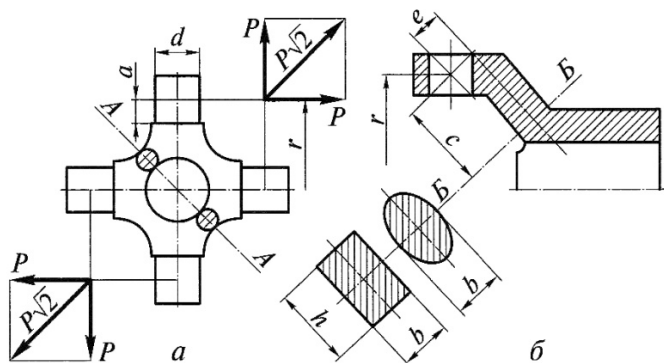


Рис. 4.20. Схема для расчета деталей карданного шарнира на прочность: а – крестовина; б – вилка

Шип крестовины на изгиб рассчитывается в опасном сечении у его основания (рис. 4.20,а):

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{e \max} u_{\text{кл}} a}{2r_{\text{ш}} \cos \gamma 0,1 d_{\text{ш}}^3}, \quad (4.27)$$

где a – плечо изгиба шипа; $r_{\text{ш}}$ – средний радиус шипа или плечо приложения окружной силы к шипу; γ – угол между ведущим и ведомым валами шарнира; $d_{\text{ш}}$ – диаметр шипа.

Крестовины кардана изготавливают из малоуглеродистых легированных сталей 12ХНЗА, 18ХГТ, 20Х. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{\text{из}}] = 300$ МПа.

Напряжение среза шипа крестовины определяется из выражения

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{M_{e \max} u_{\text{кл}}}{2r_{\text{ш}} \cos \gamma S_{\text{ш}}}, \quad (4.28)$$

где $S_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4}$ – площадь сечения шипа крестовины.

Допускаемое напряжение среза равно $[\tau_{\text{ср}}] = 60 \dots 80$ МПа.

Крестовина кардана подвергается разрыву по сечению А-А (рис. 4.20,а). Напряжение разрыва в сечении А-А равно:

$$\sigma_p = \frac{M_{e\max} u_{kl} \sqrt{2}}{2r_{ш} \cos\gamma S_k}, \quad (4.29)$$

где S_k – площадь сечения крестовины.

Допускаемое напряжение на разрыв равно: $[\sigma_p] = 100...150$ МПа.

Вилка карданного шарнира (рис. 4.20,б) рассчитывается на изгиб и кручение. Напряжение изгиба в сечении Б-Б

$$\sigma_{из} = \frac{M_{e\max} u_{kl} c}{2r_{ш} \cos\gamma W_{из}}, \quad (4.30)$$

где c – плечо изгиба в сечении Б-Б; $W_{из}$ – момент сопротивления изгибу; $W_{из} = \frac{bh^2}{6}$ – для прямобочного сечения $W_{из} = \frac{bh^2}{10}$ – для эллиптического сечения.

Допускаемое напряжение для сталей 35, 40, 45 составляет $[\sigma_{из}] = 60...80$ МПа.

Напряжение кручения вилки в опасном сечении Б-Б

$$\tau_{кр} = \frac{M_{e\max} u_{kl} l}{2r_{ш} \cos\gamma W_{кр}}, \quad (4.31)$$

где l – плечо действия силы при кручении (рис. 4.20,б); $W_{кр}$ – момент сопротивления кручению сечения Б-Б; $W_{кр} = \alpha hb^2$ – для прямобочного сечения ($\alpha = 0,208...0,267$ – коэффициент соотношения сторон при $\frac{h}{b} = 1,0...3,0$); $W_{кр} = \frac{hb^2}{5}$ – при эллиптическом сечении.

Допускаемое напряжение кручения вилки карданного шарнира принимается $[\tau_{кр}] = 100...150$ МПа.

Игольчатый подшипник карданного шарнира неравных угловых скоростей проверяется по допустимой нагрузке

$$P_{\max} \leq 7900 \frac{d_p l_p z_p}{\sqrt[3]{n_M \operatorname{tg}\gamma} u_{kl}}, \quad (4.32)$$

где d_p, l_p, z_p – диаметр, длина и количество роликов (игл) в подшипнике крестовины кардана; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте.

В четырехшариковом карданном шарнире равных угловых скоростей (рис. 4.21) нагрузка передается через два шарика и для определения допустимого окружного усилия P в контакте шариков диаметра $d_{\text{шп}}$ с поверхностью канавок используют зависимости:

напряжение смятия шарика $\sigma_{\text{см}} = 5100$

$$\sigma_{\text{см}} = 5100 \sqrt[3]{\frac{P}{d_{\text{шп}}^2}}, \quad (4.33)$$

где P – окружная сила, действующая на один шарик, определится из зависимости:

$$P = \frac{M_{\text{е max}} u'_{\text{T max}}}{2Rn_{\text{шп}}}, \quad (4.34)$$

где $d_{\text{шп}}$ – диаметр шарика шарнира; $n_{\text{шп}}$ – количество шариков; R – плечо приложения окружной силы P на шарики шарнира; $u'_{\text{T max}}$ – передаточное отношение трансмиссии от двигателя до рассчитываемого шарнира.

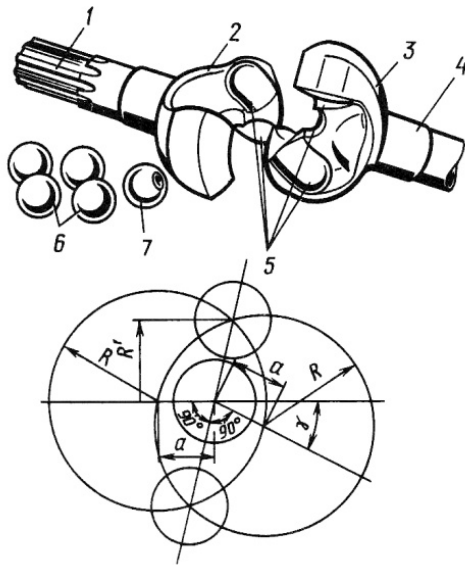


Рис. 4.21. Схема для расчета деталей шарикового карданного шарнира равных угловых скоростей

Поскольку шарниры равных угловых скоростей чаще всего используют в полноприводных автомобилях, расчетный момент мо-

жет определяться исходя из сцепного веса, приходящегося на колесо P_k , и коэффициента сцепления $\varphi = 0,9$:

$$M_p = P_k r_k \varphi. \quad (4.35)$$

При расчете шарикового карданного шарнира с делительным рычажком число шариков (рис. 4.22) выбирают четным. Чтобы обеспечить необходимую плавность работы и равномерное распределение нагрузок, устанавливают шесть шариков. Окружное усилие P , приложенное к шарикам, равно

$$P = \frac{M_p}{n_{шп} R}. \quad (4.36)$$

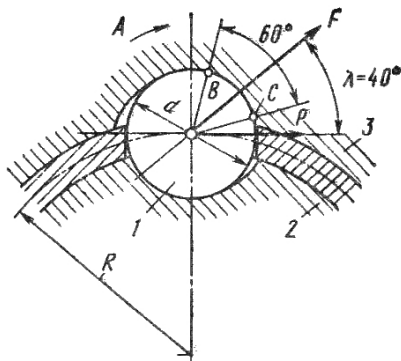


Рис. 4.22. Расчетная схема шарикового карданного шарнира с делительным рычажком

Нормальное усилие F между контактными поверхностями шарика и канавками обойм

$$F = \frac{P}{\cos \lambda} = \frac{M_p}{n_{шп} R \cos \lambda}. \quad (4.37)$$

Размеры внутренней обоймы и, соответственно, радиус расположения шариков выбираются из условия надежной связи с ведущим валом. Соотношение между радиусом расположения шариков и диаметром шариков рекомендуется выбирать по эмпирической зависимости $R/d_{шп} = 1,71$. Для исключения преждевременного износа шариков и канавок рекомендуется следующая зависимость между нормальной силой и диаметром шариков: $F = 2660 d_{шп}^2$.

Подстановкой этого выражения в (4.37) при $\lambda = 40^\circ$ получаем

$$d_{\text{шп}} = \sqrt[3]{\frac{M_p}{2100}}. \quad (4.38)$$

В качестве материалов при изготовлении шарниров равных угловых скоростей используют для обойм сталь 15НМ, для шариков – сталь ШХ15.

Вопросы для самоконтроля

1. Расскажите о назначении карданной передачи.
2. Какие технические требования предъявляются к карданным передачам?
3. В чем особенности работы и эксплуатации карданных передач?
4. Какие используются конструктивные схемы карданных приводов к агрегатам автомобиля?
5. Какие бывают конструкции карданных шарниров?
6. Каково назначение промежуточной опоры карданной передачи?
7. В чём особенности кинематики двухвальной карданной передачи с шарниром неравных угловых скоростей?
8. Как конструктивно избежать неравномерности вращения выходного вала карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей?
9. Каким образом конструкция равных угловых скоростей обеспечивает равномерность вращения выходного вала?
10. Объясните физический смысл критической частоты вращения вала карданной передачи.
11. Какие параметры вала карданной передачи в первую очередь влияют на величину критической частоты его вращения?
12. Обозначьте допустимый диапазон углов закручивания валов карданных передач.

5. ТРАНСМИССИЯ. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПРИВОД НА ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА

5.1. Главная передача

5.1.1. Назначение и типы главных передач. Требования к главной передаче

Главная передача предназначена для постоянного увеличения крутящего момента, передаваемого через дифференциал и привод к ведущим колесам, и, соответственно, для уменьшения угловой скорости их вращения. Главная передача обеспечивает движение автомобиля с максимальной скоростью и оптимальный расход топлива. Передаточное отношение главной передачи зависит от типа автомобиля, мощности и оборотистости двигателя. На легковых автомобилях передаточное число главной передачи составляет 3,5...5,5, на грузовых автомобилях – 6,5...9,0.

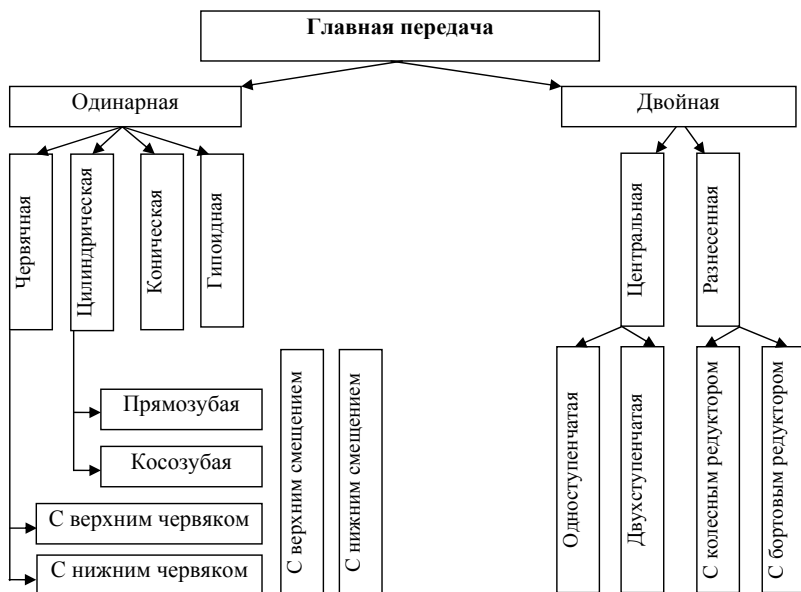


Рис. 5.1. Типы главных передач

На автомобилях применяются главные передачи различных типов (рис. 5.1). Тип главной передачи определяется типом и назначением автомобиля, его компоновкой, в первую очередь – расположением двигателя и ведущего моста.

Одинарные передачи применяются на легковых автомобилях и на грузовых малой и средней грузоподъемности. Такая передача состоит из одной пары шестерен – червячной, цилиндрической или конической.

Червячные главные передачи (рис. 5.2,в) могут быть с верхним или с нижним расположением червяка 3 относительно колеса 4, имеют передаточное отношение 4...5 и в настоящее время применяются редко. Обеспечивают по сравнению с другими передачами меньшие габариты, меньший шум, плавное зацепление и минимальные динамические нагрузки. Однако КПД такой передачи наименьший (0,9...0,92), она является дорогостоящей конструкцией по трудоемкости изготовления и стоимости материалов.

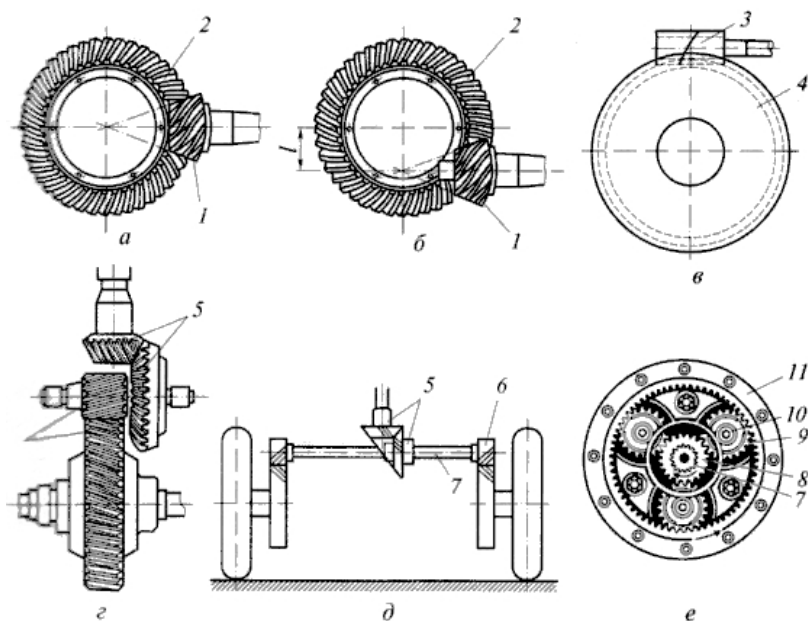


Рис. 5.2. Главные передачи автомобилей: а – коническая; б – гипоидная; в – червячная; г – двойная центральная; д – двойная разнесенная с бортовым редуктором; е – двойная разнесенная с колесным редуктором

Цилиндрические передачи применяются на легковых автомобилях с поперечным расположением двигателя (рис. 5.3) и на грузовых автомобилях в двойных главных передачах (рис. 5.2, *г, д, е*). При этом в центральных главных передачах цилиндрические шестерни косозубые, в колесных редукторах – прямозубые. Передаточное число таких передач 3,5...4,2, КПД такой передачи не менее 0,98.

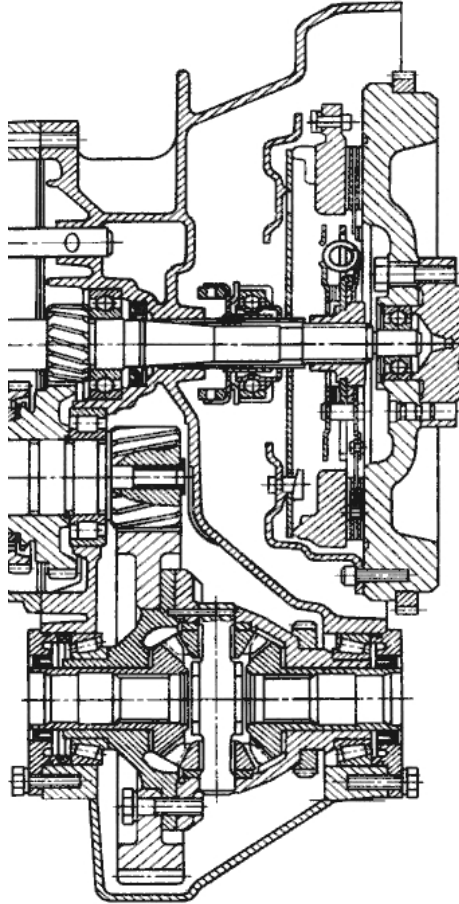


Рис. 5.3. Цилиндрическая главная передача легкового автомобиля

Конические передачи (рис. 5.2, *а*), или передачи с пересекающимися осями шестерен, применяются на грузовых автомобилях в двойных главных передачах. Оси ведущей шестерни 1 и ведомой

шестерни 2 лежат в одной плоскости и пересекаются. Такие шестерни изготавливаются со спиральным (круговым) зубом. Они менее шумны в работе, имеют высокий КПД 0,97...0,98. Передаточные отношения на легковых автомобилях составляют 3,5...4,5; у грузовых автомобилей – 5...7.

Гипоидная главная передача (рис. 5.2,б), или передача со скрепляющимися осями, широко применяется на легковых и грузовых автомобилях. Оси ведущей шестерни 1 и ведомой шестерни 2 не лежат в одной плоскости и не пересекаются, а перекрещиваются. Смещение оси ведущей шестерни может быть как вниз (у легковых автомобилей), так и вверх (у грузовых автомобилей). Гипоидная передача с верхним расположением ведущей шестерни используется на многоосных автомобилях, что позволяет сделать мост проходным. Гипоидная передача по сравнению с другими конструкциями более прочна и бесшумна, имеет плавное зацепление, меньшие габариты при одинаковом передаточном отношении и передаваемом моменте. При нижнем расположении ведущей шестерни снижается центр массы автомобиля, уменьшается тоннель в днище кузова, ниже располагается карданная передача. Передаточные числа гипоидной главной передачи составляют у легковых автомобилей 3,5...4,5 и у грузовых автомобилей 5...7. Она имеет относительно высокий КПД – 0,96...0,97.

Для гипоидной передачи характерным является наличие, наряду со скольжением в поперечном направлении (V_1), продольного скольжения (V_s) со скоростью

$$V_s = V_1 = \frac{\sin(\beta_{\omega_1} - \beta_{\omega_2})}{\cos \beta_{\omega_2}}, \quad (5.1)$$

где β_{ω_1} и β_{ω_2} – углы наклона спирали зуба ведущей и ведомой шестерен в среднем сечении; V_1 – окружная скорость зубчатой передачи.

Наличие продольного скольжения улучшает процесс приработки поверхностей зубчатых колес, что способствует бесшумной работе передачи. Однако наличие продольного скольжения ведет к увеличению потерь в передаче и снижению КПД. Гипоидная передача требует более точного изготовления, сборки и регулировки. Из-за повышенного и продольного скольжения в контакте гипоидной передачи требуется применение специального гипоидного

масла с сернистыми и другими присадками, образующими на зубьях шестерен прочную масляную пленку.

Двойные главные передачи применяют на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности. Применение двойных главных передач позволяет получить большое передаточное число при относительно небольших габаритах ведущего моста. Такие передачи имеют две зубчатые пары и обычно состоят из пары конических шестерен со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с прямыми или косыми зубьями.

КПД двойных главных передач составляет 0,93...0,96.

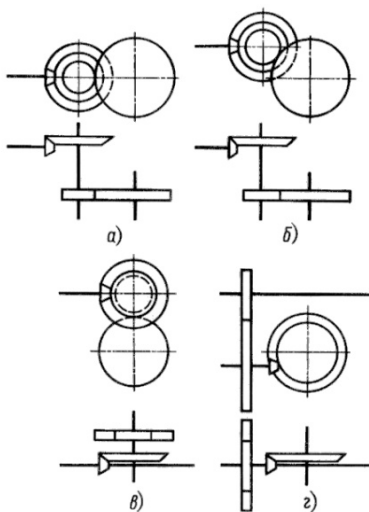


Рис. 5.4. Схемы двойных центральных главных передач: а – оси шестерен лежат в одной плоскости; б, в, г – оси шестерен не лежат в одной плоскости

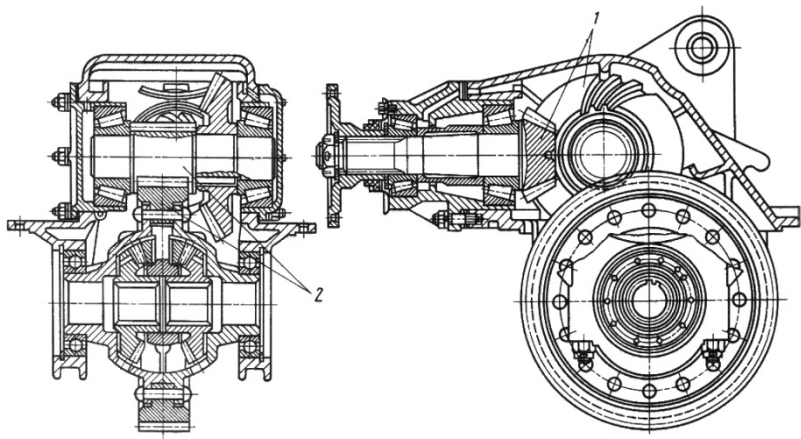


Рис. 5.5. Двойная центральная главная передача со смещением ведомой цилиндрической шестерни вниз: 1 – коническая зубчатая пара; 2 – цилиндрическая зубчатая пара

В центральной двойной главной передаче (рис. 5.2,з) коническая зубчатая пара 5 и цилиндрическая пара 6 размещены в картере ведущего моста, и от них крутящий момент через дифференциал и полуоси передается к ведущим колесам. При колесной формуле 4×2 оси зубчатых пар лежат в одной горизонтальной плоскости (рис. 5.4,а). На автомобилях с колесной формулой 6×4 ось ведомой цилиндрической шестерни может быть смещена вниз по отношению к осям остальных шестерен, с тем чтобы можно было сделать ведущий мост проходным (рис. 5.4в, з).

В разнесенной главной передаче (рис. 5.2,з, д) коническая пара шестерен 5 находится в картере в центре ведущего моста, а цилиндрические шестерни 6 – в колесных редукторах. При этом соединение дифференциала с колесными редукторами производится через полуоси 7. В разнесенных главных передачах широкое применение получили однорядные планетарные колесные редукторы (рис. 5.2,д), состоящие из цилиндрических прямозубых зубчатых шестерен: солнечной 8, коронной 11 и сателлитов 9. Солнечная шестерня соединена с полуосью и находится в зацеплении с тремя сателлитами, сателлиты свободно вращаются на осях водила 10, жестко связанного с балкой моста. Сателлиты входят в зацепление с коронной шестерней, прикрепленной к ступице колеса. Крутящий момент от центральной конической пары шестерен 5 передается к дифференциалу, полуосям 7, солнечной шестерне 8, сателлитам 9, коронной шестерне 11 и к ступицам колес.

При разделении главной передачи через дифференциал и полуоси передается крутящий момент меньшего значения, уменьшаются нагрузки на них и, соответственно, их размеры, уменьшаются размеры картера ведущего моста, увеличивается дорожный просвет автомобиля и тем самым улучшается проходимость. Однако разнесенная главная передача более сложная по конструкции, имеет большую металлоемкость, дорогая и трудоемкая в изготовлении.

5.1.2. Требования к главной передаче

К главной передаче наряду с общими требованиями предъявляются следующие специальные требования:

- передаточное число, соответствующее оптимальным тяговым качествам и топливной экономичности;

- минимальные габариты и обеспечение необходимого дорожного просвета;
- низкий уровень шума;
- достаточная прочность и жесткость при минимальной массе.

Размеры главной передачи определяют значение дорожного просвета, что существенно сказывается на проходимости автомобиля. Кроме того, размеры главной передачи переднего ведущего моста определяют высоту расположения двигателя и влияют на компоновку автомобиля.

В конической и гипоидной передачах уменьшение габаритов может быть достигнуто за счет уменьшения числа зубьев ведущей и ведомой шестерен при данном значении модуля зацепления, определяемом прочностью конструкции. Однако минимальное значение числа зубьев ведущей шестерни не может быть менее пяти.

Из одинарных главных передач наименьший дорожный просвет обеспечивает цилиндрическая передача (рис. 5.3), у которой ведомая шестерня располагается ниже ведущей.

Двойная центральная главная передача имеет относительно небольшие габариты и обеспечивает вполне приемлемый дорожный просвет. Однако лучшие характеристики по габаритам и дорожному просвету имеют разнесенные главные передачи (рис. 5.2,з, д; 5.4; 5.5).

Одним из основных показателей, характеризующих совершенство конструкции главной передачи и ее состояние в процессе эксплуатации, является уровень шума, создаваемый при работе. Уровень шума главной передачи зависит от точности изготовления шестерен, точности регулирования контакта зубчатых поверхностей, жесткости всех деталей ведущего моста (картера, валов, подшипников) и способа установки шестерен и подшипников.

Конструктивно жесткость картера главной передачи обеспечивается соответствующими толщиной стенок, конфигурацией, оребрением, креплением картера к балке моста. У грузовых автомобилей ведущий вал-шестерня устанавливается на подшипнике в специальном стакане и фланцем крепится к картеру главной передачи. Такая конструкция облегчает решение задачи регулирования зацепления и предварительного натяга подшипников. На некото-

рых автомобилях картер главной передачи изготавливается заодно с балкой ведущего моста. Однако эта балка должна быть разъемной.

Шестерни главной передачи устанавливаются таким образом, чтобы их перемещение в направлении действия сил в зацеплении было минимальным.

Ведущая шестерня может устанавливаться как консольно (рис. 5.6,а), так и на дополнительной опоре (рис. 5.6,б). При консольном расположении смещение ведущей шестерни 1 больше, чем такой же шестерни 1 при расположении в опоре. При консольном расположении шестерни конические подшипники устанавливают вершинами конусов вовнутрь и расстояние между подшипниками увеличивают (размер a). Подшипник, расположенный ближе к шестерне, делают большего размера. Когда шестерня находится на дополнительной опоре, подшипники сближают при их расположении на валу, при этом цилиндрический подшипник 4 воспринимает радиальную силу, а конические подшипники – осевую.

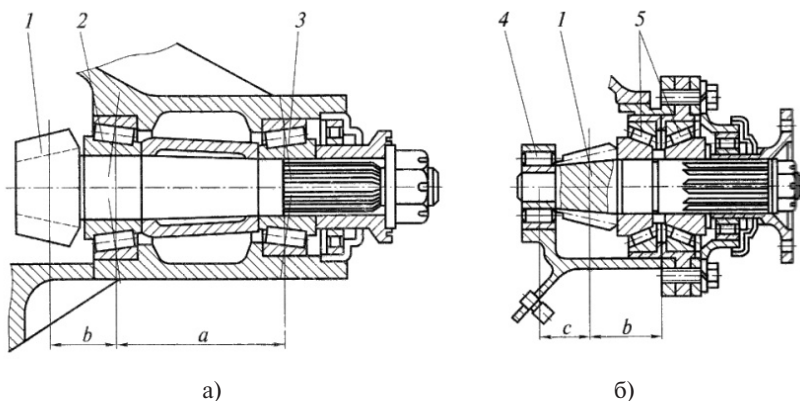


Рис. 5.6. Варианты установки ведущего вала-шестерни конической главной передачи: а – консольное расположение шестерни; б – с дополнительной опорой; 1 – ведущая шестерня; 2, 3, 4, 5 – подшипники; a – расстояние между подшипниками; b , c – плечи приложения окружной силы

Жесткость подшипников ведущей шестерни в осевом направлении можно увеличить созданием предварительного натяга. Предварительным натягом устраняются зазоры и создается пред-

варительное сжатие подшипников. Этот натяг создается при сборке главной передачи и служит не только для повышения осевой жесткости подшипников, но и для их разгрузки от значительных осевых сил, возникающих в коническом зацеплении шестерен. Соответствующий уровень предварительного натяга обеспечивается изменением расстояния между внутренними кольцами конических подшипников. Величина натяга определяется значением момента сопротивления повороту вала ведущей шестерни на подшипниках при отсутствии зацепления с ведомой шестерней. Для различного типа автомобилей значение предварительного натяга конических подшипников вала ведущей шестерни составляет 0,8...2,0 Нм.

Ведомая шестерня 2 крепится к корпусу дифференциала 3 (рис. 5.7), который, в свою очередь, устанавливается на конических подшипниках 1 и 4, располагаемых вершинами конусов наружу. Такое расположение подшипников обеспечивает возможность регулирования натяга самих подшипников и зацепления конической зубчатой передачи. Величина предварительного натяга этих подшипников примерно такая же, как и подшипников ведущего вала шестерни, и измеряется при отсутствии зацепления с ней.

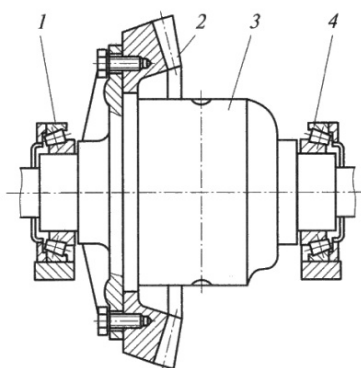


Рис. 5.7. Установка ведомой шестерни конической главной передачи: 1, 4 – подшипники; 3 – ведомая шестерня; 3 – дифференциал

Подшипник 1 на рис. 5.7 имеет большую нагрузку, чем подшипник 4, поскольку ведомая шестерня 2 располагается на меньшем расстоянии от него и на этот подшипник дополнительно действует осевая сила. Поэтому на грузовых автомобилях этот подшипник часто имеет больший размер, чем другой.

Действующая в коническом зацеплении осевая сила вызывает деформацию ведомой шестерни, ее прогиб и перекося, что нарушает точность контакта зубьев и повышает уровень шума. Для уменьше-

ния величины деформации ведомой шестерни применяют специальные упоры, которые могут быть регулируемые или нерегулируемые (рис. 5.8). Упор вступает в действие, когда смещение ведомой шестерни превысит допустимое значение. Поэтому в нерабочем состоянии зазор между упором и торцевой поверхностью ведомой шестерни выбирают обычно 0,15...0,20 мм.

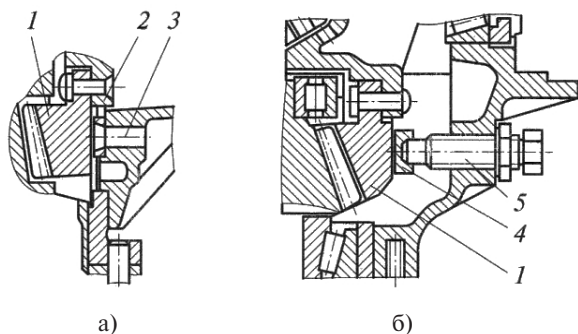


Рис. 5.8. Конструкция упоров ведомой конической шестерни главной передачи: *a* – не регулируемый упор; *б* – регулируемый упор; 1 – шестерня; 2 – пластина; 3 – штифт; 4 – наконечник; 5 – регулировочный болт

Жесткость всех элементов главной передачи должна быть выбрана таким образом, чтобы смещения в конической передаче находились в допустимых пределах, которые указаны на рис. 5.9.

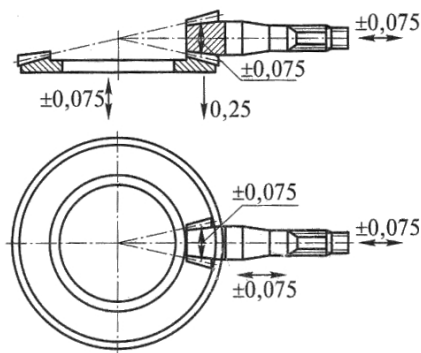


Рис. 5.9. Допустимые значения смещений элементов конической главной передачи

5.1.3. Расчет главной передачи

Определение основных параметров главной передачи

Основными параметрами конической главной передачи являются конусное расстояние L_ω и модуль зубчатого зацепления. Конусное расстояние рассчитывается из условия обеспечения контактной прочности поверхности зуба.

Конусное расстояние может быть определено из формулы

$$L_\omega = (1+u)^{0,5} \sqrt[3]{\frac{(Z_M Z_H Z_\epsilon)^2 M_p k_H}{[\sigma_H]^2 (1-0,5\psi_{Lc})^2 \psi_{Lc} u \cdot 2 \cdot 0,85}}, \quad (5.2)$$

где u – передаточное число зубчатой пары; $Z_M = \sqrt{\frac{E}{\pi(1-\mu^2)}}$ – коэффициент материала; μ – коэффициент Пуассона, для стальных колес $\mu = 0,3$; $E = \frac{2E_1 E_2}{(E_1 + E_2)}$ – приведенный модуль упругости пары; E_1 и E_2 – модули упругости зубчатых колес; $Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{k_\epsilon \epsilon_\alpha}}$ – коэффициент контактной линии; $k_\epsilon = 0,9 \dots 1,0$ – коэффициент изменения суммарной длины контактной линии; $\epsilon_\alpha = 1,6$ – коэффициент торцового перекрытия; $Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_\omega}{\sin \alpha_\omega \cos \alpha_\omega}}$ – коэффициент, учитывающий форму рабочих поверхностей; β_ω – угол наклона зубьев в среднем сечении; α_ω – угол зацепления в торцовом сечении; k_H – коэффициент нагрузки; $k_H = k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{HV}$ – здесь коэффициенты, учитывающие соответственно распределение нагрузки между зубьями, неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; порядок нахождения этих коэффициентов определен ГОСТ 21354-85; ψ_{Lc} – коэффициент ширины зубчатого венца, для автомобильных передач составляет $0,25 \dots 0,33$; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение; $[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H0}}{S_M}$; $\sigma_{H0} = 23H_{HRC}$ – предел контактной выносливости; $HRC = 55 \dots 63$ – твердость поверхности зуба; $S_M = 1,2$ – коэффициент безопасности для колес с поверхностным упрочнением; M_p – расчетная нагрузка, определяемая по формуле

$$M_p = \sqrt[3]{M_1^p \frac{N_1}{N_0} + M_2^p \frac{N_2}{N_0} + \dots}, \quad (5.3)$$

$p = 6,0$ – показатель степени кривой контактной выносливости для стальных колес; M_1, M_2 – расчетные моменты на ведущем валу главной передачи, определяемые по одной из формул – (1.3) или (1.4); N_1, N_2 – число циклов при работе автомобиля на каждой передаче, определяемое из формулы

$$N_i = 60 T_s n_p k_{\text{пн}}, \quad (5.4)$$

где T_s – время работы на соответствующей передаче; n_p – расчетная частота вращения, $n_p = 0,5n_{\text{emax}}$; $k_{\text{пн}}$ – коэффициент, определяемый графическим путем из рис. 5.10; N_0 – общее число циклов.

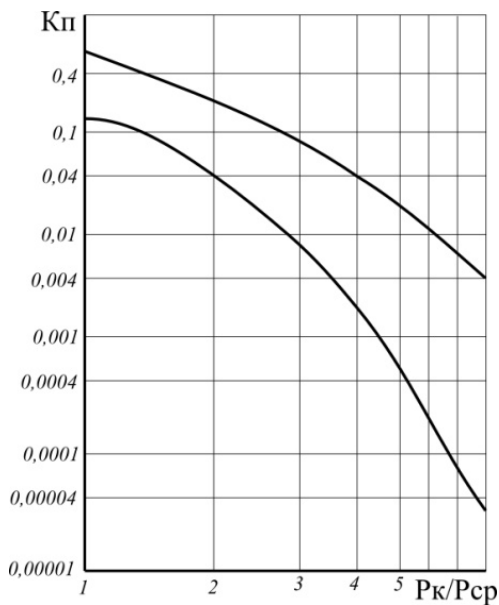


Рис. 5.10. Зависимость коэффициента пробега от отношения расчетного тягового усилия к среднему

Модуль конической передачи определяется из условия обеспечения изгибной усталости или статической прочности по формуле

$$m_t = \sqrt[3]{\frac{2M_p \cos \beta_1 K_F Y_F Y_\beta}{0,85[\sigma_F] Z_1^2 \Psi_d}}, \quad (5.5)$$

где M_p – расчетный момент, определяемый по формуле (5.3), с показателем степени кривой изгибной выносливости $p = 9$; при опре-

делении M_p число циклов работы на каждой передаче определяется по формуле (5.4) с заменой коэффициента $k_{\text{ин}}$ на $k_{\text{нГ}}$, который, в свою очередь, определяется с помощью графика (рис. 5.10); β_1 – угол наклона спирали зуба в среднем сечении; k_F – коэффициент нагрузки, учитывающий распределение нагрузки между зубьями $k_{F\alpha}$, неравномерность нагрузки по длине контактной линии $k_{F\beta}$, динамическую нагрузку $k_{F\gamma}$ и определяемый по ГОСТ 21354-85; Y_F – коэффициент формы зуба, устанавливаемый по эквивалентному числу зубьев:

$$Z_{\text{пр}} = \frac{Z_1}{\cos \delta \cos^3 \beta_{\omega}},$$

здесь Z_1 – число зубьев ведущей шестерни; минимальное число зубьев этой шестерни принимают для легковых автомобилей $Z_{\text{ш}} \geq 9$, для грузовых – $Z_{\text{ш}} \geq 5$; δ – половина угла начального конуса шестерни; β_{ω} – угол наклона спирали зуба в среднем сечении; Y_{β} – коэффициент, учитывающий изменение плеча действия нагрузки по линии контакта конической шестерни; 0,85 – коэффициент, характеризующий пониженную нагрузочную способность конической пары по сравнению с цилиндрической при расчетах на изгибную прочность; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение; $[\sigma_F] = \sigma_0 / S_F$; $\sigma_0 = 820 \dots 920$ МПа – предел выносливости по изгибу сталей, применяемых в главных передачах автомобилей; S_F – коэффициент безопасности, обычно принимаемый равным 1,55; ψ_d – коэффициент ширины зубчатого венца, принимается равным 0,15...0,35.

В качестве материала для зубчатых колес конических главных передач применяют низкоуглеродистые легированные стали марок 18ХГТ, 20ХН3А, 20Х2Н4А, 20ХНМА, 12ХН3А, 15ХН3А.

Расчет валов и подшипников главной передачи

Валы главной передачи рассчитываются на прочность и жесткость под действием максимально возможного крутящего момента. Надежность и жесткость валов главной передачи, срок службы подшипников определяются исходя из реакций в опорах, зависящих от значений сил, действующих в зацеплении (рис. 5.11).

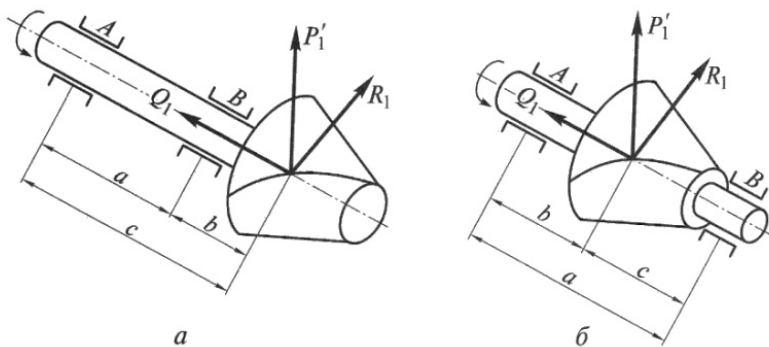


Рис. 5.11. Силы, действующие на ведущую коническую шестерню главной передачи: *а* – с консольной установкой; *б* – с установкой на дополнительной опоре; А и Б – опоры вала

Общая сила взаимодействия шестерен раскладывается по трем осям на окружную, осевую и радиальную силы, значения которых могут быть определены по следующим формулам.

Для ведущей шестерни конической главной передачи с пересекающимися осями шестерен:

окружная сила

$$P_1 = \frac{M_{e\max} U_{к1}}{r_{ср1}}, \quad (5.6)$$

где $r_{ср1}$ – средний радиус начального конуса шестерни; $r_{ср1} = r_{01} - 0,5L\sin\delta_1$; r_{01} – радиус основания начального конуса шестерни; L – длина зуба по образующей начального конуса; δ_1 – половина угла начального конуса шестерни;

осевая сила

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 \pm \sin\beta_1 \cos\delta_1), \quad (5.7)$$

где β_1 – угол спирали зуба ведущей шестерни в среднем сечении; α – угол зацепления;

радиальная сила

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos\beta_1} (\operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 \pm \sin\beta_1 \sin\delta_1). \quad (5.8)$$

В указанных формулах знак «+» – при одинаковых направлениях вращения и спирали; «-» – при разных направлениях вращения и спирали; знак «+» соответствует направлению осевой силы Q_1

к основанию конуса шестерни, а радиальной силы R_1 – к оси вала шестерни.

Поскольку у ведомой и ведущей шестерен такой конической передачи углы спирали в среднем сечении равны ($\beta_1 = \beta_2$), имеет место равенство сил: $P_1 = P_2$; $Q_1 = R_2$; $R_1 = Q_2$.

Для **ведущей шестерни гипоидной** главной передачи:

окружная сила

$$P_1 = \frac{M_{e\max} U_{к1}}{r_{ср1}} ; \quad (5.9)$$

осевая сила

$$Q_1 = \frac{P_1}{\cos_1 \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \cos \delta_1); \quad (5.10)$$

радиальная сила

$$R_1 = \frac{P_1}{\cos_1 \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_1 \sin \delta_1). \quad (5.11)$$

Для **ведомой шестерни гипоидной** главной передачи:

окружная сила

$$P_2 = P_1 \frac{\cos_2}{\cos_1}; \quad (5.12)$$

осевая сила

$$Q_2 = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \cos \delta_2); \quad (5.13)$$

радиальная сила

$$R_2 = \frac{P_1}{\cos_1 \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \sin \delta_2). \quad (5.14)$$

При определении L_ω и m_t заложены допустимые контактные напряжения на поверхности зуба [] и допустимые напряжения изгиба $[\sigma_F]$, поэтому заданные долговечность и прочность главной передачи обеспечены. Полученные при расчетах по формулам (5.6...5.14) значения сил P , Q и R используются при определении реакций в опорах A и B (рис. 5.11):

$$R_A = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 b)^2 + (R_1 b - Q_1 r_{ср})^2}; \quad (5.15)$$

$$R_B = \frac{1}{a} \sqrt{(P_1 c)^2 + (R_1 c - Q_1 r_{ср})^2}, \quad (5.16)$$

где $r_{ср}$ – радиус начального конуса ведущей шестерни в среднем сечении.

По данным опорным реакциям далее проводится расчет валов и подшипников аналогично расчетам коробки передач (3.16, 3.17 и 3.19...3.24).

Расчет валов на изгиб проводится с определением прогибов в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

При консольном расположении ведущей шестерни (рис. 5.11,а) прогиб вала в горизонтальной плоскости определится по формуле

$$f_{\Gamma} = P \frac{b^2 c}{3EJ}, \quad (5.17)$$

где E – модуль упругости 1-го рода; J – момент инерции сечения вала при изгибе.

Прогиб в вертикальной плоскости определится по формуле

$$f_{\text{B}} = R \frac{b^2 c}{3EJ} - Qr_{\text{cp}} \frac{(2a + 3b)b}{6EJ}. \quad (5.18)$$

При установке вала на дополнительной опоре (рис. 5.11,б) прогибы вала:

в горизонтальной плоскости

$$f_{\Gamma} = P \frac{b^2 c^2}{3(b+c)EJ}; \quad (5.19)$$

в вертикальной плоскости

$$f_{\text{B}} = R \frac{b^2 c^2}{3(b+c)EJ} - Qr_{\text{cp}} \frac{bc(b-c)}{3(b+c)EJ}. \quad (5.20)$$

Допустимые прогибы валов и смещения шестерен приведены на рис. 5.9.

5.2. Дифференциал

5.2.1. Назначение, типы дифференциалов и требования к ним

Дифференциалом называется механизм трансмиссии, распределяющий подводимый к нему момент между ведущими колесами одного моста или между ведущими мостами и позволяющий ведомым валам вращаться с неодинаковой угловой скоростью.

По месту расположения и выполняемым функциям дифференциалы подразделяются на межколесные и межосевые. Межколесный дифференциал устанавливается в ведущем мосту, обеспечивает вращение колес с разной угловой скоростью при движении автомо-

бия на повороте или неровных дорогах и исключает при этом их скольжение и буксование. Межосевой дифференциал устанавливается в раздаточной коробке, распределяет момент между ведущими мостами полноприводного автомобиля и предотвращает циркуляцию мощности в трансмиссии.

К дифференциалу как механизму трансмиссии кроме общих требований предъявляются дополнительные, обусловленные его назначением:

- распределение крутящего момента между ведущими колесами и мостами пропорционально нагрузке, действующей на них, и обеспечение автомобилю наилучших тягово-скоростных свойств, проходимости, управляемости и устойчивости;
- минимальные габаритные размеры;
- высокое значение КПД.

Типы дифференциалов по расположению, внутреннему трению, распределению крутящего момента и конструкции приведены на рис. 5.12...5.16.

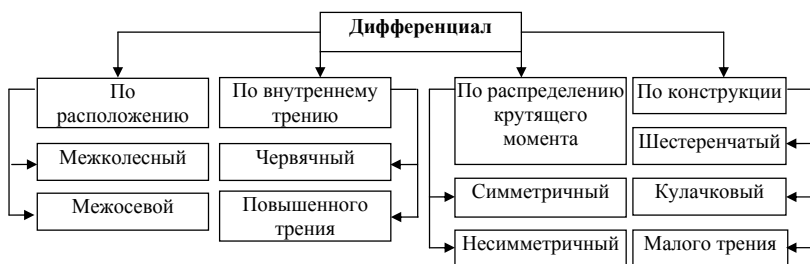


Рис. 5.12. Классификация дифференциалов

В качестве межколесных применяются шестеренчатые симметричные дифференциалы (рис. 5.13,*a*), в которых полуосевые шестерни имеют одинаковый диаметр и равное число зубьев. Такого типа дифференциалы применяются и в качестве межосевого на автомобилях с колесной формулой 4×4.

На грузовых автомобилях с колесной формулой 6×6 применяются несимметричные дифференциалы, которые распределяют крутящий момент между передним ведущим мостом и ведущими

мостами задней тележки не поровну, а пропорционально нагрузке на них. В таких дифференциалах полуосевые шестерни неодинакового диаметра. Наиболее распространены несимметричные дифференциалы в виде планетарного механизма (рис. 5.13,е), в котором шестерни 3 и 4 неодинакового диаметра и с разным количеством зубьев. Корпус 1 такого дифференциала соединен осями (водилом) с сателлитами 2, а те, в свою очередь, с шестернями 3 и 4, передающими крутящий момент соответственно на заднюю тележку и передний ведущий мост.

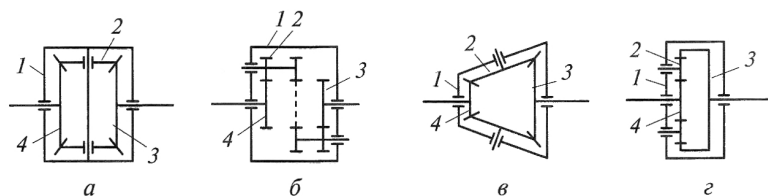


Рис. 5.13. Схемы шестеренчатых дифференциалов:

а, б – симметричные; *в, г* – несимметричные; 1 – корпус; 2 – сателлит; 3, 4 – полуосевые шестерни

Несимметричный конический дифференциал, приведенный на рис. 5.13,в, имеет полуосевые шестерни 3 и 4 разного диаметра и с разным количеством зубьев, соединенные с коническими сателлитами 2, оси которых не лежат на одной прямой.

Шестеренчатый дифференциал (рис. 5.13) состоит из корпуса 1, сателлитов 2 и полуосевых шестерен 3 и 4, которые полуосями соединены с ведущими колесами автомобиля. На легковых автомобилях применяются дифференциалы с двумя сателлитами, расположенными на пальце, а на грузовых – с четырьмя сателлитами, размещенными на шипах крестовины.

При прямолинейном движении по ровной дороге ведущие колеса вращаются с одинаковой скоростью, сателлиты не вращаются вокруг своей оси, корпус дифференциала, сателлиты и полуосевые шестерни вращаются как одно целое. На ведущие колеса передаются одинаковые крутящие моменты.

При движении автомобиля на повороте внутреннее колесо проходит меньшее расстояние, чем внешнее. Полуосевая шестерня со

стороны этого колеса замедляет свое вращение. При этом сателлиты начинают вращаться вокруг осей и ускоряют вращение полуосевых шестерен внешнего колеса. В результате внешнее и внутреннее колеса вращаются с разной угловой скоростью, обеспечивая качение колес без скольжения и буксования.

Шестеренчатые дифференциалы имеют малое внутреннее трение и коэффициент блокировки k_6 , представляющий собой отношение момента трения $M_{тр}$ к моменту на коробке дифференциала M_d ($k_6 = M_{тр}/M_d$), составляет $k_6 = 0,05...0,15$.

Шестеренчатые дифференциалы, у которых полуосевые шестерни неодинакового размера и имеют неодинаковое число зубьев, являются несимметричными (рис. 5.13, в, г). При этом по конструкции они могут быть конические (в) и цилиндрические (г). Несимметричный дифференциал, как правило, устанавливается в раздаточных коробках полноприводных автомобилей с колесной формулой 6×6 для распределения крутящего момента между передним и задними мостами пропорционально действующим на них нагрузкам.

Кулачковые дифференциалы имеют повышенное внутреннее трение и применяются, как правило, на автомобилях повышенной проходимости. Конструктивно они изготавливаются с горизонтальным (рис. 5.14, а) или с радиальным (рис. 5.14, б) расположением сухарей. Сухари могут располагаться в один или два ряда в отверстиях обоймы 2 корпуса 1 дифференциала между полуосевыми звездочками 4 и 5, установленными на шлицах полуосей. В таком дифференциале сухари выполняют роль сателлитов.

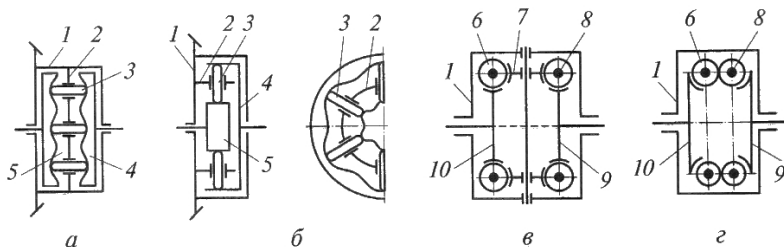


Рис. 5.14. Кулачковые (а, б) и червячные (в, г) дифференциалы:
 1 – корпус; 2 – обойма; 3 – сухарь; 4, 5 – звездочки; 6, 8 – червяки;
 7 – червяк-сателлит; 9, 10 – полуосевое червячное колесо

При прямолинейном движении автомобиля по ровной дороге сухари неподвижны по отношению к обойме и полуосевым звездочкам, упираются своими торцами в профилированные кулачки полуосевых звездочек и расклинивают их. Все детали дифференциала вращаются как одно целое, и ведущие колеса моста вращаются с одинаковой угловой скоростью.

При движении автомобиля на повороте или по неровной поверхности дороги одно колесо вращается медленнее, а другое быстрее; сухари начинают перемещаться в обойме и скользить по профилированной поверхности звездочек, обеспечивая ведущим колесам возможность вращаться с разной угловой скоростью. При таком перемещении сухарей в дифференциале увеличивается внутреннее трение, что способствует повышению проходимости автомобиля. Коэффициент блокировки таких дифференциалов может составлять значения $k_6 = 0,3...0,5$.

Червячные дифференциалы могут быть с сателлитами (рис. 5.14,б) и без них (рис. 5.14,в). Крутящий момент в дифференциале с сателлитами передается от корпуса 1 через палец (крестовину) на сателлиты 7, червяки 6 и 8 к полуосевым червячным колесам 9 и 10 и далее на полуоси автомобиля.

В дифференциале без сателлитов червячные шестерни 6 и 8 соединены осями с корпусом дифференциала 1 и находятся в зацеплении между собой. Крутящий момент передается от корпуса дифференциала 1 к червячным шестерням 6 и 8, а от них – червячным колесам 9 и 10.

Червячные дифференциалы имеют повышенное внутреннее трение, что способствует улучшению проходимости автомобиля. Коэффициент блокировки таких дифференциалов может составлять значения $k_6 = 0,8$. Однако они наиболее сложны по конструкции, дороже других при изготовлении, так как червячные колеса изготавливаются из оловянистой бронзы. КПД таких дифференциалов значительно меньше, чем в других конструкциях, что приводит к заметным потерям мощности в трансмиссии.

5.2.2. Конструкция дифференциалов

Конструкция межколесного симметричного шестеренчатого конического дифференциала приведена на рис. 5.15. Неразъемный корпус 1 такого дифференциала осью (рис. 5.15,*а*) или крестовиной (рис. 5.15,*б*) соединен с сателлитами 2, которые, в свою очередь, соединены с полуосевыми шестернями 3. Сателлиты и полуосевые шестерни исполняются прямозубыми. Число зубьев сателлитов и полуосевых шестерен может быть четным и нечетным, но для сборки должно обеспечиваться условие:

$$\frac{2Z_{\text{ш}}}{n_c} = k, \quad (5.21)$$

где $Z_{\text{ш}}$ – число зубьев полуосевой шестерни; n_c – число сателлитов; k – целое число.

Для уменьшения трения в таких дифференциалах трущиеся поверхности часто разъединяют антифрикционными шайбами 4. Торцовые поверхности сателлитов и внутреннюю поверхность корпуса делают сферической формы, что способствует лучшему центрированию и более точному зацеплению конической зубчатой передачи.

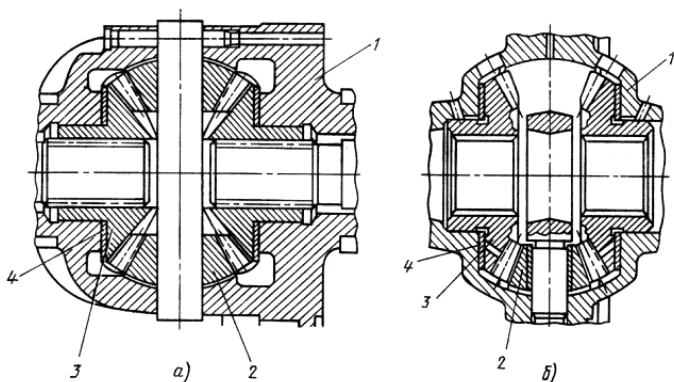


Рис. 5.15. Конструкция межколесного симметричного шестеренчатого дифференциала: *а* – с двумя сателлитами; *б* – с четырьмя сателлитами

Конструкция несимметричного межосевого дифференциала автомобиля КамАЗ-4310 приведена на рис. 5.16. Такой дифференциал распределяет момент между передним мостом и задней тележкой в отношении, равном отношению диаметра начальной окружности

солнечной шестерни к диаметру начальной окружности эпициклического колеса. Привод к переднему мосту постоянно включен, а дифференциал имеет принудительную блокировку, осуществляемую с помощью пневматического привода. Крутящий момент от ведущего вала 1 через шестерни промежуточного вала передается на корпус дифференциала 2 и далее к ведомым валам 4.

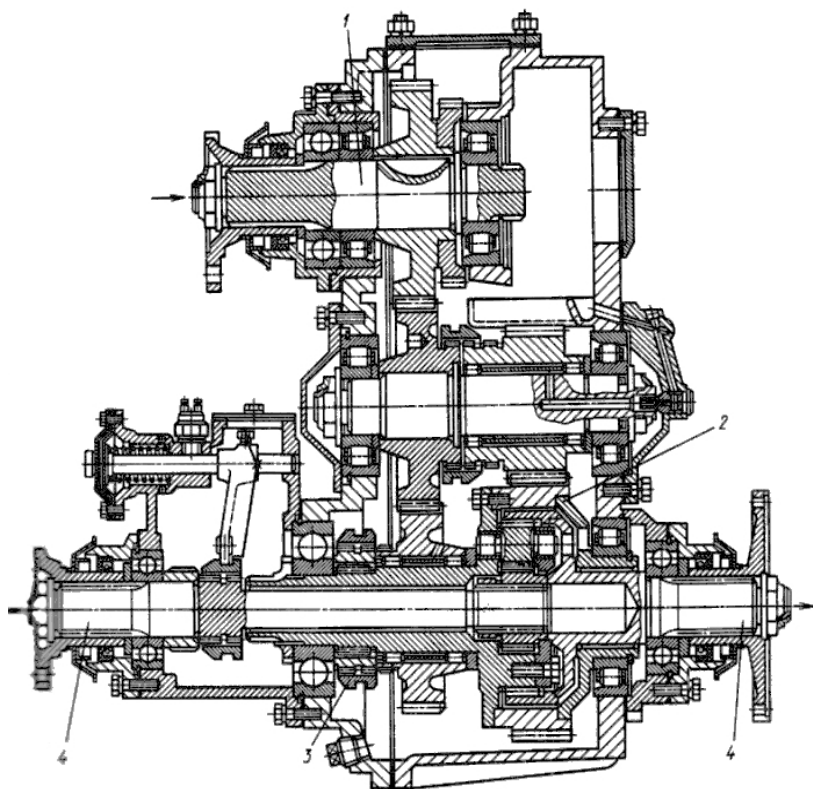


Рис. 5.16. Конструкция раздаточной коробки с несимметричным межосевым дифференциалом автомобиля КАМАЗ-4310

5.2.3. Кинематические и динамические связи в дифференциале

Дифференциалы, применяемые в трансмиссии автомобилей, представляют собой трехзвенный планетарный механизм с двумя

степенями свободы. Дифференциал включает корпус с осью или крестовиной в качестве водила, сателлиты (два или четыре) и две полуосевые шестерни (рис. 5.13).

Рассмотрим **кинематические связи**. Уравнение кинематики дифференциала получают путем остановки водила. Тогда внутреннее передаточное число дифференциала определится

$$p = \frac{z_1}{z_2} = \frac{(\omega_1 - \omega_d)}{(\omega_2 - \omega_d)}, \quad (5.22)$$

где z_1 и z_2 – число зубьев полуосевых шестерен; ω_1 , ω_2 , ω_d – угловые скорости полуосевых шестерен и корпуса дифференциала.

Проведя преобразование уравнения (5.22), получим уравнение кинематики дифференциала:

$$\omega_1 - p\omega_2 = (1 - p)\omega_d. \quad (5.23)$$

Если внутреннее передаточное число (или кинематический параметр) $p = -1$, т. е. $z_1 = z_2$, то дифференциал симметричный (знак « \rightarrow » указывает, что при остановке водила полуосевые шестерни вращаются в разные стороны). Если кинематический параметр $p \neq 1$, то дифференциал несимметричный. При подстановке в уравнение (5.23) кинематического параметра $p = -1$ получим кинематическое уравнение для симметричного дифференциала:

$$\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_d. \quad (5.24)$$

Рассмотрим **силовые соотношения**. Из условия равновесия внешних моментов, приложенных к дифференциалу, следует:

$$M_1 + M_2 = M_d, \quad (5.25)$$

где M_1 , M_2 и M_d – моменты на полуосях и корпусе дифференциала.

Из условия равенства суммы мощностей на полуосях и мощности на корпусе дифференциала за вычетом мощности потерь на трение $(N_1 + N_2) = (N_d - N_{тр})$, используя уравнение кинематики $\omega_1 - p\omega_2 = (1 - p)\omega_d$, можно записать для симметричного дифференциала:

$$M_1\omega_1 + M_2\omega_2 = M_d 0,5(\omega_1 + \omega_2) - N_{тр}. \quad (5.26)$$

При решении совместно (5.25) и (5.26) при условии $\omega_1 > \omega_2$ (полуось, передающая M_1 , – забегающая; полуось, передающая M_2 , – отстающая) момент на отстающей полуоси равен:

$$M_{1(\text{от})} = 0,5 (M_{\text{д}} + M_{\text{тр}}); \quad (5.27)$$

момент на забегавшей полуоси равен:

$$M_{2(\text{заб})} = 0,5 (M_{\text{д}} - M_{\text{тр}}). \quad (5.28)$$

В уравнениях (5.27) и (5.28) $M_{\text{тр}}$ – общий момент трения в дифференциале, который может быть получен из соотношения

$$M_{\text{тр}} = \frac{2N_{\text{тр}}}{\omega_1 - \omega_2}. \quad (5.29)$$

Коэффициент блокировки дифференциала представляют в виде отношения момента трения к моменту на коробке дифференциала, т. е. $k_{\text{б}} = M_{\text{тр}}/M_{\text{д}}$. При таком определении коэффициента блокировки он изменяется в диапазоне $k_{\text{б}} = 0 \dots 1,0$: $k_{\text{б}} = 0$, если в дифференциале полностью отсутствует внутреннее трение; $k_{\text{б}} = 1,0$ – при полной блокировке дифференциала.

Нередко коэффициент блокировки дифференциала представляют в виде отношения момента на отстающем валу к моменту на забегавшем валу:

$$k'_{\text{б}} = \frac{M_{\text{от}}}{M_{\text{заб}}}. \quad (5.30)$$

В зависимости от типа дифференциала коэффициент блокировки в таком представлении изменяется в диапазоне: $k'_{\text{б}} = 1,0 \dots \infty$; $k'_{\text{б}} = 1,0$ при $M_{\text{от}} = M_{\text{заб}}$; $k'_{\text{б}} = \infty$ при $M_{\text{заб}} = 0$.

Симметричный межколесный и межосевой дифференциалы существенно снижают проходимость автомобиля при попадании одного колеса (или моста) в условие малого сцепления с опорной поверхностью. Рассмотрим движение ведущего моста в условиях неодинакового сцепления под левым и правым колесами (рис. 5.17): под левым колесом с минимальным коэффициентом сцепления φ_{min} , под правым колесом с максимальным коэффициентом сцепления φ_{max} .

Касательные реакции на левом колесе будет составлять $R_{\text{хлев}} = R_{\text{зл}} \varphi_{\text{min}}$; касательная реакция на правом колесе при симметричном дифференциале не может быть больше, чем $R_{\text{хправ}} = R_{\text{зп}} \varphi_{\text{min}}$. Тогда суммарная реакция $\sum R_{\text{x}} = 2 R_{\text{z}} \varphi_{\text{min}}$. Может иметь место такое значение φ_{min} , что движение автомобиля будет невозможно: одно колесо буксует, второе стоит на месте.

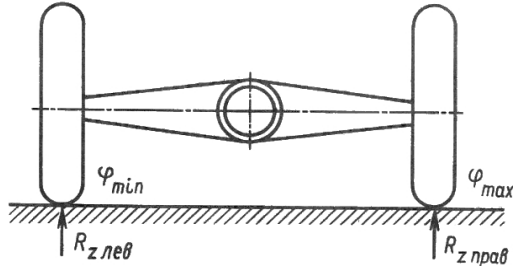


Рис. 5.17. Схема к анализу влияния дифференциала на проходимость

При блокировке дифференциала касательная реакция на левом колесе $R_{x\text{лев}} = R_{z\text{л}} \varphi_{\text{мин}}$; касательная реакция на правом колесе $R_{x\text{прав}} = R_{z\text{п}} \varphi_{\text{макс}}$; суммарная реакция $\sum R_x = R_z (\varphi_{\text{мин}} + \varphi_{\text{макс}})$. В этом случае суммарная реакция значительно выше.

Наличие повышенного внутреннего трения в дифференциале позволяет улучшить проходимость за счет увеличения момента на отстающем колесе. Преобразуем уравнения (5.27) и (5.28), для чего вынесем за скобки $M_{\text{д}}$:

$$M_{1(\text{от})} = 0,5 M_{\text{д}} \left(1 + \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{д}}}\right) = 0,5 M_{\text{д}} (1 + k_{\text{б}});$$

$$M_{2(\text{заб})} = 0,5 M_{\text{д}} \left(1 - \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{д}}}\right) = 0,5 M_{\text{д}} (1 - k_{\text{б}}).$$

Определим оптимальный коэффициент блокировки дифференциала для рассмотренных выше условий (рис. 5.17), полагая, что моменты на левом и правом колесах равны:

$$M_{\text{лев}} = R_z \varphi_{\text{мин}} r_{\text{д}}; \quad (5.31)$$

$$M_{\text{прав}} = R_z \varphi_{\text{макс}} r_{\text{д}}, \quad (5.32)$$

где $r_{\text{д}}$ – динамический радиус колеса.

Тогда максимальный коэффициент блокировки получим отношением:

$$k'_{\text{бмакс}} = \frac{M_{\text{прав}}}{M_{\text{лев}}} = \frac{R_z \varphi_{\text{макс}} r_{\text{д}}}{R_z \varphi_{\text{мин}} r_{\text{д}}} = \frac{\varphi_{\text{макс}}}{\varphi_{\text{мин}}}. \quad (5.33)$$

При предельных значениях коэффициента сцепления под правым колесом $\varphi_{\text{макс}} = 0,8$ и под левым колесом $\varphi_{\text{мин}} = 0,1$ коэффициент блокировки требуется не более 8,0. Считается, что для повышения

проходимости автомобиля достаточно иметь коэффициент блокировки дифференциала в пределах $k'_6 = 4...5$.

5.2.4. Расчет конического дифференциала

Чаще всего на автомобилях в качестве межколесного и межосевого дифференциалов используются конические симметричные дифференциалы. Полуосевые шестерни и сателлиты таких дифференциалов изготавливают прямозубыми из такого же материала, что и шестерни главной передачи (легированные цементируемые стали 18ХГТ, 25ХГТ).

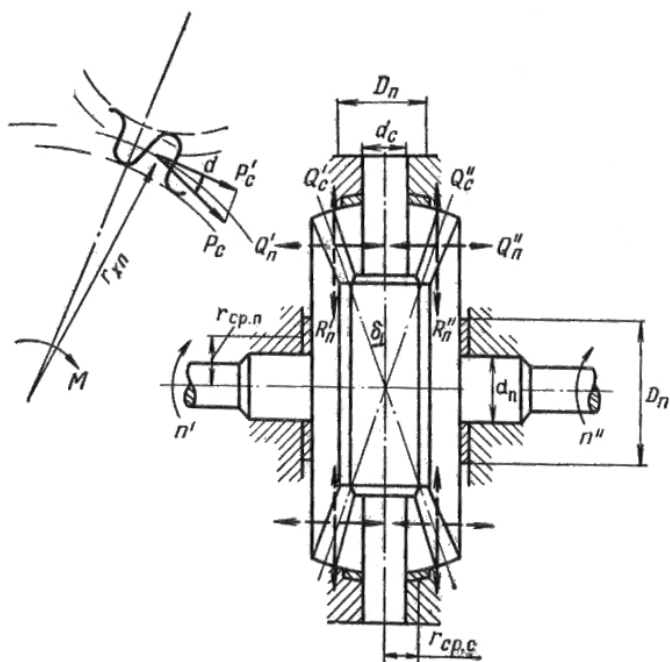


Рис. 5.18. Расчетная схема конического дифференциала

Поскольку большую часть пробега автомобиля зубчатые колеса дифференциала находятся в неподвижном относительно корпуса состоянии или имеют малые перемещения, а следовательно, в них отсутствует явно выраженный циклический характер нагружения, расчет их производится только на статическую прочность. Число зубьев

сателлитов выбирают равными 10...14, число зубьев полуосевых шестерен выбирают равными 10...22 с передаточным числом 1,4...2,0.

Расчетная схема такого дифференциала приведена на рис. 5.18. Модуль в среднем сечении конического дифференциала может быть рассчитан с помощью формулы для конической главной передачи (5.5), если в ней $\beta_1 = 0$, $\cos \beta_1 = 1,0$, $Y_\beta = 1,0$ и каждый сателлит передает нагрузку через два зуба:

$$m_{\text{срм}} = \sqrt[3]{\frac{M_p U_k U_{\text{тп}} (1 + k_6) K_F K_d}{0,85 [\sigma_F] Z_1^2 \Psi_d q}}, \quad (5.34)$$

где K_d – коэффициент динамичности; q – число сателлитов (2 или 4); Z_1 – число зубьев сателлита.

Силы, действующие в зацеплении (рис. 5.18), определяются по формулам:

суммарная окружная сила

$$P_c = \frac{M_0}{r_{\text{хп}}}, \quad (5.35)$$

где M_0 – момент на корпусе дифференциала; $r_{\text{хп}}$ – средний радиус начального конуса полуосевой шестерни;

суммарные осевое и радиальное усилие

$$Q_c = P_c \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c; \quad (5.36)$$

$$R_c = P_c \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_c, \quad (5.37)$$

где $Q_c = (Q'_c + Q''_c) Z_c = R_n$; $R_c = (R'_c + R''_c) Z_c = Q_n$; Z_c – число сателлитов; δ_c – половина угла начального конуса сателлита; R_n и Q_n – суммарные радиальная и осевая сила на полуосевых шестернях.

По этим усилиям проводится расчет деталей дифференциала на прочность, определяется коэффициент блокировки.

Выше мы приняли один из вариантов определения коэффициента блокировки как отношения момента трения дифференциала к моменту на корпусе ($k_6 = M_{\text{тр}} / M_d$). Момент трения дифференциала, представленного на рис. 5.18, определим по формуле

$$M_{\text{тр}} = Q_c \mu r_{\text{ср.с}} \frac{Z_2}{Z_1} + R_c \mu r_{\text{ср.п}}, \quad (5.38)$$

где μ – коэффициент трения; $r_{\text{ср.с}}$ и $r_{\text{ср.п}}$ – средние радиусы трения торцов сателлитов и полуосевых шестерен; представлены на рис. 5.18; Z_1, Z_2 – число зубьев сателлита и полуосевой шестерни.

Подстановкой в формулу (5.38) значений Q_c (5.36) и R_c (5.37) имеем:

$$M_{\text{тр}} = M_{\text{д}} \left[\frac{\mu \text{tg} \alpha}{r_{\text{хп}}} (r_{\text{ср.с}} \frac{Z_2}{Z_1} \sin \delta_1 + r_{\text{ср.п}} \cos \delta_1) \right]. \quad (5.39)$$

При делении выражения на $M_{\text{д}}$ имеем значение коэффициента блокировки:

$$k_6 = \frac{\mu \text{tg} \alpha}{r_{\text{хп}}} (r_{\text{ср.с}} \frac{Z_2}{Z_1} \sin \delta_1 + r_{\text{ср.п}} \cos \delta_1). \quad (5.40)$$

Давление торцов сателлитов на корпус дифференциала оценивается по напряжению смятия: $Q_c = P_c \text{tg} \alpha \cos \delta_c$.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q_c}{Z_c F_c} = \frac{P_c \text{tg} \alpha \cos \delta_c}{Z_c F}, \quad (5.41)$$

где $F_c = \frac{\pi(D_c^2 - d_c^c)}{4}$ — площадь торцевой поверхности сателлита (5.18).

Давление торцов полуосевых шестерен также определяется по напряжению смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q_{\text{п}}}{2F_{\text{п}}} = \frac{P_c \text{tg} \alpha \cos \delta_c}{2F_{\text{п}}}, \quad (5.42)$$

где $F_{\text{п}} = \frac{\pi(D_n^2 - d_n^c)}{4}$ — площадь торцевой поверхности полуосевой шестерни (5.18).

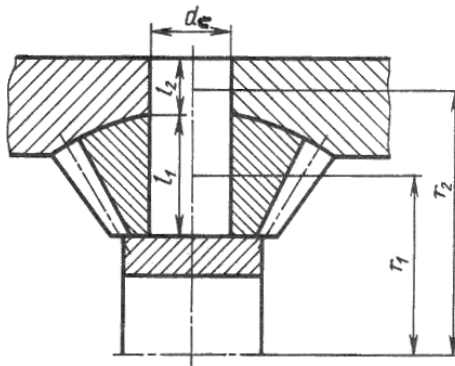


Рис. 5.19. Схема расчета сателлитов и шипа крестовины на прочность

Шипы крестовины или пальца сателлитов при работе испытывают:

напряжения смятия в месте контакта с сателлитом

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_c}{Z_c d_c l_1}, \quad (5.43)$$

напряжения смятия в месте контакта с корпусом дифференциала

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_c}{Z_c d_c l_2}, \quad (5.44)$$

где d_c , l_1 и l_2 – размеры, приведенные на рис. 5.19;

напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4P_c}{Z_c d_c^2}. \quad (5.45)$$

Допускаемые напряжения: смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 50...60$ МПа; среза $[\tau_{\text{ср}}] = 100...120$ МПа. Материал крестовин и осей сателлитов – легированные цементируемые стали 18ХГТ, 20ХН3А и др.

5.3. Ведущий мост. Привод на ведущие колеса

5.3.1. Назначение, типы приводов и требования к ним

Передача крутящего момента от дифференциала к ведущим колесам осуществляется полуосями (полувалами) или карданными передачами. Полуоси применяются в приводе ведущих неуправляемых колес при зависимой подвеске; карданные передачи с простыми жесткими шарнирами применяются в приводе ведущих неуправляемых колес при независимой; карданные шарниры равных угловых скоростей применяются в приводе ведущих управляемых колес как при независимой, так и при зависимой подвеске. Типы, конструкция и расчет карданных передач рассмотрены в четвертом разделе данного учебного пособия. Здесь же рассматриваются конструкция и особенности расчета полуосей (полувалов).

Типы полуосей и их классификация по различным признакам приведены на рис. 5.20.

Фланцевые полуоси (рис. 5.21,а) представляют собой вал, на внешнем конце которого имеется выполненный заодно с ним фланец 2, а на внутреннем конце шлицевой участок 1 для соединения с полуосевой шестерней. Такие полуоси нашли наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях.

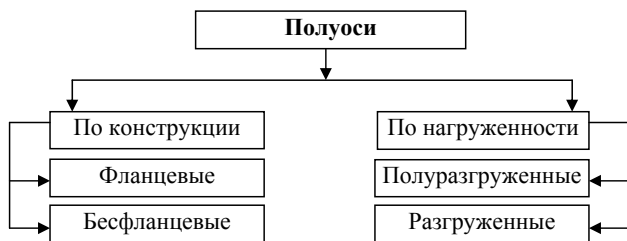


Рис. 5.20. Типы полуосей и их классификация по различным признакам

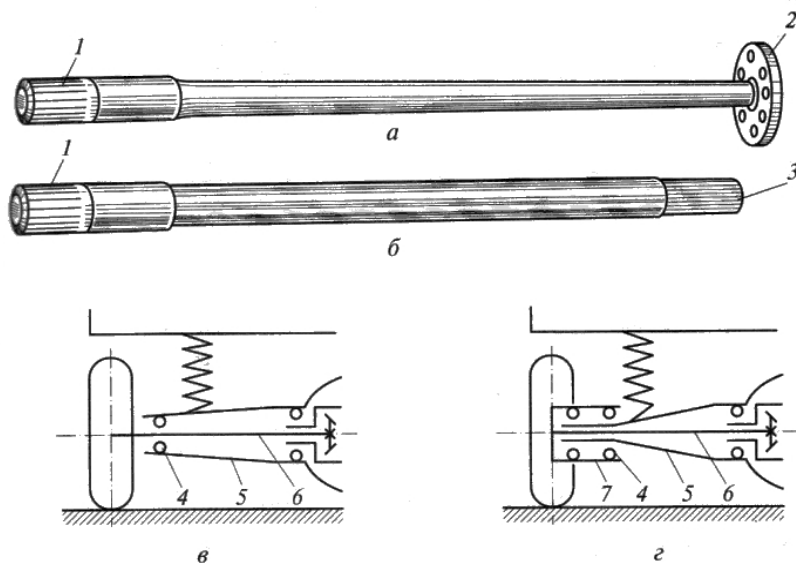


Рис. 5.21. Конструкция и схемы полуосей: *а* – фланцевая; *б* – бесфланцевая; *в* – полуразгруженная; *г* – разгруженная

Бесфланцевые полуоси имеют вал со шлицами на обоих концах (рис. 5.21, *б*). Внешний конец 3 соединен со шлицевой частью фланца крепления полуоси к ступице колеса, а внутренний 1 – для соединения со шлицами полуосевой шестерни.

В зависимости от испытываемых полуосью нагрузок их делят на полуразгруженные (рис. 5.21, *в*) и полностью разгруженные (рис. 5.21, *г*). Полуразгруженные полуоси кроме крутящего момента воспринимают изгибающие моменты, возникающие при прямолинейном движении автомобиля от действия тяговых или тормозных

сил и при движении на поворотах, при заносах от действия боковых сил. Такая полуось опирается внешним концом на подшипник 4, установленный в балке 5 заднего моста. Подобные полуоси нашли применение в ведущих мостах легковых автомобилей и легких грузовиков. Разгруженная полуось 6 соединена фланцами со ступицей колеса 7, установленной на полуосевых рукавах балки 5 моста на двух (как правило, роликовых конических) подшипниках. В такой конструкции все изгибающие моменты воспринимаются балкой моста, а через полуось передается только крутящий момент. Поэтому в ней возникают только напряжения кручения. Такие полуоси применяют в ведущих мостах грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности.

К полуосям, наряду с общими требованиями, предъявляют и специальные требования:

- передача крутящего момента к ведущим колесам без пульсации при изменении частоты вращения вала;
- предохранительные функции при чрезмерных динамических нагрузках в приводе.

Предотвращение пульсации полуосей достигается за счет изготовления их с необходимой угловой жесткостью, определяемой углом закручивания. Жесткость полуоси должна быть такой, чтобы максимальный угол закручивания не превышал 8° на один погонный метр. При больших значениях угла закручивания полуось будет склонна к колебаниям, в том числе резонансным, и к пульсации момента и угловой скорости. При этом не будет соблюдаться постоянство отношений $M_{от} / M_{заб} = \text{const}$ и $\omega_{от} / \omega_{заб} = \text{const}$.

При чрезмерных нагрузках в трансмиссии, прежде всего инерционных, полуоси выполняют предохранительные функции, являясь наиболее слабым звеном по прочности в ведущем мосту. Разрушаясь, полуось предохраняет от поломки детали главной передачи, которые сложнее по конструкции и дороже в изготовлении.

5.3.2. Расчет полуосей

Полуоси рассчитывают по каждому из трех нагрузочных режимов, приведенных в первом разделе настоящего учебного пособия: при прямолинейном движении с максимальной продольной силой

при отсутствии действия боковой силы, при полном заносе автомобиля в условиях сухого асфальта и отсутствия действия продольной силы и при динамическом нагружении колес. Расчетные схемы нагружения полуразгруженных и полностью разгруженных полуосей приведены на рис. 5.22.

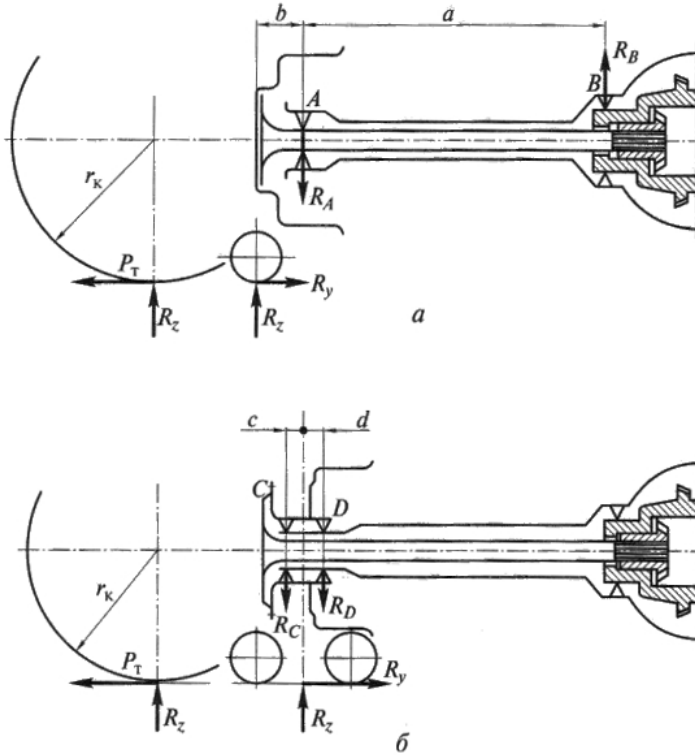


Рис. 5.22. Расчетная схема полуосей:
 а – полуразгруженной, б – разгруженной

Полуразгруженная полуось (рис. 5.22,а) рассчитывается на прочность при изгибе и кручении.

При прямолинейном движении автомобиля изгибающий момент от сил, действующих в вертикальной (R_z) и горизонтальной (P_T) плоскостях на плече b по отношению к подшипнику колеса, определится по формуле

$$M_{\text{из}} = b\sqrt{R_z^2 + P_T^2}. \quad (5.46)$$

Крутящий момент от силы P_T , действующей на плече r_k , определится по формуле

$$M_{\text{кр}} = P_T r_k. \quad (5.47)$$

Продольная сила P_T (тяговая и тормозная) определяется как предельная по сцеплению колес с дорогой: $P_T = R_z \varphi_x$, где $\varphi_x = 0,8$.

Сложное напряжение от изгиба и кручения определится

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + M_{\text{кр}}^2}}{0,1d^3}, \quad (5.48)$$

где d – диаметр сечения полуоси под подшипником.

При полном заносе автомобиля изгибающий момент от действия нормальной R_z и боковой реакций на левом и правом полуосях (рис. 5.22) будет равен

$$M_{\text{из1}} = R_{z1}b + R_{y1}r_k \quad \text{и} \quad M_{\text{из2}} = R_{z2}b - R_{y2}r_k.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{R_z b \pm R_y r_k}{0,1d^3}. \quad (5.49)$$

При переезде колеса через препятствие возникает *динамическая нагрузка* от действия силы $R_z k_d$, где k_d – коэффициент динамичности: $k_d = 1,75$ – для легковых автомобилей; $k_d = 2,5$ – для грузовых автомобилей; $k_d = 3,0$ – для самосвалов.

Напряжение изгиба полуоси в этом режиме

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{R_z k_d}{0,1d^3}. \quad (5.50)$$

Полностью разгруженная полуось рассчитывается только на кручение по продольной силе P_T с определением напряжения кручения

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{P_T r_l}{0,2d^3}. \quad (5.51)$$

Полуоси изготавливают из сталей марок 30ХГС, 40Х, 40ХНМА, 40ХМА. Допускаемые напряжения составляют: изгиба – $[\sigma_{\text{из}}] = 600...800$ МПа, кручения $[\tau_{\text{кр}}] = 500...600$ МПа.

При расчетах на прочность по напряжениям изгиба и кручения необходимо знать диаметр полуоси d . На предварительном этапе его рекомендуется выбирать по формуле

$$d = a\sqrt{M_{\Pi}}, \quad (5.52)$$

где $a = 0,62...0,64$ для полуразгруженных полуосей, $a = 0,46...0,5$ – для разгруженных полуосей;

$$M_{\Pi} = 0,5 M_{\text{emax}} U_{\text{к}} U_{\text{гн}} \eta_{\text{T}} (1 + k_{\text{г}}). \quad (5.53)$$

Поскольку полуось разрушается в месте перехода стержня в шлицы, то под шлицевой участок увеличивают диаметр на 10...15%, т. е. $d_{\text{ш}} = (1,10...1,15)d$. Количество шлицев на полуоси выбирают около 10 для полуразгруженных полуосей и 16...18 для разгруженных. Длина шлицевой части выбирается с учетом выхода фрезы при обработке и по отношению к диаметру равна $L_{\text{ш}} = 1,3 d_{\text{ш}}$. Шлицы рассчитываются на срез и смятие по моменту (5.53) с учетом среднего диаметра шлица. Допускаемые напряжения в расчетах принимаются: среза – $[\tau_{\text{ср}}] = 70...80$ МПа, смятия – $[\sigma_{\text{см}}] = 200$ МПа.

Жесткость полуосей оценивают по углу закручивания

$$\theta = \frac{180^{\circ}}{\pi} \frac{M_{\Pi} L}{GJ_{\text{кр}}}, \quad (5.54)$$

где L – длина полуоси, замеренная от фланца до середины шлицевой части; $G = 85$ ГПа – модуль сдвига; $J_{\text{кр}} = \frac{\pi d^2}{32}$ – момент инерции.

Допустимый угол закручивания на одном метре полуоси составляет 8° .

Подшипники полуосей или ступиц колес выбирают только для режима прямолинейного движения с учетом преобладающих режимов движения, эксплуатационных нагрузок и частоты вращения. Реакции в опорах подшипников определяются из выражений:

для полуразгруженной полуоси (рис. 5.22,а)

$$R_{\text{A}} = \frac{a+b}{a} \sqrt{R_{\text{Z}}^2 + P_{\text{T}}^2}; \quad (5.55)$$

для разгруженной полуоси (рис. 5.22,б)

$$R_{\text{C}} = \frac{d}{c+d} \sqrt{R_{\text{Z}}^2 + P_{\text{T}}^2}; \quad R_{\text{D}} = \frac{c}{c+d} \sqrt{R_{\text{Z}}^2 + P_{\text{T}}^2}. \quad (5.56)$$

Расчетная частота вращения колец подшипника определяется по средней скорости движения автомобиля $V_{\text{ср}} = 0,6V_{\text{max}}$. Методика расчета подшипников рассмотрена в п. 3.2.3.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие бывают типы главных передач?
2. Какие технические требования предъявляются к главным передачам?
3. Назовите конструктивные признаки гипоидной главной передачи.
4. Какие бывают компоновки двойных главных передач?
5. Какими способами повышают жесткость узла конической шестерни?
6. Какие материалы используются при изготовлении деталей главных передач?
7. В чем особенности расчета подшипников главных передач?
8. Каково назначение межосевого дифференциала?
9. Для чего служит межколесный дифференциал?
10. Какие бывают конструкции межколесных и межосевых дифференциалов?
11. Как влияет трение в дифференциале на эксплуатационные качества автомобиля?
12. Какие напряжения испытывают детали дифференциалов?
13. Какие бывают типы полуосей?
14. Какие нагрузки испытывают полностью разгруженная и наполовину разгруженная полуоси?
15. Обозначьте допустимый диапазон углов закручивания полуосей.
16. Из каких материалов изготавливают полуоси?
17. В чем особенности выбора подшипников полуосей?

6. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. МОСТЫ

6.1. Назначение и типы мостов, требования к ним

Мост представляет собой металлическую балку с установленными на ней колесами и служит для поддержания несущей системы автомобиля (кузова или рамы). В процессе движения автомобиля они воспринимают вертикальные, продольные и поперечные усилия. Классификация мостов по их расположению на автомобиле и типу колес приведена на рис. 6.1.

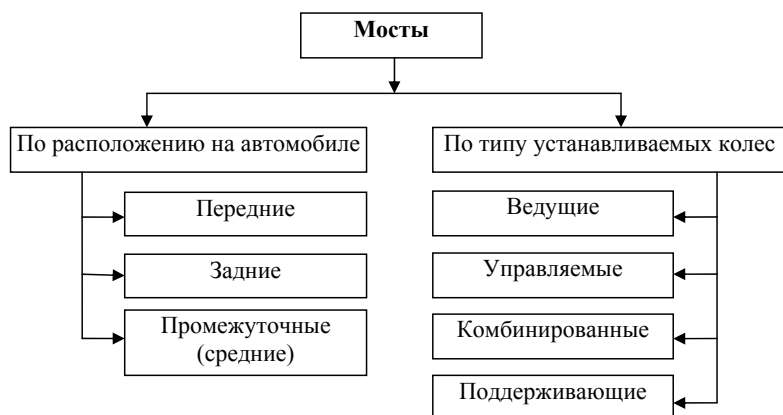


Рис. 6.1. Типы и классификация мостов автомобиля

Ведущий мост соединен с ведущими колесами автомобиля. В зависимости от расположения ведущих колес ведущими могут быть только задний мост; только передний; средний и задний мосты; все мосты (на полноприводном автомобиле).

Управляемый мост соединен с ведомыми управляемыми колесами. На автомобилях это, как правило, передние мосты. На грузовых автомобилях, автомобилях с колесной формулой 8×8 могут быть управляемыми два передних моста.

Комбинированным называется такой мост, который одновременно является управляемым и ведущим. Такими мостами оборудуются переднеприводные легковые автомобили, полноприводные легковые и грузовые автомобили.

Поддерживающим называют такой мост, на котором установлены ведомые колеса, не являющиеся управляемыми или ведущими. Такие мосты в основном применяются на прицепах и полуприцепах, многоосных грузовых автомобилях, в качестве заднего моста переднеприводных автомобилей.

- К мостам предъявляются следующие специальные требования:
- при высокой прочности и жесткости – минимальная масса и малые габариты;
 - заданные и стабильные углы установки управляемых колес и шкворней (осей поворота) колес.

Поскольку на большей части автомобилей мосты отнесены к не-поддрессоренным частям и с несущей системой соединены подвеской, масса моста имеет важное значение в части ее влияния на плавность хода. Вполне приемлемо, если масса ведущего моста грузового автомобиля от сухой массы шасси составляет 10...15%, а легковых автомобилей – 3...5%. Снижение массы моста приводит к уменьшению неподрессоренных частей автомобиля, улучшению плавности хода, снижению динамических нагрузок на детали ходовой части.

Для снижения массы ведущего моста применяют следующие конструктивные решения:

- балку моста изготавливают из модифицированного чугуна или алюминиевого сплава вместо ковкого чугуна;
- делают балку сварную из штампованной листовой стали.

Габариты ведущего моста влияют на величину дорожного просвета, высоту расположения центра массы автомобиля, а следовательно, на проходимость и устойчивость. Основное влияние на габаритные размеры ведущего моста оказывает тип главной передачи. Применение на грузовых автомобилях разнесенных главных передач обеспечивает минимальные габариты ведущего моста, поскольку в балке установлена только центральная коническая зубчатая пара.

Балка ведущего моста должна иметь высокую жесткость, что обеспечивает необходимую надежность и долговечность главной передачи, дифференциала и полуосей. Ведущий мост не должен иметь максимальный статический прогиб балки более 1,5 мм на 1 м колеи автомобиля. Превышение этой нормы может вызвать нару-

шение зацепления шестерен главной передачи и дифференциала и дополнительный прогиб полуосей.

Штампованная из листовой стали и сваренная из двух половин балка (рис. 6.3,в) имеет достаточно высокую жесткость, изготавливают ее из стали марок 10кп, 12ГС, 17ГС с толщиной листа 3,5 мм для легковых и 13 мм для грузовых автомобилей. Для повышения жесткости практикуют приварку усиливающих колец.

Литые неразрезные балки ведущего моста (рис. 6.3,б) имеют высокую жесткость при толщине стенок 8...10 мм. Дополнительное усиление жесткости осуществляют за счет внутренних перегородок, используемых в качестве опор запрессованных полуосевых рукавов.

От жесткости балок управляемых мостов зависит точность установки передних колес, сопротивление качению, устойчивость и управляемость, топливная экономичность автомобиля. Поэтому балки управляемых мостов грузовых автомобилей делают коваными из углеродистых сталей с двутавровым сечением, что при минимальной массе дает высокую жесткость в вертикальном направлении. Предельные прогибы балок управляемых мостов составляют 2...3 мм.

6.2. Ведущие мосты

Ведущий мост представляет собой пустотелую балку с установленными на подшипниках ступицами колес. Внутри балки моста расположены главная передача, дифференциал и полуоси. Типы ведущих мостов, применяемых на автомобилях, приведены на рис. 6.2.

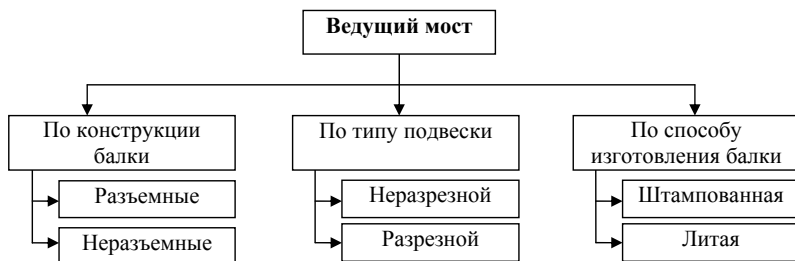


Рис. 6.2. Типы балок ведущего моста

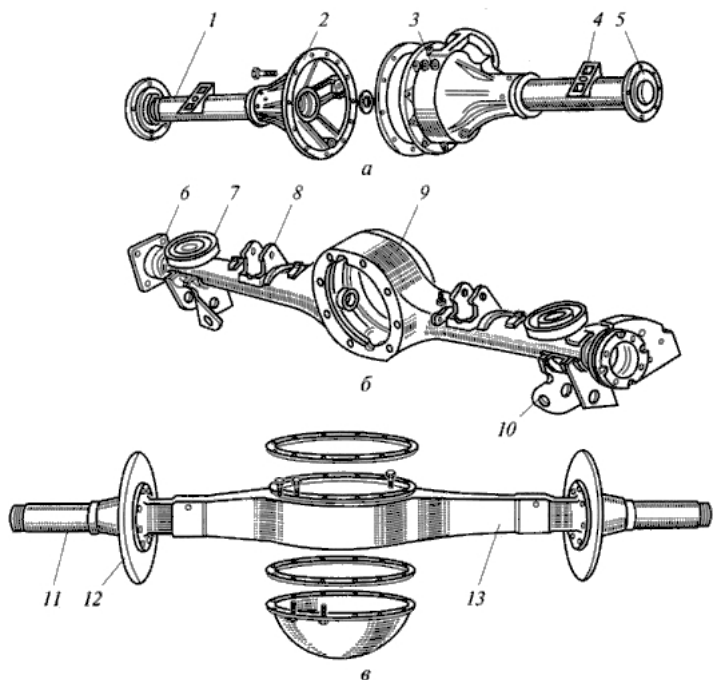


Рис. 6.3. Балки ведущих мостов: *а* – разъемная балка; *б* – литая неразъемная; *в* – штампованная сварная неразъемная; 1 – кожух; 2, 3 – две половины балки; 4 – площадки крепления рессор; 5, 6, 12 – фланцы крепления опорных щитов тормозов; 7 – чашка пружины подвески; 8, 10 – кронштейны крепления продольных рычагов подвески; 9, 13 – балки; 11 – труба (полуосевой рукав)

Картер разъемного ведущего моста (рис. 6.3,*а*), состоящий из двух половин 2 и 3, обычно отливают из ковкого чугуна. В отверстия полубалок запрессованы стальные трубчатые кожухи полуосей 1. К ним приварены опорные площадки рессор 4 и фланцы крепления опорных щитов тормозных механизмов 5. В передней части такой балки имеется фланец крепления хвостовика главной передачи. Такие мосты применяются на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Неразъемные балки ведущего моста из сваренных штампованных половин выполняется в виде цельной балки (рис. 6.3,*б*), имеющей трубчатое сечение. В передней части такой балки уста-

навливается главная передача с дифференциалом, а задняя часть закрывается крышкой. К балке привариваются опорные чашки пружин 7 подвески, фланцы крепления опорных щитов тормозных механизмов 6, кронштейны 8 и 10 крепления направляющих рычагов подвески. Такие балки получили применение в ведущих мостах легковых автомобилей и в мостах грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности.

Неразъемные балки ведущего моста, представленные на рис. 6.3,в, изготавливают методомковки из чугуна или стали. Балка 13 такого моста обычно прямоугольного сечения. В полуосевые рукава запрессованы трубы 11, изготовленные из высококачественных легированных сталей, на которые устанавливаются ступицы колес. К фланцам 12 крепятся опорные щиты тормозных механизмов. Цельнолитые балки ведущих мостов применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Они имеют высокую прочность и жесткость, но отличаются большими весом и габаритами. Вместе с тем такие ведущие мосты более удобны в эксплуатации, так как при ремонте главной передачи и дифференциала их не требуется снимать с автомобиля.

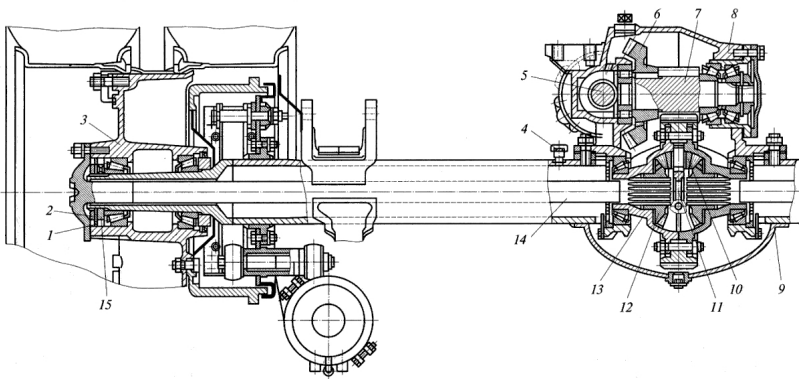


Рис. 6.4. Задний ведущий мост автомобиля КамАЗ: 1 – шайба; 2 – контргайка; 3 – ступица; 4 – сапун; 5 – ведущий вал; 6, 7, 12 – шестерни; 8 – картер главной передачи; 9 – балка; 10 – сателлит; 11 – крестовина; 13 – корпус дифференциала; 14 – полуось; 15 – гайка

На рис. 6.4 приведена конструкция заднего ведущего моста грузового автомобиля с неразрезной балкой, имеющего стальную

сварную балку 9 с приваренным к ней фланцем для крепления картера главной передачи и дифференциала 8. Главная передача центральная двойная, состоящая из конической пары со спиральными зубьями и пары цилиндрических шестерен с косыми зубьями. Дифференциал конический, симметричный, малого трения, четырехсателлитный. Внутри корпуса 13 находится крестовина 11 с четырьмя сателлитами 10, две полуосевые шестерни 12, установленные на шлицах полуосей 14. Полуоси 14 фланцевые разгруженные, соединенные фланцами со ступицами 3, которые, в свою очередь, установлены на двух конических подшипниках, закрепленных гайкой 15, замковой шайбой 1 и контргайкой 2.

6.3. Передний управляемый мост

Передний управляемый мост представляет собой поперечную балку, к которой шарнирно крепятся поворотные цапфы управляемых колес. Крутящий момент к таким мостам не подводится, они поддерживают несущую часть автомобиля и обеспечивают его поворот. Применяются эти мосты на легковых и грузовых автомобилях с колесными формулами 4×2, 6×2 и 6×4.

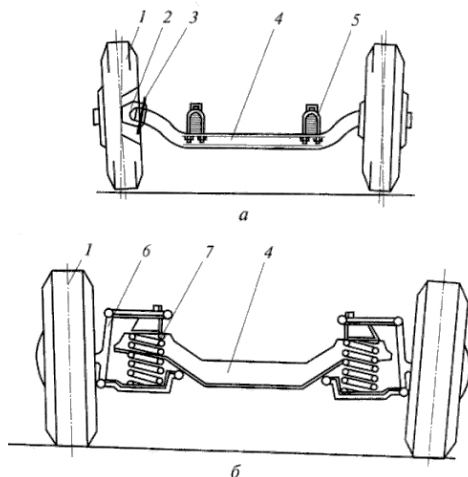


Рис. 6.5. Передние управляемые мосты: а – с неразрезной балкой; б – с разрезной балкой; 1 – колеса; 2 – поворотная цапфа; 3 – поворотный шкворень; 4 – балка; 5 – рессора; 6 – стойка; 7 – пружина подвески

В зависимости от типа подвески передних колес управляемые мосты могут быть неразрезные и разрезные. Неразрезные управляемые мосты (рис. 6.5,*а*) устанавливаются на автомобилях с передней зависимой подвеской. В таких мостах колеса непосредственно связаны с балкой и перемещение одного колеса в вертикальном направлении влияет на перемещение другого колеса. При разрезной балке (рис. 6.5,*б*) управляемые колеса с ней не связаны и их перемещение в вертикальном направлении не зависит друг от друга.

Передний управляемый неразрезной мост (рис. 6.5,*а*) представляет собой балку 4 с установленными по концам поворотными цапфами 2. Такие балки изготавливают методомковки из углеродистых сталей обычно двутаврового сечения. Средняя часть балки выгнута вниз, что позволяет ниже расположить двигатель, понизить центр массы автомобиля, за счет чего повысить его устойчивость. В бобышках балки неподвижно закреплены поворотные шкворни 3, с которыми, в свою очередь, соединены поворотные цапфы 2. На поворотных цапфах на подшипниках устанавливаются ступицы передних колес 1. За счет поворота цапф вокруг шкворней обеспечивается управление автомобилем на поворотах. Соединение моста с несущей частью автомобиля производится с помощью рессор 5.

Конструкция переднего управляемого моста с неразрезной балкой автомобиля МАЗ приведена на рис. 6.6. Балка 5 такого моста кованная из стали с двутавровым сечением с прогибом вниз в средней части. С поворотными цапфами 9 балка соединена поворотными шкворнями 2, имеющими в средней части конусную форму. Шкворни 2 ступенчатого диаметра установлены в вильчатых поворотных цапфах 9 на бронзовых втулках 19 и закреплены гайками. В нижней части обоих поворотных цапф закреплены поворотные рычаги 7 и верхний поворотный рычаг 4 только в левой цапфе. На цапфах на двух роликовых подшипниках 11 и 12 установлены ступицы 8 с тормозными барабанами и колесами. Подшипники колес закреплены с помощью гайки 13, кольца 14, шайбы 15 и контргайки 16. С помощью этих крепежных деталей осуществляется регулировка затяжки подшипников колес.

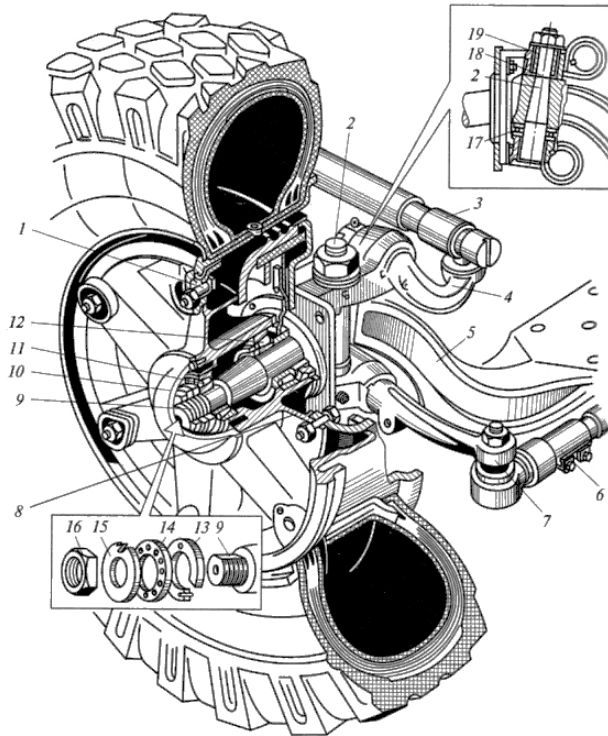


Рис. 6.6. Передний управляемый мост автомобиля МАЗ: 1 – болт; 2 – шкворень; 3, 6 – рулевые тяги; 4, 7 – рычаги; 5 – балка; 8 – ступица; 9 – цапфа; 10 – колпак; 11, 12, 17 – подшипники; 13 – гайка; 14 – кольцо; 15 – шайба; 16 – контргайка; 18 – прокладка; 19 – втулка

Передний разрезной мост (рис. 6.5,б) представляет собой балку или поперечину (подрамник) 4 с прикрепленной к ней с обеих сторон подвеской колес 7 и управляемыми колесами 1. Балка или поперечина крепится к кузову автомобиля и предназначена для закрепления на ней двигателя. Установка передних колес может быть шкворневая или бесшкворневая. В первом случае поворот управляемых колес осуществляется вокруг шкворня, во втором случае – вокруг поворотной стойки 6.

На рис. 6.7 приведен передний управляемый мост с разрезной балкой легкового автомобиля с независимой бесшкворневой подвеской. Основной деталью моста является поперечина 4, изго-

товленная в виде штампованной конструкции из листовой стали с выгнутой вниз средней частью. К поперечине 4 с помощью верхнего 3 и нижнего 5 рычагов подвески, стоек 2, пружин 6 и амортизаторов 7 подвешены передние управляемые колеса. Весь передний мост в собранном виде крепится к кузову автомобиля.

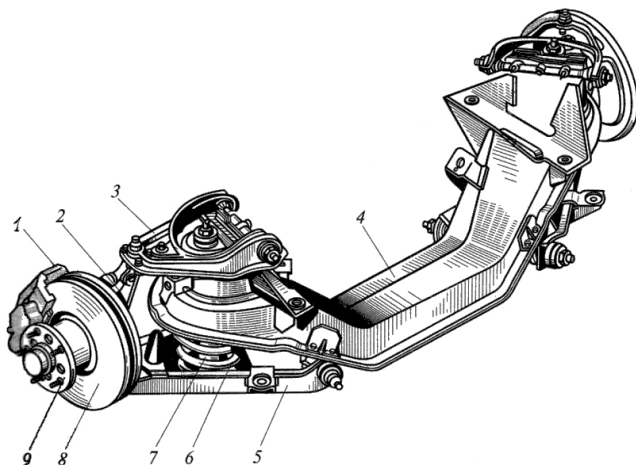


Рис. 6.7. Передний разрезной управляемый мост легкового автомобиля:
1 – суппорт тормоза; 2 – стойка; 3, 5 – рычаги; 4 – поперечина;
6 – пружина; 7 – амортизатор; 8 – тормозной диск; 9 – ступица колеса

Для создания наименьшего сопротивления движению, уменьшения износа шин, снижения расхода топлива, обеспечения стабилизации управляемых колес оси шкворней (или оси поворота) и колеса устанавливают с определенными углами в пространстве.

Углы установки шкворней (осей поворота) и управляемых колес приведены на рис. 6.8. Управляемые колеса устанавливаются с развала α_k (рис. 6.8,а), что обеспечивает вертикальное положение колес по отношению к дороге под нагрузкой при деформации деталей переднего моста. Угол развала на автомобилях различного типа и класса выбирается в пределах $0...2^\circ$ и обеспечивается соответствующим наклоном поворотной цапфы по отношению к балке моста. В эксплуатации за счет износа подшипников колес и втулок шкворней этот угол может изменяться. Поэтому в конструкции передних управляемых мостов предусматривается регулировка развала колес.

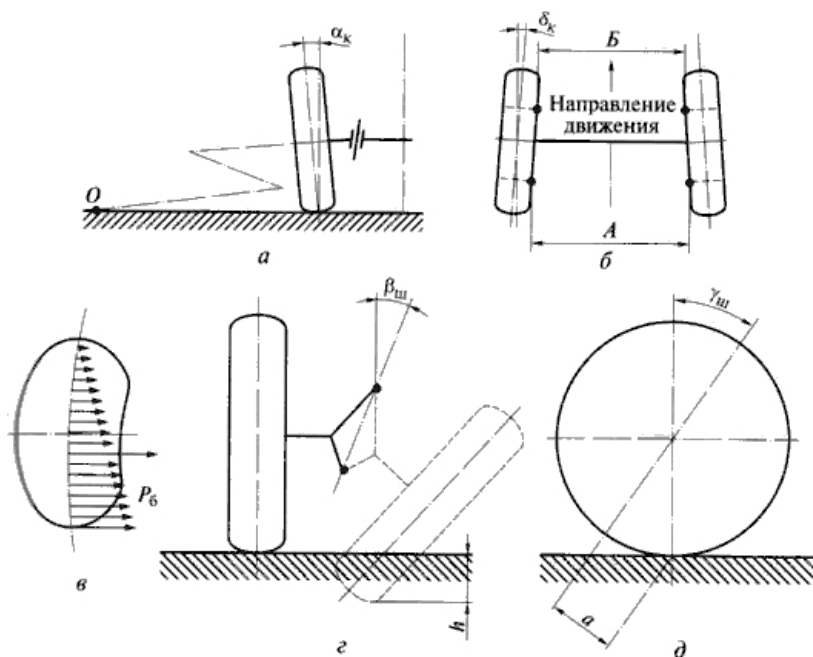


Рис. 6.8. Схема установки (а, б) и стабилизации (в, з, д) управляемых колес автомобиля

Вследствие развала управляемые колеса стремятся катиться в сторону от продольной оси автомобиля, что отрицательно сказывается на износе шин. Для компенсации этого явления передние колеса устанавливают со сходимением. Угол сходимения управляемых колес (δ_k) определяется разницей расстояний A и B (рис. 6.8, б), замеряемых по краям ободов колес сзади (B) и спереди (A). Углы сходимения управляемых колес разных автомобилей находятся в пределах $0^\circ 20' \dots 1^\circ$, а разность расстояний ($B-A$) — в пределах $2 \dots 8$ мм. В эксплуатации из-за износа шарниров рулевых тяг и их деформации, из-за износа втулок шкворней или шарниров подвески эти углы могут изменяться, поэтому предусмотрена их регулировка за счет изменения длины поперечной рулевой тяги или рулевых наконечников.

В совокупности углы развала и сходимения управляемых колес обеспечивают минимальное их боковое скольжение и износ шин.

Для обеспечения стабилизации управляемых колес оси шкворней и осей поворота устанавливают с поперечным ($\beta_{ш}$) и продоль-

ным ($\gamma_{ш}$) углами. За счет поперечного угла наклона $\beta_{ш}$ обеспечивается создание весового стабилизирующего момента; за счет продольного угла наклона $\gamma_{ш}$ создается упругий и скоростной стабилизирующие моменты. У разных автомобилей поперечный угол наклона оси шкворня (оси поворота) составляет $5...10^\circ$, продольный угол наклона — $0...3,5^\circ$.

6.4. Комбинированный мост

Комбинированный мост выполняет одновременно функции ведущего и управляемого мостов. Комбинированный мост (рис. 6.9,а) включает в себя балку моста, главную передачу 1, дифференциал 2, привод на ведущие колеса 3, 4, 5 и ступицы колес 6.

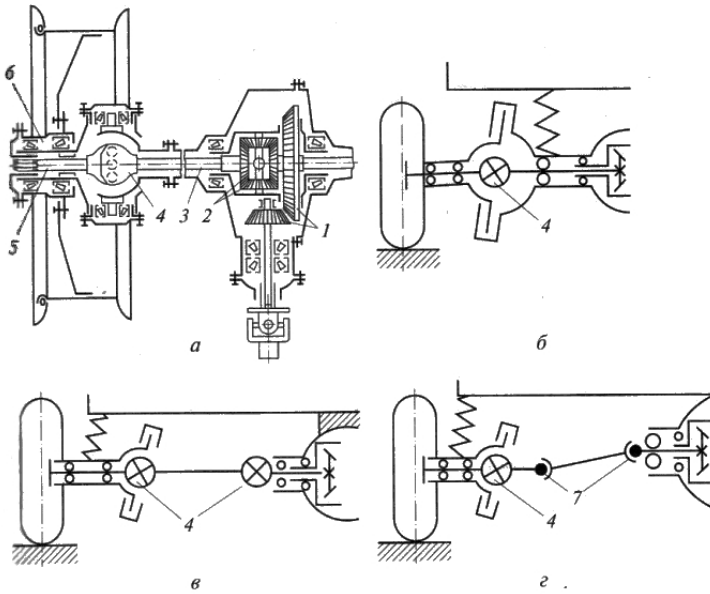


Рис. 6.9. Схемы комбинированных мостов (а) и приводов ведущих колес (б, в, г): 1 — главная передача; 2 — дифференциал, 3, 5 — внутренние и внешняя полуоси; 4 — шарнир равных угловых скоростей; 6 — ступица; 7 — шарниры неравных угловых скоростей

При зависимой подвеске (рис. 6.9,а, б) комбинированный мост имеет неразрезную балку и привод ведущих колес в виде шарнира равных угловых скоростей. Крутящий момент от дифференциала 2

к карданному шарниру 4 передается через внутреннюю полуось 3; далее от карданного шарнира равных угловых скоростей крутящий момент передается на внешнюю полуось 5 и ступицу колеса 6, установленную на полуосевом рукаве на подшипниках.

При независимой подвеске (рис. 6.9,в) используются карданные передачи с двумя шарнирами равных угловых скоростей. При этом внутренние шарниры обеспечивают вертикальное перемещение управляемых колес, а наружные шарниры – их поворот. Иногда (рис. 6.9,з) используют карданные передачи с двумя шарнирами неравных угловых скоростей 7 и одним шарниром равных угловых скоростей 4.

На рис. 6.10 приведена конструкция переднего моста автомобиля ВАЗ, имеющего привод на все колеса. Такой мост выполняет функции ведущего и управляемого мостов и имеет постоянный привод от раздаточной коробки. Картер моста 4 выполнен неразъемным из алюминиевого сплава, внутри установлены главная передача 8 и дифференциал 7.

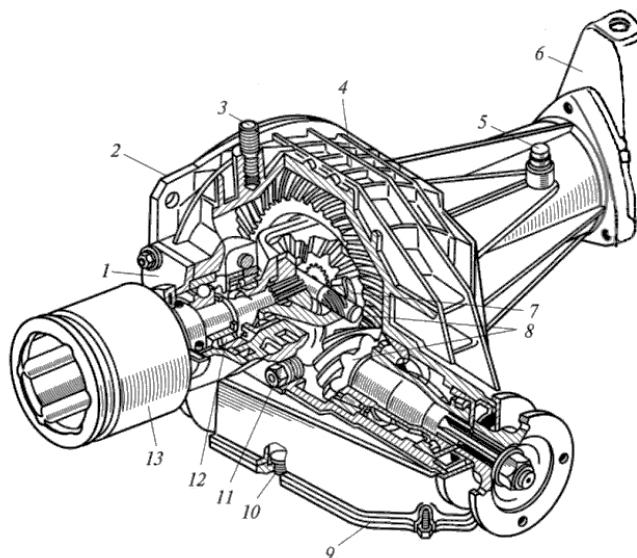


Рис. 6.10. Передний ведущий мост автомобиля повышенной проходимости ВАЗ: 1, 2, 9 – крышки; 3 – шпилька; 4 – картер; 5 – сапун; 6 – кронштейн; 7 – дифференциал; 8 – главная передача; 10, 11 – пробки; 12 – подшипник; 13 – шарнир

Картер моста крепится к кронштейну двигателя с помощью шпилек 3 и кронштейна 6. Привод передних колес осуществляется через карданную передачу.

6.5. Расчет мостов

Расчет балок мостов производится на прочность при режимах нагружения:

- прямолинейное движение с максимальной продольной силой и отсутствии действия поперечной силы;
- при полном заносе автомобиля с действием поперечной силы и отсутствии действия продольных сил;
- при переезде препятствия и динамическим нагружением вертикальной силой.

Схема расчета балки ведущего моста по первому и второму нагруженным режимам приведена на рис. 6.11.

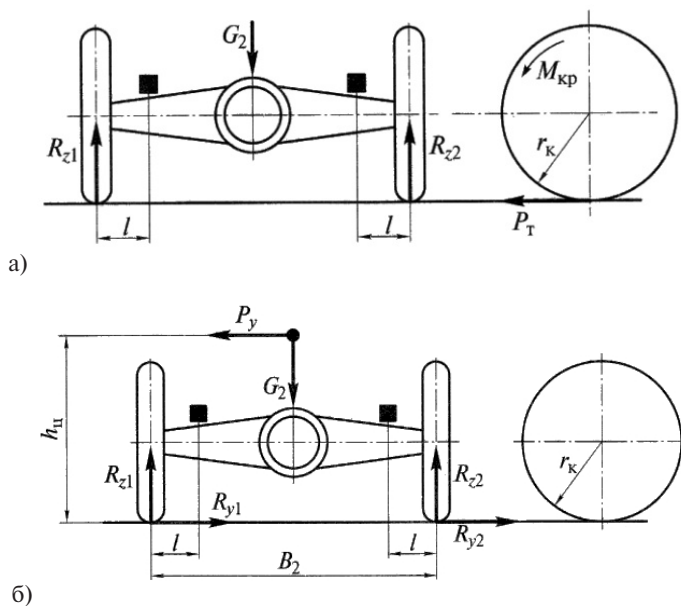


Рис. 6.11. Схемы нагружения балки ведущего моста:
 а – при прямолинейном движении и действии продольной силы P_T ;
 б – при боковом заносе и действии поперечной силы P_y

При прямолинейном движении балка ведущего моста изгибается в вертикальной плоскости от действия сил $R_{z1} = R_{z2} = \frac{m_2 G_2}{2}$ и в горизонтальной плоскости от действия тяговых сил

$$P_{T1} = P_{T2} = R_{z1} \varphi_x = R_{z2} \varphi_x,$$

где $m_2 = 1,2$ – коэффициент динамического перераспределения нагрузки; G_2 – статическая нагрузка на мост; $\varphi_x = 0,9$ – коэффициент сцепления колес с дорогой в продольном направлении.

Момент изгибающий в вертикальной плоскости:

$$M_B = R_{z1} \times l = R_{z2} \times l; \quad (6.1)$$

момент изгибающий в горизонтальной плоскости:

$$M_\Gamma = R_{T1} \times l = R_{T2} \times l, \quad (6.2)$$

где l – расстояние от линии действия силы до опасного сечения; момент крутящий от действия касательной силы P_T :

$$M_{кр} = P_T \times r_k, \quad (6.3)$$

где r_k – радиус ведущего колеса.

В балке ведущего моста являются опасными сечения под площадками крепления рессор и места запрессовки полуосевых рукавов.

Результирующий момент изгиба и кручения в опасном сечении составит:

$$M_p = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2 + M_{кр}^2}. \quad (6.4)$$

Для трубчатого круглого сечения результирующее напряжение

$$\sigma_p = \frac{M_p}{W}, \quad (6.5)$$

где $W = 0,2 \frac{(D^2 - d^2)}{D}$ – момент сопротивления трубчатого круглого сечения.

Для прямоугольного и коробчатого сечений напряжения изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях определяются отдельно и суммируются арифметически:

$$\sigma_{и} = \frac{M_B}{W} + \frac{M_\Gamma}{W}. \quad (6.6)$$

Поскольку напряжения изгиба относятся к периферийным волокнам, а напряжения кручения – к средним волокнам, их определяют отдельно и с напряжением изгиба не суммируют:

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{W_{\text{кр}}}, \quad (6.7)$$

где $W_{\text{кр}}$ – момент сопротивления кручению сечения балки.

При расчетном режиме движения автомобиля с *полным боковым заносом* (сила $P_T = 0$) балка изгибается только в вертикальной плоскости под действием сил R_z и R_y , которые определяются зависимостями:

$$R_{z1} = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_{\text{ц}}\varphi_y}{B_2} \right) \text{ и } R_{z2} = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_{\text{ц}}\varphi_y}{B_2} \right); \quad (6.8)$$

$$R_{y1} = R_{z1}\varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 + \frac{2h_{\text{ц}}\varphi_y}{B_2} \right) \varphi_y \quad (6.9)$$

$$\text{и } R_{y2} = R_{z2}\varphi_y = \frac{G_2}{2} \left(1 - \frac{2h_{\text{ц}}\varphi_y}{B_2} \right) \varphi_y,$$

где φ_y – коэффициент сцепления колес с дорогой в поперечном направлении; $h_{\text{ц}}$ – высота расположения центра массы; B_2 – колея колес.

Изгибающие моменты от действия сил на левом и правом колесах:

$$M_{\text{из1}} = (R_{z1} - R_{y1}) \cdot l \text{ и } M_{\text{из2}} = (R_{z2} + R_{y2}) \cdot l. \quad (6.10)$$

Напряжение изгиба в опасном сечении балки:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{R_z \cdot l \pm R_y \cdot r_{\text{к}}}{W_{\text{из}}}. \quad (6.11)$$

Для расчетного режима переезда неровности балка моста изгибается от действия силы $R_z k_d$. Напряжение изгиба в опасном сечении определится по формуле

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{M_{\text{из}}}{W_{\text{из}}} = \frac{R_z k_d l}{W_{\text{из}}}, \quad (6.12)$$

где k_d – коэффициент динамичности: для легковых автомобилей $k_d = 1,75$, для грузовых – $k_d = 2,5 \dots 3,0$.

Допускаемые напряжения для расчета балок ведущих мостов составляют значения:

$[\sigma_{\text{из}}] = 300$ МПа; $[\tau_{\text{кр}}] = 200$ МПа – для литых из стали и ковкого чугуна;

$[\sigma_{\text{из}}] = 500$ МПа; $[\tau_{\text{кр}}] = 400$ МПа – для штампо-сварных балок из листовой стали.

Балку управляемого моста (рис. 6.12) в режиме прямолинейного движения с торможением рассчитывают на прочность по напряжениям изгиба в вертикальной плоскости от действия сил R_{z1} и R_{z2} и в горизонтальной плоскости от действия силы $P_{\text{тор}}$. Кроме того, на участке от поворотного кулака до опорной площадки под рессору балка испытывает напряжение кручения от действия тормозного момента на опорных щитах $M_{\text{тор}} = P_{\text{тор}} r_{\text{к}}$.

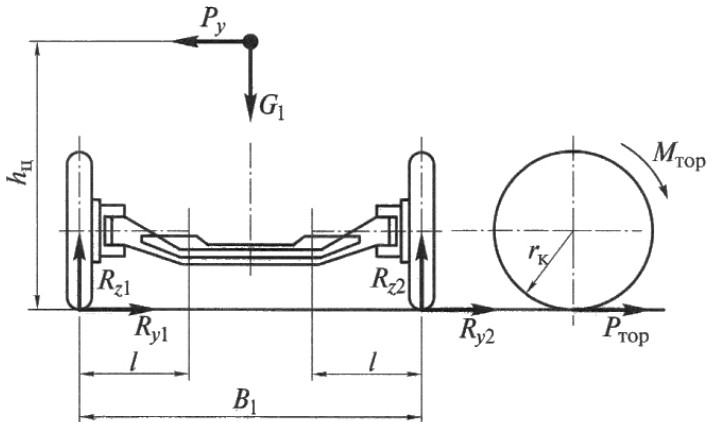


Рис. 6.12. Расчетная схема балки управляемого моста

Изгибающий момент в вертикальной плоскости равен

$$M_{\text{из}} = R_z \times l;$$

изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M_{\text{г}} = P_{\text{тор}} \times l = R_z \times \varphi_x \times l;$$

момент кручения

$$M_{\text{кр}} = P_{\text{тор}} \times r_{\text{к}} = R_z \times \varphi_x \times r_{\text{к}},$$

где l – плечо изгибающей силы (рис. 6.12); $\varphi_x = 0,9$ – коэффициент сцепления колеса с дорогой в продольном направлении.

При расчете по режиму полного заноса нормальная реакция на левом колесе будет больше, чем на правом. Изгибающие моменты в сечениях балки слева и справа определяются из зависимостей:

$$M_{\text{изл}} = \frac{G_1 \varphi_y}{2} \left(1 + \frac{2 \varphi_y h_{\text{ц}}}{B_1} \right); \quad (6.13)$$

$$M_{из} = \frac{G_1}{2} \left(1 - \frac{2\varphi_y h_{ц}}{B_1} \right) (1 + \varphi_x r_k), \quad (6.14)$$

где G_1 – нагрузка на управляемый мост; $\varphi_y = 1,0$ – коэффициент сцепления колеса с дорогой в поперечном направлении; B_1 – колея передних колес; $h_{ц}$ – высота центра массы автомобиля.

При расчете балки в режиме преодоления препятствия определяется изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M_B = \frac{G_1}{2} k_d l. \quad (6.15)$$

Поскольку сечение балки управляемого моста двутавровое, то напряжения изгиба определяют в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а затем их арифметически складывают:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{M_B}{W_B} + \frac{M_{\Gamma}}{W_{\Gamma}};$$

напряжение кручения определяется из соотношения:

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где W_B и W_{Γ} – моменты сопротивления изгибу двутаврового сечения балки в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно; $W_{кр}$ – момент сопротивления изгибу сечения балки.

Балки управляемых мостов изготавливают кованными из сталей марок 45, 30X, 40X.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 300$ МПа, допускаемое напряжение кручения $[\tau_{кр}] = 150$ МПа.

Расчет **поворотных кулаков** (рис. 6.13) ведется на изгиб в режиме торможения в вертикальной и горизонтальной плоскостях с проверкой сечения на переходе от цапфы к проушине. Изгибающий момент равен:

$$M_{из} = \sqrt{R_{z1}^2 + R_{top}^2} c, \quad (6.16)$$

где c – плечо действия изгибающих сил.

$$\text{Напряжение изгиба } \sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}};$$

Напряжение изгиба цапфы поворотных кулаков в режиме заноса определим из соотношений:

$$\sigma_{из1} = \frac{R_{z1}c - R_{y1}r_k}{W_{из}}; \quad \sigma_{из2} = \frac{R_{z2}c + R_{y12}r_k}{W_{из}}. \quad (6.17)$$

Напряжение изгиба цапфы поворотных кулаков в режиме преодоления препятствия

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{R_1 k_{\text{д}} c}{W_{\text{из}}}, \quad (6.18)$$

где c – плечо изгибающей силы.

Поворотные цапфы изготавливают из сталей марок 30Х, 40Х.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{\text{из}}] = 300$ МПа.

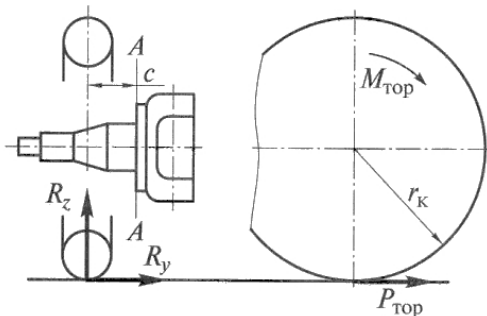


Рис. 6.13. Расчетная схема поворотного кулака

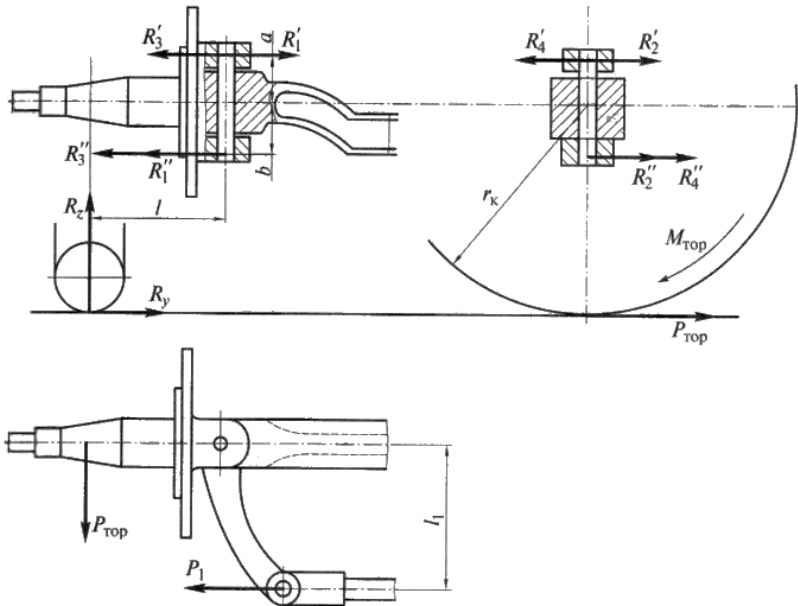


Рис. 6.14. Расчетная схема поворотного шкворня

Расчет **поворотных шкворней** (рис. 6.14) ведется по тем же трем нагрузочным режимам с допущением, что ось шкворня располагается вертикально.

В режиме торможения значение этих сил определится соотношениями:

от действия нормальной реакции –

$$R'_1 = R''_2 = \frac{R_z l}{a + b}; \quad (6.19)$$

от действия тормозной силы –

$$R'_2 = \frac{P_{\text{тор}} b}{a + b}, \quad R''_2 = \frac{P_{\text{тор}} a}{a + b}; \quad (6.20)$$

от действия реактивной силы P_1 –

$$R'_3 = \frac{P_1 b}{a + b}, \quad R''_3 = \frac{P_1 a}{a + b}, \quad (6.21)$$

где $P_1 = \frac{P_{\text{тор}} l}{l_1}$;

от действия тормозного момента $M_{\text{тор}} = P_{\text{тор}} r_{\text{к}}$ –

$$R'_4 = R''_4 = \frac{P_{\text{тор}} r_{\text{к}}}{a + b}. \quad (6.22)$$

Суммарная сила, действующая на верхний конец шкворня, определится из радикала

$$R_{\text{сум}} = \sqrt{(R'_1 - R'_2)^2 + (R'_4 - R'_2)^2}. \quad (6.23)$$

Суммарная сила, действующая на нижний конец шкворня, определится из радикала

$$R''_{\text{сум}} = \sqrt{(R''_1 + R''_3)^2 + (R''_4 + R''_2)^2}. \quad (6.24)$$

Из сравнения (6.23) и (6.24) следует, что нижний конец шкворня нагружен большей силой, чем верхний.

В режиме заноса автомобиля на верхний и нижний концы шкворня действуют силы:

от нормальной реакции R_z :

$$R'_1 = \frac{R'_{z1} l}{a + b}, \quad R''_2 = \frac{R''_{z2} l}{a + b}; \quad (6.25)$$

от действия поперечной силы R_y :

на левом шкворне

$$R'_1 = R''_1 = \frac{R_{y1}l}{a+b}; \quad (6.26)$$

на правом шкворне

$$R'_2 = R''_2 = \frac{R_{y2}l}{a+b}; \quad (6.27)$$

суммарные силы:

на левом шкворне

$$R'_{\text{сум1}} = \frac{R_{y1}(r_k - b) - R''_{z1}l}{a+b}, \quad R'_{\text{сум1}} = \frac{R_{y1}(r_k + a) - R''_{z1}l}{a+b}; \quad (6.28)$$

на правом шкворне

$$R'_{\text{сум2}} = \frac{R_{y2}(r_k - b) + R''_{z2}l}{a+b}, \quad R'_{\text{сум2}} = \frac{R_{y2}(r_k + a) + R''_{z2}l}{a+b}. \quad (6.29)$$

Здесь R_{z1} , R_{z2} , R_{y1} , R_{y2} – нормальные и поперечные реакции на левом и правом колесе соответственно; R' , R'' – силы в верхней и нижней части шкворня соответственно.

При переезде через неровность дороги на шкворень действуют силы

$$R' = R'' = \frac{G_1}{2} k_d \frac{l}{a+b}. \quad (6.30)$$

Шкворень на всех режимах рассчитывают на изгиб в опасном сечении, расположенном на границе с проушиной балки и среза, а втулки шкворня на смятие:

напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{R''_{\text{сум}} h}{W_{\text{из}}} = \frac{R''_{\text{сум}} 0,5h}{0,1d^3}, \quad (6.31)$$

где h – высота проушины поворотного кулака; d – диаметр сечения шкворня;

напряжение среза

$$\tau_{\text{ср}} = 4 \frac{R''_{\text{сум}}}{\pi d^2}; \quad (6.32)$$

напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{R''_{\text{сум}}}{dh}. \quad (6.33)$$

Шкворни изготавливают из сталей марок 45, 50, 20Х, 20ХН, 18ХГТ. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 500$ МПа, среза $[\tau_{ср}] = 100$ МПа, смятия $[\sigma_{см}] = 50$ МПа.

Вопросы для самоконтроля

1. Каково назначение ведущих, управляемых, комбинированных и поддерживающих мостов?
2. Какие требования предъявляются к балкам ведущих мостов?
3. Какие бывают конструктивные схемы балок ведущих мостов?
4. Какими конструктивными способами увеличивают жесткость балок?
5. Какие материалы применяются для основных деталей балок ведущих мостов?
6. Какие допускаются напряжения в балках ведущих мостов?
7. Какие требования предъявляются к управляемым мостам?
8. Какие применяются конструктивные схемы управляемых мостов?
9. Какие материалы используются для основных деталей управляемых мостов?
10. Приведите порядок расчета управляемого моста.
11. Каковы порядок и особенности расчета шкворня поворотной цапфы управляемого моста?

7. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. ПОДВЕСКА

7.1. Назначение, основные элементы, типы подвесок

Подвеска автомобиля – это совокупность устройств, осуществляющих упругую связь колес и мостов с несущей системой автомобиля (рамой или кузовом), уменьшение динамических нагрузок на несущую систему и затухание колебаний, регулирование положения кузова автомобиля. Подвеска обеспечивает заданный уровень плавности хода и повышает безопасность движения.

Плавность хода – это эксплуатационное свойство автомобиля, обеспечивающее вибронегруженность водителя, пассажиров, элементов автомобиля и груза в пределах установленных норм. Смягчая удары от неровностей дороги, подвеска обеспечивает комфортабельное движение без утомляемости водителя и пассажиров и повреждений груза.

Безопасность движения подвеска обеспечивает за счет поддержания постоянного контакта колес с дорогой, исключая их отрыв.

Связывая между собой поддрессоренную и неподдрессоренные массы автомобиля, подвеска обеспечивает возможность их колебаний с разной частотой: поддрессоренные массы с частотой 1,0..2,5 Гц; неподдрессоренные массы с частотой 5...10 Гц.

Подвеска автомобиля (рис. 7.1) состоит из четырех устройств – направляющего 1, упругого 2, гасящего 3 и стабилизирующего 4, каждый из которых выполняет свои функции.

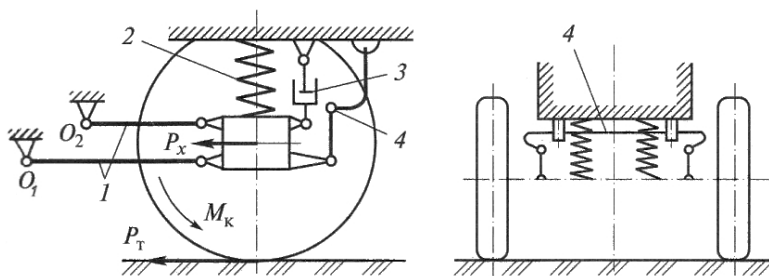


Рис. 7.1. Схема подвески автомобиля: 1 – направляющее устройство; 2 – упругий элемент; 3 – гасящее устройство (амортизатор); 4 – стабилизирующее устройство (стабилизатор)

Направляющее устройство в виде продольных рычагов 1 передает продольные силы, а также их моменты между мостами и несущей системой автомобиля; через поперечные рычаги воспринимаются боковые силы. Направляющее устройство определяет характер и траекторию перемещения колес относительно кузова.

Упругий элемент подвески 2 смягчает толчки и удары при движении автомобиля по неровностям дороги и улучшает плавность хода.

Гасящий элемент подвески (амортизатор) 3 уменьшает колебания кузова при движении по неровностям и создает их затухание, превращая кинетическую энергию колебаний в тепловую с последующим рассеиванием ее в окружающую среду.

Стабилизирующее устройство (стабилизатор) 4 уменьшает крен автомобиля при движении на повороте и снижает поперечно-угловые колебания кузова.

На автомобилях, в зависимости от их назначения и класса, применяют различные типы подвесок (рис. 7.2).



Рис. 7.2. Типы подвесок с классификацией по признакам

При зависимой подвеске (рис. 7.3,а) колеса одного моста связаны между собой неразрезной балкой, поэтому перемещение одного

колеса при наезде на выпуклость дороги влияет на перемещение другого колеса. Такие подвески применяются в задних мостах легковых автомобилей, в передних и задних мостах грузовых автомобилей, в поддерживающих мостах прицепов и полуприцепов. Зависимая подвеска может быть автономной и балансирной. Автономные подвески применяются на автомобилях с колесной формулой 4×2 и 4×4, балансирные подвески на автомобилях с колесной формулой 6×4, 6×6 для подрессоривания близко расположенных мостов. При балансирной подвеске средний и задний мосты автомобиля подвешиваются на одной подвеске.

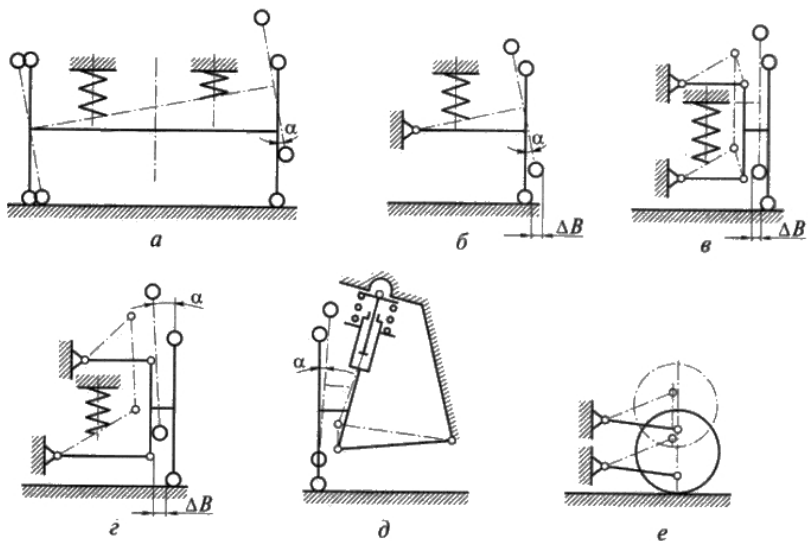


Рис. 7.3. Схемы подвески колес: *a* – зависимая; *б* – независимая однорычажная; *в* – независимая двухрычажная с рычагами одинаковой длины; *г* – независимая двухрычажная с рычагами разной длины; *д* – независимая рычажно-телескопическая; *е* – независимая двухрычажная с продольным качанием

Независимая подвеска (рис. 7.3,б...е) имеет разрезную балку моста, колеса на автомобиле подвешены независимо друг от друга и их перемещение взаимно не связано. При независимой подвеске кинематика перемещения каждого колеса зависит от конструкции направляющего устройства. При наезде на препятствие колеса мо-

гут перемещаться в продольной (e), поперечной ($b...d$) и продольно-поперечной плоскостях.

Независимые подвески применяются на легковых автомобилях в передних и задних мостах, грузовых автомобилях высокой проходимости. Они обеспечивают плавность хода, хорошую устойчивость автомобиля и отслеживание профиля дороги.

Выбор типа упругого элемента подвески диктуется требованиями обеспечения компактности и снижения неподрессоренной массы. Наибольшее распространение получили металлические пружинные и рессорные упругие элементы. Рессорный упругий элемент одновременно выполняет функции и направляющего устройства. Неметаллические упругие элементы обеспечивают хорошую плавность хода, создают возможность регулирования уровня пола или дорожного просвета, но имеют более высокую стоимость, чем металлические.

Комбинированные упругие элементы представляют собой сочетание основного и дополнительного элемента, корректирующего упругую характеристику основного элемента.

7.2. Требования к подвеске

К подвеске автомобиля кроме общих требований, изложенных в разделе 1, предъявляются следующие специальные требования:

- обеспечение плавности хода;
- обеспечение движения автомобиля по неровностям дороги без ударов в ограничители сжатия и отбоя;
- ограничение поперечного крена кузова при движении автомобиля на поворотах;
- обеспечение гашения колебаний кузова и колес при движении автомобиля по неровностям дороги;
- обеспечение согласования кинематики перемещения управляемых колес с кинематикой поворота приводных валов, исключение автоколебаний управляемых колес;
- постоянство колеи и углов установки колес, углов наклона шкворней (осей поворота);
- надежная передача от колес к кузову продольных и поперечных сил;
- минимальная поддрессоренная масса.

Для *плавности хода*, исключаяющей повышенную утомляемость водителя и пассажиров, должна быть обеспечена соответствующая частота колебаний поддресоренной массы и виброн нагруженность водителя и пассажиров. Так, при нагрузке, близкой к статической $G_{ст}$, характеристика подвески должна обеспечивать оптимальную частоту колебаний поддресоренной массы: 0,8...1,2 Гц для легковых автомобилей и 1,2...1,9 Гц для грузовых автомобилей. Нормы допустимых виброскоростей, устанавливаемых ГОСТ 12.1.012-78 для различных частот колебаний, приведены в табл. 7.1.

Таблица 7.1

Средние частоты по октавным полосам
и нормы виброн нагруженности

Ср. геометрические значения частотных полос, Гц		1	2	4	8	16	31,5	63
Допустимые значения виброускорений, м/с ²	Вертикальные	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14	2,26	4,49
	Горизонтальные	0,39	0,42	0,8	1,62	3,2	6,38	12,76
Допустимые значения виброскоростей, м/с (дБ)	Вертикальные	0,2 (132)	0,071 (123)	0,025 (114)	0,013 (108)	0,011 (107)	0,011 (107)	0,011 (107)
	Горизонтальные	0,063 (122)	0,035 (117)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)	0,032 (116)

Удовлетворение требований по плавности хода автомобиля обеспечивается определенной зависимостью вертикальной реакции на колесо R_z от прогиба упругого элемента подвески f , называемой упругой характеристикой подвески (рис. 7.4).

Упругая характеристика подвески представляет собой зависимость вертикальной нагрузки R_z на колесо от деформации подвески f , измеренной непосредственно над осью колеса. Подвеска характеризуется статическим $f_{ст}$ и динамическим $f_{д}$ прогибами, коэффициентом динамичности $k_d = R_{zmax}/R_{zст}$. Упругая характеристика должна проходить через точку a , соответствующую полной статической нагрузке и статическому прогибу, характеризующему заданную плавность хода. Но кроме этого, для устранения опасности соприкосновения металлических деталей при максимальной деформации упругого элемента характеристика должна пройти через точку b , определяемую коэффициентом динамичности $k_d = 1,75...2,5$. Вы-

полнение такого условия возможно только при нелинейной характеристике упругого элемента подвески.

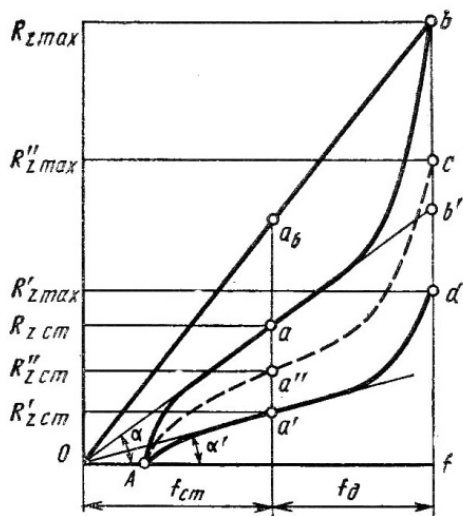


Рис. 7.4. Упругая характеристика подвески

Динамический прогиб для легковых автомобилей составляет $f_d = 0,5 f_{ст}$; для автобусов $f_d = 0,75 f_{ст}$; для грузовых автомобилей $f_d = f_{ст}$.

В упругую характеристику подвески ($A - a - b$) включается буфер отбоя, который уменьшает ход подвески на величину OA .

Масса, приходящаяся на переднюю и заднюю подвески автомобиля, меняется (у легковых для передних подвесок на 10...30% и для задних – на 45...60%; у грузовых на 240...400%; у автобусов на 200...250%), поэтому желательно, чтобы характеристика при изменении нагрузки тоже изменялась. Так, на рис. 7.4 приведены желаемые формы кривых характеристик для порожнего ($A - a' - d$) и полунагруженного ($A - a'' - c$) автомобиля.

Для обеспечения плавности хода подвеска должна эффективно гасить колебания подрессоренной и непрорессоренных масс автомобиля. При этих условиях за один период свободных колебаний амплитуда перемещения подрессоренной массы должна уменьшаться в 3...8 раз.

Гашение колебаний автомобиля происходит в результате действия сил трения в амортизаторах (жидкостное трение), в рессорах и шарнирах (сухое трение), в шинах (межмолекулярное трение). Сухое и межмолекулярное трение при эксплуатации автомобиля изменяется, не поддается регулированию и снижает показатели плавности хода. Поэтому в легковых автомобилях сухое трение стараются довести до минимума.

Основной вклад в гашение колебаний кузова и колес автомобиля вносит гидравлический амортизатор. Сопротивление колебаниям, создаваемое амортизатором, является характеристикой, поддающейся изменению в широком диапазоне по сравнению с другими параметрами колебаний автомобиля.

Характеристика амортизатора представляет собой зависимость силы сопротивления P_a от скорости деформации подвески (перемещения поршня амортизатора) V_n , т. е.

$$P_a = k V_n^n, \quad (7.1)$$

где k – коэффициент сопротивления амортизатора; n – показатель степени.

Из приведенных на рис. 7.5 характеристик амортизатора видно, что коэффициент сопротивления при отбое больше, чем при сжатии. Обычно их отношение составляет $k_{сж}/k_{от} = 0,2...0,5$. Отсюда следует, что при отбое гасится основная часть энергии колебаний.

Такое соотношение сопротивления амортизатора при сжатии и отбое диктуется необходимостью уменьшения передаваемых на водителя и пассажиров усилий при движении автомобиля по неровностям дороги.

Приведенный коэффициент сопротивления амортизатора определяется как среднее арифметическое:

$$k = \frac{k_{от} + k_{сж}}{2}. \quad (7.2)$$

Сила сопротивления амортизатора пропорциональна скорости перемещения поршня в некоторой степени « n ». Значение « n » зависит от конструкции клапанов и может быть меньше, больше или равным единице. На автомобилях применяются амортизаторы с линейной ($n = 1$) и квадратичной ($n = 2$) характеристиками: на рис. 7.5,*a* приведена линейная несимметричная характеристика

амортизатора при значении $n = 1$; на рис. 7.5,б приведена прогрессивная (значение $n > 1$) характеристика амортизатора.

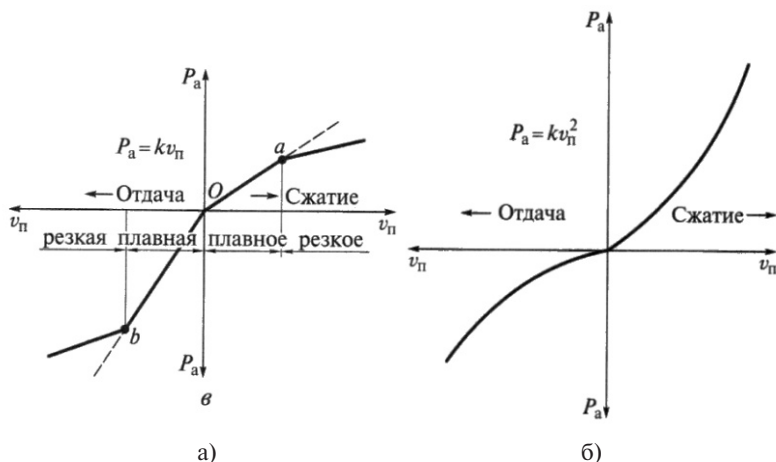


Рис. 7.5. Линейная (а) и прогрессивная (б) характеристики амортизатора

Коэффициент сопротивления амортизатора не в полной мере характеризует свойство подвески гасить колебания поддресоренной массы. Один и тот же амортизатор в подвесках автомобилей с отличающимися массами дает различный эффект. Поэтому иногда рекомендуют коэффициент, приведенный на единицу массы автомобиля M :

$$k_{\text{пр}} = \frac{k}{M}. \quad (7.3)$$

Однако наилучшим образом эффективность гашения колебаний поддресоренной и неподдресоренной масс автомобиля оценивает относительный коэффициент затухания:

$$\Psi_{\text{п}} = \frac{k_{\text{пр}}}{\omega} = \frac{k}{\sqrt{c_{\text{п}} M}}. \quad (7.4)$$

При значениях относительного коэффициента затухания $\Psi_{\text{п}} = 0,15 \dots 0,30$ подвеска обеспечивает вполне приемлемое гашение колебаний кузова и колес и, как следствие, хорошую плавность хода.

Согласование кинематики управляемых колес с работой привода передних ведущих колес проводится путем соответствующего

размещения шаровых опор стоек передней подвески и шарниров привода. Конструктивное решение такой компоновки приведено на примере рычажно-телескопической подвески переднеприводного автомобиля ВАЗ (рис. 7.7). Расположение поворотного кулака 2 согласуется с расположением оси поворота управляемого колеса, проходящей через центр подшипника 12 верхней опоры 13 и центр шаровой опоры 4.

При движении автомобиля по неровностям дороги происходит изменение положения колес по отношению к кузову. Подвеска должна обеспечивать правильную кинематику управляемых колес при их вертикальных перемещениях, т. е. перемещение колес не должно вызывать излишнее изменение колеи, а должно сохранять требуемые углы установки.

Кинематика управляемых колес считается вполне соответствующей предъявляемым к ней требованиям, если угол наклона при максимальном перемещении не превышает $5...6^\circ$, а изменение колеи находится в пределах упругого смещения шины. Известно, что эластичные шины допускают изменение колеи на $4...5$ мм на каждом колесе без перехода в поперечное скольжение. Выполнение требований к кинематике управляемых колес способствует сохранению управляемости и устойчивости автомобиля.

Степень изменения положения управляемых колес при их вертикальном перемещении зависит от типа направляющего устройства подвески. Каждая из приведенных на рис. 7.3 схем направляющих устройств по-разному влияет на изменение колеи и углов установки управляемых колес.

Зависимая подвеска (рис. 7.3,а) не обеспечивает правильную кинематику управляемых колес, так как при наезде одного колеса на препятствие изменяется положение и другого колеса, что может вызвать боковое скольжение. Перекос управляемого моста автомобиля сопровождается изменением расположения осей их вращения и возникновением гироскопических моментов, действующих в горизонтальной M_{ix} и вертикальной M_{iz} плоскостях. Перекос моста вызывает *автоколебания управляемых колес* вокруг оси шкворня.

Колебания управляемых колес вокруг осей шкворней совершаются с высокой частотой (более 10 Гц и амплитудой не более

1,5...2 мм) и низкой частотой (менее 1 Гц и амплитудой 2...3 мм). Колебания высокой частоты происходят в пределах упругости шин, не передаются на рулевое колесо и не влияют на управляемость. Вместе с тем они вызывают дополнительное изнашивание шин и увеличивают расход топлива. Колебания низкой частоты влияют на управляемость и безопасность движения. Исключить или уменьшить их можно, снизив скорость движения. За счет углов установки шкворней можно увеличить значение скоростей, при которых появляется эффект автоколебаний управляемых колес, выводя их из диапазона эксплуатационных скоростей. Эффективным средством уменьшения автоколебаний управляемых колес является применение независимых подвесок.

Однорычажные независимые подвески (рис. 7.3,б) обеспечивают вертикальные перемещения колеса, сопровождающиеся изменением колеи на величину ΔB и развала на угол α , что вызывает возникновение гироскопического эффекта и возбуждает автоколебание управляемых колес.

Для исключения или снижения вероятности появления автоколебания управляемых колес применяют двухрычажные направляющие устройства (рис. 7.3,в, г). В случае применения рычагов одинаковой длины (рис. 7.3,в) колесо перемещается строго вертикально, что исключает возможность возникновения гироскопических моментов в горизонтальной M_{ix} и вертикальной M_{iz} плоскостях. Однако имеет место существенное изменение колеи.

В подвесках с рычагами разной длины изменение угла наклона колес α вызывает возникновение гироскопических моментов меньшей, чем при однорычажной подвеске, интенсивности, а изменение колеи находится в пределах компенсации свойствами упругости шины.

Наилучшую кинематику управляемых колес обеспечивает рычажно-телескопическая подвеска (рис. 7.3,д; рис. 7.7). Такая подвеска устраняет склонность колес к автоколебаниям, так как возникающие гироскопические моменты незначительны, обеспечивает хорошую устойчивость автомобиля за счет отрицательного плеча обката, характерного тем, что ось поворота пересекается с опорной поверхностью с внешней стороны площадки контакта.

Независимая подвеска с продольными рычагами направляющего устройства (рис. 7.3,е) при перемещениях управляемых колес по вертикальной оси обеспечивает постоянство колеи, но боковая жесткость ее невысокая. Такие подвески применяются на задних колесах.

Масса подвески существенно влияет на плавность хода автомобиля, поскольку от ее величины зависит масса неподрессоренных частей. В процессе движения по неровностям дороги неподрессоренная масса колеблется с частотой $6...10\text{ с}^{-1}$. Масса передней и задней подвесок от сухой массы грузовых автомобилей составляет соответственно 1,5...3,5% и 5,5...8,0%; масса задней подвески легкового автомобиля может составлять 2,5...3,5%.

Снижение массы подвески уменьшает динамические нагрузки на детали, повышает плавность хода, надежность и срок службы подвески и достигается в основном за счет рациональных конструкций и размеров направляющих устройств. Однорычажные подвески имеют меньшую массу по сравнению с двухрычажными. Но минимальную массу имеют рычажно-телескопические подвески, поскольку телескопическая стойка выполняет одновременно функции направляющего и гасящего элементов.

Упругий элемент в общей массе подвески занимает заметное место. Наибольшую массу имеют рессоры, которые применяются в зависимых подвесках, наименьшую – торсионы. При определении неподрессоренной массы к ней относят около 75% рессоры и 33% пружины, торсион в полном объеме относят к поддрессоренной массе.

7.3. Упругий элемент подвески

В подвесках автомобилей используются (рис. 7.2) следующие упругие элементы: металлические (пружины, рессоры, торсионы), пневматические, гидропневматические, комбинированные (например, рессорно-пневматические). Схемы упругих элементов приведены на рис. 7.6.

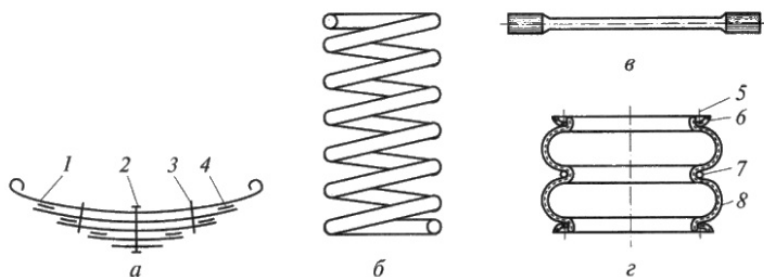


Рис. 7.6. Типы упругих элементов подвески: *a* – рессора; *б* – пружина; *в* – торсион; *г* – пневмобаллон; 1 – коренной лист; 2, 5 – болты; 3 – хомут; 4 – прокладка; 6, 7 – кольца; 8 – оболочка

7.4. Конструкция подвески

Конструкция подвески зависит от типа и компоновки автомобиля. На переднеприводных легковых автомобилях распространение получила рычажно-телескопическая подвеска, представленная на рис. 7.7. Такая подвеска включает телескопическую стойку 1, закрепленную в верхней части к кузову автомобиля с помощью верхней опоры 13 на подшипнике 12. Для предохранения стойки от пробоев при динамических нагрузках имеется ограничитель сжатия 10. От попадания грязи шток амортизатора защищен кожухом 9. В нижней части стойка соединяется с поворотным рычагом 6. Между верхней опорной чашкой 11 и нижней опорной чашкой 7 закреплена пружина 8, являющаяся упругим элементом подвески.

На шлицах поворотного кулака 2 закреплена ступица 5 переднего ведущего управляемого колеса. В нижней части к поворотному кулаку с помощью шарового шарнира 4 присоединен продольный рычаг направляющего устройства подвески. Достоинства такой подвески описаны выше.

На легковых автомобилях классической компоновки чаще всего применяется независимая подвеска с поперечными рычагами разной длины (рис. 7.8). В изображенной на рисунке подвеске поворотный кулак 1 с помощью шкворня 2 соединен с вертикальной стойкой 3. Верхний рычаг имеет меньшую длину по сравнению с нижним. Для предохранения подвески от пробоев и межвитковых

ударов пружины предусмотрены ограничители сжатия 5 и отбоя 4. Упругий элемент в виде спиральной цилиндрической пружины, внутри которой установлен амортизатор.

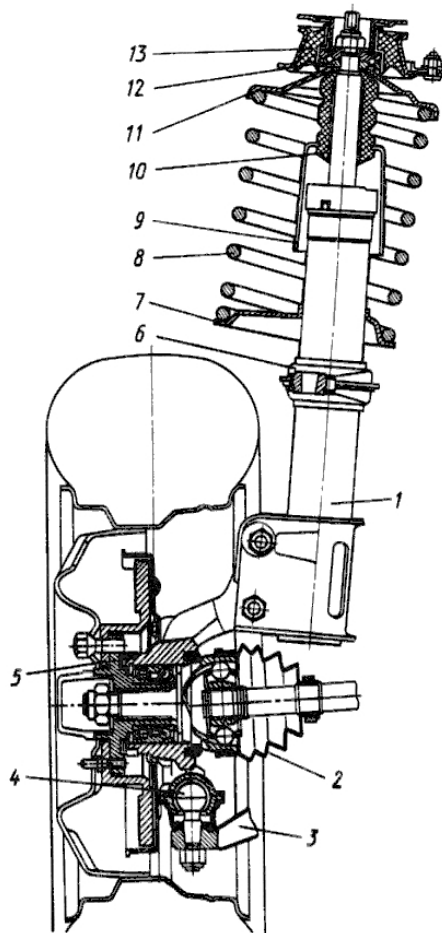


Рис. 7.7. Рычажно-телескопическая подвеска переднеприводного автомобиля ВАЗ: 1 – телескопическая стойка; 2 – поворотный кулак; 3 – нижний рычаг; 4 – шаровая опора; 5 – ступица; 6 – поворотный рычаг; 7 – нижняя опорная чашка; 8 – пружина; 9 – защитный кожух; 10 – буфер сжатия; 11 – верхняя опорная чашка; 12 – подшипник верхней опоры; 13 – верхняя опора стойки

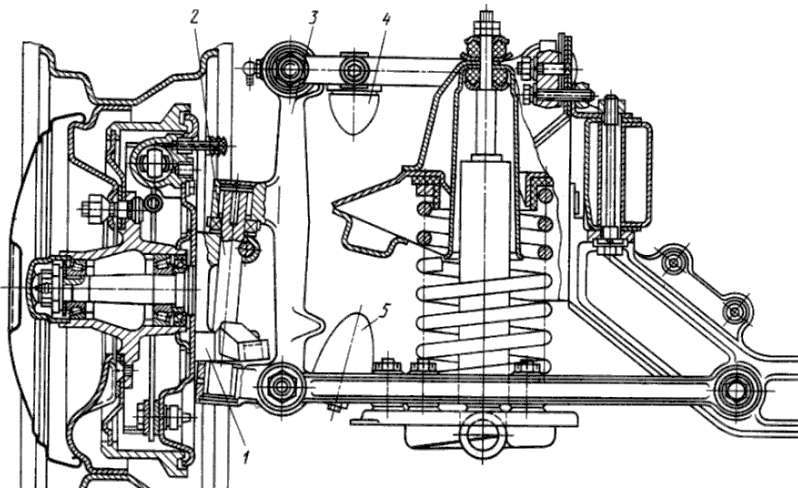


Рис. 7.8. Передняя шкворневая независимая двухрычажная подвеска с рычагами разной длины легкового автомобиля ГАЗ: 1 – поворотный кулак; 2 – шкворень; 3 – вертикальная стойка; 4 – ограничитель сжатия; 5 – ограничитель отбоя

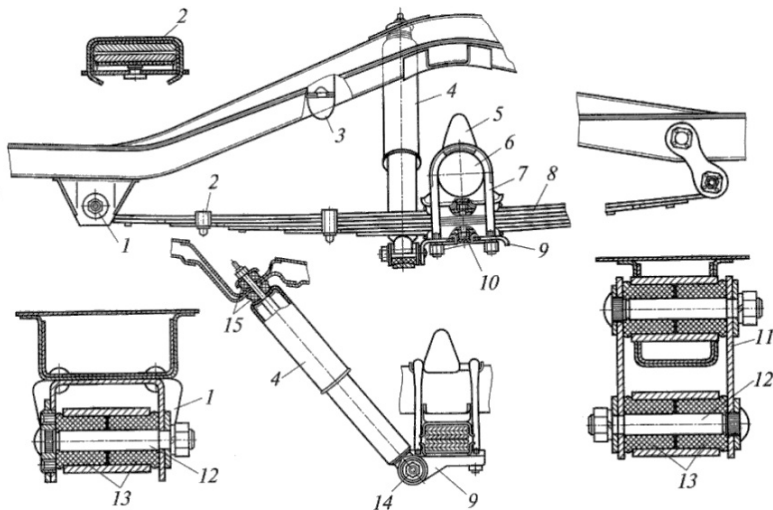


Рис. 7.9. Задняя рессорная подвеска легкового автомобиля:
 1 – кронштейн; 2 – хомут; 3, 5 – ограничители сжатия; 4 – амортизатор;
 6 – мост; 7 – стремянка; 8 – рессора; 9 – накладка; 10 – болт; 11 – серьга;
 12 – палец; 13 – втулка; 14 – шарнир; 15 – подушка

На рис. 7.9 изображена зависимая рессорная подвеска легкового автомобиля ГАЗ. Полуэллиптическая рессора 8, листы которой стянуты центровым болтом 10 и зафиксированы хомутами 2, закреплена в нижней части ведущего моста 6 стремянками 7. Между длинными листами рессоры проложены полиэтиленовые прокладки, уменьшающие межлистовое трение. Передний конец рессоры закреплен в кронштейне 1 в резиновых втулках 13 пальцем 12. Задний конец рессоры с помощью пальца 12 и втулок 13 соединен с серьгой 11, которая, в свою очередь, втулками и пальцем соединена с рамой автомобиля. Для предохранения рессоры от разрушения служат ограничители сжатия 3 и 5. Амортизатор 4 установлен с наклоном и с помощью шарнира 14 соединен с накладкой 9 в нижней части и подушки 15 с рамой автомобиля. В таких подвесках рессора выполняет одновременно функции упругого элемента и направляющего устройства.

На рис. 7.10 приведена конструкция передней (*а*) и задней (*б*) подвесок грузового автомобиля ГАЗ. Передняя подвеска (*а*) зависимая, рессорная, с амортизаторами. Полуэллиптическая листовая рессора 7 двумя стремянками 8 крепится к раме кронштейнами 1 и 4 через резиновые опоры 2, 11, 12. Резиновые опоры закрыты крышками 6, что облегчает снятие рессор с автомобиля. Все листы рессоры стянуты центровым болтом. Два коренных листа имеют торцы, отогнутые в разные стороны, что создает опорную поверхность. Передний конец такой рессоры неподвижен, так как упирается в торцовую опору 12; задний конец подвижен, так как зажат между двух резиновых опор и перемещается за счет их эластичности. Максимальный прогиб рессоры вверх ограничен резиновым упором 9. Амортизатор 3 обеспечивает гашение колебаний передней части автомобиля, в том числе кабины, и передних колес.

Задняя подвеска (*б*) зависимая, рессорная, без амортизатора и состоит из основной рессоры 16 и подрессорника 15. Основная рессора и подрессорник крепятся одними и теми же стремянками 14 к балке моста в верхней части накладками 13 и в нижней части накладками 17. Передний и задний концы основной рессоры закреплены в резиновых опорах по аналогии с передней подвеской. Подрессорник при нагрузке автомобиля соприкасается с резиновыми

опорами (сечение Б-Б), обеспечивая дополнительную жесткость задней подвески. Гашение колебаний задней части автомобиля происходит за счет сил межлистового трения основной рессоры и подрессорника. Применение опор рессоры с эластичными резиновыми втулками уменьшает удары, передаваемые от неровностей дороги на раму или кузов автомобиля, и положительно влияет на плавность хода автомобиля.

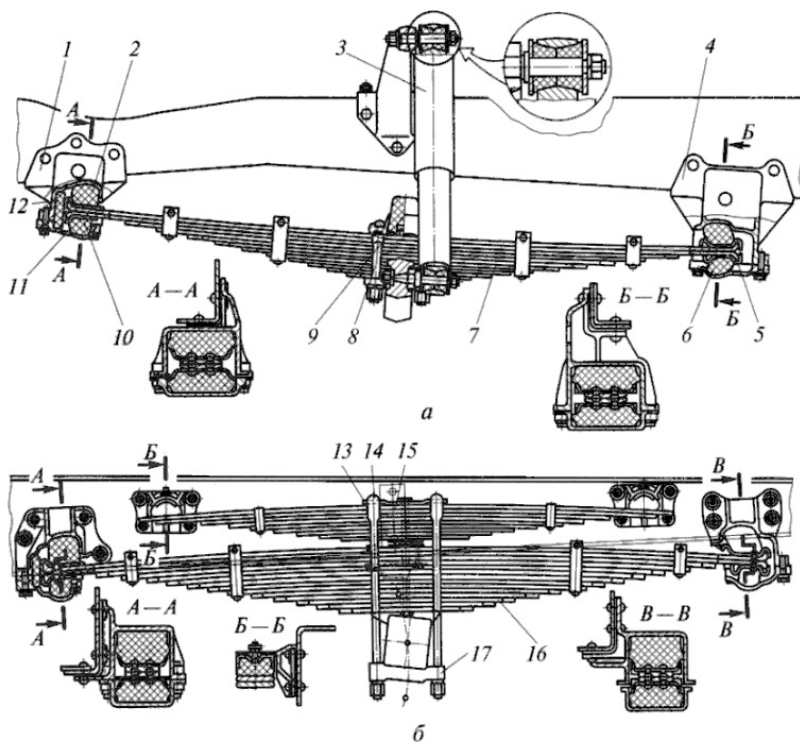


Рис. 7.10. Подвеска передних (а) и задних (б) колес грузового автомобиля ГАЗ: 1, 4 – кронштейны; 2, 11, 12 – опоры; 3 – амортизатор; 5, 10 – чашки; 6 – крышка; 7, 16 – рессоры; 8, 14 – стремянки; 9 – ограничитель сжатия; 13, 17 – накладки; 14 – основная рессора; 15 – подрессорник

Варианты конструкции передних и задних опор рессорной подвески приведены на рис. 7.11. Передние опоры таких рессор неподвижны, а задние имеют возможность перемещаться в продольном

направлении поворотом серьги (*а*), за счет деформации резиновых опор (*б*) и продольного смещения конца рессоры, скольжением заднего конца рессоры по опоре (*в*).

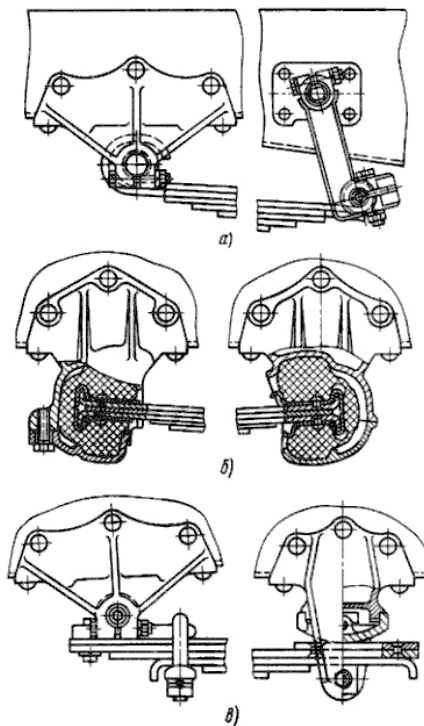


Рис. 7.11. Типовые конструкции переднего и заднего креплений рессоры: *а* – на металлических пальцах; *б* – на резиновых втулках; *в* – с накладным ушком передней опоры и скользящей задней опорой

На автобусах широко распространены пневматические подвески. На рис. 7.12 приведена конструкция задней подвески пневматического типа. Такая зависимая подвеска выполнена из четырех резино-кордовых баллонов. Продольные усилия и реактивные моменты передаются через штанги 2 и 9. Упругим элементом подвески являются сдвоенные круглые баллоны 7, снабженные дополнительными резервуарами 3 со сжатым воздухом. Баллоны закреплены между кузовом и кронштейнами 8. Подвеска имеет регулятор положения кузова 1, который связан через тяги и рычаги с кронш-

тейном 8. Регулятор обеспечивает постоянство расположения кузова по высоте при различной нагрузке автомобиля. С каждой стороны этой подвески находятся по два амортизатора, обеспечивающие гашение колебаний кузова.

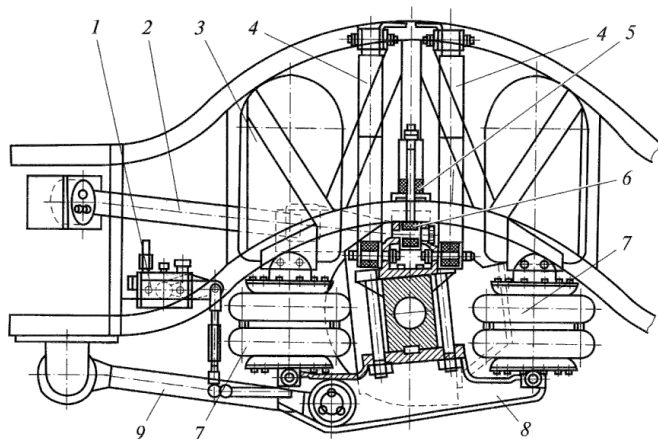


Рис. 7.12. Пневматическая подвеска автобуса: 1 — регулятор положения кузова; 2, 9 — продольные штанги; 3 — резервуар воздуха; 4 — амортизаторы; 5, 6 — буферы; 7 — баллоны; 8 — кронштейн

7.5. Амортизаторы

Амортизаторами называют устройства, обеспечивающие гашение колебаний за счет превращения механической энергии в тепловую и рассеивание ее в окружающую среду.

В настоящее время преобладающее применение на автомобилях получили гидравлические амортизаторы телескопического типа (рис. 7.14). Гидравлические амортизаторы гасят колебания кузова и колес за счет создаваемого ими повышенного сопротивления перетеканию жидкости из одной полости в другую через калиброванные отверстия и клапаны. Амортизаторы обеспечивают постоянный контакт колес с дорогой, предотвращая их отрыв от опорной поверхности при движении по неровностям. Это свойство одновременно направлено на повышение безопасности движения автомобиля.

К амортизаторам предъявляются следующие требования:

- малые затухания при движении автомобиля по небольшим неровностям;
- рост затухания с увеличением скорости движения автомобиля;
- минимальная нагрузка от амортизатора на кузов;
- стабильная работа при движении в различных дорожных условиях и при разной температуре воздуха.

Типы гидравлических телескопических амортизаторов приведены на рис. 7.13.



Рис. 7.13. Типы гидравлических телескопических амортизаторов

Двухтрубные амортизаторы имеют рабочий цилиндр и резервуар. В таких амортизаторах жидкость и воздух соприкасаются между собой, а внутреннее давление воздуха может составлять 0,08...0,10 МПа.

Рабочий процесс двухтрубного амортизатора показан на рис. 7.14.

При плавном сжатии перепускной клапан 1 под давлением перепускает жидкость из нижней полости в верхнюю; часть жидкости перетекает в компенсационную камеру и сжимает там воздух. Сила сжатия амортизатора $P_{a.сж} = p_{сж} F_{шт}$ ($F_{шт}$ – площадь штока).

При резком сжатии давление возрастает, что заставляет открыться разгрузочный клапан 3 и замедлить рост силы сжатия.

При отдаче поршень перемещается вверх, клапан 1 закрывается, а жидкость перетекает через калиброванное отверстие 4, что сопровождается ростом давления жидкости в полости над поршнем до значения $p_{от}$. Поскольку часть штока выходит из цилиндра, недостаток жидкости компенсируется пополнением жидкостью из полости, расположенной между цилиндрами. Сила сопротивления при отдаче будет определяться из соотношения $P_{a.от} = p_{от} (F_{п} - F_{шт})$, где $F_{п}$ – площадь поршня.

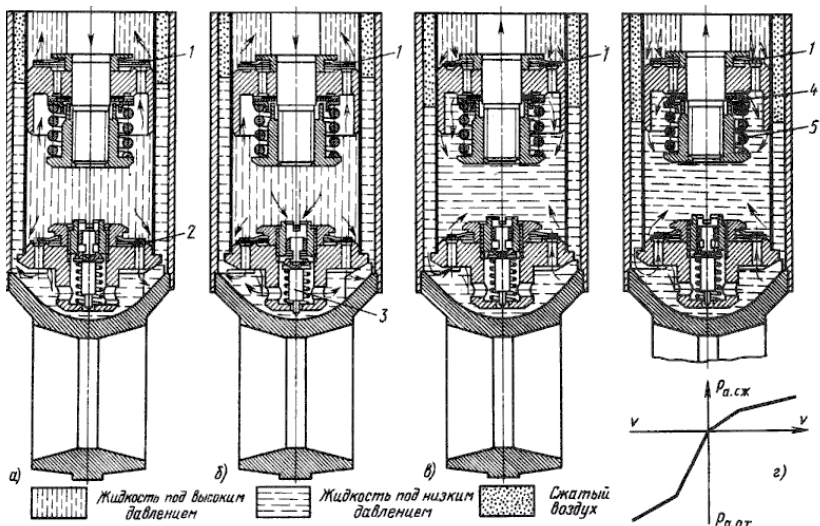


Рис. 7.14. Схема работы двухтрубного телескопического амортизатора: а – плавное сжатие; б – резкое сжатие; в – плавная отдача; г – резкая отдача; 1 – перепускной клапан сжатия; 2 – калиброванное отверстие; 3 – разгрузочный клапан сжатия; 4 – диск; 5 – пружина

При резкой отдаче давление жидкости преодолевает силу пружины 5 разгрузочного клапана отдачи и диски 4 освобождают проход жидкости с меньшим сопротивлением.

В однотрубных амортизаторах (рис. 7.15) имеется только рабочий цилиндр, поэтому в них жидкость и газ разделены между собой и не соприкасаются. Плавающий поршень 8 с сальником 9 перемещается в корпусе 7, разъединяет нижнюю полость 5, заполненную жидкостью, и верхнюю полость 6, заполненную газом, что исключает эмульсирование жидкости. Поршень 11, закрепленный на штоке 16 гайкой 10, имеет каналы *K* переменного сечения, а по внешней поверхности – продольные щели. Каналы *K* перекрыты дисками 13, контактирующими с шайбой 14. Резиновая шайба 3 и сальник 1 штока опираются на направляющую штока 17, защищенные шайбой 4, которая при выдвинутом штоке 16 соприкасается с ограничительной шайбой. Весь этот узел удерживается запорным кольцом 2. При ходе сжатия (рис. 7.15,б) под давлением над поршнем отжимаются диски 13 от поршня и жидкость перетекает под

поршневое пространство. При ходе отбоя под давлением под поршнем диски 13 отжимаются от шайбы 14 и жидкость через вырезы звездочки 12 перетекает в надпоршневое пространство.

При небольшой скорости перемещения поршня диски 13 занимают свое обычное положение и жидкость из одной полости в другую перетекает через щели, имеющиеся между поршнем и цилиндром. В такой конструкции амортизатора клапан в поршне работает попеременно на сжатие и отбой.

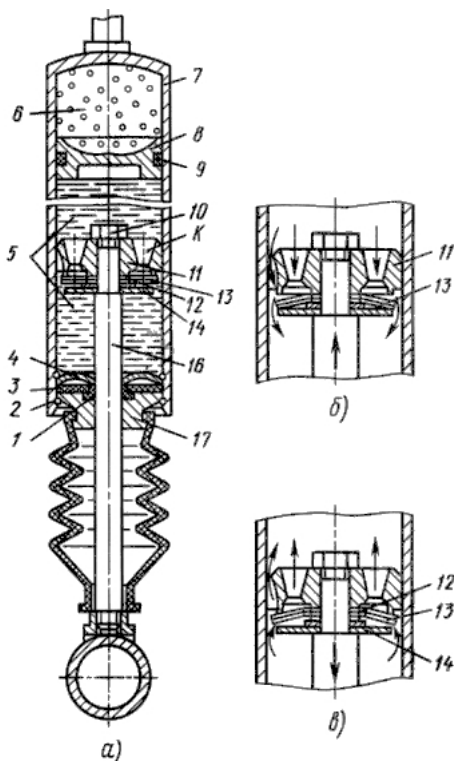


Рис. 7.15. Однотрубный газонаполненный амортизатор и схема его работы: *а* – конструкция; *б* – схема работы при сжатии; *в* – схема работы при отдаче; 1 – сальник; 2 – запорное кольцо; 3 – резиновая шайба; 4 – фасонная шайба; 5 – жидкость; 6 – газ; 7 – корпус; 8 –плавающий поршень; 9 – сальник; 10 – гайка; 11 – поршень; 12 – звездочка; 13 – диск; 14 – шайба; 15 – шайба; 16 – шток; 17 – направляющая штока

7.6. Расчет подвески

Расчет подвески состоит в определении конструктивных параметров упругого элемента, направляющего устройства и амортизатора, обеспечивающих необходимую плавность хода автомобиля. Приведенная жесткость передней и задней подвесок автомобиля, частоты колебаний подрессоренных и неподрессоренных масс, коэффициенты затухания колебаний получают при рассмотрении эквивалентной колебательной модели автомобиля.

Ниже приведены зависимости, связывающие жесткость, прогиб и напряжения, возникающие в упругом элементе, с ее параметрами. Значения жесткости, прогиба и напряжения зависят от типа подвески, типа упругого элемента и направляющего устройства, нагрузок, действующих на подвеску.

7.6.1. Зависимая рессорная подвеска

Расчетные схемы такой подвески и ее упругого элемента приведены на рис. 7.16. При значениях нормальной реакции R_z , действующей на колеса при движении, и веса неподрессоренной массы $G_{нм}$ расчетная нагрузка на листовую рессору определится из выражения

$$P_p = R_z - G_{нм}. \quad (7.5)$$

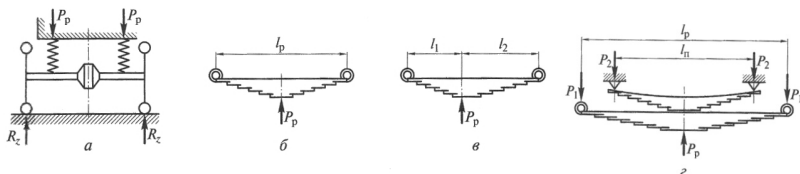


Рис. 7.16. Расчетная схема зависимой подвески (а) и листовой полуэллиптической рессоры (б, в, г)

Прогиб рессоры в этом случае совпадает с перемещением колеса, т. е. $f_p = f_k$.

Для симметричной подвески (рис. 7.16,б):

жесткость рессоры –

$$c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{En_p b h^3}{4\delta l_p^3}; \quad (7.6)$$

прогиб рессоры –

$$f_p = \frac{\delta P_p l_p^3}{4E n_p b h^3}; \quad (7.7)$$

напряжение изгиба –

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{1,5 P_p l_p}{n_p b h^2}, \quad (7.8)$$

где E – модуль упругости при изгибе; n_p – число листов; b – ширина листа; h – толщина листа; l_p – длина рессоры; δ – коэффициент прогиба рессоры; $\delta = 1,25 \dots 1,40$ (меньшие значения для рессор с двумя коренными листами).

Для *несимметричной подвески* (рис. 7.16, в):

жесткость рессоры –

$$c_p = \frac{P_p}{f_p} = \frac{E n_p b h^3}{4\delta l_p^3}; \quad (7.9)$$

прогиб рессоры –

$$f_p = \frac{4\delta P_p l_1^2 l_2^2}{E n_p b h^3 l_p}; \quad (7.10)$$

напряжение изгиба –

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{6 P_p l_1 l_2}{l_p n_p b h^2}, \quad (7.11)$$

где l_1 и l_2 – длины плеч рессоры.

Для *рессоры с подрессорником* (рис. 7.16, г):

нагрузка на рессору к моменту начала загрузки подрессорника –

$$P_0 = c_p f_0; \quad (7.12)$$

нагрузка на рессору и подрессорник –

$$P_p' = P_0 + (c_p + c_{\text{п}}')(f_p' - f_0), \quad (7.13)$$

где f_0 – прогиб рессоры до включения подрессорника; c_p – жесткость подрессорника; $c_{\text{п}}$ – полный прогиб рессоры с подрессорником;

напряжение изгиба рессоры –

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_1 l_p}{2 n_p W_p}; \quad (7.14)$$

напряжение изгиба подрессорника –

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{P_2 l_p}{2 n_{\text{п}} W_{\text{п}}}; \quad (7.15)$$

где W_p и W_n – моменты сопротивления изгибу сечений рессоры и подрессорника; l_p и l_n – длина рессоры и подрессорника.

В качестве материалов для листовой рессоры используют легированные стали марок 55ГС, 50С2, 60С2.

Допускаемые напряжения при максимальном изгибе составляют $[\sigma_{из}] = 800 \dots 1000$ МПа.

Ограничители хода (буфера сжатия) исключают жесткие удары неподрессоренной массы в кузов или раму автомобиля, увеличивая жесткость подвески (рис. 7.4). Жесткость ограничителя сжатия можно определить из выражения:

для одинарной рессоры –

$$c'_6 = c_p \frac{f_{ст}}{f_6} = \left(k_d - \frac{f_d}{f_6} - 1 \right); \quad (7.16)$$

для рессоры с подрессорником –

$$c'_6 = (c_p + c'_n) \frac{f'_p}{f_6} = \left(k_d - \frac{f_d}{f_6} - 1 \right), \quad (7.17)$$

где $f_6 = 0,75h_6$ – деформация буфера; h_6 – высота буфера; $k_d = 1,8 \dots 2,5$ – коэффициент динамичности; $f_{ст}$ и f_d – статический и динамический прогибы подвески по упругой характеристике (рис. 7.4); f'_p – полный прогиб рессоры.

7.6.2. Независимая подвеска

Величина нагрузок, действующих на упругий элемент независимой подвески, зависит от конструкции ее направляющего аппарата (рис. 7.3, б, в, г, д, е).

При *однорычажном варианте направляющего аппарата* (рис. 7.17, а) нагрузка на пружину определится из соотношения

$$P_{пр} = \frac{(R_z - G_k)l}{a}. \quad (7.18)$$

Прогиб пружины такой подвески с вертикальным перемещением колеса связан зависимостью:

$$f_{пр} = f_k \frac{a}{l}, \quad (7.19)$$

а с параметрами самой пружины соотношением

$$f_{пр} = \frac{8P_{пр}D_{сп}^3 i}{Gd^4}. \quad (7.20)$$

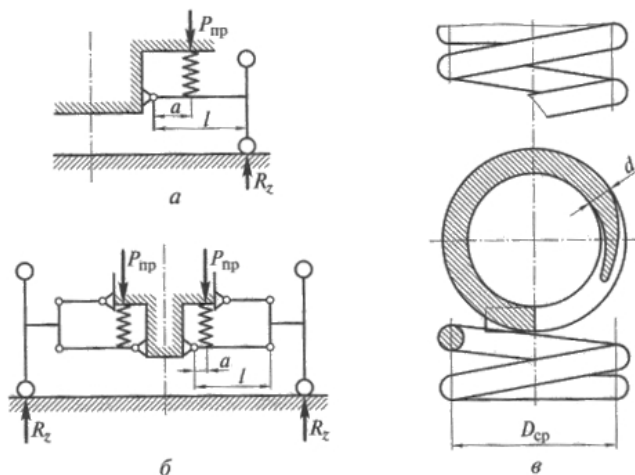


Рис. 7.17. Расчетная схема (а, б) независимой подвески и расчетная схема спиральной цилиндрической пружины (в)

Напряжение кручения в витках пружины определится по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{f_{пр} G d}{\pi D_{ср}^2 i} = \frac{8 P_{пр} D_{ср}}{\pi d^3}, \quad (7.21)$$

где G_k – вес колеса в сборе; G – модуль упругости при кручении; a и l – длины рычагов подвески; $D_{ср}$ – средний диаметр пружины; d – диаметр прутка пружины; i – рабочее число витков пружины.

При *двухрычажном направляющем аппарате* (рис. 7.17,б) нагрузка на пружину определится из соотношения

$$P_{пр} = \frac{(R_z - G_k) l}{a}. \quad (7.21.1)$$

Прогиб пружины такой подвески с вертикальным перемещением колеса связан зависимостью

$$f_{пр} = f_k \frac{a}{l}. \quad (7.22)$$

Напряжение кручения в витках пружины определяется по формуле (7.21).

В качестве материала для изготовления спиральных пружин подвески используются такие же стали, что и при изготовлении рессор.

Допускаемые напряжения при расчетах пружин на прочность принимаются $[\tau_{кр}] = 800 \dots 1000$ МПа.

В двухрычажной торсионной подвеске (рис. 7.18,а) момент закручивания торсиона равен

$$M_{кр} = (R_z - G_k)l; \quad (7.23)$$

угол закручивания торсиона с круглым сечением (рис. 7.18,б)

$$\theta = \frac{32M_{кр}l_T}{\pi d_T^4 G}; \quad (7.24)$$

угол закручивания торсиона пластинчатого типа (рис. 7.18,в)

$$\theta = \frac{32M_{кр}l_T}{nbh^3 d_T^4 G(1 + 0,6b)}, \quad (7.25)$$

где l_T – рабочая длина торсиона (рис. 7.18,б); d_m – диаметр прутка торсиона круглого сечения; n – число пластин торсиона; b – ширина пластины торсиона.

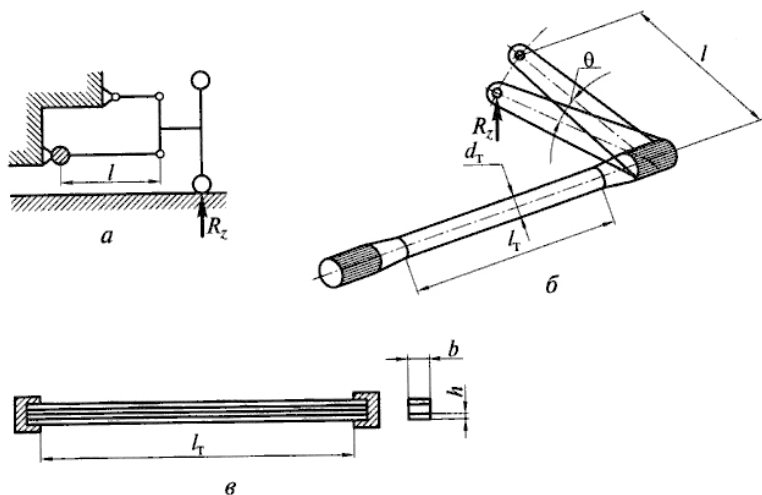


Рис. 7.18. Расчетная схема независимой торсионной подвески (а); расчетные схемы круглого (б) и пластинчатого (в) торсионов

Торсионы изготавливают из рессорно-пружинной стали марок 50ХФА, 45НХМА.

Допускаемые напряжения кручения составляют значения $[\tau_{кр}] = 800 \dots 1000$ МПа.

Нагрузка, действующая на *пневматическое упругое устройство* подвески, зависит от эффективной площади баллона $F_{\text{эф}}$ или эффективного радиуса $R_{\text{эф}}$:

$$P_{\delta} = p_{\text{в}} F_{\text{эф}} = p_{\text{в}} \pi R_{\text{эф}}^2,$$

где $p_{\text{в}}$ – давление в пневмобаллоне.

Изменение динамической нагрузки на пневмобаллон вызывает изменение давления в нем:

$$p_{\text{в}} = (p_{\text{ст}} + 1) \left[\frac{V_0 + V_{\text{рез}}}{V_{\delta} + V_{\text{рез}}} \right]^k - 1, \quad (7.26)$$

где $p_{\text{ст}}$ – давление воздуха в баллоне при статической нагрузке; V_0 – объем баллона при статической нагрузке; $V_{\text{рез}}$ – объем дополнительного резервуара для воздуха; V_{δ} – объем баллона при изменяющейся нагрузке; $k = 1,3$ – показатель политропы при вертикальных скоростях, соответствующих собственным колебаниям поддресоренной массы автомобиля.

Жесткость пневматического упругого элемента подвески

$$\begin{aligned} c_{\delta} &= \frac{dP_{\delta}}{df_{\delta}} = p_{\text{в}} \frac{dF_{\text{эф}}}{df_{\text{эф}}} + F_{\text{эф}} \frac{dp_{\text{в}}}{df_{\delta}} = \\ &= -kF_{\text{эф}} (p_{\text{ст}} + 1) \frac{V_{\text{ст}}^k dV_{\delta}}{V_{\text{д}}^{k+1} df_{\delta}} + \left(\frac{(p_{\text{ст}} + 1)V_{\text{ст}}^k}{V_{\text{ст}}^k} \right) \frac{dF_{\text{эф}}}{df_{\delta}}, \end{aligned} \quad (7.27)$$

где $V_{\text{ст}} = V_0 + V_{\text{рез}}$; $V_{\delta} = V_{\text{ст}} + V_{\text{рез}}$.

При условии $\frac{dV_{\delta}}{df_{\delta}} = -F_{\text{эф}}$ имеем выражение для определения жесткости пневмобаллона:

$$c_{\delta} = kF_{\text{эф}} \frac{p_{\text{в}} + 1}{V_{\delta} + V_{\text{рез}}} + p_{\text{в}} \frac{dF_{\text{эф}}}{df_{\delta}}. \quad (7.28)$$

Резиновые упругие элементы в зависимости от вида нагружения рассчитываются на сжатие по напряжениям $\sigma_{\text{сж}} = \frac{P_{\text{р}}}{F}$ при соотношении размеров упругого элемента (рис. 7.19,а) $\frac{f}{h} \leq 0,2$, где $P_{\text{р}} = \frac{fEF}{h}$ – расчетная сила.

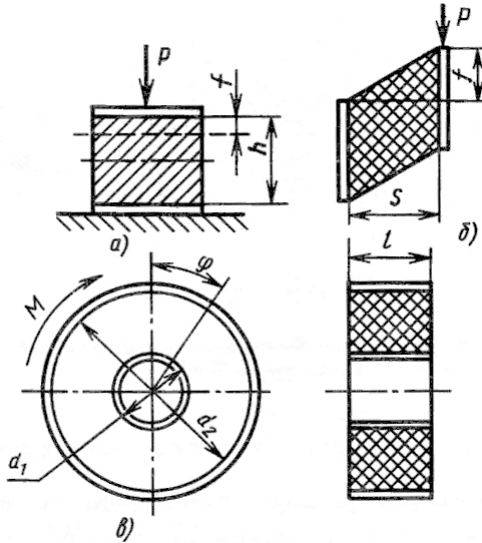


Рис. 7.19. Расчетная схема резиновых упругих элементов подвески:
 а – при работе на сжатие; б – при работе на сдвиг;
 в – при работе на кручение

При плоском сдвиге (рис. 7.19,б) напряжение сдвига равно

$$\sigma_{\text{сд}} = \frac{P_{\text{п}}}{F} \quad (7.29)$$

при условии, что $\frac{f}{S} \leq 0,35$.

Расчетное усилие определяется из соотношения

$$P_{\text{п}} = \frac{fG_{\text{сд}}F}{S}, \quad (7.30)$$

где $G_{\text{сд}}$ – модуль сдвига; F – площадь сдвига.

При круговом сдвиге (рис. 7.19,в) момент сдвига равен:

$$M = \frac{\varphi\pi G_{\text{сд}}}{\left(\frac{1}{d_1^2} - \frac{1}{d_2^2}\right)} l. \quad (7.31)$$

Напряжение сдвига при условии $\varphi \leq 40^\circ$ определится из соотношения

$$\tau = 2M\pi d_1 l_1, \quad (7.32)$$

где $G_{\text{сд}}$ – модуль сдвига; F – площадь сдвига.

Вопросы для самоконтроля

1. Расскажите о назначении подвески.
2. Какие бывают типы подвесок?
3. Какие требования предъявляются к подвескам?
4. Какие характеристики подвески оговариваются международными требованиями?
5. Что называется упругой характеристикой подвески?
6. Какие бывают конструкции направляющих устройств?
7. Какое условие заложено в расчет размеров листовой рессоры?
8. Какие материалы применяют для изготовления рессор, пружин и торсионов?
9. Какие требования предъявляются к амортизаторам?
10. Какие бывают типы амортизаторов?
11. Что такое характеристика амортизатора, как ее использовать при выборе его параметров?
12. Почему сопротивление сжатия должно отличаться (и в какую сторону) от сопротивления отдачи амортизатора?

8. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. КОЛЕСА И ШИНЫ

8.1. Назначение и типы колес. Требования, предъявляемые к колесам

Автомобильное колесо представляет собой устройство, осуществляющее связь автомобиля с дорожным полотном. За счет колес обеспечивается движение и изменение направления движения автомобиля.

Автомобильное колесо состоит из пневматической шины, обода, соединительных элементов и ступицы с подшипниками. Пневматическая шина сглаживает и поглощает толчки и удары от неровностей дороги, обеспечивая плавность хода, и создает надежное сцепление колес с дорогой. Часто колесом называют металлический обод вместе с соединительным элементом.

Металлический обод колеса с установленной на нем шиной соединяется с помощью соединительного элемента со ступицей. Ступица на подшипниках устанавливается на балке моста или поворотной цапфе и обеспечивает возможность беспрепятственного вращения колеса. При полуразгруженных полуосях посадочной частью для диска является фланец полуоси, размещенный на подшипнике в балке моста.

В зависимости от выполняемых функций автомобильные колеса бывают различного типа (рис. 8.1).

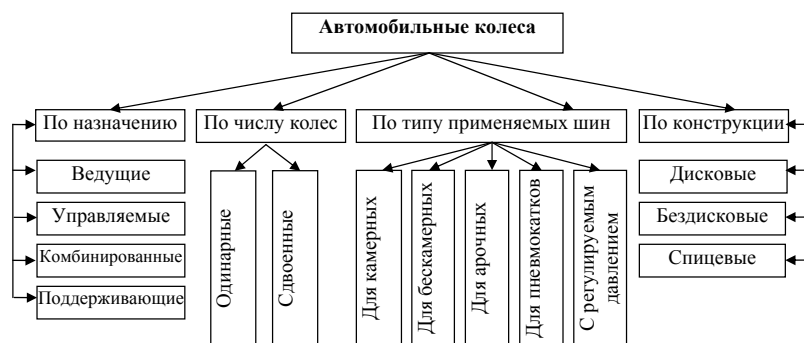


Рис. 8.1. Типы автомобильных колес

Ведущие колеса преобразуют подводимый трансмиссией крутящий момент в тяговую силу, а вращательное движение – в поступательное движение автомобиля.

Управляемые и поддерживающие колеса являются ведомыми, воспринимают толкающую силу от ведущих колес, преобразуя поступательное движение автомобиля во вращательное движение качения. Управляемые колеса, повернутые в вертикальной плоскости действием на рулевое управление обеспечивают заданное направление движения автомобиля.

Комбинированные колеса являются одновременно ведущими и управляемыми и осуществляют их функции одновременно.

Колеса автомобилей могут быть с глубокими неразборными или разборными ободьями с соединительными элементами в виде дисков или спиц либо без них. Ободья имеют специальный профиль – штампованный или прокатанный из стали и служат для установки шин. Часто их отливают заодно с диском из легких материалов, из которых наиболее распространенными являются алюминиевые и магниевые колеса.

В *дисковых колесах* (рис. 8.2, а, б) обод может соединяться со ступицей с помощью стального штампованного диска или спиц. В литых колесах из легких алюминиевых или магниевых сплавов обод отливается совместно с диском.

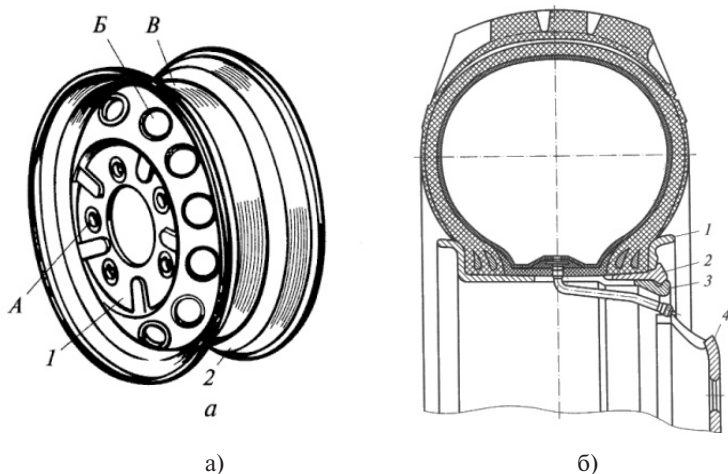


Рис. 8.2. Дисковые колеса легкового (а) и грузового (б) автомобилей

Бездисковые колеса (рис. 8.3) имеют соединительную часть, изготовленную заодно со ступицей. Такие колеса применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. По сравнению с дисковыми колесами они проще по конструкции, имеют на 10...15% меньше массу, более низкую стоимость, удобнее при монтаже-демонтаже, обеспечивают лучшее охлаждение тормозных механизмов и шин.

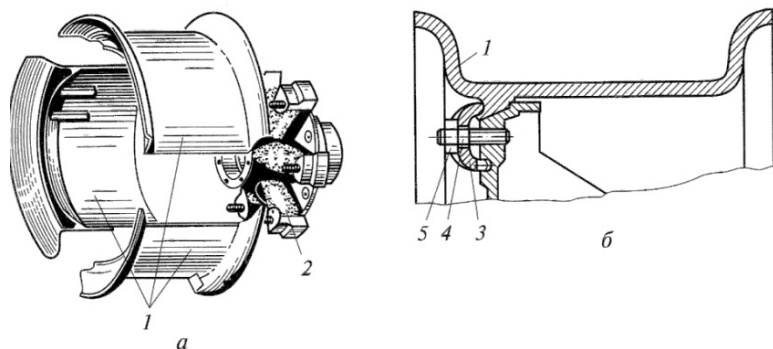


Рис. 8.3. Бездисковое колесо грузового автомобиля (а) и его крепление к ступице (б)

Спичевые колеса применяются, как правило, на спортивных автомобилях. Они имеют меньшую массу по сравнению с остальными колесами и обеспечивают хорошее охлаждение тормозных механизмов.

К колесам предъявляются следующие требования:

- полное соответствие по размеру и жесткости устанавливаемой шине;
- надежное крепление к ступице;
- прочность и долговечность;
- минимальные дисбаланс и биение;
- минимальные масса и момент инерции;
- легкость монтажа и демонтажа шины.

При применении бескамерных к ободу колеса предъявляются дополнительные требования:

- одинаковые посадочные места для камерной и бескамерной шин и возможность установки бескамерных шин;

- надежная герметизация без применения дополнительных уплотняющих элементов;
- надежная первоначальная герметизация при накачке шин;
- обеспечение герметичности при движении с минимальным давлением воздуха в шине.

Для колес легковых автомобилей используется глубокий неразборный обод (рис. 8.2,а). В средней части обода делается выемка, которая облегчает монтаж и демонтаж шины. Выемка может быть симметричной и несимметричной. По обе стороны от выемки имеются конические полки с наклоном $5^\circ \pm 1^\circ$ для улучшения посадки шины на обод.

Глубокие ободья имеют высокую жесткость, малую массу и технологичны при изготовлении. Однако на таких ободьях монтируются только небольшие шины с высокой эластичностью бортов.

Разборные ободья (рис. 8.3) применяют для колес большегрузных автомобилей с установкой на них камерных шин. Обод 3 имеет неразрезное съемное бортовое кольцо 1 с конической полкой и пружинное разрезное кольцо 2. Съемное бортовое кольцо на ободу удерживается с помощью разрезного упругого кольца. Такая конструкция облегчает монтаж и демонтаж шин, имеющих большую массу, размеры и жесткость бортов.

8.2. Типы и конструкция шин. Требования, предъявляемые к шинам

Шины в значительной степени влияют на тягово-скоростные и тормозные свойства автомобиля, его проходимость, управляемость, устойчивость, топливную экономичность, плавность хода и безопасность движения.

Шины относятся к наиболее ответственным частям автомобиля, поэтому к ним предъявляются повышенные требования, в соответствии с которыми должны обеспечиваться:

- соответствие упругих свойств требованиям ГОСТ 4754-80 и ГОСТ 5513-86, а нормальной, тангенциальной и боковой жесткости – параметрам автомобиля при движении в различных дорожных условиях;

- герметичность и стабильность внутреннего давления при эксплуатации камерных и бескамерных шин;
- надежное сцепление с дорожным полотном; соответствие рисунка протектора дорожным условиям; хорошая очищаемость протектора от фрагментов деформируемого полотна дороги; низкая удельная нагрузка в контакте с дорогой; минимальный коэффициент сопротивления качению;
- высокое сопротивление боковому уводу;
- минимальные масса и момент инерции;
- статическая и динамическая уравновешенность в соответствии с ГОСТ; минимальный дисбаланс и биение: для радиальных шин с посадочными диаметрами 13 и 14 дюймов радиальное биение 1 мм, боковое биение 1,5 мм; для радиальных шин с посадочным диаметром 15 дюймов радиальное – 1,5 мм, боковое – 2 мм; для диагональных шин радиальное – 2 мм, боковое – 3 мм; минимальный уровень шума при движении автомобиля;
- достаточные прочность, износостойкость протектора и заданная долговечность; сохранение работоспособности и характеристик в эксплуатации при температурах окружающего воздуха от -45° до $+55^{\circ}$.

На автомобилях применяют различные типы шин (рис. 8.4) в зависимости от классификационных признаков.

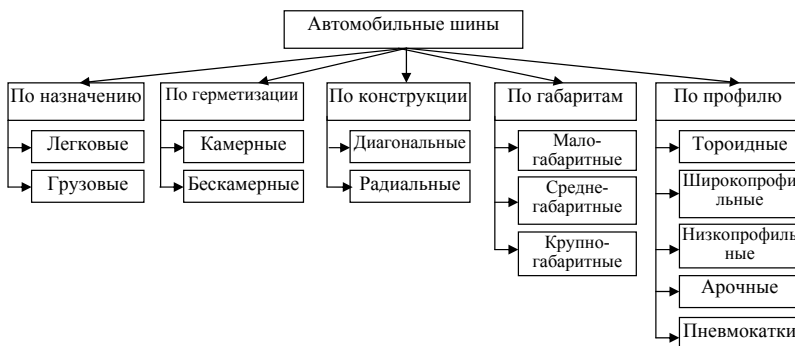


Рис. 8.4. Типы и классификация автомобильных шин

Камерная шина (рис. 8.5,*a*) состоит из покрывки 10, камеры 9 и ободной ленты (в колесах грузовых автомобилей) 2. Покрывки

изготавливаются из резины и специальных тканей – корда. Резина представляет собой смесь, в которой к каучуку (натуральному или синтетическому) добавляют серу, сажу, смолу, мел, переработанную старую резину и другие компоненты. Покрышка состоит из протектора 8, подушечного слоя 7, каркаса 6, боковин 5 и бортов 4 с сердечниками 3. Каркас соединяет все составные части в целое, обеспечивает шине необходимую жесткость, эластичность и прочность. Выполняется каркас из нескольких слоев корда толщиной 1,0...1,5 мм каждый. Число слоев корда в шинах легковых автомобилей может составлять 4...6.

Корд представляет собой специальную ткань, в которой имеются в основном продольные нити диаметром 0,6...0,8 мм с редкими поперечными нитями. Нити корда соединены между собой прорезиненным слоем. В зависимости от назначения и типа шины корд может изготавливаться из хлопчатобумажных, капроновых, перлоновых, нейлоновых нитей или металлической проволоки.

Протектор обеспечивает сцепление шины с дорогой, заданные износостойкость и долговечность, предохраняет каркас от механических повреждений. Поэтому его изготавливают из прочной, твердой и износостойкой резины. Протектор имеет расчлененный рисунок, зависящий от назначения и типа шины, и поканавочный слой. От общей ширины шины протектор составляет 70...80%; толщина протектора у шин легковых автомобилей 10...20 мм, у шин грузовых автомобилей – 15...30 мм. Подушечный слой имеет толщину 3...7 мм, состоит из нескольких слоев корда и предохраняет каркас от механических воздействий, передаваемых от неровностей дороги через протектор.

Боковины защищают каркас от механических повреждений и действия влаги. Изготавливают боковины из протекторной резины толщиной 1,5...3,5 мм.

Борта служат для надежного закрепления покрышки на ободе. Для предохранения от истирания об обод и повреждений при монтаже и демонтаже борта снаружи покрываются слоем прорезиненной ткани.

Камера удерживает сжатый воздух внутри шины и представляет собой эластичную резиновую оболочку в виде герметичной замкну-

той трубы. Чтобы при сборке и накачке шин не образовывались складки на камере, ее размер делают несколько меньше внутреннего размера покрышки. Камеры изготавливают из высокопрочной резины с толщиной стенки для легковых автомобилей 1,5...2,5 мм. Для накачки и выпуска воздуха камера оборудуется специальными вентилями 1 и 12.

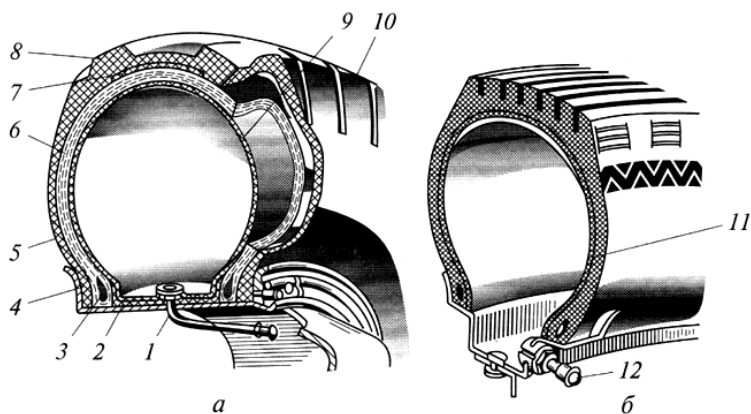


Рис. 8.5. Конструкция камерной (а) и бескамерной (б) шин:
 1, 12 – вентили; 2 – ободная лента; 3 – сердечник; 4 – борт;
 5 – боковины; 6 – каркас; 7 – подушечный слой; 8 – протектор;
 9 – камера; 10 – покрышка; 11 – воздухонепроницаемый слой

Бескамерная шина (рис. 8.5,б) по конструкции незначительно отличается от камерной. Особенностью её является наличие на внутренней поверхности покрышки герметизирующего воздухонепроницаемого слоя 11 толщиной 1,5...3 мм, удерживающего сжатый воздух внутри покрышки. На бортах имеется уплотняющий резиновый слой, обеспечивающий необходимую герметичность в местах соединения бортов и обода. Материал каркаса бескамерной шины отличается высокой воздухонепроницаемостью, обычно применяют вискозный, капроновый или нейлоновый корд.

Бескамерная шина по сравнению с камерной повышает безопасность движения, при движении меньше нагревается, долговечнее, проще по конструкции, имеет меньшую массу и легко ремон-

тируется. Легкость ремонта бескамерных шин объясняется тем, что многие повреждения могут быть устранены без снятия шин с колес, для чего в место повреждения вводятся специальные уплотнительные пробки. Однако бескамерные шины дороже, чем камерные; они требуют специальных ободьев; монтаж и демонтаж их сложнее и требует специальных устройств и приспособлений.

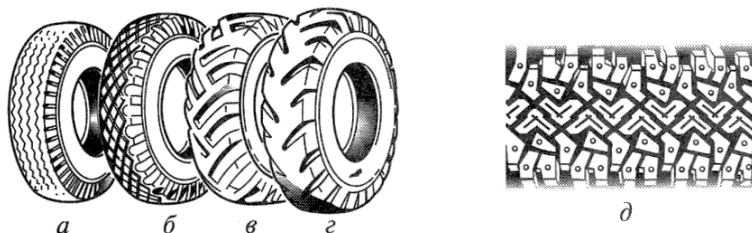


Рис. 8.6. Типы рисунков протектора: *а* – дорожный рисунок; *б* – универсальный рисунок; *в* – повышенной проходимости; *г* – карьерный; *д* – зимний рисунок

Рисунок протектора шины выбирается в зависимости от назначения и типа автомобилей, для которых предназначена шина, от условий эксплуатации. На автомобильных шинах применяют протекторы следующих рисунков (рис. 8.6):

- дорожный рисунок протектора (рис. 8.6,*а*) имеют шины, работающие на дорогах с твердым покрытием;
- универсальный рисунок протектора (рис. 8.6,*б*) применяется на автомобилях, эксплуатирующихся на дорогах смешанного типа (с твердым покрытием и грунтовых), такие шины называют все-сезонными;
- рисунок повышенной проходимости имеют шины, работающие в тяжелых дорожных условиях и в условиях бездорожья и обеспечивающие хорошее сцепление с грунтом (рис. 8.6,*в*);
- карьерный рисунок протектора (рис. 8.6,*г*) применяется на шинах автомобилей, работающих в карьерах, на лесозаготовках, в тундре и т. п.; такой рисунок отличается более широкими выступами, массивными и широкими в основании и суживающимися кверху, узкими канавками;

- зимний рисунок (рис. 8.6,д) предназначен для шин, работающих на заснеженных и обледенелых дорогах; он состоит из отдельных резиновых блоков угловатой формы, расчлененных надрезами, достаточно глубоких и широких канавок, обладающих хорошей самоочищаемостью и интенсивным отводом влаги и грязи из зоны контакта.

Применяемые на автомобилях шины могут иметь различный профиль (рис. 8.7).

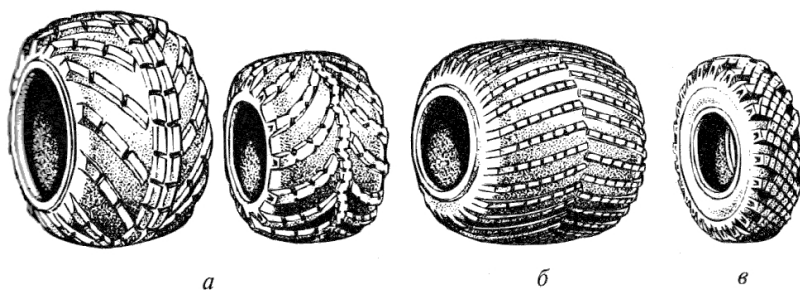


Рис. 8.7. Шины с разным профилем: *а* – арочные; *б* – пневмокаток; *в* – обычный профиль (тороидная шина)

Шины обычного профиля (тороидные) (рис. 8.7,в) имеют профиль, близкий к окружности, и отношение высоты H к ширине B более 0,9. Такие шины получили наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях, автобусах, прицепах и полуприцепах при эксплуатации на дорогах с усовершенствованным покрытием.

Широкопрофильные шины (рис. 8.7,а,б) имеют профиль овальной формы, $H/B = 0,6...0,9$. Изготавливаются они камерными и бескамерными с одной или двумя беговыми дорожками. При этом могут быть как с неизменяющимся давлением, так и с регулируемым давлением воздуха в шине. Внутреннее давление в широкопрофильных шинах примерно в 1,5 раза ниже, чем в шинах обычного профиля. Эти шины имеют повышенную грузоподъемность и меньшее сопротивление качению. Благодаря им улучшаются управляемость, устойчивость, повышается проходимость и снижается расход топлива.

Низкопрофильные шины имеют отношение $H/B = 0,70...0,88$, пониженную высоту профиля, что повышает устойчивость и управ-

ляемость автомобиля. Эти шины предназначены в основном для легковых автомобилей и автобусов.

Арочные шины (рис. 8.7,а) имеют профиль в виде арки переменной кривизны с низкими жесткими бортами и отношением $H/B = 0,35...0,50$. Арочные шины имеют прочный тонкослойный каркас, обеспечивающий малое сопротивление изгибу. Их изготавливают бескамерными и эксплуатируют с внутренним давлением $0,05...0,15$ МПа. Ширина профиля арочных шин в 2,5...3,5 раза больше, чем ширина тороидных шин. Рисунок протектора – крупнорасчлененный с мощными грунтозацепами высотой 35...40 мм и с шагом 100...250 мм. В средней части имеется по окружности пояс из одного или двух рядов грунтозацепов, уменьшающих износ основной части протектора при эксплуатации на дорогах с твердым покрытием. Арочные шины обеспечивают хорошее сцепление с грунтом, поэтому их используют как сезонное средство повышения проходимости автомобиля. Устанавливают на автомобиль арочные шины вместо задних сдвоенных колес на специальном ободе.

Пневмокатки (рис. 8.7,б) представляют собой высокоэластичные оболочки бочкообразной формы. Они имеют П-образный профиль, ширина которого составляет 1...2 внешних диаметра шины с отношением $H/B = 0,25...0,40$. Протектор снабжен невысокими и редко расположенными грунтозацепами, которые обеспечивают хорошее сцепление с грунтом, прочность пневмокатка и сохранность его формы. Эластичность пневмокатка в 3...4 раза выше, чем у обычных шин, и в 1,5...2,0 раза выше, чем у арочных. Внутреннее давление воздуха в пневмокатках составляет $0,01...0,05$ МПа. Такие характеристики пневмокатка обеспечивают низкое давление шины на грунт, хорошую проходимость транспортного средства по бездорожью, высокую сопротивляемость проколам и повреждениям. При проколах воздух из пневмокатка из-за малого внутреннего давления выходит медленно.

Значительная ширина и малая грузоподъемность ограничивают диапазон применения этих шин на автомобилях. Кроме того, при эксплуатации на дорогах с твердым покрытием они имеют сокращенный срок службы.

Предназначены пневмокатки для автомобилей, работающих в особо тяжелых дорожных условиях: снежная целина, сыпучие пески, болотистая местность.

По конструкции шины изготавливаются диагональными или радиальными (рис. 8.8).

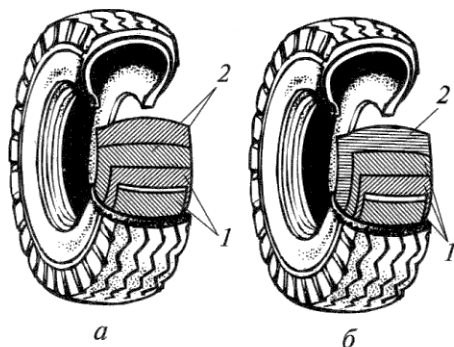


Рис. 8.8. Диагональные (а) и радиальные (б) шины

Диагональные шины имеют каркас 2 с расположением нитей корда под углом $50...52^\circ$ к оси колеса с перекрещиванием нитей в соседних слоях. Нити корда подушечного слоя расположены также под углом к оси колеса с перекрещиванием в смежных слоях. Каркас диагональных шин менее восприимчив к повреждению от ударов и порезов.

Радиальные шины отличаются от диагональных расположением нитей каркаса, формой профиля, слойностью, особенностями подушечного слоя, бортовой части, протектора и применяемых материалов. Радиальные шины имеют параллельное расположение нитей корда 2, идущих от одного борта к другому. Число слоев корда в два раза меньше, чем у диагональных шин. Подушечный слой 1 изготовлен из металлического или вязкого корда. Высота профиля шин несколько уменьшена, и ее отношение к ширине составляет $H/V = 0,70...0,85$. Радиальные шины изготавливают как камерными, так и бескамерными. Эти шины по сравнению с диагональными имеют на 15...20% большую грузоподъемность, на 30...35% больше радиальную эластичность, до 10% меньше сопротивление

качению. Благодаря таким шинам улучшается управляемость автомобиля, снижается расход топлива, они обладают большей износостойкостью. Пробег радиальных шин больше предельного пробега диагональных в 1,5...2 раза и составляет 75...80 тыс. км. Вместе с тем радиальные шины имеют более высокую стоимость и повышенную боковую эластичность. Последнее свойство является причиной повышенного шума при качении по неровной дороге.

Размеры и маркировка шин приводятся на их боковой поверхности (рис. 8.8,*а*). Основными размерами шины (рис. 8.8,*б*) являются ширина B и высота H профиля, посадочный диаметр d и наружный диаметр D . Размер диагональной шины обозначается двумя числами, составляющими сочетание $B-d$, при этом размеры приводятся в дюймах, например 6,95-15. Радиальные шины маркируются тремя числами и буквой R , например 175/70R14, где 175 – ширина профиля B в мм; 70 – отношение H/B в%; R – радиальная; 14 – посадочный диаметр d в дюймах.

Кроме того, в маркировке шины указываются завод-изготовитель, модель шины, ее порядковый номер и некоторые другие данные (условные обозначения символа скорости, условное обозначение несущей способности, $M+S$ – для шин с зимним рисунком протектора, Ш – для шин, предназначенных для ошиповки).

Вопросы для самоконтроля

1. Расскажите о назначении колес.
2. Какие бывают конструкции колес?
3. Перечислите требования, предъявляемые к шинам.
4. Какие бывают конструкции шин?
5. Из каких основных частей состоит шина и какое влияние они оказывают на её рабочий процесс?
6. Какие бывают конструкции ободьев колес?
7. Охарактеризуйте способы крепления колес.
8. Какие требования предъявляются к креплениям колес?
9. Какие нагрузочные режимы учитывают при расчете подшипников ступиц колес?
10. Какие материалы применяются для основных деталей колес?

9. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

9.1. Назначение и типы рулевого управления

Рулевое управление предназначено для изменения и поддержания направления движения автомобиля. Оно представляет собой комплекс устройств, обеспечивающих поворот управляемых колес. Состоит рулевое управление из рулевого механизма и рулевого привода.

Рулевой механизм включает рулевое колесо, рулевую колонку, механический редуктор, обеспечивающий увеличение передаваемого крутящего момента. Рулевой привод включает рулевую сошку, тяги, рулевые рычаги, усилитель руля. Рулевые тяги и рулевые рычаги образуют рулевую трапецию, обеспечивающую поворот управляемых колес на разные углы: внутреннего колеса – больший, внешнего – меньший.

На автомобилях, как правило, изменение направления движения осуществляется поворотом передних колес. На многоосных автомобилях может производиться поворот колес двух управляемых мостов. В зависимости от расположения рулевого колеса на автомобиле рулевое управление может быть левое и правое. Большинство стран (США, Россия, Германия и др.) придерживаются левого расположения руля и правостороннего движения на дорогах. Часть стран (Англия, Япония и др.) для своих дорог выпускают автомобили с правым расположением рулевого колеса, а сами дороги имеют левостороннее движение.

Легковые автомобили особо малого и малого классов выпускаются без усилителя руля. Большая же часть легковых и грузовых автомобилей имеют рулевой усилитель, что значительно облегчает управление ими, повышает маневренность и безопасность движения, в том числе и при разрыве шины переднего колеса.

Конструкцию рулевого управления в значительной степени определяет тип передней подвески. При независимой подвеске передних колес применяется поперечная тяга разрезного типа (рис. 9.1,*a*), с тем чтобы обеспечить независимое вертикальное перемещение каждого из колес. В рулевое управление входят руле-

вое колесо 1, рулевой вал 2, рулевой механизм 3, рулевая сошка 7, средняя рулевая тяга 8, маятниковый рычаг 9, боковые рулевые рычаги 6 и 10, рычаги 5 и 11 поворотных цапф 4 и 12. Поворотом рулевого колеса 1 и рулевого вала 2 поворачивается рулевая сошка 7, перемещается средняя рулевая тяга 8 поперечной тяги и боковые рычаги 6 и 10. При этом осуществляется поворот боковых рычагов 5 и 11 и поворотных цапф 4 и 12.

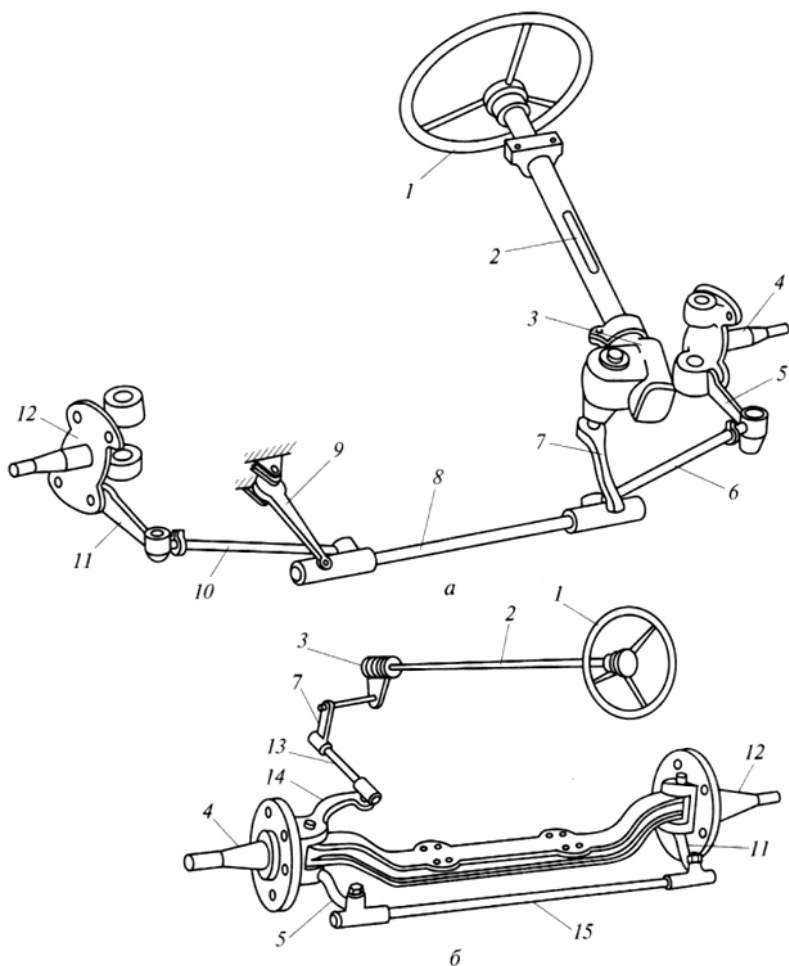


Рис. 9.1. Компонка рулевого управления при независимой (а) и зависимой (б) подвесках управляемых колес

При зависимой подвеске передних колес (рис. 9.1,б) рулевое управление, не имеющее усилителя, включает рулевое колесо 1, рулевой вал 2, рулевой механизм 3, рулевую сошку 7, продольную рулевую тягу 13, поворотный рычаг 14, рычаги поворота цапф 5 и 11, неразрезную поперечную тягу 15. Поворотом рулевого колеса 1 и рулевого вала 2 поворачивается сошка 7 и перемещается продольная тяга 13. Действием продольной тяги поворачивается верхний рулевой рычаг 14, закрепленный на поворотной цапфе левого переднего колеса, и цапфа этого колеса 4. С поворотом цапфы 4 поворачивается нижний рулевой рычаг левого колеса, перемещается поперечная рулевая тяга 15, поворачивается нижний рулевой рычаг 11 правого колеса и поворотная цапфа этого колеса 12.

Типы рулевых управлений в зависимости от особенностей конструкции транспортного средства приведены на рис. 9.2.

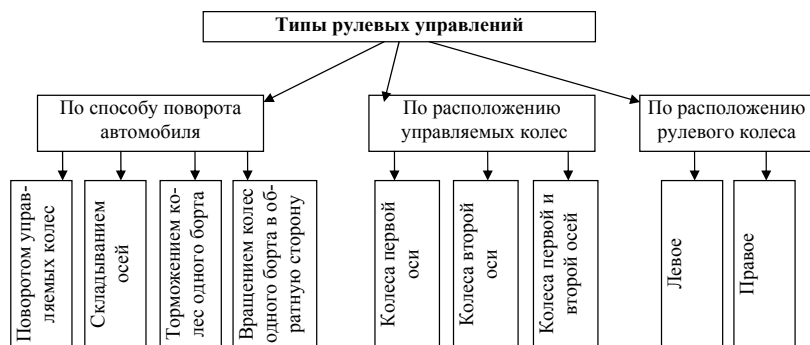


Рис. 9.2. Типы рулевых управлений

9.2. Требования, предъявляемые к рулевому управлению, и его основные характеристики

К рулевому управлению предъявляются повышенные требования, поскольку оно существенно влияет на управляемость, маневренность, устойчивость и безопасность автомобиля. Наряду с общими требованиями к конструкции автомобиля к рулевому управлению предъявляются специальные требования, в соответствии с которыми оно должно обеспечивать:

- минимальный радиус поворота для хорошей маневренности автомобиля;
- соответствие между углом поворота рулевого колеса и управляемых колес;
- пропорциональность между усилием на рулевом колесе и сопротивлением повороту управляемых колес;
- легкость управления;
- минимальную передачу толчков и ударов со стороны дороги на рулевое колесо;
- исключение автоколебаний управляемых колес вокруг оси поворота;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес;
- травмобезопасность водителя при лобовых столкновениях.

Минимальный радиус поворота автомобиля оценивается расстоянием от центра поворота до средней вертикальной плоскости наружного управляемого колеса при его максимальном повороте. Значения минимального радиуса поворота регламентируются Правилом № 36 ЕЭК ООН, действующим и на территории России. Этот радиус непременно указывается в технической характеристике, и его значение обычно составляет 2,0...2,5 базы автомобиля. Обычно минимальный радиус поворота определяется экспериментально при движении автомобиля со скоростью 5 км/ч и при максимальном повороте управляемых колес.

Если известны углы бокового увода управляемых колес, значение минимального радиуса поворота можно определить путем расчета с помощью следующей формулы:

$$R_{\min} = \frac{R_{\delta} + 0,5B_1}{\cos(\theta_{\max} - \delta_1)}, \quad (9.1)$$

где $R_{\delta} = \frac{L}{\operatorname{tg}(\theta_{\max} - \delta_1) + \operatorname{tg}\delta_2}$ – радиус поворота автомобиля с учетом бокового увода шин; B_1 – колея передних колес автомобиля; θ_{\max} – максимальный угол поворота управляемых колес; δ_1 и δ_2 – углы бокового увода управляемых колес; L – база автомобиля.

Угловое передаточное число рулевого управления представляет собой отношение угла поворота рулевого колеса $\alpha_{\text{рк}}$ к среднему углу поворота управляемых колес θ :

$$u_{py} = \frac{\alpha_{pk}}{\theta}, \quad (9.2)$$

где $\theta = \frac{\theta_b - \theta_n}{2}$ — угол поворота управляемых колес; θ_b — угол поворота внутреннего колеса; θ_n — угол поворота наружного колеса.

Значение углового передаточного числа переменное, зависит от передаточных значений рулевого механизма u_{pm} и рулевого привода u_{pp} и равно их произведению:

$$u_{py} = u_{pm} u_{pp}.$$

От значения этого передаточного отношения, часто называемого передаточным числом рулевого управления, зависят управляемость, маневренность и безопасность движения.

Передаточным числом рулевого механизма называется отношение угла поворота рулевого колеса α_{pk} к углу поворота рулевой сошки α_{pc} :

$$u_{pm} = \frac{\alpha_{pk}}{\alpha_{pc}}. \quad (9.3)$$

Рулевые механизмы автомобилей могут иметь как постоянное значение передаточного числа, так и переменное (рис. 9.3). Численное значение их $u_{pm} = 13...22$ для легковых и $u_{pm} = 20...25$ для грузовых автомобилей.

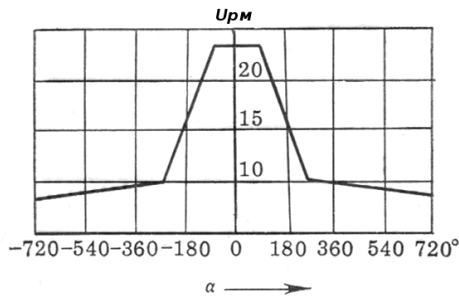


Рис. 9.3. Характеристика рулевого механизма при переменном передаточном отношении

При переменном передаточном числе u_{pm} большие его значения достигаются в интервале изменения угла поворота рулевого колеса α_{pk} от -90° до $+90^\circ$. В этом случае угол поворота рулевой сошки α_{pc} минимальный, поскольку $\alpha_{pc} = \alpha_{pk} / u_{pm}$, что обеспечивает

большую безопасность движения. Поворот автомобиля на большой угол ($\pm 270^\circ \dots 720^\circ$), совершаемый при малых скоростях, будет происходить быстрее, поскольку при уменьшении значения $u_{\text{рп}}$ увеличивается угол поворота рулевой сошки $\alpha_{\text{рс}}$.

Передачным числом рулевого привода называется отношение угла поворота рулевой сошки $\alpha_{\text{рс}}$ к углу поворота управляемых колес θ :

$$u_{\text{рп}} = \frac{\alpha_{\text{рс}}}{\theta}. \quad (9.4)$$

Для определения передаточного отношения рулевого привода можно использовать отношение плеч рычага поворотного кулака $l_{\text{пр}}$ и рулевой сошки $l_{\text{рс}}$:

$$u_{\text{рп}} = \frac{l_{\text{пр}}}{l_{\text{рс}}}. \quad (9.5)$$

Поскольку при осуществлении поворота длина плеч рычагов меняется, то и передаточное отношение рулевого привода не остается постоянным. Численное значение передаточного отношения рулевого привода автомобилей составляет $0,85 \dots 1,10$.

Поскольку в рулевом управлении имеет место деформация деталей, жесткая кинематическая связь нарушается. Вследствие этого при одинаковом повороте рулевого колеса в сравнении с жестким рулевым управлением управляемые колеса повернутся на меньший угол. Поэтому наряду с угловым передаточным числом вводят понятие *кинематическое передаточное число рулевого управления*, характеризующее жесткую связь между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес. Угловое передаточное число всегда будет больше, чем кинематическое. В свою очередь, угловое передаточное число, учитывающее упругую податливость рулевого управления называют *динамическим передаточным числом рулевого управления*. Угловая жесткость рулевого управления легковых автомобилей составляет $1,0 \dots 3,5$ град/Нм. У грузовых автомобилей значение этого параметра больше.

Силовым передаточным числом рулевого управления называется отношение суммы сил сопротивления повороту управляемых колес $P_{\text{сп}}$ к усилию, приложенному на рулевом колесе $P_{\text{рк}}$:

$$u_{\text{с}} = \frac{P_{\text{сп}}}{P_{\text{рк}}}. \quad (9.6)$$

В практических расчетах чаще используют отношение момента сопротивления повороту управляемых колес $M_{\text{сп}}$ и момента на рулевом колесе:

$$u_c = \frac{M_{\text{сп}}}{M_{\text{рк}}}. \quad (9.7)$$

С помощью силового передаточного числа оценивается легкость управления автомобилем по усилию, требующемуся для его поворота.

На стадии проектирования автомобиля в расчеты закладывают максимальное усилие на рулевом колесе не более 120 Н и минимальное – не менее 60 Н. Ограничение минимального усилия на рулевом колесе связано с необходимостью обеспечить для водителя «чувство дороги». При проверке усилия на рулевом колесе неподвижного автомобиля оно не должно превышать 400 Н на асфальто-бетонном покрытии.

Легкость и удобство управления автомобилем в значительной степени зависят от размеров (диаметра) рулевого колеса. Чем больше диаметр, тем меньше усилие на рулевом колесе, но одновременно увеличивается угол поворота рулевого колеса для поворота управляемых колес на тот же угол. Диаметр рулевого колеса зависит от типа автомобиля и составляет для легковых автомобилей 380...425 мм и для грузовых автомобилей 440...550 мм.

Для поворота управляемых колес от среднего в крайнее положение в обе стороны требуется повернуть рулевое колесо на угол 540...1080°, что составляет 1,5...3 оборота.

Легкость управления автомобилем, значение усилий, передаваемых от управляемых колес к рулевому колесу, определяются *величиной прямого η_{py} и обратного $\eta_{\text{ур}}$ КПД рулевого управления.*

Прямой КПД характеризует потери мощности при передаче усилий от рулевого колеса к управляемым колесам η_{py} и определяется как произведение КПД рулевого механизма $\eta_{\text{рм}}$ и КПД рулевого привода $\eta_{\text{рп}}$:

$$\eta_{\text{py}} = \eta_{\text{рм}} \eta_{\text{рп}}. \quad (9.8)$$

Чем выше значение прямого КПД, тем меньше потери на трение в рулевом механизме и рулевых шарнирах и легче управление автомобилем. Численное значение прямого КПД в зависи-

мости от конструкции рулевого механизма и привода составляет $\eta_{py} = 0,65 \dots 0,85$.

Обратный КПД характеризует потери мощности при передаче усилия от управляемых колес к рулевому колесу. Чем меньше значение этого КПД, тем меньше передаются удары и толчки от неровностей дороги на руки водителя. Численное значение обратного КПД в зависимости от конструкции рулевого механизма и привода составляет $\eta_{yp} = 0,58 \dots 0,65$. Вместе с тем значение обратного КПД должно быть выше предела обратимости рулевого управления, чтобы сохранить у водителя чувство дороги и обеспечить стабилизацию управляемых колес.

Легкость управления зависит от прямого КПД рулевого механизма, так как в нем происходит основная часть потерь на трение. Прямой КПД рулевого механизма η_{pm} определяется из соотношения

$$\eta_{pm} = 1 - \frac{M_{tp1}}{M_{pk}}, \quad (9.9)$$

где M_{tp1} – момент трения рулевого механизма, приведенный к рулевому колесу.

Значение сил ударов от дороги на рулевое колесо зависит от величины обратного КПД η_{mp} , определяемого из отношения:

$$\eta_{mp} = 1 - \frac{M_{tp2}}{M_{pk}}, \quad (9.10)$$

где M_{tp2} – момент трения рулевого механизма, приведенный к валу рулевой сошки.

Значения прямого и обратного КПД для червячных и винтовых рулевых механизмов могут быть определены по формулам:

$$\eta_{pm} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}; \quad (9.11)$$

$$\eta_{mp} = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg} \beta}, \quad (9.11')$$

где β – угол подъема винтовой линии червяка или винта; ρ – угол трения.

Численные значения прямого и обратного КПД различных типов рулевых механизмов составляют $\eta_{pm} = 0,60 \dots 0,95$ и $\eta_{mp} = 0,55 \dots 0,85$.

КПД рулевого привода складывается из потерь на трение во всех рулевых шарнирах, и его значения составляют $\eta_{pn} = 0,92 \dots 0,95$.

Для улучшения управляемости автомобиля, предотвращения виляния управляемых колес зазор в рулевом управлении должен быть минимальным. Определяется этот зазор по углу свободного вращения рулевого колеса при нейтральном положении управляемых колес и складывается из зазора в рулевом механизме и рулевом приводе. Допустимый зазор для новых автомобилей составляет $10^\circ \dots 15^\circ$ свободного поворота рулевого колеса (рис. 9.4).

Поскольку большую часть времени автомобиль движется прямолинейно или с малым поворотом управляемых колес, наибольший износ контактирующих поверхностей рулевого механизма и рулевого привода происходит при малых углах поворота рулевого колеса.

Для устранения повышенного зазора в рулевом механизме предусматривается регулировка. Для исключения заклинивания рулевого механизма после регулировки зазор в зацеплении при повороте рулевого колеса от нейтрального положения должен быть больше, чем в центре, и в конце составлять $25^\circ \dots 35^\circ$ свободного поворота рулевого колеса.

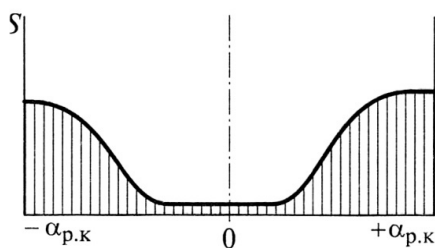


Рис. 9.4. Изменение зазора в рулевом механизме в зависимости от поворота рулевого колеса

9.3. Травмобезопасное рулевое управление

Для снижения травматизма водителей и снижения тяжести последствий при фронтальных столкновениях автомобилей в рулевом управлении предусмотрены различные конструкции. Существуют трав-

мобезопасные рулевые механизмы различных конструкций. Основная задача состоит в том, чтобы снизить силу, наносящую травму водителю, за счет поглощения энергии удара. Прежде всего на автомобиле устанавливается энергопоглощающее рулевое колесо. Представленная на рис. 9.5 конструкция рулевого колеса имеет утопленную ступицу и две спицы, что позволяет значительно снизить тяжесть травм при ударе о них грудью при слабом натяжении ремней безопасности или значительном перемещении в салон рулевого вала.

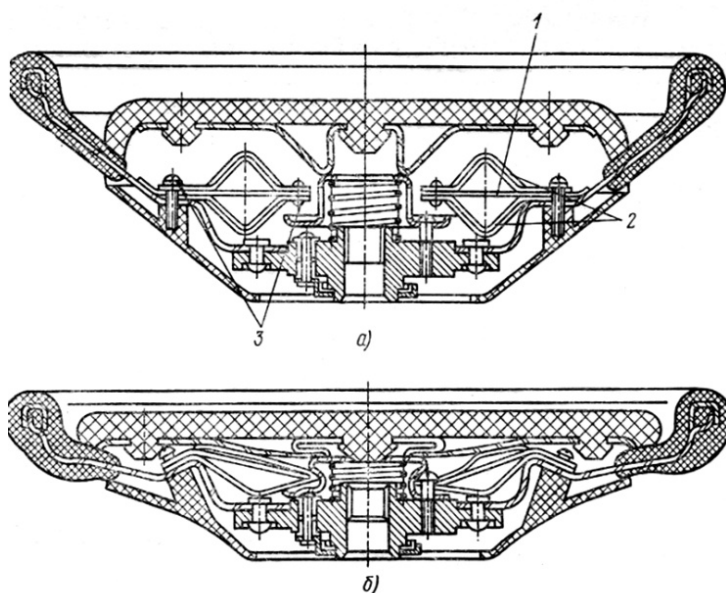


Рис. 9.5. Энергопоглощающее рулевое колесо: *а* – в обычном состоянии; *б* – в деформированном состоянии

В рулевом механизме устанавливаются специальные энергопоглощающие устройства, а рулевой вал в отдельных случаях выполняют составным из нескольких частей (рис. 9.6, 9.7). По способу уменьшения перемещения верхней части рулевой колонки внутрь кузова и поглощения энергии удара водителя о рулевое колесо существующие рулевые управления разделяют на несколько групп.

1. Уменьшающие только перемещение верхней части рулевой колонки внутрь кузова за счет расположения частей рулевого вала

под углом одна к другой с установкой в местах пересечения осей шарниров или эластичных муфт.

2. С установкой в верхней части рулевого вала под рулевым колесом сильфона, деформирующегося при ударах.

3. Уменьшение перемещения рулевого вала и поглощение энергии удара за счет деформации элементов вала ввиду несоосности и параллельности частей рулевого вала, соединенных разрушающимся элементом.

4. Уменьшение перемещения рулевого вала и поглощение энергии удара за счет разрушения и деформации сетчатой или сплошной гофрированной рулевой колонки.

5. Уменьшение перемещения рулевого вала и поглощение энергии удара за счет разрушения одной из сопрягаемых частей рулевого вала или рулевой колонки путем вдавливания при телескопировании в стенки наружной и внутренней труб колонки перекатывающихся стальных шариков.

6. Уменьшение перемещения рулевого вала внутрь кузова за счет телескопирования и поглощения энергии удара из-за трения частей рулевого вала, рулевой колонки или обеих частей.

На рис. 9.6 и 9.7 представлены некоторые варианты конструкции травмобезопасного рулевого управления.

В рулевом механизме с карданным рулевым валом (рис. 9.6,*а*) при лобовом ударе карданные шарниры 2 складываются, что уменьшает перемещение конца вала в салон автомобиля, а кронштейн 1 деформируется, за счет чего поглощается часть энергии удара.

В рулевом механизме с сильфоном (рис. 9.6,*б*) рулевое колесо с рулевым валом соединено с помощью гофрированного цилиндра 3, который при лобовых столкновениях деформируется, уменьшая перемещение рулевого вала в салон автомобиля и частично поглощая энергию удара.

Применяются и рулевые механизмы, у которых рулевой вал в верхней части выполняется в перфорированном виде (рис. 9.6,*в*). При столкновениях перфорация 4 деформируется в той последовательности, которая представлена на рисунке.

На рис. 9.7 представлен вариант травмобезопасного рулевого механизма с резиновой муфтой 3 и предохранительными пластинами 2, которые крепятся к фланцам 1 составного рулевого вала.

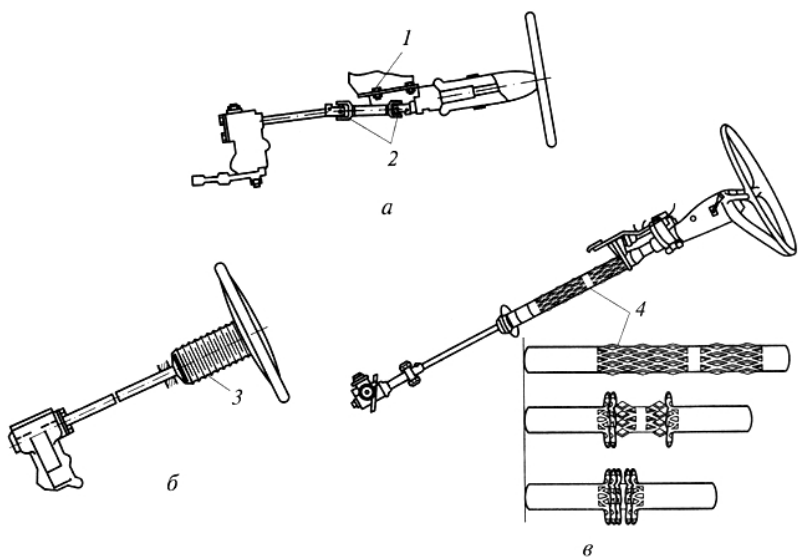


Рис. 9.6. Травмобезопасные рулевые механизмы: *а* – рулевой вал с карданными шарнирами; *б* – рулевой вал с энергопоглощающим сильфоном; *в* – рулевой вал с перфорированной трубой; 1 – кронштейн; 2 – карданная передача; 3 – гофрированный цилиндр; 4 – перфорированная труба

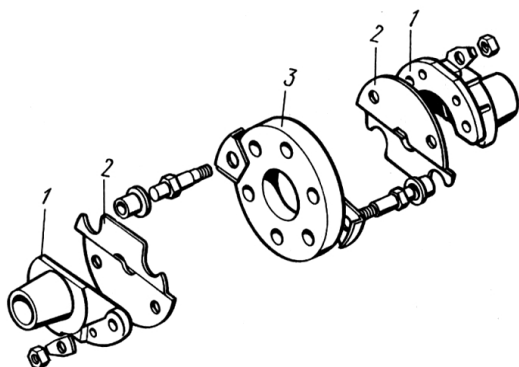


Рис. 9.7. Травмобезопасный рулевой механизм с резиновой муфтой и предохранительными пластинами

Согласно действующим нормативам рулевое управление считается безопасным, если при испытаниях травмобезопасных руле-

вых механизмов при лобовом ударе о бетонный куб при скорости 48,3 км/ч верхний конец рулевого вала не перемещается в горизонтальном направлении более чем на 127 мм, а при ударе со скоростью 24,1 км/ч усилие на рулевую колонку не превышает 11350 Н.

9.4. Рулевые механизмы

Рулевой механизм служит для увеличения усилия, создаваемого водителем на рулевом колесе, и преобразования вращательного движения в поступательное движение рулевого привода.

Передаточное число рулевого механизма для различного типа автомобилей составляет 15...25, что позволяет за один-два полных оборота рулевого колеса повернуть управляемые колеса на максимальный угол 35...45°.

Кроме общих требований к рулевым механизмам предъявляются и специальные требования, согласно которым рулевой механизм должен обеспечить:

- высокое значение прямого КПД и меньшее значение обратного КПД;
- обратимость рулевого управления, не снижающую способность стабилизации управляемых колес;
- минимальный зазор в механизме при нейтральном положении управляемых колес и возможность его регулировки;
- заданную характеристику передаточного отношения механизма.

На автомобилях применяются рулевые механизмы различного типа (рис. 9.8).

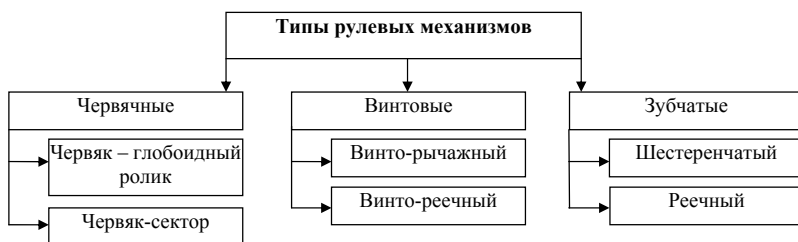


Рис. 9.8. Типы рулевых механизмов

Наибольшее распространение на легковых и грузовых автомобилях получили червячно-роликовые рулевые механизмы (рис. 9.9) за счет высокого прямого КПД и малого обратного КПД. Высокое значение КПД обусловлено тем, что контактирующие поверхности обкатываются друг по другу, а не скользят. По сравнению с другими червячными механизмами эта конструкция более компактна.

При нейтральном положении рулевого колеса передаточное отношение рулевого механизма червячно-роликового типа определяется по формуле

$$U_{\text{рм}} = \frac{2\pi r_0}{t_{\text{ч}} z_{\text{ч}}}, \quad (9.12)$$

где r_0 – начальный радиус глобоиды в наименьшем сечении; $t_{\text{ч}}$ – шаг винтовой линии червяка; $z_{\text{ч}}$ – число заходов червяка.

При повороте рулевого колеса от нейтрального положения передаточное отношение рулевого механизма червячно-роликового типа возрастает на 5...7%.

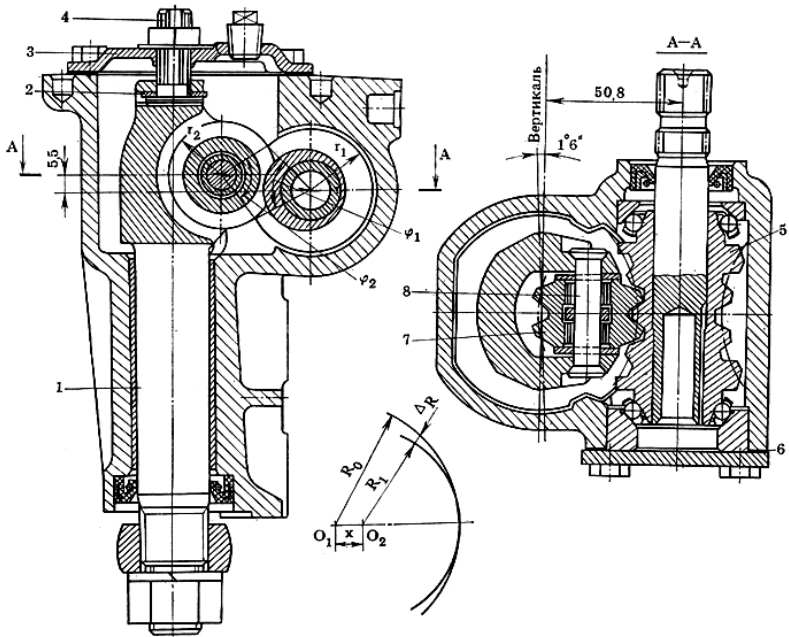


Рис. 9.9. Рулевой механизм типа глобоидный червяк – двухребенный ролик

На рис. 9.9 представлена конструкция рулевого механизма типа глобоидный червяк – двухгребневый ролик автомобилей ВАЗ. В нем глобоидный червяк 5 напрессован на вал, установленный на двух шариковых радиально-упорных подшипниках, регулируемых прокладками 6. Червяк находится в зацеплении с двухгребневым роликом 7, установленным на оси 8 на игольчатом подшипнике. Для обеспечения регулировки зацепления ось 8 ролика 7 смещена по отношению к оси червяка на 5...7 мм. Регулировка осуществляется винтом 4, ввернутым снаружи рулевого механизма в верхнюю крышку картера 3. Головка винта с регулировочной шайбой 2 входит в паз головки вала сошки 1. Осевой зазор между головкой винта и пазом вала должен быть не более 0,05 мм. Прямой и обратный КПД такого рулевого механизма составляют следующие значения: $\eta_{\text{рм}} = 0,85$ и $\eta_{\text{мр}} = 0,70$.

Рулевые механизмы червячно-секторного типа (рис. 9.10 и 9.11) получили распространение на грузовых автомобилях.

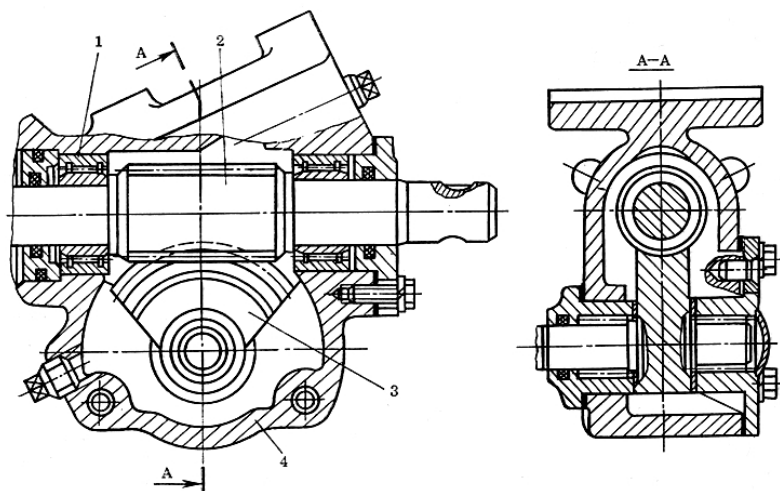


Рис. 9.10. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк – центральный сектор

В рулевом механизме типа цилиндрический червяк – центральный сектор цилиндрический червяк 2, установленный на подшипниках 1 в корпусе 4, находится в зацеплении с центральным чер-

вячным сектором 3. Такой рулевой механизм имеет сравнительно большие габариты и массу. В нем затруднено обеспечение необходимой регулировки зацепления. За счет того, что контактирующие поверхности скользят друг по другу, прямой КПД не превышает $\eta_{\text{рм}} = 0,7$, а обратный КПД – $\eta_{\text{мр}} = 0,55$.

Передаточное число такого рулевого механизма определяется по формуле

$$U_{\text{рм}} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (9.13)$$

где z_1 – число заходов червяка; z_2 – число зубьев всего червячного колеса, частью которого является данный центральный сектор.

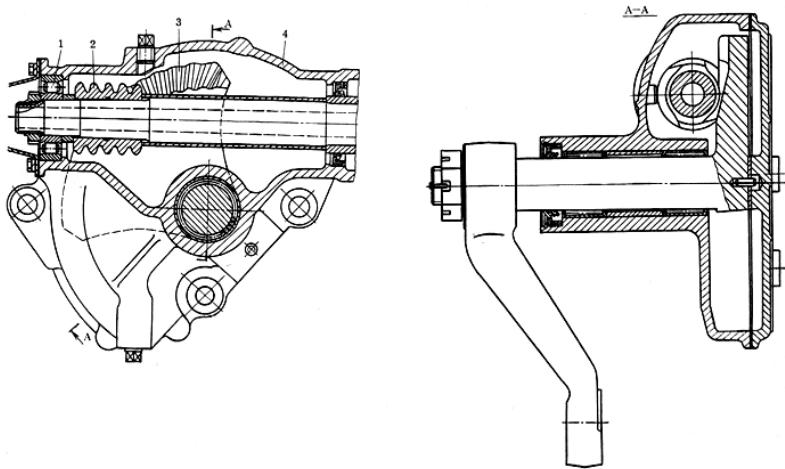


Рис. 9.11. Рулевой механизм типа цилиндрический червяк – боковой сектор

В рулевом механизме типа цилиндрический червяк – боковой сектор цилиндрический червяк 2, установленный на подшипниках 1 в корпусе 4, находится в зацеплении с боковым сектором 3. Такой рулевой механизм имеет по сравнению с предыдущей конструкцией меньшие габариты и массу. Регулировка зацепления осуществляется подбором толщины бронзовой шайбы, установленной между опорной поверхностью сектора и боковой крышкой картера. Осевой зазор в зацеплении при повороте вала сошки из среднего положения в крайнее изменяется от 0,03 до 0,5 мм. Поскольку и

в этом рулевом механизме поверхности скользят друг по другу, прямой КПД не превышает $\eta_{\text{рм}} = 0,7$, а обратный КПД – $\eta_{\text{мр}} = 0,5$.

В рулевом механизме данного типа цилиндрический червяк нарезается с постоянным шагом t и передаточное отношение определяется по формуле

$$U_{\text{рм}} = \frac{2\pi r_{\omega}}{tz_1} \times \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}, \quad (9.14)$$

где r_{ω} – радиус начальной окружности цилиндрического червяка; z_1 – число заходов червяка; γ_1 и γ_2 – углы наклона винтовой линии червяка и зубьев червячного сектора.

Винтовые рулевые механизмы используются на тяжелых грузовых автомобилях и, как правило, в сочетании с зубчатыми. На рис. 9.12 представлена конструкция винто-реечного рулевого механизма типа винт – гайка-рейка – сектор. В этом рулевом механизме трение скольжения заменено на трение качения, для чего между винтом и гайкой размещены 90...120 шариков, циркулирующих в направляющих трубках 4. Вращение винтового вала 6 преобразуется в поступательное движение гайки-рейки 5 и далее во вращательное движение зубчатого сектора и вала сектора 1. Регулируется данное зацепление вращением винта 2, сферическая головка которого упирается в шайбу 3. При этом сектор вместе с валом сошки смещаются и зазор в зацеплении уменьшается. Прямой и обратный КПД такого рулевого механизма составляют следующие значения: $\eta_{\text{рм}} = 0,87$ и $\eta_{\text{мр}} = 0,82$.

Передаточное отношение такого рулевого механизма определяется по формуле

$$U_{\text{рм}} = \frac{2\pi r_0}{h_{\text{в}}}, \quad (9.15)$$

где r_0 – радиус начальной окружности зубьев сектора; $h_{\text{в}}$ – шаг винта.

Винто-рычажные рулевые механизмы не получили широкого применения, так как имеют низкое значение КПД и при высокой склонности к износу не обеспечивают возможность регулирования зазора в зацеплении.

Зубчатые (реечные) рулевые механизмы в отдельном виде применяются в легковых автомобилях малого и среднего класса. На грузовых автомобилях в рулевых механизмах в сочетании

с другими видами зацепления применяются цилиндрические или конические передачи.

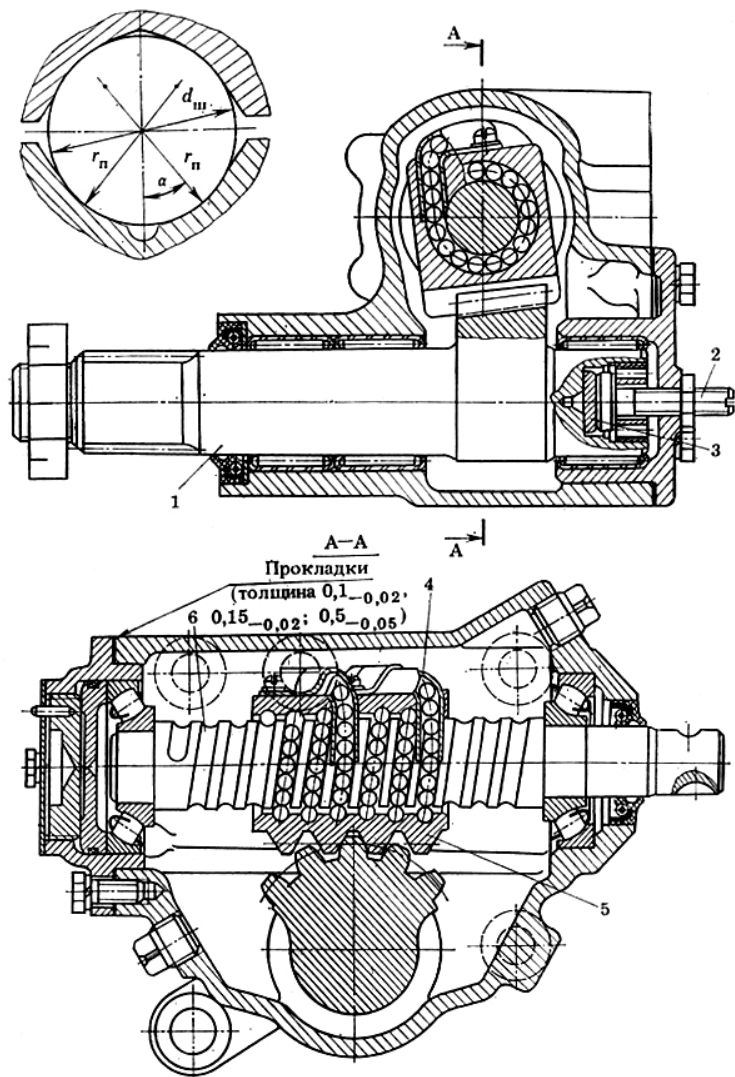


Рис. 9.12. Рулевой механизм типа винт – гайка-рейка – сектор

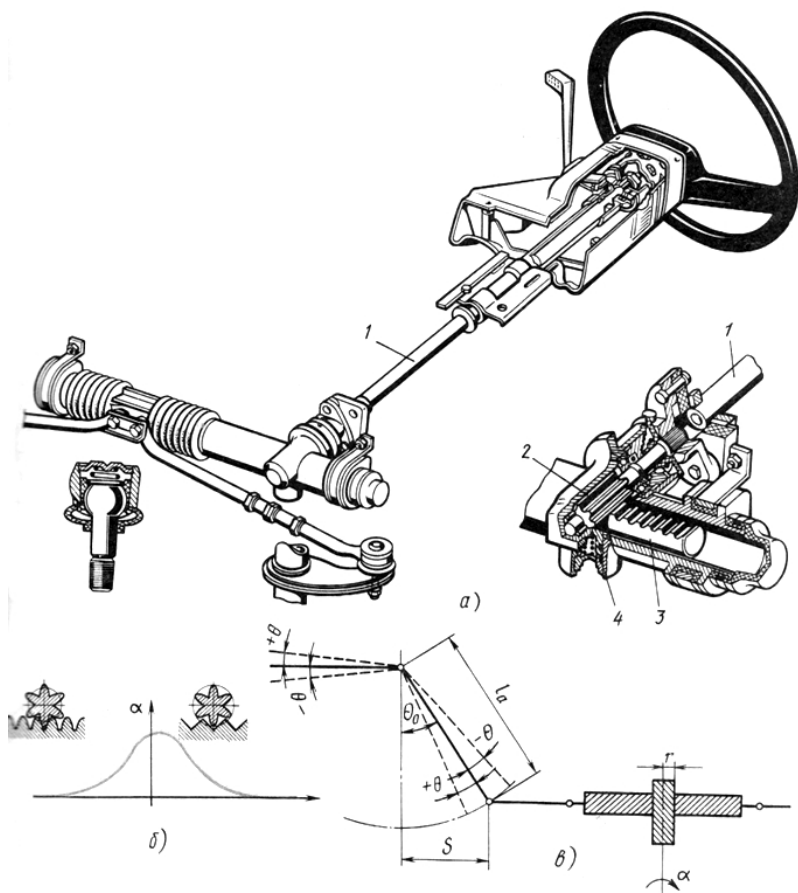


Рис. 9.13. Реечный рулевой механизм: *а* – конструкция; *б* – характеристика передаточного отношения; *в* – схема к определению передаточного отношения рулевого управления

Реечный рулевой механизм (рис. 9.13) выполняется в виде зубчатого редуктора, в котором вращение от рулевого колеса через рулевой вал 1 передается шестерне 2. Вращательное движение шестерни преобразуется в поступательное движение рейки 3 и далее рулевых тяг. Преимуществом такого механизма является простота и компактность конструкции, высокий прямой КПД ($\eta_{\text{пр}} = 0,90 \dots 0,95$). Вместе с тем из-за высокого значения обратного КПД ($\eta_{\text{обр}} = 0,90 \dots 0,95$) такие рулевые механизмы не поглощают толчки, передаваемые от

дороги на рулевое колесо, поэтому они применяются на легковых автомобилях малого класса. На легковых автомобилях более высокого класса необходимо устанавливать рулевые усилители, которые поглощение толчков принимают на себя.

Угловое передаточное отношение рулевого управления определится из зависимости

$$u_{\omega} = \frac{d\alpha}{d\theta} = \frac{l_a \cos(\theta_0 \pm \theta)}{r}, \quad (9.16)$$

где l_a – длина поворотного рычага; θ_0 – угол среднего положения поворотного рычага; θ – угол поворота управляемых колес; r – радиус шестерни.

Поскольку значение угла θ меняется, передаточное отношение рулевого управления с реечным механизмом переменное.

Усилие, передаваемое от рулевого колеса на рейку, определится из соотношения:

$$P_p = \frac{P_{pk} R_{pk}}{r_{\omega}}, \quad (9.17)$$

где P_{pk} – усилие на рулевом колесе; R_{pk} – радиус рулевого колеса; r_{ω} – радиус начальной окружности шестерни.

9.5. Рулевой привод

9.5.1. Назначение, типы рулевых приводов и требования, предъявляемые к ним

Рулевой привод через систему тяг и рычагов передает усилие от рулевого механизма к управляемым колесам и обеспечивает правильное соотношение углов их поворота.

В соответствии с предъявляемыми к нему требованиями рулевой привод должен обеспечить:

- правильное соотношение углов поворота внутреннего и внешнего управляемых колес автомобиля, исключающее их боковое скольжение;
- отсутствие автоколебаний управляемых колес вокруг оси их поворота;
- исключение самоповорота управляемых колес при колебаниях автомобиля на подвеске.

В зависимости от типа подвески и схемы расположения деталей на автомобилях применяют следующие типы рулевых приводов (рис. 9.14).

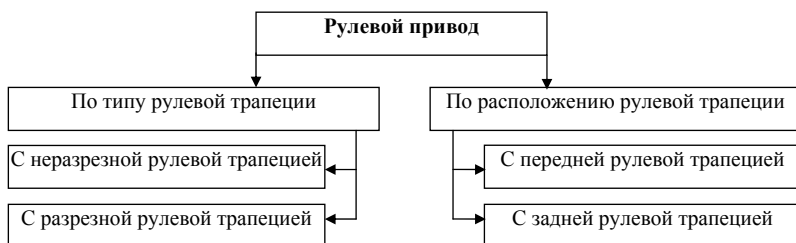


Рис. 9.14. Типы рулевых приводов

При повороте автомобиля управляемые колеса поворачиваются на разный угол: внутреннее ($\theta_{в}$) колесо – на больший, внешнее ($\theta_{н}$) – на меньший (рис. 9.15). Зависимость между углами поворота управляемых колес с учетом их бокового увода выражается уравнением

$$\operatorname{ctg}(\theta_{н} - \delta_{н}) - \operatorname{ctg}(\theta_{в} - \delta_{в}) = \frac{M}{C}, \quad (9.18)$$

где M – расстояние между осями поворотного шкворня или осями поворота управляемых колес; C – расстояние от оси задних колес до мгновенного центра поворота автомобиля, определяемое из соотношения:

$$C = R_{\delta} \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{L \cdot \operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg}(\theta - \delta_1) + \operatorname{tg} \delta_2} = \frac{L \cdot \delta_2}{\theta - \delta_1 + \delta_2}, \quad (9.19)$$

где δ_1 и δ_2 – углы увода передних и задних колес; $\theta = \frac{\theta_{н} + \theta_{в}}{2}$ – угол поворота автомобиля; L – база автомобиля.

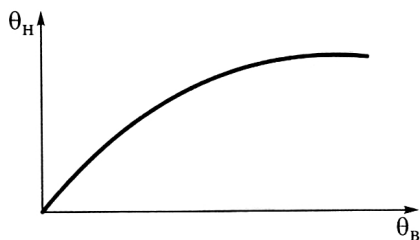


Рис. 9.15. Зависимость угла поворота внешнего колеса от угла поворота внутреннего колеса автомобиля

Необходимое соотношение углов поворота управляемых колес (9.18) обеспечивается рулевой трапецией, образованной поперечной рулевой тягой, осью переднего моста и рычагами поворотных цапф. В зависимости от компоновки автомобиля рулевую трапецию располагают (рис. 9.16) впереди передней оси или за ней. При зависимой подвеске передних колес применяют неразрезную (цельную) поперечную тягу. Если на автомобиле независимая подвеска, то устанавливается расчлененная поперечная тяга, с тем чтобы исключить самопроизвольный поворот управляемых колес при колебаниях кузова автомобиля.

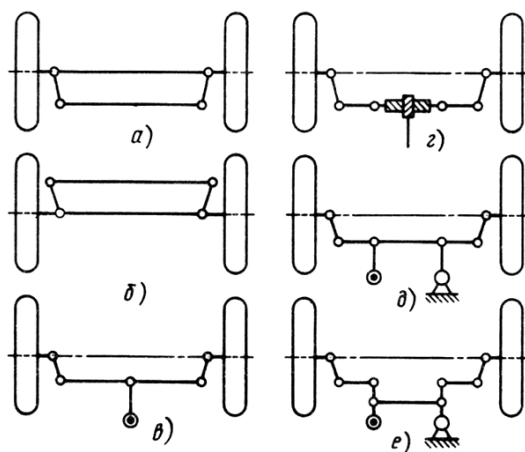


Рис. 9.16. Схемы рулевого привода и рулевых трапеций

Соединение тяг и рычагов рулевого управления осуществляется с помощью шарниров (рис. 9.17), которые по способу устранения зазоров, возникающих при эксплуатации автомобилей, выполняют саморегулируемыми, с периодической регулировкой и нерегулируемыми.

В саморегулируемых шарнирах (рис. 9.17, а...ж) не требуется периодическая регулировка в процессе эксплуатации автомобиля. Зазор автоматически выбирается перемещением сухарей 3 или пальцев 2 под действием пружины 1, установленной с предварительным натягом 250...500 Н.

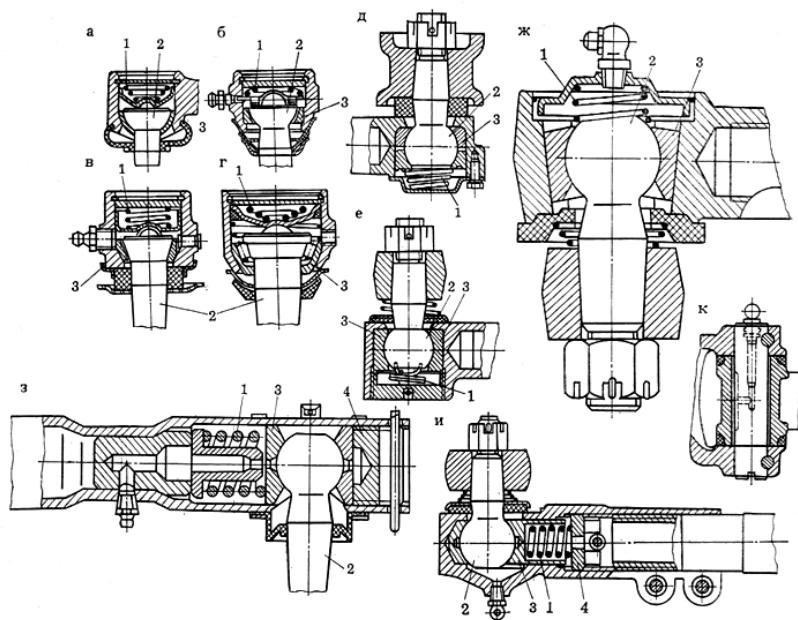


Рис. 9.17. Конструкция шарниров рулевого привода

В шарнирах с периодической регулировкой (рис. 9.17,з, и) зазор, появляющийся между трущимися поверхностями вследствие изнашивания, устраняется заворачиванием пробки 4 до упора и отпусканьем до ближайшего положения, в котором ее можно зафиксировать. Такие шарниры применялись в продольных рулевых тягах и в настоящее время применяются редко.

Нерегулируемые шарниры (рис. 9.17,к) применяются на автомобилях, в которых колеса поворачиваются вокруг вертикальной оси. Такие шарниры проще и дешевле в изготовлении, чем саморегулируемые и регулируемые. В случае предельного износа трущихся поверхностей нерегулируемый шарнир заменяется.

Пальцы 2 рассмотренных шарниров выполняют шаровыми полносферными (рис. 9.17,д...и) или двухсферными (рис. 9.17,а, б), коническими (рис. 9.17,в, г) или цилиндрическими (рис. 9.17,к). В двухсферных пальцах полусфера большего диаметра является рабочей, а меньшего — направляющей. По кинематике шарниры могут

быть простыми и сложными. В простых палец поворачивается в наконечнике за счет скольжения сферы пальца относительно поверхностей сухарей 3. В сложных шарнирах при повороте пальца 2 вокруг своей оси его сфера скользит в сухарях, а при угловых колебаниях пальца сухари скользят по направляющим головки наконечника.

9.5.2. Кинематический расчет рулевого привода

Для определения геометрических параметров рулевой трапеции используют в большинстве случаев графо-аналитические методы. Этот метод состоит в том, что предварительно определяются длины поперечной тяги (n) и боковых рычагов (m), а затем путем графического построения в масштабе 1:1 или компьютерного построения с помощью одной из применяемых программ производится их уточнение. Изменяя n и m , находят такое их значение, которое обеспечивает максимальное приближение к соотношению углов поворота внешнего и внутреннего управляемых колес (рис. 9.18).

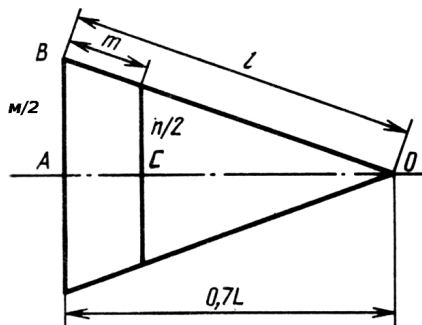


Рис. 9.18. Расчетная схема рулевой трапеции

Считается, что оптимальное отношение длины боковых рычагов m к длине поперечной тяги находится в интервале $m/n = 0,12 \dots 0,16$. Численные значения m и n можно найти из подобия треугольников (рис. 9.18), из которого следует:

$$l/(l - m) = (M/2)/(M/2n); \quad ln = M(l - m), \quad (9.20)$$

где M – расстояние между осями шкворня или осями поворота управляемых колес.

Расстояние АО выбирается в зависимости от расположения трапеции: $AO = a = 0,7...0,8$ при заднем расположении трапеции; $AO = a = 0,8...1,0$ – при переднем расположении трапеции. Угол наклона боковых рычагов по отношению к оси передних колес выбирается в диапазоне $66...74^\circ$.

Приняв компоновочную схему расположения трапеции, значение m/n из интервала $0,12...0,16$, значение a из интервала $0,7...1,0$ и определив $l = \sqrt{(0,5M)^2 + (0,7L)^2}$, получим уравнение с одним неизвестным, решение которого дает приближенное значение n или m . Для каждого из множеств n и m строится или рассчитывается график зависимости $\theta_n = f(\theta_v)$ (рис. 9.15). Выбирается тот вариант, который обеспечивает наибольшее приближение к соотношению углов поворота жестких колес, не деформирующихся в поперечном направлении:

$$\text{ctg}(\theta_n) - \text{ctg}(\theta_v) = \frac{M}{L}. \quad (9.21)$$

Если максимальная разница между теоретическим и фактическим значениями не превышает $1,5^\circ$ при максимальном угле поворота внутреннего колеса, то считается, что трапеция подобрана правильно.

Поскольку для автомобилей с эластичными колесами связь между углами поворота выражается уравнением (9.18), то подбор размеров рулевой трапеции представляет определенные трудности, так как продольное смещение центра поворота автомобиля C (9.19) зависит от углов увода шин, а следовательно, от скорости движения. Существуют соответствующие программы расчета на ЭВМ, позволяющие выбрать оптимальные параметры рулевой трапеции с учетом эластичности шин.

9.6. Рулевой усилитель

9.6.1. Назначение, типы рулевых усилителей и требования, предъявляемые к ним

Рулевым усилителем называются механизмы, создающие дополнительное усилие на рулевой вал или рулевой привод, необходимое для поворота автомобиля. Усилитель служит для облегчения

управления автомобилем, повышения его маневренности и безопасности движения. Рулевой усилитель смягчает удары от дорожных неровностей, передаваемые от управляемых колес на рулевое колесо, позволяет сохранить направление движения автомобиля при разгерметизации шин передних колес.

Установкой на автомобиле усилителя руля значительно облегчается работа водителя за счет того, что прикладываемое к рулевому колесу усилие в 2...3 раза меньше, чем без усилителя.

В процессе своей работы усилители руля должны обеспечить:

- соответствие между углами поворота рулевого колеса и управляемых колес (кинематическое следящее действие);
- пропорциональность между силами сопротивления повороту управляемых колес и усилием на рулевом колесе (силовое следящее действие);
- возможность управления автомобилем при отказе усилителя;
- включение в действие в случаях, когда усилие на рулевом колесе превышает 25...100 Н;
- минимальное время срабатывания;
- минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес.

На автомобилях получили применение рулевые усилители следующих типов (рис. 9.19). Наибольшее применение (до 90% всех автомобилей) получили *гидравлические усилители* (рис. 9.22) в силу своей компактности и малого времени срабатывания (0,2...2,4 с). Рабочее давление жидкости в приводе гидроусилителя составляет 6...10 МПа. Однако эти усилители дорогие в изготовлении, требуют тщательного ухода и особо надежных уплотнителей, чтобы исключить течь жидкости и попадание в систему воздуха.

Пневматические усилители в настоящее время получили весьма малое распространение, в основном на тяжелых грузовых автомобилях с пневмоприводом тормозов. Они проще по конструкции, так как используют часть агрегатов тормозной системы, но имеют большие габариты, обусловленные низким рабочим давлением (0,6...0,8 МПа). Время срабатывания пневматического рулевого усилителя в 5...10 раз больше, чем у гидравлического, что снижает точность управления автомобилем в процессе его поворота.

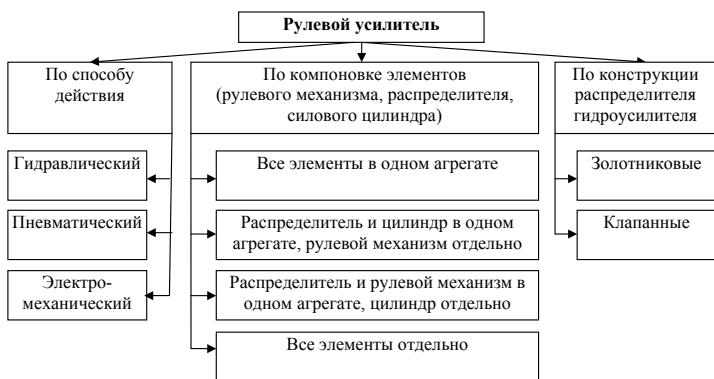


Рис. 9.19. Типы рулевых усилителей

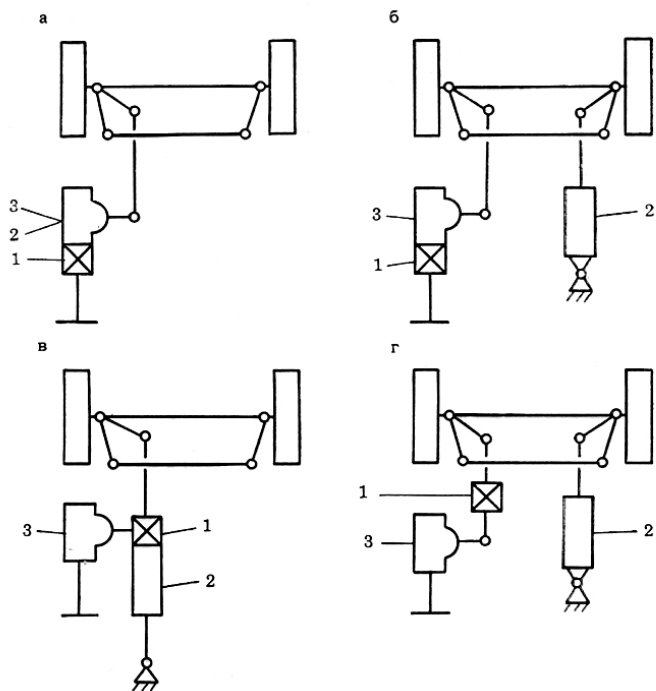


Рис. 9.20. Схемы компоновки рулевых усилителей: *а* – все элементы усилителя в одном агрегате; *б* – распределитель и рулевой механизм в одном агрегате, цилиндр отдельно; *в* – распределитель и цилиндр в одном агрегате, рулевой механизм отдельно; *г*) все элементы усилителя отдельно; 1 – распределитель; 2 – исполнительный цилиндр; 3 – рулевой механизм

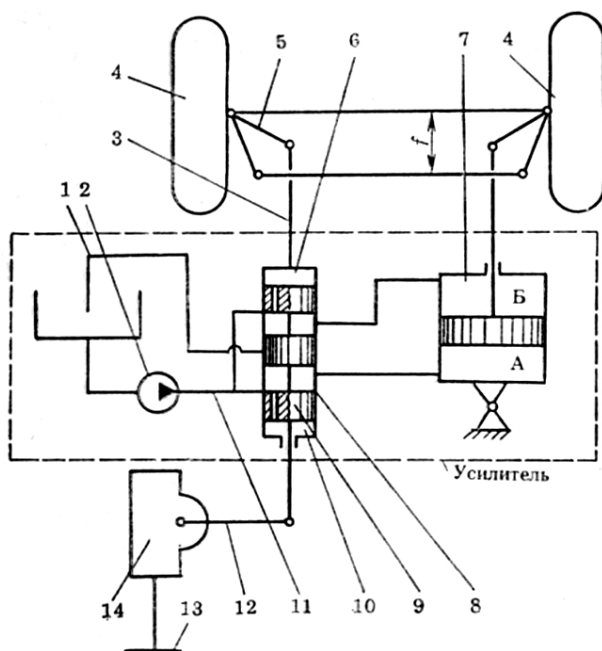


Рис. 9.21. Схема гидравлического усилителя с отдельным расположением всех элементов: 1 – сливная магистраль; 2 – насос; 3 – тяга; 4 – управляемые колеса; 5 – поворотный рычаг; 6 и 10 – реактивные камеры; 7 – гидроцилиндр; 8 – распределитель; 9 – золотник; 11 – нагнетательная магистраль; 12 – рулевая сошка; 13 – рулевое колесо; 14 – рулевой механизм

В последние годы на легковых автомобилях малого класса получили распространение *электромеханические рулевые усилители* (рис. 9.22). Такие усилители компактны, дешевле в изготовлении, имеют малое время срабатывания. Однако они менее надежны в эксплуатации.

Схемы компоновки рулевых гидро- и пневмоусилителей руля приведены на рис. 9.20, 9.21.

При повороте рулевого колеса 13 вправо сошка 12 рулевого механизма 14 повернется по часовой стрелке и сместит золотник 9 распределителя 8 назад по отношению к принятому направлению движения автомобиля. Жидкость от насоса 2 по нагнетательной магистрали 11 подается в полость А, и силовой цилиндр 7 начинает

поворачивать управляемые колеса 4 вправо. Полость *Б* золотником 9 соединяется со сливной магистралью 1.

После прекращения поворота рулевого колеса управляемые колеса вследствие давления рабочей жидкости на поршень цилиндра продолжают поворачиваться вправо. При этом с помощью рычага 5 и тяги 3 корпус распределителя смещается назад и перекрывает поступление жидкости в полость *А*, в результате чего прекращается поворот колес. Так действием рычага 5 и тяги 3 обеспечивается кинематическое следящее действие, т. е. соответствие между углом поворота рулевого колеса и управляемых колес.

Силовое слежение в этом гидроусилителе руля достигается с помощью реактивных камер 6 и 10, в которые жидкость под давлением поступает через калиброванные отверстия в золотнике 9. Усилие, необходимое для смещения золотника, пропорционально давлению жидкости в нагнетательной магистрали. С увеличением сопротивления повороту управляемых колес увеличивается давление жидкости и растет сила на торцах золотника, а соответственно и усилие на рулевом колесе, необходимое для его смещения.

Конструктивная схема электромеханического усилителя приведена на рис. 9.22. Электромеханический усилитель руля имеет электродвигатель (*Moteur électrique*), который при включении через механический редуктор передает крутящий момент на рулевой вал.

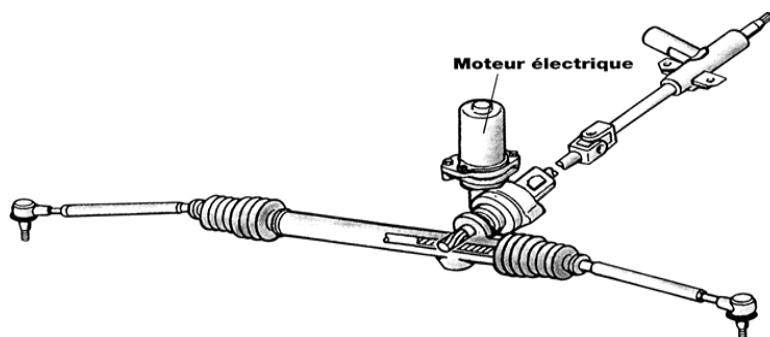


Рис. 9.22. Рулевой механизм с электромеханическим усилителем

9.6.2. Основные параметры рулевых усилителей

Основными параметрами, определяющими работу рулевых усилителей, являются рабочая характеристика и коэффициент эффективности Θ , показатели чувствительности и реактивного действия, показатели обратного включения и маневренности.

Рабочая характеристика представляет собой зависимость между усилием на рулевом колесе $P_{рк}$ от момента сопротивления повороту управляемых колес M_c при включенном и выключенном усилителе руля (рис. 9.23). При достижении максимального усиливающего эффекта $P_{у\max}$ дальнейшее увеличение силы на рулевом колесе возможно только за счет действия водителя.

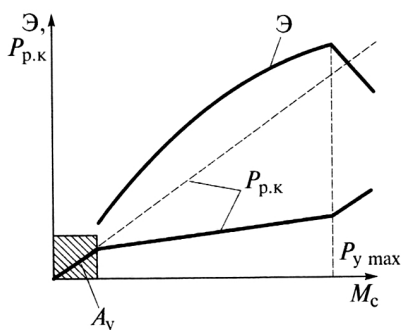


Рис. 9.23. Рабочая характеристика и коэффициент эффективности рулевого усилителя

Коэффициентом эффективности называется отношение усилия на рулевом колесе при отключенном усилителе $P_{рк}$ к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе $P_{рку} = P_{рк} - P'_y$:

$$\Theta = \frac{P_{рк}}{P_{рк} - P'_y}, \quad (9.22)$$

где $P'_{рк}$ — усилие, созданное рулевым усилителем и приведенное к рулевому колесу.

Заштрихованная на рис. 9.23 область A_y определяет усилие на рулевом колесе, при котором происходит включение усилителя, необходимое для смещения золотника в распределителе из нейтрального положения в рабочее в соответствующем направлении.

Максимальное значение коэффициента эффективности для различных конструкций усилителей составляет $\Theta = 10 \dots 15$.

Показателями чувствительности являются усилие на рулевом колесе и угол его поворота в момент включения в работу усилителя. Для различного типа автомобилей и усилителей требуемое для включения усилителя в работу усилие составляет $P_{\text{выс}} = 20 \dots 50$ Н и угол поворота рулевого колеса $\alpha_{\text{выс}} = 10 \dots 15^\circ$.

Показатель реактивного действия характеризует уровень силового следящего действия усилителя и представляет собой отношение

$$\rho = \frac{P_y}{M_c}. \quad (9.23)$$

Показатель обратного включения усилителя представляет собой численное значение передаваемого от колес усилия, необходимого для перемещения золотника распределителя (рис. 9.21) до включения усилителя:

$$P_{\text{обр}} = P_{\text{пр}} + P_{\text{тр}}, \quad (9.24)$$

где $P_{\text{пр}}$ – усилие центрирующих пружин распределителя; $P_{\text{тр}}$ – сила трения рулевого механизма, приведенная к шаровому пальцу рулевой сошки 12 (рис. 9.21), при передаче усилия от рулевой сошки к рулевому колесу.

Показатель маневренности представляет собой отношение времени поворота автомобиля по данной траектории с усилителем t_{yc} и без усилителя $t_{\text{б\уc}}$:

$$M = \frac{t_{\text{yc}}}{t_{\text{б\уc}}}. \quad (9.25)$$

9.6.3. Гидравлический расчет рулевого усилителя

В гидравлическом расчете усилителя определяются основные характеристики и размеры элементов гидроусилителя: диаметр и ход поршня силового цилиндра, подача насоса, размеры распределителя, диаметры трубопроводов.

Началу гидравлического расчета предшествует выбор схемы его компоновки (рис. 9.20). По данным кинематического расчета рулевого привода с учетом длин рычагов находят ход поршня силового цилиндра $S_{\text{п}}$. Диаметр силового цилиндра рассчитывается по уси-

лию на штоке, расчет которого будет приведен ниже (9.38), и максимальному давлению в гидросистеме p_{max} :

$$D_{ц} = \sqrt{\frac{4P_{штг}}{\pi p_{max}} + d_{штг}^2}, \quad (9.26)$$

где $d_{штг}$ – принятый диаметр штока.

Подача насоса Q_n выбирается такой, чтобы обеспечивался поворот управляемых колес с большей скоростью, чем может осуществить водитель без работы усилителя. Расчетную подачу жидкости определяют при давлении $0,5 p_{max}$ и частоте вращения коленчатого вала двигателя, превышающей его частоту вращения на холостых оборотах не более чем на 25%.

Усилитель считается работоспособным, если при вращении рулевого колеса с частотой $\omega_p = 0,5 \text{ с}^{-1}$ момент на нем не превышает номинального. Для большегрузных автомобилей принимают $\omega_p = 1,0 \dots 1,5 \text{ с}^{-1}$.

Таким образом, необходимо выполнить условие

$$Q_n \eta_n (1 - \Delta) \geq 2\pi A_{ц} \omega_p R_{рк} / u_{рц}, \quad (9.27)$$

где η_n – объемный КПД: при давлении $0,5 p_{max}$ для шестеренчатых насосов – 0,85 для лопастных – 0,9; Δ – утечка жидкости в гидросистеме: $\Delta \approx 0,15$; $A_{ц}$ – активная площадь поршня цилиндра; $u_{рц}$ – передаточное число рулевого управления между рулевым колесом и цилиндром.

Диаметры трубопроводов выбирают так, чтобы потери напора по их длине не превышали 0,1...0,3 МПа для легковых и 0,2...0,5 МПа для грузовых автомобилей. Для этого скорость в трубопроводах рекомендуется принимать не более $V_{жн} = 4 \text{ м/с}$ в нагнетательных и $V_{жсл} = 2 \text{ м/с}$ в сливных магистралях.

Диаметр золотника распределителя определяется по потерям давления Δp с учетом того, что обычно $\Delta p = 0,04 \dots 0,05 \text{ МПа}$ и зависит от скорости течения жидкости $V_{ж}$:

$$\Delta p = 0,5 \xi_p V_{ж}^2, \quad (9.28)$$

где ξ – коэффициент сопротивления: для золотников при турбулентном режиме движения жидкости $\xi = 3 \dots 6$; ρ – плотность жидкости: $\rho = 900 \text{ кг/м}^3$.

В нейтральном положении золотника скорость жидкости равна

$$V_{\text{ж}} = \frac{Q_{\text{н}}}{2\pi d_3 \delta_3}, \quad (9.29)$$

где d_3 – диаметр золотника; δ_3 – осевой зазор между золотником и корпусом распределителя; $\delta_3 = (0,2 \dots 0,5) 10^{-3}$ м.

Решая совместно (9.28) и (9.29), находим выражение для определения диаметра золотника:

$$d_3 = \frac{Q_{\text{н}}}{2\pi \delta_3} \sqrt{\frac{0,5 \xi \rho}{\Delta p}}. \quad (9.30)$$

9.7. Расчетные нагрузки в рулевом управлении

В силовом расчете рулевого управления определяются следующие усилия: необходимое для поворота управляемых колес на месте, развиваемое цилиндром усилителя при его наличии, на рулевом колесе при работающем и неработающем усилителе, на рулевом колесе со стороны реактивных элементов распределителя, на управляемых колесах при торможении, на отдельных деталях рулевого управления.

Наибольшие значения усилий достигаются при повороте управляемых колес неподвижного автомобиля. В движении эти усилия значительно меньше. Поэтому расчет ведется для режима поворота управляемых колес для автомобиля, стоящего на горизонтальном сухом асфальто-бетонном покрытии. Расчетная схема к определению момента сопротивления повороту приведена на рис. 9.24.

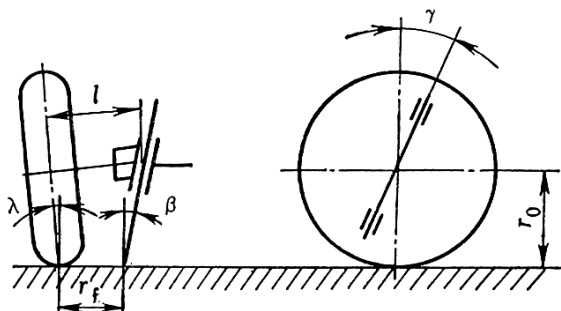


Рис. 9.24. Расчетная схема определения момента сопротивления повороту

Усилие, необходимое для поворота автомобиля для вышеизложенного расчетного условия, определяется исходя из суммарного момента M_{Σ} на цапфах управляемых колес:

$$M_{\Sigma} = M_f + M_{\varphi} + M_{\beta} + M_{\gamma}, \quad (9.31)$$

где M_f – момент сопротивления перекачиванию колес при их повороте вокруг оси шкворня; M_{φ} – момент сопротивления боковому скольжению шин при повороте колес; M_{β} , M_{γ} – моменты сил, затрачиваемых на подъем передней части автомобиля при повороте колес вокруг оси шкворня с учетом углов его продольного γ и поперечного β наклона.

Эти силы определяются из следующих выражений:

$$M_f = f G_1 r_f = f G_1 [1 - \pi r_0 (\lambda + \beta) / 180]; \quad (9.32)$$

$$M_{\varphi} = \varphi_0 G_1 r_{\varphi}; \quad (9.33)$$

$$M_{\beta} = 0,5 G_1 r_f \sin \beta (\sin \theta_H + \sin \theta_B) \approx G_1 r_f \sin \beta \sin \theta; \quad (9.34)$$

$$M_{\gamma} \approx -G_1 r_0 \sin^2 \gamma \sin \theta, \quad (9.35)$$

где G_1 – нагрузка на передние колеса; f – коэффициент сопротивления качению; принимается $f = 0,018$; φ_0 – коэффициент сцепления при повороте колеса на месте: принимается в расчетах $\varphi = 0,8 \dots 0,9$; r_0 – расчетный радиус колеса; r_f – радиус обкатки колеса вокруг оси шкворня (рис. 9.24); r_{φ} – плечо силы трения скольжения относительно центра отпечатка колеса; значение этого радиуса может быть определено из выражения: $r_{\varphi} = 0,5 \sqrt{r_c^2 - r_0^2}$; r_c – свободный радиус колеса; при $r_0 = 0,96 r_c$ можно принять $r_{\varphi} = 0,14 r_c$; l – длина цапфы; λ – угол развала колес; γ – угол продольного наклона шкворня (оси поворота); β – угол поперечного наклона шкворня (оси поворота); θ_H и θ_B – углы поворота наружного и внутреннего колес в градусах; θ – средний угол поворота колес: $\theta = \frac{\theta_H + \theta_B}{2}$.

С большой степенью точности суммарный момент сопротивления повороту управляемых колес может быть определен с помощью эмпирической зависимости:

$$M_{\Sigma} = 10^{-3} \varphi_{\theta} / 3 \sqrt{G_1^3 / p_{ш}}, \quad (9.36)$$

где $p_{ш}$ – давление воздуха в шине.

Усилие на рулевом колесе, необходимое для поворота автомобиля в данных условиях, определится из зависимости

$$P_{рк} = M_{\Sigma} / (R_{рк} u_{ру} \eta_{ру}), \quad (9.37)$$

где $R_{рк}$ – радиус рулевого колеса.

Полученное значение $P_{рк}$ сравнивается с допустимым на рулевом колесе, которое принимается равным $[P_{рк}] = 250$ Н. Если расчетное значение $P_{рк} > [P_{рк}]$, то на автомобиле непременно устанавливается рулевой усилитель. Расчетные усилия для расчета деталей рулевого управления на прочность принимаются для легковых автомобилей $P_p = 400$ Н, для грузовых автомобилей $P_{рк} = 700$ Н.

В существующих конструкциях рулевых управлений с усилителем поворот управляемых колес на месте осуществляется без особых усилий на рулевом колесе. Усилие на штоке гидроцилиндра может быть определено из формулы

$$P_{шт} = M_{\Sigma} / (l_p u_p), \quad (9.38)$$

где l_p – плечо рычага гидроцилиндра; u_p – передаточное число рычагов, расположенных между штоком цилиндра и управляемыми колесами.

При торможении автомобиля на переднее колесо может действовать максимальная тормозная сила

$$P_T = 0,5G_1 k_z \varphi, \quad (9.39)$$

где k_z – коэффициент динамического перераспределения нагрузки между мостами: $k_z = 1,15 \dots 1,2$.

Нагрузки, действующие на детали рулевого управления, зависят от места установки гидроцилиндра. Детали, расположенные между рулевым колесом и гидроцилиндром, нагружаются силой $P_{рк}$, приложенной водителем к рулевому колесу. Детали, расположенные между гидроцилиндром и управляемыми колесами, рассчитываются по усилию $P_{шт}$.

9.8. Расчет деталей рулевого управления на прочность и жесткость

Расчет деталей рулевого управления на прочность и жесткость проводится по максимальному моменту сопротивления поворо-

ту M_{Σ} управляемых колес на месте (9.31...9,36) или максимальному усилию на рулевом колесе (для легковых автомобилей $P_{рк} = 400$ Н, для грузовых – $P_{рк} = 700$ Н; для автомобилей с рулевым усилителем $P_{рк} = 400$ Н). Поскольку при движении автомобиля по неровной дороге и при торможении в условиях разного коэффициента сцепления управляемых колес возникают динамические нагрузки, рекомендуется учитывать их влияние с помощью коэффициента динамичности $k_d = 1,5...3,0$ в зависимости от типа автомобиля и условий эксплуатации.

9.8.1. Расчет рулевого механизма

В рулевом механизме проводят расчет рулевого колеса, рулевого вала и рулевой передачи.

Для *рулевого колеса* рассчитываются спицы на изгиб в месте крепления к ступице по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{P_{рк} l_{сп}}{0,1 d_{сп}^3 z_{сп}}, \quad (9.40)$$

где $l_{сп}$ – длина спицы; $d_{сп}$ – диаметр спицы; $z_{сп}$ – количество спиц.

Рулевой вал рассчитывают на прочность по напряжениям кручения $\tau_{кр}$ и на жесткость по углу закручивания $\theta_{рв}$. При трубчатом сечении вала напряжение кручения определится по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{P_{рк} R_{рк}}{0,2(d_H^3 - d_B^3)}, \quad (9.41)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент; $W_{кр}$ – момент сопротивления кручению; d_H и d_B – наружный и внутренний диаметры трубчатого вала; при сплошном вале $d_B = 0$.

Угол закручивания такого вала определится по формуле

$$\theta_{рв} = \frac{180}{\pi} = \frac{M_{кр} L_{рв}}{I_p G},$$

где $L_{рв}$ – длина рулевого вала; I_p – полярный момент инерции сечения вала; $I_p = \frac{\pi(d_H^4 - d_B^4)}{32}$; G – модуль упругости при кручении.

Рулевой вал изготавливают из сталей марок 20, 35, 45. Допускаемое напряжение кручения $[\tau_{кр}] = 100$ МПа. Допускается закручивание рулевого вала не более $[\theta_{рв}] = 5...8^\circ$ на один метр длины.

Методика и последовательность расчета рулевой передачи зависят от ее конструкции.

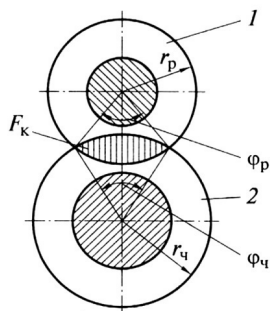


Рис. 9.25. Схема для расчета ролика и червяка:
1 – ролик; 2 – глобоидный червяк

В червячно-роликовой передаче (рис. 9.25) червяк и ролик рассчитываются на прочность по контактным напряжениям сжатия

$$\sigma_{сж} = \frac{Q}{F_k n}, \quad (9.42)$$

где Q – осевая сила, определяемая по формуле

$$Q = \frac{M_{кр}}{r_0 \operatorname{tg} \beta_w}, \quad (9.43)$$

F_k – площадь контакта одного гребня ролика (рис. 9.25), определяемая по формуле

$$F_k = 0,5[(\varphi_p - \sin \varphi_p) + (\varphi_w - \sin \varphi_w)r_w^2];$$

где n – число гребней ролика; r_0 – начальный радиус червяка в наименьшем сечении; β_w – угол подъема винтовой линии червяка; φ_w и φ_p – углы контакта соответственно червяка и ролика.

Червяк и ролик изготавливают из легированных сталей марок 35Х, 40Х, 15ХН, 30ХН, 12ХНЗА, 30ХНЗА. Допускаемое напряжение сжатия $[\sigma_{сж}] = 2500 \dots 3500$ МПа.

В винто-реечной передаче пара винт – шариковая гайка рассчитывается на контактные напряжения сжатия по радиальной нагрузке на один шарик:

$$R_{ш} = \frac{5Q}{z_B n_{ш} \cos \delta_{кон}}, \quad (9.44)$$

где Q – осевая сила в интовой паре, расчет которой аналогичен (9.43) при соответствующих среднем радиусе и угле наклона винтовой линии; z_B – число рабочих витков винта; $n_{ш}$ – количество шариков, находящихся одновременно в зацеплении; $\delta_{кон}$ – угол контакта шариков с канавками.

Контактные напряжения можно определить из выражения

$$\sigma_{сж} = k_{кр} \sqrt{\frac{4R_{ш} E^2 \left(\frac{1}{d_{ш}} - \frac{1}{d_{к}} \right)}{z_B n_{ш} \sin \beta_B \cos \delta_{кон}}}, \quad (9.45)$$

где $k_{кр} = 0,6 \dots 0,8$ – коэффициент кривизны соприкасающихся поверхностей; E – модуль упругости первого рода; $d_{ш}$ и $d_{к}$ – диаметры канавки винта и шарика.

Допускаемые контактные напряжения сжатия в этой паре зацепления $[\sigma_{сж}] = 250 \dots 3500$ МПа.

В паре рейка – сектор зубья рассчитываются на изгиб и контактную прочность как прямозубые или косозубые шестерни по окружной силе:

– при отсутствии рулевого усилителя окружное усилие на секторе –

$$P = \frac{M_{рк} u_{рм} \eta_{рм}}{r_c}, \quad (9.46)$$

где r_c – радиус начальной окружности сектора;

– при наличии рулевого усилителя, в котором цилиндр совмещен с рулевой передачей, –

$$P = \frac{M_{рк} u_{рм} \eta_{рм}}{r_0} + p_{ж} \frac{\pi D_{ц}^2}{4}, \quad (9.47)$$

где $p_{ж}$ – давление жидкости в гидросистеме: $p_{ж} = 6 \dots 8$ Мпа; $D_{ц}$ – диаметр гидроцилиндра усилителя.

Напряжение изгиба зуба для прямозубой пары может быть определено по формуле

$$\sigma_{из} = 0,36 \frac{P}{b m_n y}, \quad (9.48)$$

где b – ширина зуба; m_n – нормальный модуль; y – коэффициент формы зуба.

Напряжение изгиба для косозубой пары может быть определено по формуле

$$\sigma_{из} = 0,24 \frac{P}{bm_{ny}} . \quad (9.49)$$

Контактные напряжения сжатия определяются по формуле

$$\sigma_{сж} = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{r_c b \sin \alpha \cos \alpha}} , \quad (9.50)$$

где α – угол зацепления; r_c – радиус начальной окружности сектора.

В качестве материала при изготовлении сектора используются стали марок 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХНЗА. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 300...400$ МПа; допускаемые контактные напряжения сжатия составляют $[\sigma_{сж}] = 23$ HRC или $[\sigma_{сж}] = 1500$ МПа.

9.8.2. Расчет рулевого привода

В рулевом приводе производится расчет вала сошки, продольной и поперечной тяг, поворотного рычага и рычагов поворотных цапф.

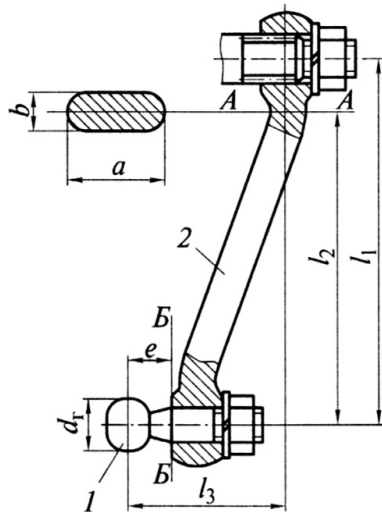


Рис. 9.26. Расчетная схема рулевой сошки: А-А, Б-Б – опасные сечения; 1 – палец продольной тяги, 2 – сошка

Вал рулевой сошки рассчитывается на напряжение кручения:

– при отсутствии усилителя руля

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм}}{0,2d_c^3} ; \quad (9.51)$$

– при совмещении гидроцилиндра усилителя и рулевого механизма

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм} P_{ж} \pi 0,25 D_{ц}^2 r_c}{0,2 a^3}. \quad (9.52)$$

Вал рулевой сошки изготавливают из легированной стали марок 30, 18ХГТ, 20ХН3А. Допускаемые напряжения на кручение $[\tau_{кр}] = 300...350$ Мпа.

Рулевая сошка рассчитывается на изгиб и кручение в опасном сечении А-А.

Максимальное усилие на шаровом пальце от действия продольной тяги при отсутствии гидроусилителя руля

$$P_{сош} = \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм}}{l_1} \quad (9.53)$$

максимальное усилие на шаровом пальце от действия продольной тяги при совмещении гидроцилиндра усилителя и рулевого механизма

$$P_{сош} = \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм}}{l_1} + \frac{P_{ж} 0,25 \pi D_{ц}^2}{l_1}. \quad (9.54)$$

Напряжение изгиба и кручения в сечении А-А:

– напряжение изгиба при отсутствии гидроусилителя руля

$$\sigma_{из} = \frac{P_{сош} l_2}{W_{изАА}} + \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм} l_2}{0,1 l_1 a^2 b}; \quad (9.55)$$

– напряжение изгиба при совмещении гидроцилиндра усилителя и рулевого механизма

$$\sigma_{из} = \frac{P_{сош} l_2}{W_{изАА}} + \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм} l_2}{0,1 l_1 a^2 b} + \frac{P_{ж} 0,25 \pi D_{ц}^2 l_2}{0,1 l_1 a^2 b}; \quad (9.56)$$

– напряжение кручения в сечении А-А при отсутствии гидроусилителя руля

$$\tau_{кр} = \frac{P_{сош} l_3}{W_{крАА}} + \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм} l_3}{0,2 l_1 a b^2}; \quad (9.57)$$

– напряжение изгиба в сечении А-А при наличии усилителя, совмещенного цилиндра и рулевого механизма

$$\tau_{кр} = \frac{P_{сош} l_3}{W_{крАА}} + \frac{M_{кр} u_{рм} \eta_{рм} l_3}{0,2 l_1 a b^2} + \frac{P_{ж} 0,25 \pi D_{ц}^2 l_3}{0,2 l_1 a b^2}, \quad (9.58)$$

где l_1 – расстояние между осями вала сошки и шарового пальца (рис. 9.26); l_2, l_3 – плечи действия силы при изгибе и кручении (рис. 9.26).

Рулевые сошки изготавливаются из сталей марок 30, 18ХГТ. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 150...200$ МПа, допускаемые напряжения кручения $[\tau_{кр}] = 60...80$ МПа.

Шаровый палец 1 крепления продольной тяги к рулевой сошке 2 (рис. 9.26) рассчитывается на изгиб и срез в опасном сечении Б-Б и на смятие поверхности контакта с сухарями.

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{P_{сош}e}{0,1d_{п}^3}; \quad (9.59)$$

напряжение среза

$$\sigma_{ср} = \frac{P_{сош}}{\pi d_{п}^2}; \quad (9.60)$$

напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{4P_{сош}}{\pi d_{г}^2}, \quad (9.61)$$

где e – плечо изгиба пальца; $d_{п}$, $d_{г}$ – диаметры пальца и головки.

Шаровые пальцы продольной и поперечной тяг рассчитываются аналогично с учетом действующих на каждую из них нагрузок и размеров.

Шаровые пальцы изготавливают из стали марок 40Х, 20ХН№А. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{из}] = 300...400$ МПа, среза $[\sigma_{ср}] = 25...35$ МПа и смятия $[\sigma_{см}] = 25...35$ МПа.

Продольная рулевая тяга рассчитывается на сжатие и продольный изгиб по усилию $P_{сош}$ (9.53) и (9.54). Напряжение сжатия определяется выражением

$$\sigma_{сж} = \frac{P_{сош}}{F_T} = 4 \frac{P_{сош}}{\pi(d_{Тн}^2 - d_{Тв}^2)}, \quad (9.62)$$

где F_T – площадь сечения рулевой тяги; $d_{Тн}$, $d_{Тв}$ – наружный и внутренний диаметры трубы продольной тяги.

Критическое напряжение при продольном изгибе можно определить по формуле:

$$\sigma_{кр} = \frac{\pi^2 EI}{l_T^2 F_T}, \quad (9.63)$$

где E – модуль упругости 1-го рода; $I = \pi(d_{Тн}^4 - d_{Тв}^4)/64$ – момент инерции сечения тяги; l_T – длина продольной тяги.

Размеры рулевой тяги должны быть выбраны так, чтобы запас устойчивости

$$\delta_{уст} = \frac{\sigma_{кр}}{\sigma_{сж}} = \frac{\pi^2 EI}{P_{сош} l_T^2} \quad (9.64)$$

не был меньше допустимого значения $[\delta_{уст}] = 1,5 \dots 2,5$.

Продольные рулевые тяги изготавливают из стали марок 20 и 35.

Поперечная рулевая тяга рассчитывается на сжатие и продольный изгиб (9.62), (9.63) и (9.64) по силе нагрузки

$$P_{пт} = \frac{P_{сош} l_{пр}}{l_p}, \quad (9.65)$$

где $l_{пр}$, l_p – длины плеч поворотного рычага и рычага поворотного кулака (рис. 9.27).

Поворотный рычаг рассчитывается на изгиб и кручение по моментам: изгибающему $M_{из} = P_{сош} l_{пр}$ и крутящему $M_{кр} = P_{сош} l_p$.

Напряжения изгиба и кручения

$$\sigma_{из} = \frac{M_{из}}{W_{из}} \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}.$$

Поворотный рычаг изготавливают из стали марок 30, 35, 40. Допускаемые значения изгиба и кручения составляют $[\sigma_{из}] = 150$ МПа, $[\tau_{кр}] = 60 \dots 80$ МПа.

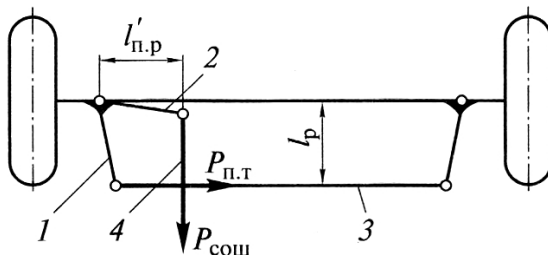


Рис. 9.27. Схема для расчета поперечной тяги и рулевых рычагов

Рычаги поворотных цапф (рис. 9.27) рассчитывают по силе $P_{пт}$ (9.65) на изгиб и кручение с определением напряжений:

$$\sigma_{из} = \frac{P_{пт} l_p}{W_{из}} \quad \text{и} \quad \tau_{кр} = \frac{P_{пт} l_p}{W_{кр}}.$$

Рычаги поворотных цапф также изготавливают из стали марок 30, 35, 40. Допускаемые значения изгиба и кручения составляют $[\sigma_{из}] = 150$ МПа, $[\tau_{кр}] = 60 \dots 80$ МПа.

Вопросы для самопроверки

1. Опишите назначение рулевого управления, его механизма и рулевого привода.
2. Какие требования предъявляются к рулевому управлению?
3. Какими параметрами оценивают рулевое управление автомобилей?
4. Что такое силовое и кинематические передаточные числа рулевого управления?
5. Что такое прямой и обратный КПД рулевого управления?
6. Что такое предел обратимости привода?
7. Почему значение обратного КПД должно быть выше предела обратимости?
8. Почему зазор в кинематических звеньях рулевого управления при нейтральном положении управляемых колёс должен быть минимальным?
9. Какие нормативные требования заложены в расчёт сопротивления повороту управляемых колёс?
10. Почему центр шарового пальца сошки должен перемещаться в плоскости, параллельной продольной плоскости автомобиля, и при нейтральном положении сошки должен совпадать с центром качания колеса на упругом элементе подвески?
11. Как связана конструкция рулевой трапеции с типом подвески управляемой оси?
12. Из каких материалов изготавливают основные детали рулевого привода?
13. Какие бывают конструкции рулевых механизмов?
14. Какую характеристику должен иметь рулевой механизм, чтобы обеспечивалась высокая точность вождения автомобилей на прямолинейных участках пути?
15. Чем вызывается необходимость установки усилителя в рулевом приводе?
16. Каков порядок расчёта рулевого управления?

17. Какие параметры выбираются для рулевых управлений по нормативным требованиям, а какие должны быть получены расчётом?
18. Какими конструктивными способами повышают безопасность элементов рулевого управления?
19. Какие нормативные требования предъявляются к рулевым управлениям повышенной безопасности?

10. ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

10.1. Назначение тормозного управления и требования к нему

Тормозное управление – это совокупность тормозных систем, предназначенных для снижения скорости движения, остановки и удержания автомобиля на месте. Тормозное управление относится к активным средствам безопасности автомобиля и направлено на предотвращение дорожно-транспортных происшествий.

Требования к тормозному управлению регламентированы национальными (ГОСТ 22895-85) и региональными (Правила 13 ЕЭК ООН) документами. Согласно этим регламентирующим документам автомобиль должен иметь следующие тормозные системы: рабочую, запасную, стояночную и вспомогательную.

Рабочая тормозная система предназначена для снижения скорости автомобиля вплоть до его полной остановки. Эта система действует на все колеса и обеспечивает служебное и экстренное торможение.

Запасная тормозная система предназначена для остановки автомобиля при выходе из строя одного из контуров привода рабочей тормозной системы. Для этого могут быть использованы один из контуров рабочей тормозной системы или стояночная тормозная система.

Стояночная тормозная система обеспечивает удержание автомобиля на месте в неподвижном состоянии. Она действует только на задние колеса, заднюю тележку трехосного автомобиля или на вал трансмиссии.

Вспомогательная тормозная система служит для служебного торможения автомобиля, ограничения скорости движения автомобиля на затяжных спусках. Эта система выполняется независимо от других тормозных систем, имеет свой тормозной механизм и привод.

Рабочей, запасной и стояночной тормозными системами оборудуются все автомобили, а вспомогательная тормозная система предусматривается на автомобилях большой грузоподъемности полной массы свыше 12 т и автобусах полной массой более 5 т.

Кроме самых общих требований к конструкции автомобиля (см. раздел 1) к тормозному управлению предъявляются и специальные требования, согласно которым необходимо обеспечить:

- минимальный тормозной путь или максимальное замедление при торможении;
- сохранение устойчивости в процессе экстренного торможения;
- стабильность тормозных характеристик при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания;
- пропорциональность между силой на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля;
- легкость управления, т. е. небольшие силы на органе управления.

В соответствии с Правилами 13 ЕЭК ООН все автотранспортные средства разделены на категории и подкатегории (табл. 10.1). Требования к рабочей и запасной тормозным системам дифференцированы по подкатегориям, так как не представляется возможным для всех из них обеспечить одинаковый уровень показателей тормозной эффективности.

Таблица 10.1

Категории и подкатегории автотранспортных средств

Категории автомобилей	Подкатегории автомобилей	Полная масса, т; наименование транспортного средства
М пассажирские	M ₁	Масса базовой модели; с числом мест не более 8
	M ₂	До 5 т; с числом мест более 8
	M ₃	Свыше 5 т; с числом мест более 8
N грузовые	N ₁	До 3,5 т
	N ₂	Свыше 3,5 т до 12 т
	N ₃	Свыше 12 т
O Прицепы и полуприцепы	O ₁	До 0,75 т
	O ₂	До 3,5 т
	O ₃	До 10 т
	O ₄	Свыше 10 т

Рабочая тормозная система должна плавно действовать на все колеса автомобиля, рационально распределять тормозной момент между мостами и обеспечивать высокую эффективность торможения.

ния для трех типов испытаний, отличающихся температурным состоянием тормозных механизмов:

Тип 0 – холодные тормозные механизмы; температура тормозов не более 100° С;

Тип 1 – нагретые по специальному циклу тормозные механизмы (табл. 10.2); температура тормозов не более 100° С;

Тип 2 – нагретые тормозные механизмы за счет торможения автомобиля на спуске

Таблица 10.2

Режимы предварительного этапа при испытаниях. Тип 2

Подкатегория автомобилей	Начальная скорость, V_0 , км/ч	Конечная скорость, V_k , км/ч	Установившееся замедление, $j_{уст}$, м/с ²	Длительность цикла, $\tau_{ц}$, с	Число торможений
M_1	$0,8 V_{max}$, но не более 120	0,5 V_0	3,0	45	15
M_2	$0,8 V_{max}$, но не более 100			55	15
M_3	$0,8 V_{max}$, но не более 60			60	20
N_1	$0,8 V_{max}$, но не более 120			55	15
N_2	$0,8 V_{max}$, но не более 60			60	20
N_3					

Нормы эффективности рабочей тормозной системы пассажирских и грузовых автомобилей приведены в табл. 10.3

Таблица 10.3

Нормы эффективности рабочей тормозной системы автомобилей

Подкатегория автомобиля	Начальная скорость торможения, км/ч	Усилие на педали, Н, (не более)	Вид испытаний	Тормозной путь, м, (не более)	Установившееся замедление, м/с ² (не менее)
M_1	80	500	Тип 0	43,2	7,0
			Тип 1	54,0	5,4
			Тип 2	57,5	5,0
M_2	60	700	Тип 0	28,5	7,0
			Тип 1	32,3	5,3
			Тип 2	34,3	4,9

Подкатегория автомобиля	Начальная скорость торможения, км/ч	Усилие на педали, Н, (не более)	Вид испытаний	Тормозной путь, м, (не более)	Установившееся замедление, м/с ² (не менее)
M ₃	60	700	Тип 0	32,1	6,0
			Тип 1	40,1	4,5
			Тип 2	42,7	4,1
N ₁	70	700	Тип 0	44,8	5,5
			Тип 1	56,0	4,1
			Тип 2	59,6	3,8
N ₂	50	700	Тип 0	25,0	5,5
			Тип 1	31,3	4,0
			Тип 2	33,3	3,7
N ₃	40	700	Тип 0	17,2	5,5
			Тип 1	21,5	4,0
			Тип 2	22,9	3,6

Запасная тормозная система должна обеспечивать остановку автомобиля в случае выхода из строя части привода рабочей тормозной системы при условии, что в ней не более двух отказов. Запасная система может быть как автономной, так и контуром рабочей системы или стояночной. Орган управления может быть независимым или общим с рабочей или стояночной тормозными системами. Нормы эффективности запасной тормозной системы пассажирских и грузовых автомобилей приведены в табл. 10.4.

Таблица 10.4

Нормы эффективности запасной тормозной системы

Подкатегория автомобиля	Начальная скорость торможения, км/ч	Усилие на органе управления, Н (не более)		Тормозной путь, м (не более)	Установившееся замедление, м/с ² (не менее)
		Ручной	Ножной		
M ₁	80	400	500	90,1	3,0
M ₂	60	600	700	52,2	3,0
M ₃	60	600	700	55,2	3,0
N ₁	70	600	700	79,0	2,8
N ₂	50	600	700	42,5	2,8
N ₃	40	600	700	28,4	2,8

Стояночная тормозная система обеспечивает неподвижность автомобиля на уклоне даже при отсутствии водителя. Ее управление должно быть с рабочего места водителя, а орган управления и

привод – независимыми от рабочей тормозной системы. Эффективность стояночной тормозной системы выбирается такой, чтобы суммарная тормозная сила была не менее 24% от полного веса автомобиля. Испытание проводится на уклоне не менее 25% при направлении автомобиля вверх и вниз по уклону с отсоединенным от трансмиссии двигателем. Предписанную эффективность следует получить при усилиях на органе управления, соответствующих нормам запасной тормозной системы (табл. 10.4).

Вспомогательной тормозной системой оборудуются автомобили грузоподъемностью более 5 т, автобусы с дизелями, автобусы, работающие в горных условиях, и автобусы длиной более 8,5 м. Эффективность вспомогательной тормозной системы должна обеспечивать без применения иных тормозных систем спуск автомобиля со скоростью 30 ± 2 км/ч по уклону 7% протяженностью 6 км.

Каждая из тормозных систем имеет тормозные механизмы, тормозной привод и орган управления. Тормозные механизмы осуществляют процесс торможения за счет превращения кинетической энергии движущегося автомобиля в тепловую. Тормозной привод и органы управления управляют действием тормозных механизмов.

10.2. Тормозные механизмы

10.2.1. Типы тормозных механизмов, требования, предъявляемые к ним

Тормозные механизмы осуществляют торможение автомобиля, обеспечивая принудительное замедление путем создания сопротивления движению. Автомобили могут быть оборудованы тормозными механизмами разных типов (рис. 10.1).

Фрикционные тормоза создают искусственное сопротивление движению автомобиля за счет сил трения, возникающих между вращающимися деталями – ротором и неподвижными деталями – статором. В качестве ротора могут применяться барабаны и диски, соответственно тормозные механизмы барабанного и дискового типа. В качестве статора могут быть неподвижно закрепленные колодки на тормозном щите (колодочные тормоза) или лента, закрепленная на тормозном щите (ленточные тормоза). В дисковых тор-

мозах в качестве статора выступает вращающийся диск, в качестве ротора – тормозные колодки, закрепленные на суппорте.

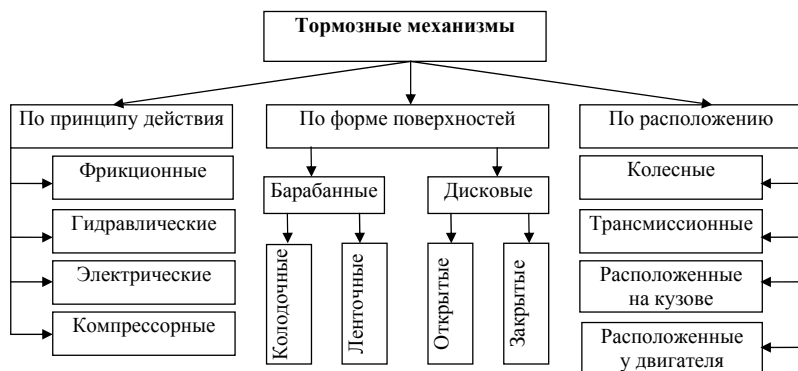


Рис. 10.1. Типы тормозных механизмов

Барабанные колодочные тормозные механизмы широко применяются на грузовых автомобилях. На легковых автомобилях их применение в настоящее время сокращается. Имеет место компоновочное решение, при котором передние тормоза дисковые, а задние барабанные. Барабанные тормоза по сравнению с дисковыми эффективнее, они лучше защищены от воздействия внешних агрессивных сред. Однако они имеют большую массу и нестабильные выходные характеристики.

Барабанные ленточные тормозные механизмы в качестве колесных тормозов не применяются. В редких случаях они используются в качестве трансмиссионного тормозного механизма.

Дисковые тормозные механизмы широко используются на легковых автомобилях, в том числе в сочетании с барабанными. В последние годы дисковые тормоза все шире применяются и на грузовых автомобилях. Дисковые тормоза по сравнению с барабанными имеют меньшую массу, более компактны, имеют стабильные выходные характеристики, лучше охлаждаются и очищаются от влаги. Они хорошо работают совместно с антиблокировочными системами торможения. Однако дисковые тормоза менее эффективны и поэтому требуют повышенных приводных сил, что увеличивает удельные давления на тормозные накладки и ускоряет их износ.

Электрические и гидравлические тормозные механизмы применяются в качестве тормозов-замедлителей, устанавливаемых в трансмиссии. Они обеспечивают служебное торможение автомобиля без задействования тормозных механизмов рабочей системы.

Компрессорные тормоза-замедлители представляют собой моторные тормоза, использующие противодавление отработавших газов в выхлопной трубе. Для этого в приемной трубе глушителя устанавливается заслонка на оси с приводным рычагом. Для создания противодавления и компрессорного эффекта приемная труба глушителя перекрывается заслонкой при включенной передаче в коробке. Одновременно прекращается подача топлива в цилиндры двигателя, и он работает как компрессор. Создаваемый на коленчатом валу тормозной момент увеличивается за счет передаточного отношения трансмиссии. В результате момент торможения двигателем увеличивается в компрессорном режиме вдвое. Однако применение компрессорного тормоза-замедлителя требует специального устройства, предотвращающего выброс масла из воздушного фильтра из-за попадания сжатого воздуха в воздушный фильтр.

При торможении автомобиля требуется поглощение большого количества энергии и быстрого его рассеяния. Тормозные механизмы работают в условиях высоких и переменных нагрузок и скоростей движения, подверженности воздействию дорожных и атмосферных факторов. Поэтому к тормозным механизмам предъявляется ряд специфических требований, которые должны быть выполнены соответствующими конструктивными решениями. Тормозные механизмы должны обеспечивать:

- высокую эффективность при относительно небольших габаритах;
- достаточную энергоемкость для поглощения выделяемого при торможении тепла;
- хорошую теплоотдачу для быстрого рассеяния тепла;
- стабильность тормозного момента при изменениях внешних и внутренних факторов;
- высокую конструктивную надежность и долговечность трущихся пар;
- плавность действия, отсутствие вибрации и шума.

При оценке конструкции тормозного механизма обычно используются следующие оценочные параметры: эффективность, стабильность, уравновешенность, реверсивность.

Эффективность тормозного механизма оценивается с помощью коэффициента $K_{\text{Э}}$, представляющего собой отношение тормозного момента M_{T} к моменту $M_{\text{пр}}$ приводных сил $P_{\text{пр}}$, приложенных на радиусе барабана $r_{\text{пр}}$ или среднем радиусе диска $r_{\text{ср}}$:

$$K_{\text{Э}} = \frac{M_{\text{T}}}{P_{\text{пр}} r_{\text{пр}}}, \quad (10.1)$$

где $r_{\text{пр}}$ – радиус действия приводной силы; $r_{\text{пр}} = r_{\text{пр}}$ для барабанных тормозов и $r_{\text{пр}} = r_{\text{ср}}$ – для дисковых тормозов.

Эффективность тормозных механизмов оценивается как при движении автомобиля в процессе торможения вперед, так и назад.

В барабанных тормозных механизмах коэффициент эффективности определяется для каждой из колодок. При одностороннем расположении гидравлического разжимного устройства (рис. 10.2, 10.3, 10.4) вращение барабана и поворот колодки вокруг оси могут совпадать – такие колодки называют самозаклинивающими или активными, а могут быть и противоположного направления – такие колодки называют самоотжимными или пассивными.

Коэффициент эффективности колодок определяется отношением тормозного момента, создаваемого данной колодкой, к моменту приводной силы на ней:

$$K_{\text{Э1}} = \frac{M_{\text{T1}}}{P_1 r_{\text{пр}}} \quad \text{и} \quad K_{\text{Э2}} = \frac{M_{\text{T2}}}{P_2 r_{\text{пр}}}. \quad (10.2)$$

Стабильность тормозного механизма оценивается зависимостью коэффициента эффективности $K_{\text{Э}}$ от изменения коэффициента трения μ трущейся пары в виде графика функции $K_{\text{Э}} = f(\mu)$ (рис. 10.10). Лучшую стабильность обеспечивают дисковые тормозные механизмы и тормозные механизмы с разжимным кулаком, имеющие линейную характеристику $K_{\text{Э}} = f(\mu)$.

От стабильности зависит не только обеспечение равных тормозных сил одного моста, но и их бортовая равномерность, что определяет безопасность автомобиля при торможении.

Уравновешенность тормозного механизма определяется по величине создаваемой силами трения при торможении дополнительной нагрузки на подшипники колес и другие детали автомобиля. Считается неуравновешенным тормозной механизм, у которого в процессе торможения происходит дополнительное нагружение подшипников колес автомобиля. В дисковых тормозных механизмах вопрос уравновешенности решается за счет соответствующей установки суппорта.





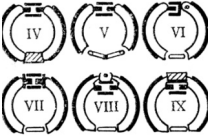



Реверсивность характеризует изменение эффективности тормозного механизма при торможении автомобиля в процессе движения вперед и при движении назад.

10.2.2. Барабанные тормозные механизмы

Барабанный тормозной механизм состоит из барабана, колодок с фрикционными накладками, опорного диска, разжимного устройства и регулятора зазора между трущимися поверхностями. По типу разжимного устройства, крепления колодок, по степени самоусиления тормозные механизмы изготавливаются нескольких типов (табл. 10.5).

Таблица 10.5

Типы барабанных тормозных механизмов

Степени свободы	Количество разжимных устройств	Тип разжимного устройства		
		гидравлический	кулачковый	клинов-вой
Одна	1			
	2			
Две	1			
	2			

Схемы барабанных тормозных механизмов, наиболее часто применяемых на автомобилях, приведены на рис. 10.2...10.8:

- с гидравлическим приводом с равными приводными силами и односторонним расположением фиксированных опор (табл. 10.5, I–II; рис. 10.2, 10.3, 10.4);
- с гидравлическим приводом с равными приводными силами и двухсторонним расположением фиксированных опор (табл. 10.5, III; рис. 10.5, 10.6);
- с кулачковым разжимом и односторонним расположением фиксированных опор (табл. 10.5, XII... XIV; рис. 10.7, 10.8);
- с клиновым разжимом и разнесенными опорами плавающего типа (табл. 10.5, XVII, рис. 10.9).

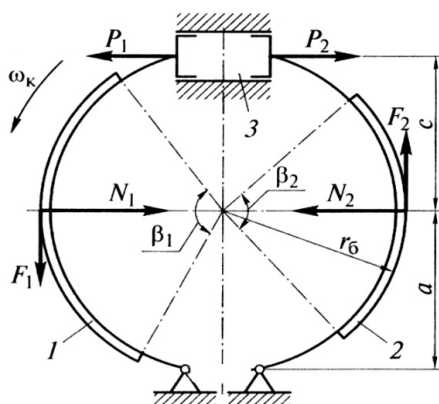


Рис. 10.2. Схема барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом, равными приводными силами и односторонним расположением фиксированных опор: 1 и 2 – тормозные колодки, 3 – колесный цилиндр

В барабанном тормозном механизме с гидравлическим приводом, равными приводными силами и односторонним расположением фиксированных опор (рис. 10.2) приводные силы P_1 и P_2 , создаваемые колесным гидроцилиндром, равны. Под действием сил P_1 и P_2 колодки прижимаются к вращающемуся барабану и на них со стороны барабана действуют нормальные N_1, N_2 и касательные F_1, F_2 реакции. При этом момент, создаваемый силой трения F_1 на колод-

ке 1, совпадает по направлению с моментом приводной силы P_1 , что создает эффект прижатия колодки к вращающемуся барабану. Поэтому колодка 1 называется самоприжимной (первичной, активной).

Момент, создаваемый силой трения F_2 на колодке 2, противоположен по направлению моменту приводной силы P_2 , что препятствует прижатию колодки к вращающемуся барабану. Поэтому колодка 2 называется самоотжимной (вторичной, пассивной).

Активная колодка с большей силой прижимается к барабану, и поэтому она нагружена больше, чем пассивная. Поскольку нормальные реакции барабана N_1 и N_2 , а также касательные реакции F_1 и F_2 не равны между собой, тормоз такого типа является неуровновешенным и подшипники колес нагружены дополнительной силой.

При торможении автомобиля, движущегося задним ходом, особенности действия колодок меняются и колодка 1 становится пассивной, а колодка 2 — активной. Такой тормоз имеет одинаковую эффективность при вращении барабана вперед и назад, т. е. он полностью реверсивен. Наибольшее количество торможений происходит при движении автомобиля вперед, поэтому колодка 1 будет изнашиваться быстрее при одинаковых углах охвата накладок $\beta_1 = \beta_2$. Для выравнивания степени износа длину активной накладки делают меньше длины пассивной накладки, т. е. $\beta_1 < \beta_2$.

Такой тип тормозного механизма применяется на передних и задних колесах грузовых автомобилей средней грузоподъемности и на задних колесах легковых автомобилей.

Тормозной момент, создаваемый активной и пассивной колодками данного тормоза, рассмотрим при следующих условиях:

- приводные силы равны, т. е. $P_1 = P_2$;
- тормозной механизм симметричен, т. е. накладки симметричны относительно горизонтальной оси тормоза; нормальные реакции барабана N_1 и N_2 направлены вдоль этой оси;
- закон распределения удельных давлений по длине накладки равномерный.

Тормозной момент активной и пассивной колодок данного тормоза определяется из соотношений

$$M_{Т1} = F_1 \cdot r_6 = N_1 \cdot \mu \cdot r_6; \quad (10.3)$$

$$M_{T2} = F_2 \cdot r_6 = N_2 \cdot \mu \cdot r_6, \quad (10.3'')$$

где μ – коэффициент трения фрикционной пары: обычно в расчетах принимается $\mu = 0,35$.

Для определения N_1 и N_2 составим суммы моментов сил относительно центров опор колодок:

$$P_1(a+c) + F_1 r_6 - N_1 a = 0 \text{ или } P_1(a+c) + N_1 \mu r_6; \quad (10.4')$$

$$P_2(a+c) - F_2 r_6 - N_2 a = 0 \text{ или } P_2(a+c) + N_2 \mu r_6 - N_2 a = 0, \quad (10.4'')$$

где a , c и r_6 – параметры тормоза, приведенные на рис. 10.2.

Решая уравнения (10.4') и (10.4'') относительно N_1 и N_2 и подставляя в выражения (10.3) и (10.3''), находим значения тормозных моментов активной и пассивной колодок

$$M_{T1} = \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{a - \mu r_6}; \quad (10.5')$$

$$M_{T2} = \frac{P_2(a+c)\mu \cdot r_6}{a + \mu r_6}. \quad (10.5'')$$

Отношение тормозных моментов активной и пассивной колодок:

$$\frac{M_{T1}}{M_{T2}} = \frac{a + \mu r_6}{a - \mu r_6}. \quad (10.6)$$

Тормозной момент всего механизма определится путем сложения тормозных моментов активной и пассивной колодок:

$$\begin{aligned} M_T &= M_{T1} + M_{T2} = P_1 \cdot (a+c) \cdot \mu \cdot r_6 \left(\frac{1}{a + \mu r_6} + \frac{1}{a - \mu r_6} \right) = \\ &= P_1 \cdot (a+c) \cdot \mu \cdot r_6 \frac{2a}{a^2 - \mu^2 r_6^2}. \end{aligned} \quad (10.7)$$

Коэффициент эффективности такого тормозного механизма равен

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{M_T}{(P_1 + P_2)r_6} = \mu \cdot a \frac{a+c}{a^2 - \mu^2 r_6^2}. \quad (10.8)$$

При условии $a = c = r_6$ выражение (10.8) принимает вид:

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{2\mu}{1 - \mu^2}. \quad (10.9)$$

Графическая зависимость $K_{\mathcal{E}} = f(\mu)$ для тормоза с одним гидроцилиндром представлена линией 3 на рис. 10.10.

На рис. 10.3 представлена конструкция барабанного тормозного механизма с одним цилиндром и фиксированными опорами. Такой тормозной механизм в основном применяется на грузовых и некоторых легковых автомобилях. Этот тормозной механизм с равными разжимными силами, с одной степенью свободы колодок. На рисунке представлен задний тормозной механизм, используемый одновременно в качестве стояночного тормозного механизма. Для приведения его в действие как рабочего тормоза используется гидроцилиндр 2, действующий на переднюю активную 1 и заднюю пассивную 4 колодки. Колодки поворачиваются вокруг опорных пальцев 6 и прижимают накладки к барабану.

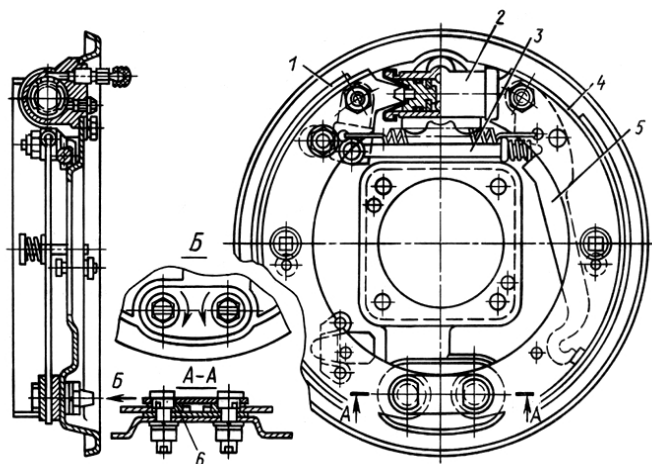


Рис. 10.3. Конструкция тормозного механизма с одним цилиндром и фиксированными опорами колодок: 1 — передняя колодка; 2 — гидроцилиндр; 3 — толкатель стояночного тормоза; 4 — задняя колодка; 5 — рычаг стояночного тормоза; 6 — палец опоры колодки

На рис. 10.4 представлена конструкция тормозного механизма с одним цилиндром и двумя степенями свободы. Колодки 1 и 3 стяжными пружинами поджаты верхней частью к поршням гидроцилиндра 2, а нижней частью опираются свободно на кронштейн, закрепленный на опорном диске. Такие колодки обладают свойством самоустанавливаться, что обеспечивает несколько больший угол охвата накладок, более равномерный их износ. Такие тормоз-

ные механизмы устанавливаются на задних колесах легковых автомобилей и могут использоваться в качестве стояночного тормоза, для чего с помощью тросика поворачивается рычаг 4, который прижимает заднюю колодку 3, а через толкатель – и переднюю колодку 1 к барабану.

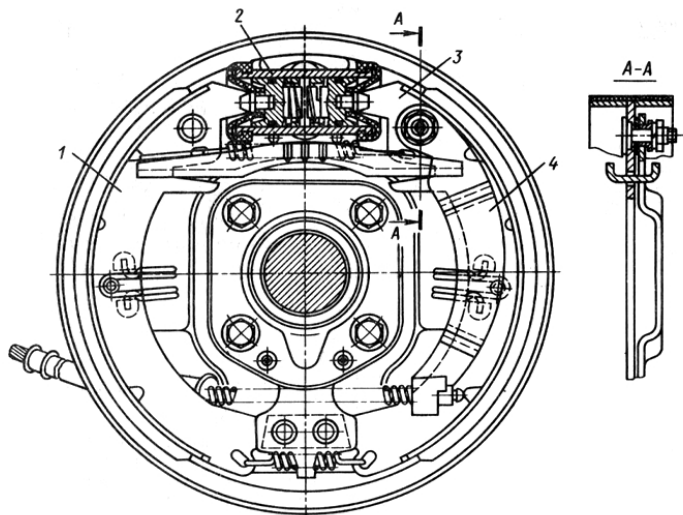


Рис. 10.4. Конструкция тормозного механизма с одним цилиндром и двумя степенями свободы: 1 – передняя колодка; 2 – гидроцилиндр; 3 – задняя колодка; 4 – рычаг стояночного тормоза

Барабанный тормозной механизм с разнесенными цилиндрами (рис. 10.5) имеет две одинаковые колодки 1 и 2, которые активны при торможении автомобиля в движении вперед и пассивны при торможении в движении задним ходом. Отношение моментов торможения при движении автомобиля вперед и назад описывается зависимостью (10.6).

Тормозной момент при движении вперед равен двум моментам активной колодки

$$M'_T = 2 \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{a - \mu r_6}, \quad (10.10')$$

при торможении в процессе движения задним ходом – двум моментам пассивной колодки

$$M_T'' = 2 \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{a + \mu r_6}. \quad (10.10'')$$

Коэффициент эффективности такого тормозного механизма при условии, что обе колодки активны, равен

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{M_T}{2P_1 r_6} = \mu \frac{a+c}{a - \mu r_6}. \quad (10.11)$$

При условии $a = c = r_6$ выражение (10.11) принимает вид

$$K_{\mathcal{E}} = \frac{2\mu}{1-\mu}. \quad (10.12)$$

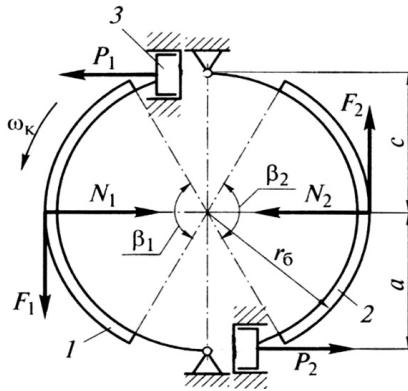


Рис. 10.5. Схема барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом, равными приводными силами и двухсторонним расположением фиксированных опор: 1 и 2 – тормозные колодки; 3 – колесный цилиндр

Графическая зависимость $K_{\mathcal{E}} = f(\mu)$ для тормоза с разнесенными гидроцилиндрами представлена линией 4 на рис. 10.10. Поскольку нормальные реакции барабана N_1 и N_2 , а также касательные реакции F_1 и F_2 равны между собой, тормоз такого типа является уравновешенным и подшипники колес в этом случае не нагружены дополнительной силой.

На рис. 10.6 представлена конструкция барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом, равными приводными силами и двухсторонним расположением фиксированных опор. Такой тормозной механизм используется для передних тормозов легковых автомобилей. Он имеет обе активные колодки при тор-

мождении движущегося вперед автомобиля. Поршни 9 цилиндров 2 действуют на колодки 1, прижимая к барабану. За счет разрезных колец 8 поршней обеспечивается автоматическая регулировка зазора между трущимися деталями. Два разнесенных гидроцилиндра 2 соединены между собой трубкой 7.

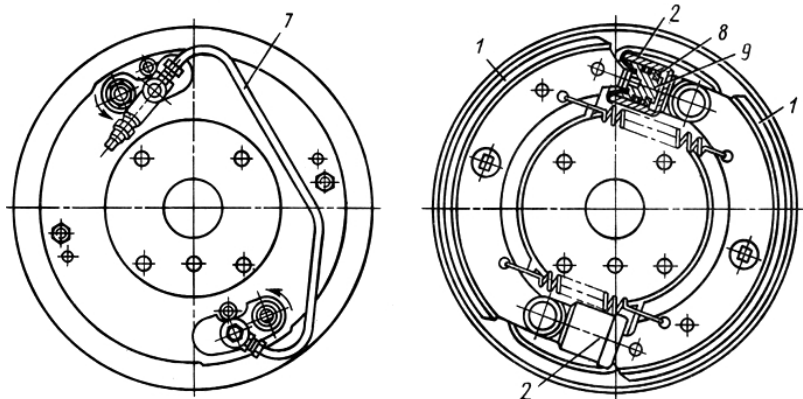


Рис. 10.6. Конструкция барабанного тормозного механизма с гидравлическим приводом, равными приводными силами и двухсторонним расположением фиксированных опор: 1 – тормозные колодки; 2 – колесный цилиндр; 7 – соединительная трубка; 8 – разрезное упорное кольцо; 9 – поршень

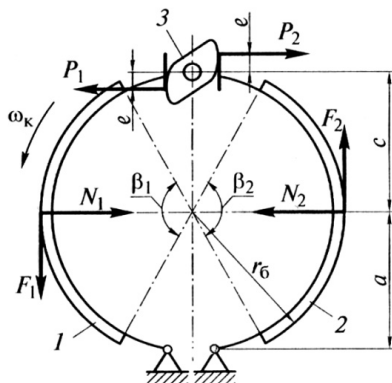


Рис. 10.7. Схема барабанного тормозного механизма с кулачковым разжимом и односторонним расположением фиксированных опор: 1 и 2 – колодки, 3 – разжимной кулак

Тормозной механизм с равными перемещениями колодок и кулачковым разжимом приведен на схеме, представленной рис. 10.7.

В этом тормозном механизме разжимной кулак фиксированный в своей опоре. Тормозные моменты активной и пассивной колодок одинаковы, т. е. $M_{T1} = M_{T2}$. При этом приводные силы P_1 и P_2 не равны между собой. По аналогии с выражениями (10.5') и (10.5'') имеем

$$M_{T1} = \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{a - \mu r_6} \quad M_{T2} = \frac{P_2(a+c)\mu \cdot r_6}{a + \mu r_6}.$$

Приравняв моменты $M_{T1} = M_{T2}$, находим соотношение приводных сил:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{a - \mu r_6}{a + \mu r_6}. \quad (10.13)$$

Тормозной момент такого тормоза равен:

$$M_T = 2M_{T1} = 2M_{T2} = 2 \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{a - \mu r_6} = 2 \frac{P_2(a+c)\mu \cdot r_6}{a + \mu r_6}. \quad (10.14)$$

Коэффициент эффективности такого тормозного механизма определим с учетом уравнений (10.13) и (10.14):

$$K_{\text{Э}} = 2 \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{(a - \mu r_6)(P_1 + P_2)r_6} = 2 \frac{P_1(a+c)\mu \cdot r_6}{(a - \mu r_6)P_1 \left(1 + \frac{P_2}{P_1}\right) r_6} = \mu \frac{a+c}{a}. \quad (10.15)$$

Приняв равенство $a = c$, получим линейный характер зависимости коэффициента эффективности $K_{\text{Э}}$ от коэффициента трения μ :

$$K_{\text{Э}} = 2\mu. \quad (10.16)$$

Графически эта зависимость представлена линией 2 на рис. 10.10.

Конструкция тормозного механизма с равными перемещениями и кулачковым разжимом приведена на рис. 10.8.

Такие тормозные механизмы применяются на грузовых автомобилях с пневмоприводом. Подача сжатого воздуха в пневмокамеру 12 приводит к повороту разжимного кулака 13, который через ролики 11 действует на колодки 1, прижимая их к барабану.

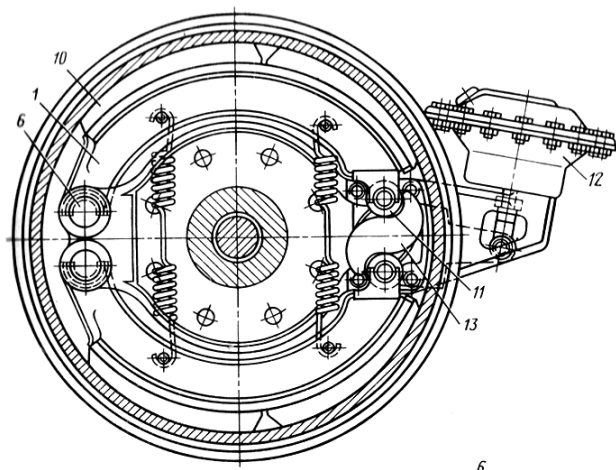


Рис. 10.8. Конструкция тормозного механизма с равными перемещениями и кулачковым разжимом: 1 – тормозная колодка; 6 – опорный палец колодки; 10 – тормозная накладка; 11 – ролик колодки; 12 – пневмокамера; 13 – разжимной кулак

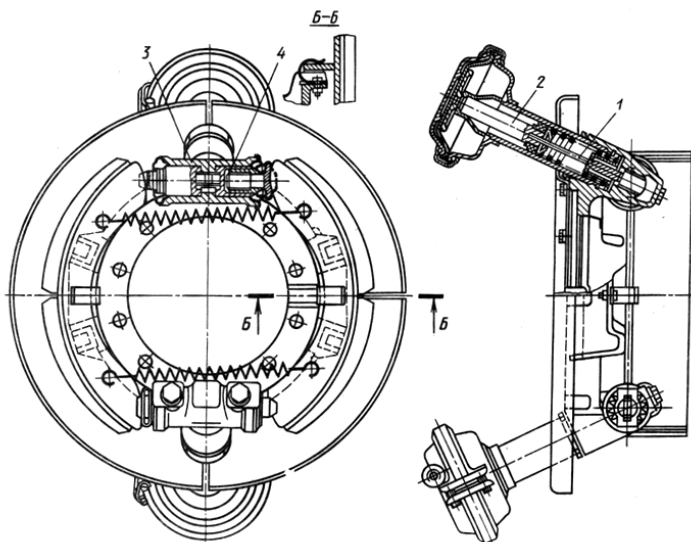


Рис. 10.9. Барабанный тормозной механизм с разнесенным клиновым разжимом: 1 – шток толкателя; 2 – шток пневмокамеры; 3 – разжимное устройство; 4 – толкатель

На грузовых автомобилях с пневмоприводом в настоящее время широкое распространение получили тормозные механизмы с клиновым разжимом (рис. 10.9). Поступающий в пневмокамеру сжатый воздух через шток 2 и шток 1 действует на толкатель 4 разжимного устройства 3. Толкатели прижимают колодки к барабану, обеспечивая торможение.

Такой тормозной механизм может иметь один или два разнесенных разжимных устройства. Расчет тормозного механизма при плавающем штоке одного клинового разжимного устройства аналогичен тормозу с одним гидроцилиндром (рис. 10.2...10.4).

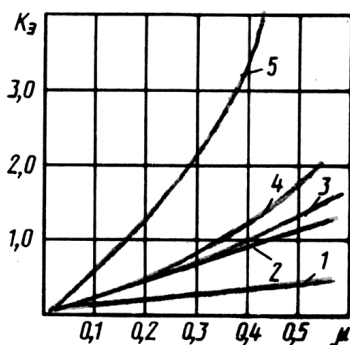


Рис. 10.10. Зависимость коэффициента эффективности тормозов от коэффициента трения: 1 – дисковый тормоз; 2 – барабанный тормоз с разжимным кулаком; 3 – барабанный тормоз с одним гидроцилиндром; 4 – барабанный тормоз с разнесенными опорами и гидроцилиндрами; 5 – барабанный тормоз с серводействием

10.2.3. Дисковые тормозные механизмы

Дисковые тормозные механизмы получили в настоящее время широкое распространение на легковых автомобилях и некоторых грузовиках, особенно небольшой грузоподъемности. Типы дисковых тормозов приведены на рис. 10.11.

По степени перекрытия накладкой диска различают открытые и закрытые дисковые тормозные механизмы. У открытых дисковых тормозов накладкой перекрывается 12...16%, у закрытого тормоза перекрытие составляет 100%. Отношение площади тормозной на-

кладки к площади одной стороны диска называется коэффициентом взаимного перекрытия:

$$K_{ВП} = \frac{S_H}{S_D}. \quad (10.17)$$

Закрытые дисковые тормоза устанавливаются на специальных, например армейских, автомобилях, предназначенных для движения вне дорог. Эти механизмы позволяют обеспечить хорошую герметичность трущимся поверхностям и их долговечность при эксплуатации в сложных дорожных условиях.

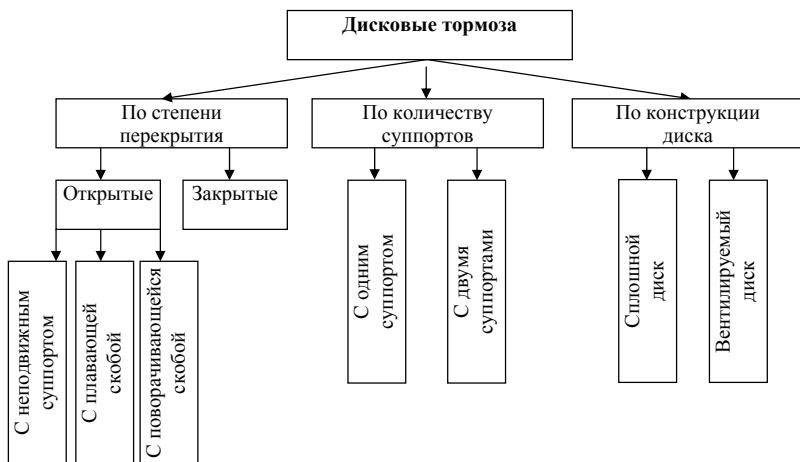


Рис. 10.11. Типы дисковых тормозных механизмов

Открытые дисковые тормоза получили распространение на легковых автомобилях и легких грузовиках в силу лучшего теплообмена с окружающей средой, особенно при применении вентилируемых дисков. Открытые дисковые тормоза лучше очищаются от попавшей на них влаги и грязи и быстрее восстанавливают свою полную работоспособность после преодоления водного препятствия. Однако они больше подвержены попаданию на диск абразивных веществ, что ускоряет износ трущихся поверхностей.

Малое значение коэффициента взаимного перекрытия открытого дискового тормоза приводит к высоким значениям удельных давлений на поверхности накладок и быстрому их износу.

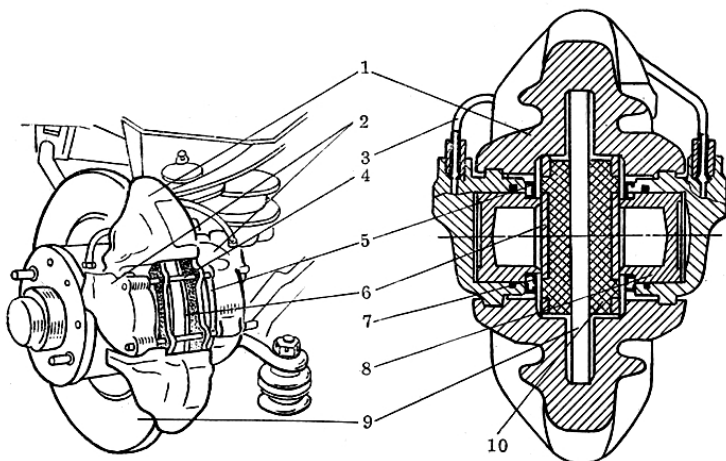


Рис. 10.12. Дисковый тормозной механизм с неподвижным суппортом и сплошным диском: 1 – неподвижная скоба; 2 – колесные цилиндры; 3 – соединительная трубка; 4 – направляющие штифты; 5 – пылезащитный чехол; 6 – колодки; 7 – уплотнительное кольцо; 8 – поршень; 9 – диск; 10 – накладки

На рис. 10.12 приведена конструкция открытого дискового тормоза с неподвижным суппортом и сплошным диском. При поступлении жидкости под давлением в один из цилиндров 2, а через соединительную трубку 3 в другой цилиндр, поршни 8 прижимают колодки 6 с накладками 10, перемещающиеся по направляющим штифтам 4, к вращающемуся диску 9, создавая момент трения M_T . Неподвижная скоба 1 воспринимает реактивный момент. С помощью пылезащитных чехлов 5 цилиндры изолируются от грязи и пыли. За счет уплотнительных колец 7 обеспечиваются герметизация цилиндров и автоматическая регулировка зазора между диском и накладками.

На рис. 10.13 представлена конструкция открытого дискового тормозного механизма с плавающей скобой 1 и вентилируемым диском 3. Жидкость, поступающая в цилиндр под давлением, давит на поршень 4, который прижимает колодку 8 с накладкой 7 к диску 3. Жидкость одновременно действует под давлением на заднюю стенку цилиндра, заставляя перемещаться скобу по направляющим и прижимать колодку с накладкой к диску с другой стороны. Радиальные отверстия в диске обеспечивают дополнительное охлажде-

ние воздухом, перемещающимся по каналам под действием центробежных сил.

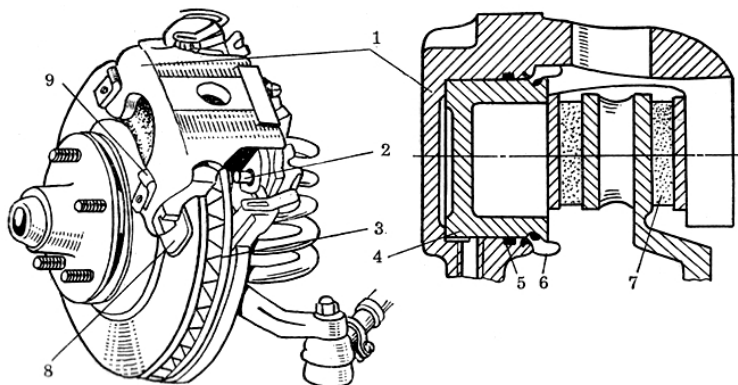


Рис. 10.13. Дисковый тормозной механизм с плавающей скобой и вентилируемым диском: 1 – подвижная скоба с колесным цилиндром; 2 – направляющий штифт; 3 – диск; 4 – поршень; 5 – уплотнительное кольцо; 6 – пылезащитный чехол; 8 – колодки; 7 – накладки; 9 – антивибрационные пластинчатые пружины

В открытых дисковых тормозах применяют накладки разных форм (рис. 10.14). На схеме обозначены наружный и внутренний диаметр этих накладок. В разделе «Сцепление» (раздел 2) было показано, что точное определение радиуса трения накладок с учетом обозначений, приведенных на рис. 10.14, может быть проведено по формуле

$$R_{\text{ср}} = \frac{2(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)}. \quad (10.18)$$

Приближенное значение среднего радиуса тормозной накладки может быть определено из выражения

$$R_{\text{ср}} = \frac{r_1 + r_2}{2}. \quad (10.18')$$

Тормозной момент, создаваемый дисковым тормозом, может быть определен по формуле

$$M_T = N \cdot \mu \cdot i \cdot R_{\text{ср}}, \quad (10.19)$$

где N – сила прижатия накладки к диску (рис. 10.15): $N = p_0 \cdot S_{\text{л}}$; μ – коэффициент трения фрикционной пары: для дисковых тормозов принимается $\mu = 0,4$; i – число поверхностей трения; обычно $i = 2$;

p_0 – давление в приводе: максимальное расчетное давление в гидрорыве принимается 8...10 МПа; $S_{ц}$ – площадь цилиндра (или цилиндров).

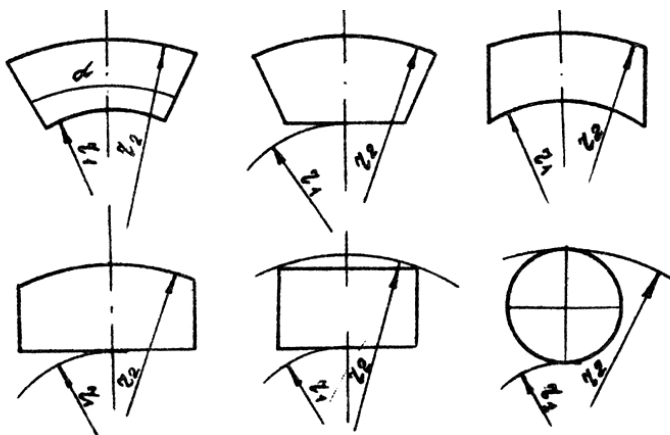


Рис. 10.14. Формы накладок дискового тормоза

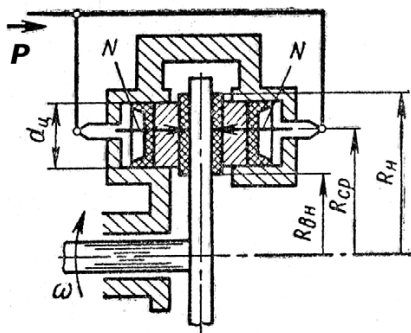


Рис. 10.15. Расчетная схема дискового тормоза

10.2.4. Энергонагруженность и энергоемкость тормозных механизмов

Торможение фрикционными тормозами представляет собой процесс преобразования кинетической энергии движущегося автомобиля в тепловую, рассеивающуюся в окружающее пространство и частично остающуюся в виде нагрева барабанов, дисков, накладок и колодок. Если при этом тепловая напряженность тормоза превы-

шает допустимые значения, то изменяются физико-химические свойства пары трения и выходные характеристики тормозных механизмов. Так, при нагреве барабанного тормозного механизма до температуры 300...350° С его эффективность снижается на 20...30%, тогда как у дисковых тормозов при нагреве до 550...650° С эффективность снижается не более чем на 15%.

Долговечность тормозного механизма определяется износостойкостью тормозных накладок в различных условиях эксплуатации. Средняя долговечность накладок барабанных тормозных механизмов составляет 60...80 тыс. км, тогда как пробег до замены тормозных накладок дискового тормозного механизма составляет 20...40 тыс. км. Это объясняется тем, что на поверхности тормозных накладок дисковых тормозов давление больше, чем у барабанных: дисковые – до 5 МПа, барабанные – до 2,5 МПа.

С целью повышения износостойкости фрикционных накладок дисковых тормозов ведется непрерывная работа по улучшению их свойств. Повышение коэффициента трения для уменьшения удельного давления при тех же значениях требуемого тормозного момента не всегда дает положительный эффект, поскольку сопровождается увеличением интенсивности износа тормозного диска.

Выбором материала и массы тормозных барабанов и дисков, материала и размеров тормозных накладок обеспечиваются требуемая энергоемкость и эффективность тормозных механизмов, долговечность тормозных накладок передних и задних тормозов.

Основными параметрами, характеризующими энергонагруженность тормозных механизмов, являются удельная нагрузка, удельное давление и удельная работа трения на тормозной накладке.

Удельная нагрузка определяется отношением полного веса автомобиля к суммарной площади тормозных накладок рабочей тормозной системы:

$$p_{\text{нак}} = \frac{G_A}{\sum F_H}, \quad (10.20)$$

где G_A – сила тяжести полностью груженого автомобиля; $\sum F_H$ – суммарная площадь тормозных накладок.

Такой же расчет может быть проведен отдельно для переднего и отдельно для заднего тормоза с учетом нагрузки, приходящейся на

передние и задние колеса, и типа тормозных механизмов (дисковых или барабанных).

Среднестатистические данные удельных нагрузок для барабанных тормозных механизмов составляют: для легковых автомобилей 10...20 Н/см², для грузовых – 20...40 Н/см². Удельная нагрузка для дисковых тормозных механизмов легковых автомобилей составляет 25...30 Н/см².

Удельное давление на поверхности тормозных накладок определяется по формулам:

для барабанных тормозов –

$$q_H = \frac{M_T}{2\mu b r_6 \beta}; \quad (10.21)$$

для дисковых тормозов –

$$q_H = \frac{M_T}{2\mu R_{cp} \Sigma F_H}, \quad (10.22)$$

где M_T – тормозной момент; μ – коэффициент трения; b – ширина накладки; β – угол охвата накладки; r_6 – радиус барабана; R_{cp} – средний радиус диска.

Допустимые значения удельного давления составляют: для барабанных тормозов – (1,5...2,0)10⁶ Н/м²; для дисковых тормозов – (4...5)10⁶ Н/м².

Удельная работа трения определяется отношением работы кинетической энергии автомобиля к суммарной площади тормозных накладок. При этом считается, что вся энергия полностью поглощена тормозными механизмами.

$$L_{уд} = \frac{m_A V_A^2 \delta_{jk}}{2 \Sigma F_H}, \quad (10.23)$$

где m_A – масса автомобиля; V_A – скорость автомобиля перед торможением, подставляемая в данное выражение в размерности м/с; δ_{jk} – коэффициент, учитывающий влияние вращения колес.

Средние значения удельной работы трения составляют 1...2 кДж/см² для легковых автомобилей, где большие значения относятся к дисковым тормозам, и 0,6...0,8 кДж/см² для грузовых автомобилей. Для уменьшения удельной работы трения увеличивается ширина накладок барабанных тормозов, площадь накладок или количество суппортов дискового тормоза.

Нагрев барабана или диска за одно торможение определяется по формуле

$$\Delta t_{\text{б}} = \frac{m_{\text{к}} V_{\text{А}}^2}{2m_{\text{б}} C}, \quad (10.24)$$

где $m_{\text{к}}$ – масса автомобиля, приходящаяся на данное колесо в процессе торможения; $m_{\text{б}}$ – масса тормозного барабана (диска); C – теплоемкость материала барабана (диска): $C = 5,24 \cdot 10^2$ Дж/кг·град – для чугуна, $C = 8,8 \cdot 10^2$ Дж/кг·град – для алюминиевого сплава.

Нагрев тормозного барабана или диска за одно торможение не должен превышать 20°C . При длительном торможении на затяжных спусках часть теплоты рассеивается в окружающее пространство и нагрев барабана или диска будет меньше, чем за одно единичное торможение. Поэтому нагрев тормозных механизмов рассчитывается для скорости в начале торможения $V_{\text{А}} = 30$ км/ч и максимальной скорости автомобиля $V_{\text{Аmax}}$.

При торможении от скорости $V_{\text{А}} = 30$ км/ч до полной остановки автомобиля температура нагрева барабана или диска не должна превышать 15°C , а при максимальной скорости она должна быть в пределах $40 \dots 60^\circ \text{C}$.

Для улучшения теплоотвода тормозные барабаны делают биметаллическими. Они состоят из чугунного обода, соединенного литьем со стальным диском, или алюминиевого с залитым внутрь чугунным кольцом. Алюминиевые барабаны делают с оребрением, что увеличивает поверхность теплоотдачи и жесткость.

Открытые дисковые тормоза имеют постоянный контакт рабочей поверхности с воздухом, что обеспечивает хороший теплоотвод. Для более интенсивного отвода тепла широко используются вентилируемые тормозные диски.

10.3. Тормозной привод

10.3.1. Назначение и типы приводов

Тормозной привод представляет собой совокупность устройств, передающих усилие от органа управления (педаль, рычаг, рукоятка, кнопка и т. д.) к тормозным механизмам.

Тормозной привод предназначен для управления тормозными механизмами и приведения их в действие водителем.

На автомобилях в зависимости от назначения и типа тормозной системы, от взаимного расположения органа управления и тормозных механизмов применяют различные типы тормозного привода (рис. 10.16).

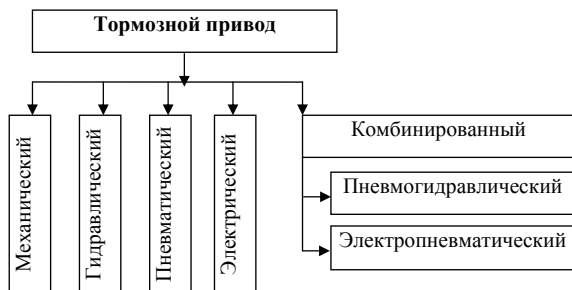


Рис. 10.16. Типы тормозных приводов

Механический тормозной привод применяется в качестве привода стояночного тормоза (рис. 10.17) и представляет собой систему тяг, рычагов и тросов, с помощью которых усилие от органа управления передается к тормозным механизмам.

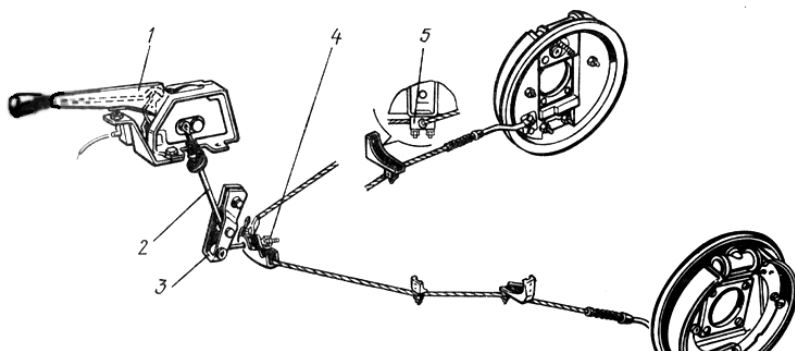


Рис. 10.17. Механический привод стояночного тормоза: 1 – рычаг; 2 – тяга; 3 – рычаг уравнивателя; 4 – уравниватель; 5 – кронштейн

Воздействием на рычаг 1 усилие передается через тягу 2 и рычаг 3 к уравнивателю 4. Уравниватель натягивает тросы, идущие к задним тормозным механизмам (см. рис. 10.4), где через рычаг 4 приводит в действие тормозные колодки, прижимая их к тормозным барабанам. Механический тормозной привод надежен в работе,

прост по конструкции и в обслуживании, однако имеет низкий КПД и требует систематической регулировки.

Гидравлический привод применяется в приводе рабочей тормозной системы легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности. Такой привод (рис. 10.18) включает тормозную педаль, вакуумный или гидровакуумный усилитель, главный тормозной цилиндр с резервуаром жидкости, трубопроводы, регуляторы давления, гибкие тормозные шланги, колесные цилиндры.

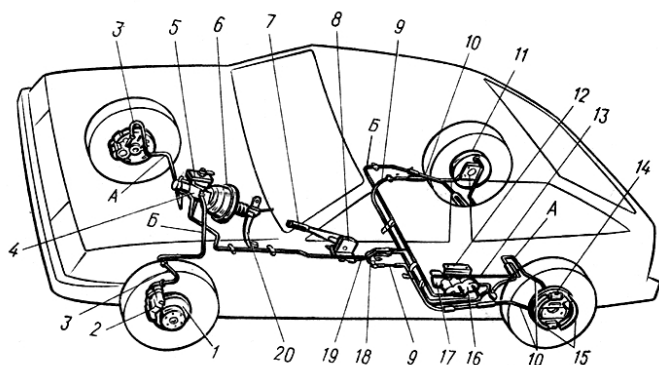


Рис. 10.18. Схема тормозной системы легкового автомобиля:
 1 — тормозной диск; 2 — суппорт в сборе с накладками; 3 и 10 — передний и задний тормозные шланги; 4 — главный тормозной цилиндр; 5 — бачок главного цилиндра; 6 — вакуумный усилитель; 7, 9 и 19 — рычаг, трос и тяга стояночного тормоза; 8 — кронштейн рычага стояночного тормоза; 11 — тормозной барабан; 12 — кронштейн крепления регулятора давления; 13 и 17 — рычаги привода регулятора давления; 14 — задний колесный цилиндр; 15 — задние колодки; 16 — регулятор давления задних тормозов; 18 — уравниватель тросов; 20 — тормозная педаль; А — трубопроводы контура «правый передний — левый задний»; Б — трубопровод контура «левый передний — правый задний»

В настоящее время гидропривод выполняется в двухконтурном виде по одному из приведенных на рис. 10.19 вариантов. В зависимости от класса автомобиля тормозной привод может быть с вакуумным усилителем и без него; может быть с вакуумным и гидровакуумным усилителями. На тяжелых автомобилях с гидроприводом тормозов гидровакуумный усилитель устанавливается в приводе передних тормозов.

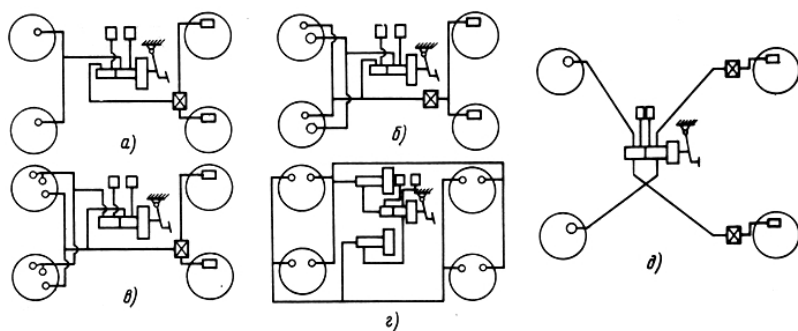


Рис. 10.19. Схемы двухконтурного гидропривода тормозов свakuумным усилителем: *a* – раздельный привод на передний и задний мосты; *б, в* – один контур на передние тормоза, другой контур на передние и задние тормоза; *в* – двухконтурный привод с гидровакуумными усилителями в каждом контуре; *г* – диагональная схема разделения привода

Гидропривод тормозов в процессе служебного торможения работает при давлении 2...4 МПа, при экстренном торможении – при давлении 6...10 МПа и выше. Этот привод обеспечивает пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением в колесных цилиндрах. При применении вакуумных и гидровакуумных усилителей усилие на тормозной педали при экстренных торможениях не превышает 250...300 Н.

Гидропривод тормозов компактен, имеет малое время и плавность срабатывания, высокое значение КПД (0,95); обеспечивает одновременное торможение всех колес автомобиля. Однако он малоэффективен при неработающем усилителе, требует большого усилия на тормозной педали при буксировке с неработающим двигателем.

Пневматический привод тормозов применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и автопоездах, а также на автобусах большой вместимости. Этот привод облегчает водителю управление тормозами, поскольку основную нагрузку на себя берет сам привод с баллонами сжатого воздуха. Роль водителя сводится к управлению воздухораспределительными аппаратами. Однако пневмопривод менее компактен, сложен в конструкции и в эксплуатации, дороже в изготовлении. Время срабатывания такого привода много больше, чем у гидропривода, особенно у длиннобазовых автомобилей.

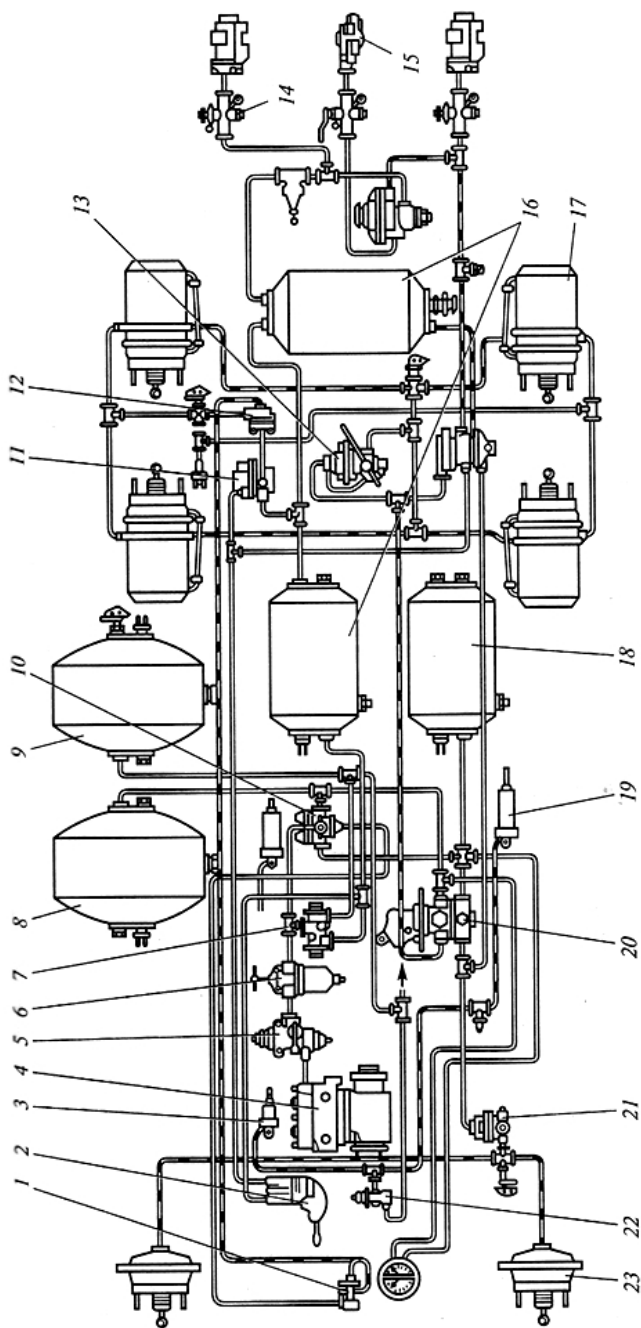


Рис. 10.20. Пневматический тормозной привод грузового автомобиля: 1, 2, 14, 20, 22 — краны; 3, 19 — цилиндры; 4 — компрессор; 5, 13 — регуляторы; 6 — предохранитель; 7, 10, 11, 12, 21 — клапаны; 8, 9, 16, 18 — баллоны (ресиверы); 15 — головка подсоединения прицепа; 17, 23 — тормозные камеры

Пневматический привод тормозов (рис. 10.20) включает приборы, объединенные в группы по роду выполняемых функций:

- питающие – компрессор, ресиверы;
- управляющие – тормозные краны, клапаны управления;
- исполнительные – тормозные камеры, тормозные цилиндры;
- регулирующие – регулятор давления компрессора, регулятор давления тормозов задней тележки;
- улучшающие надежность и характеристики – влаго- и маслоотделители, ускорительные и защитные клапаны и другие;
- сигнальные – сигнализаторы разного типа.

Комбинированный тормозной привод применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и на автопоездах. Наибольшее распространение имеют электропневматические (рис. 10.21) и пневмогидравлические (рис. 10.22) приводы.

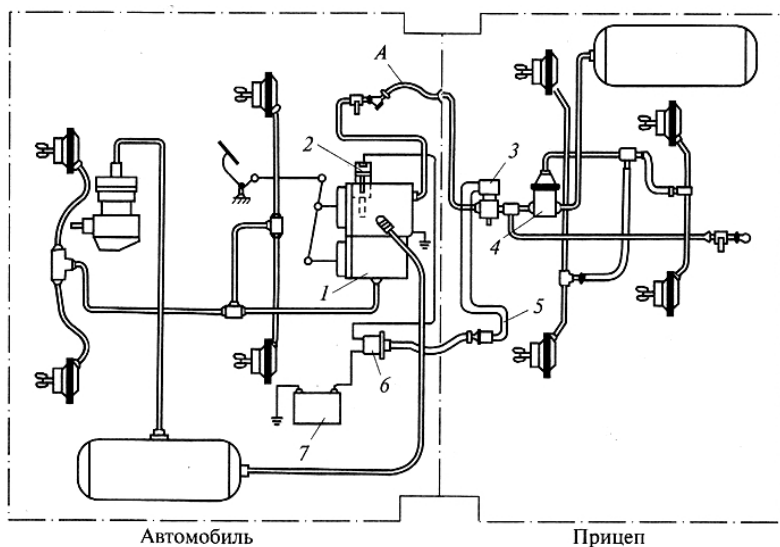


Рис. 10.21. Схема электропневматического тормозного привода тягача и прицепа: 1 – тормозной кран; 2 – контактор; 3 – кран; 4 – воздухораспределитель; 5 – электропроводный кабель; 6 – разъем; 7 – источник питания; А – соединительная магистраль

Однопроводная схема электропневматического тормозного привода автопоезда приведена на рис. 10.21. Дополнительно к пневмо-

приводу имеется электрическая часть, включающая контактор 2, электропневматический кран 3 каждого прицепа, аккумуляторную батарею 7 и электрический кабель 5 с разъемом 6.

Нажатие на тормозную педаль сопровождается срабатыванием электропневмоклапана 3, который выпускает наружу воздух из соединительной магистрали А. Воздухораспределитель 4 соединяет воздушный ресивер прицепа с тормозными камерами, что приводит к торможению. При этом электропневматический привод обеспечивает одновременное торможение всех колес и быстрое срабатывание тормозных механизмов.

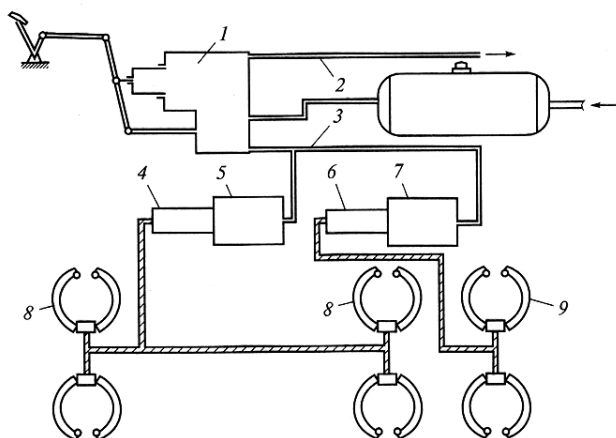


Рис. 10.22. Схема пневмогидравлического привода:
1 – кран; 2, 3 – трубопроводы; 4, 6 – цилиндры; 5, 7 – пневмоусилители;
8, 9 – тормозные механизмы

Схема *пневмогидравлического привода тормозов* грузового автомобиля приведена на рис. 10.22. Состоит привод из двух независимых частей – пневматической и гидравлической. Поэтому такой привод соединяет в одно целое преимущества пневматического привода (легкость управления) с преимуществами гидравлического привода (быстродействие).

В пневматическую часть привода включаются тормозной кран 1 с педалью управления, пневмоусилители 5 и 7 каждого контура, которые трубопроводами 3 соединены с нижней секцией крана 1. Верхняя секция через трубопроводы 2 соединена с пневмосистемой прицепа.

Гидравлическая часть привода выполнена двухконтурной. Один контур обеспечивает торможение передних колес, другой – торможение колес задней тележки. Главный тормозной цилиндр 6 соединен с пневмоцилиндром 7, в который подается сжатый воздух, что создает давление в гидроприводе. Жидкость под давлением поступает в колесные цилиндры и приводит в действие передние 9 и задние 8 тормозные механизмы. При этом давление в гидросистеме пропорционально давлению воздуха в пневмосистеме. Пневмогидравлический привод обеспечивает торможение тягача (автомобиля), а пневмоконтур – торможение прицепа через его одноконтурный пневмопривод.

10.3.2. Расчет гидравлического привода

Разжимные усилия на тормозных колодках с давлением в приводе связаны уравнением гидростатики:

$$P = p_0 \frac{\pi d_{кц}^2}{4}, \quad (10.25)$$

где p_0 – давление в гидроприводе тормозов: при служебном торможении 3...4 МПа, при экстренном торможении до 8...10 МПа; $d_{кц}$ – диаметр колесного цилиндра.

Усилие на тормозной педали, обеспечивающее данное значение давления в колесных цилиндрах p_0 , определяется из уравнения

$$P_{пед} = p_0 \frac{\pi D_{гц}^2}{4 \eta_{гп}} \frac{1}{\eta_{пед} k_{ус} \eta_{пед}}, \quad (10.26)$$

где $D_{гц}$ – диаметр главного тормозного цилиндра; $\eta_{гп}$ – КПД гидропривода: $\eta_{гп} = 0,92$; $U_{пед}$ – передаточное число педального привода: принимают в пределах $U_{пед} = 4,5...6,0$; $k_{ус}$ – коэффициент усиления вакуумного или гидровакуумного усилителя: обычно $k_{ус} = 2...3$; $\eta_{пед}$ – КПД педального привода: $\eta_{пед} = 0,98$.

Диаметр главного тормозного цилиндра выбирается из условия, что при отсутствии усилителя расчетное значение давления в приводе $p_0 = 8...10$ МПа достигается на легковых автомобилях при усилиях на тормозной педали не более 500 Н, на грузовых – не более 700 Н. При этом полный ход тормозной педали не должен превышать 150 мм, а рабочий ход не должен превышать 40...60% от полного хода. Поэтому объем главного тормозного цилиндра и ниж-

ний предел значений его диаметра устанавливаются в соответствии с допустимым ходом педали.

Полный ход тормозной педали складывается из двух составляющих:

$$S = S_1 + S_2,$$

где S_1 — ход педали для полной выборки зазоров в приводе и тормозных механизмах:

$$S_1 = \frac{2d_1^2(\delta'_1 + \delta''_1) + 2d_2^2(\delta'_2 + \delta''_2)}{D_{\text{гц}}^2} U_{\text{пед}} + \delta_0 U_{\text{пед}}, \quad (10.27)$$

где d_1 и d_2 — диаметры передних и задних колесных цилиндров; δ'_1 , δ''_1 , δ'_2 , δ''_2 — зазоры между барабаном (диском) и накладками передних и задних тормозов; у дисковых тормозов зазор составляет около 0,05...0,10 мм, у барабанных тормозов — около 0,15...0,20 мм; δ_0 — зазор между штоком и поршнем главного тормозного механизма; для легковых и грузовых автомобилей может составлять 0,15...0,20 мм.

Перемещение тормозной педали, связанное с деформацией трубопроводов, шлангов, тормозной педали и рычагов привода, суппорта, барабана и других деталей тормозных механизмов, обычно определить расчетным путем затруднительно, поэтому определяют его экспериментальным путем.

10.4. Гидровакуумный и вакуумный усилители

В гидроприводе легковых и легких грузовых автомобилей для уменьшения усилия на тормозной педали применяют вакуумные усилители, использующие разрежение атмосферного воздуха во впускном трубопроводе карбюраторного двигателя. При всем разнообразии конструкций усилители имеют вакуумную камеру и следящий механизм, обеспечивающий пропорциональность между давлением жидкости в системе и усилием на тормозной педали. Вакуумные усилители изготавливают двух видов: гидровакуумные (рис. 10.23) и вакуумные (рис. 10.24).

Гидровакуумный усилитель действует на поршень 10 специального гидроцилиндра. При отсутствии усилия на тормозной педали в обеих полостях вакуумной камеры 1 создается одинаковое

давление, так как мембрана 7 следящего устройства отжата вниз и вакуумный клапан 6 открыт, а атмосферный клапан 5 пружиной 4 прижат к седлу.

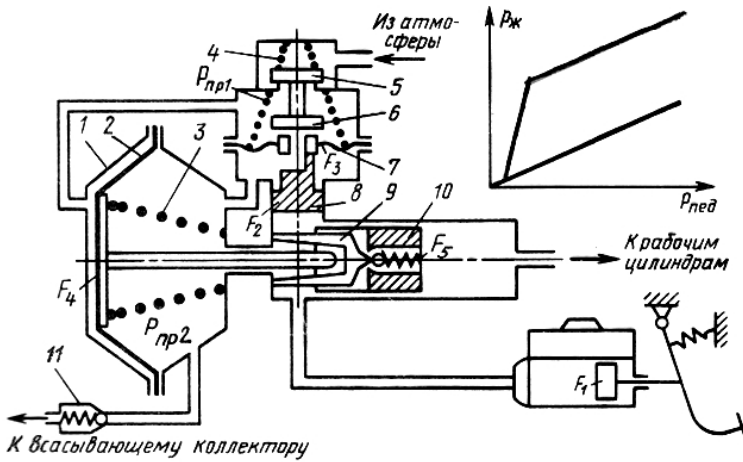


Рис. 10.23. Схема гидровакуумного усилителя с мембранным следящим механизмом и его статическая характеристика: 1 – камера; 2 – диафрагма; 3 и 4 – пружина; 5 – атмосферный клапан; 6 – вакуумный клапан; 7 – мембрана; 8 – поршень следящего механизма; 9 – толкатель; 10 – поршень гидроцилиндра

При торможении давление жидкости, создаваемое в главном тормозном цилиндре и подводящей магистрали, действует на поршень 8 следящего механизма и перемещает его вместе с мембраной 7 вверх, перекрывая вакуумный клапан 6 и открывая атмосферный клапан 5. Вакуум в левой полости камеры 1 уменьшается, и при определенном усилии на тормозной педали давление может стать равным атмосферному. Разность давлений, действующих на диафрагму 2, создает усилие на штоке, связанном с диафрагмой, и на поршне 10 гидроцилиндра усилителя. Это усилие складывается с усилием, создаваемым давлением жидкости в главном цилиндре.

Уравнение равновесия мембраны следящего устройства запишется в следующем виде:

$$(p_1 - p_2)F_3 + P_{пр1} - p_{ж1}F_2 = 0, \quad (10.28)$$

где p_1 – давление над мембраной 7; p – давление вакуума под мембраной 7 (принимают в расчетах 0,05 МПа); F – активная площадь

мембраны 7; F – площадь поршня 8; $p_{ж1}$ – давление жидкости, создаваемое педальным приводом в главном цилиндре:

$$p_{ж1} = \frac{P_{пед} U_{пед}}{F_1}; \quad (10.29)$$

F_1 – площадь поршня главного тормозного цилиндра.

Подстановкой (10.29) в уравнение (10.28) находим разницу давлений:

$$(p_1 - p_2) = \frac{P_{пед} U_{пед} F_2}{F_1 F_3} - \frac{P_{пр1}}{F_3}. \quad (10.30)$$

Такая же разность давлений образуется и в вакуумной камере 1.

Суммарная сила, действующая на поршень 10 гидроцилиндра усилителя составит

$$(p_1 - p_2) F_4 - P_{пр2} + p_{ж1} F_1 = p_{ж2} F_5, \quad (10.31)$$

где F_4 – активная площадь диафрагменной камеры; $P_{пр3}$ – усилие пружины 3; $p_{ж2}$ – давление жидкости в правой полости гидроцилиндра; F_5 – площадь поршня гидроцилиндра.

Подставим в выражение (10.31) значения $(p_1 - p_2)$ из формулы (10.30) и $p_{ж1}$ из (10.29) и решим относительно $p_{ж2}$:

$$p_{ж2} = \frac{P_{пед} U_{пед}}{F_1 F_5} \left(\frac{F_2 F_4}{F_3} + F_5 \right) - \frac{P_2 F_4}{F_3 F_5} - \frac{P_2}{F_5}. \quad (10.32)$$

Из полученного выражения следует, что без учета усилия пружин давление, создаваемое в гидроцилиндре усилителя, прямо пропорционально силе на тормозной педали. Статическая характеристика гидровакуумного усилителя, приведенная на рис. 10.23, показывает, что он вступает в работу после преодоления усилия пружин и трения в устройстве.

Коэффициент усиления может быть определен из соотношения $K_{ус} = \frac{p_{ж2} - p_{ж1}}{P_{ж1}}$ и составляет $K_{ус} = 2...3$.

Вакуумные усилители (рис. 10.24) действуют непосредственно на шток 1 главного тормозного цилиндра. На рис. 10.24 представлен вакуумный усилитель с упругоэластичным следящим устройством. Его вакуумная камера диафрагмой разделена на две полости: II – сообщается с всасывающим трубопроводом двигателя, III – сообщается с атмосферой. Между собой эти камеры сообщаются при открытии вакуумного клапана 3.

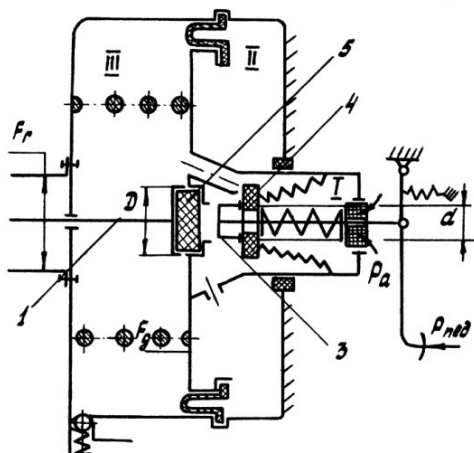


Рис. 10.24. Расчетная схема вакуумного усилителя:
 1 – шток главного тормозного цилиндра; 3 – вакуумный клапан;
 4 – воздушный клапан; 5 – реактивный диск

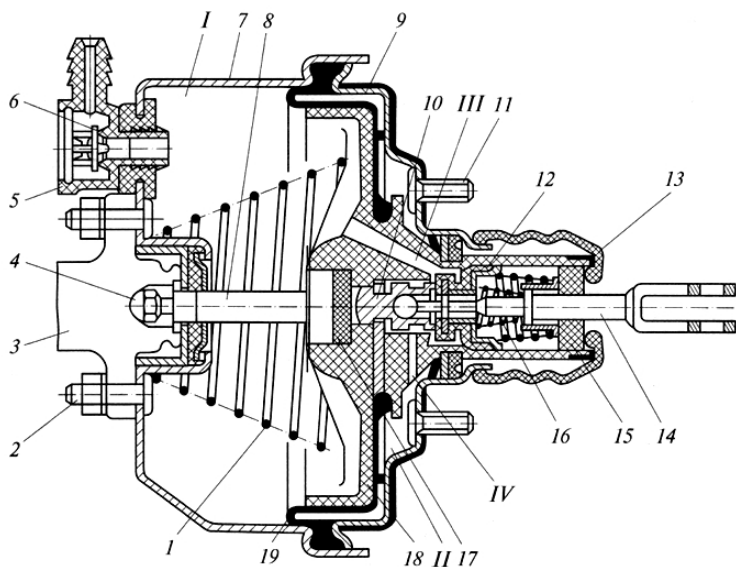


Рис. 10.25. Вакуумный усилитель автомобилей ВАЗ: 1, 16 – пружины;
 2, 11 – болты; 3 – цилиндр; 4, 5 – наконечники; 6, 12 – клапаны;
 7, 18 – корпуса; 8 – шток; 9 – крышка; 10 – поршень; 13 – чехол;
 14 – толкатель; 15 – фильтр; 17 – буфер; 19 – диафрагма;
 I, II – полости; III, IV – каналы

При нажатии на тормозную педаль с усилием $P_{пед}$ вначале закрывается вакуумный клапан 3, а потом открывается воздушный 4. Полости II и III изолируются друг от друга. В полость II из атмосферы поступает воздух с давлением p_a , воздействуя на диафрагму и создавая дополнительное усилие на штоке 1 главного тормозного цилиндра. Следящее действие этого усилителя определяется деформационным состоянием реактивного диска 5 под воздействием сил штока педали P_1 , поршня вакуумной камеры P_2 и штока главного тормозного цилиндра $P_{ш}$. При достижении равновесия диска 5 воздушный клапан 4 закрывается, а вакуумный остается закрытым, обеспечивая торможение с заданной эффективностью и пропорциональность между силами P_1 и $P_{ш}$.

Из условия равновесия диска 5 и равенства удельных давлений q на его поверхности

$$q = \frac{P_{пед} U_{пед}}{\pi d^2} \cdot 4 = \frac{P_{ш}}{\pi D^2} \cdot 4 \quad (10.33)$$

определяем усилие на штоке главного тормозного цилиндра

$$P_{ш} = P_{пед} U_{пед} \frac{D^2}{d^2}, \quad (10.34)$$

где D и d – диаметры диска 5 и торца толкателя педали соответственно.

Создаваемое давление в главном тормозном цилиндре определяется из выражения

$$p_{Г} = \frac{P_{пед} U_{пед}}{F_{Г}} = \frac{D^2}{d^2}, \quad (10.35)$$

где $F_{Г}$ – площадь поршня главного тормозного цилиндра.

Требуемый размер активной площади диафрагмы вакуумной камеры определится из ее статического равновесия:

$$P_1 - P_{ш} + P_2 = 0 \text{ или } P_{пед} U_{пед} - P_{пед} U_{пед} \frac{D^2}{d^2} + \Delta p_2 F_{д} = 0, \quad (10.36)$$

откуда

$$F_{д} = \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) \frac{P_{пед}^{\max} U_{пед}}{\Delta P_2^{\max}}, \quad (10.37)$$

где Δp_2 и ΔP_2^{\max} – текущее и максимальное разрежение во впускном трубопроводе двигателя и в вакуумной камере усилителя: принимается в расчетах $\Delta P_2^{\max} = (5...7)10^{-2}$ МПа.

Наибольшее распространение на легковых и легких грузовых автомобилях с гидравлическим приводом тормозов получили вакуумные усилители с упругоэластичным следящим устройством. Конструкция такого типа усилителей, устанавливаемых на автомобилях ВАЗ, приведена на рис. 10.25. Работа такого усилителя описана выше с помощью принципиальной схемы, изображенной на рис. 10.24.

10.5. Регуляторы тормозных сил

Применение регуляторов тормозных сил исключает опережающее блокирование задних колес и повышает устойчивость движения заторможенного автомобиля, а также улучшает эффективность торможения за счет более рационального использования сцепной массы автомобиля при всех нагрузочных состояниях.

Регуляторы давления устанавливаются в приводе тормозов задних колес и снижают вероятность их блокирования на сухом асфальте, что обеспечивает высокую устойчивость движения на дорогах с усовершенствованным покрытием. Корректируя соотношение давлений в приводе передних и задних тормозов, регуляторы тормозных сил полностью не исключают возможности блокирования колес в отличие от противоблокировочных устройств. Однако достаточно высокая эффективность при простоте конструкции и малой стоимости определила весьма широкое их распространение, особенно на легковых автомобилях.

Несмотря на многочисленность конструктивных решений таких устройств, общность функциональных признаков позволяет систематизировать их в небольшое количество групп (рис. 10.26).

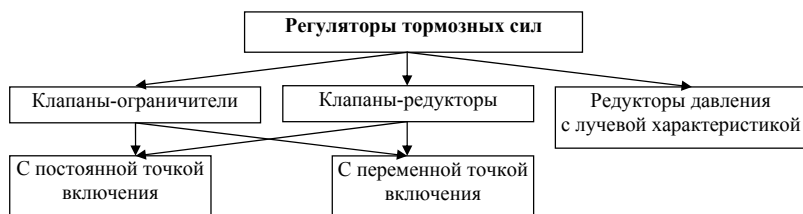


Рис. 10.26. Типы и классификация регуляторов тормозных сил

В приводе тормозов легковых автомобилей нашли применение регуляторы давления (клапаны-ограничители и клапаны-редукторы) с кусочно-линейной характеристикой регулирования тормозных сил (рис. 10.28...10.37); в приводе тормозов грузовых автомобилей средней и большой грузоподъемности применяются регуляторы с лучевой характеристикой регулирования (рис. 10.38).

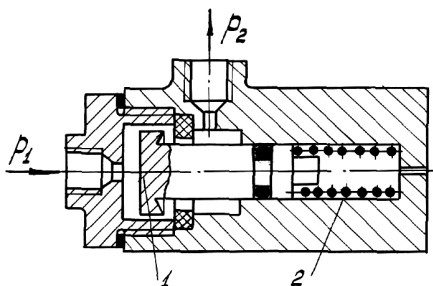


Рис. 10.27. Клапан-ограничитель с постоянным давлением срабатывания (тип 1)

Клапаны-ограничители, настроенные на постоянное давление срабатывания, в качестве управляющего сигнала имеют приводное давление (рис. 10.27) или замедление торможения (рис. 10.28). Ограничители, настроенные на постоянное давление срабатывания (рис. 10.27), представляют собой клапан 1, опирающийся на пружину 2, предварительное сжатие которой определяет момент включения. При открытом клапане давление на входе регулятора p_1 равно давлению на выходе p_2 . При достижении давления срабатывания сила, действующая на клапан 1, преодолевает силу упругости пружины 2, в результате чего клапан закрывается. Дальнейшее увеличение давления p_1 происходит при постоянном значении давления p_2 .

В клапане-ограничителе инерционного типа (рис. 10.28) срабатывание настроено на определенное замедление ($3...4 \text{ м/с}^2$) соответствующим выбором массы шара 1 и угла наклона α цилиндрической расточки в корпусе 2. До установленной величины замедления клапан 3 такого регулятора открыт и обеспечивается равенство $p_1 = p_2$. При достижении заданного значения замедления торможения в результате смещения инерционной массы 1 клапан 3

закрывается пружиной 4, после чего рост давления в магистрали задних тормозов прекращается.

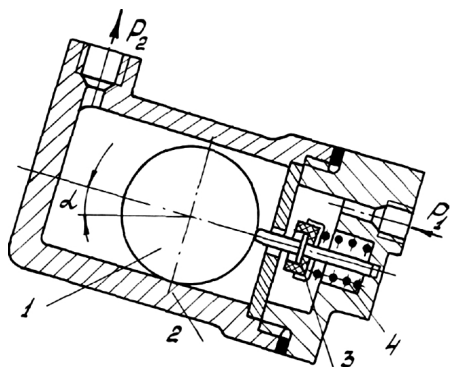


Рис. 10.28. Клапан-ограничитель с постоянным замедлением срабатывания (тип 1)

Ограничители давления с фиксированной точкой срабатывания обеспечивают характеристику вида, показанного на рис. 10.29,а. Такой регулятор не обеспечивает полное использование сцепных возможностей задних колес, что приводит к снижению показателей эффективности торможения. Однако при наличии такого регулятора устойчивость движения заторможенного автомобиля повышается.

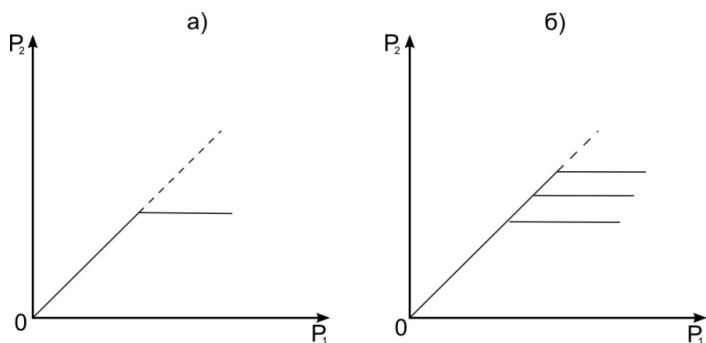


Рис. 10.29. Характеристики ограничителя давления (тип 1):
 а – с фиксированной точкой срабатывания;
 б – с переменной точкой срабатывания

Для улучшения приспособляемости ограничителей давления к изменению полной массы автомобиля или нагрузки на колеса заднего моста их соединяют упругим элементом с подвеской задних колес. В таком регуляторе (рис. 10.30) упругий элемент 1 через толкатель 2 воздействует на клапан 3, перемещающийся внутри корпуса 4. Давление срабатывания такого регулятора определяется величиной деформации упругого элемента связи 1, а следовательно, изменением нагрузки на колеса. Такие регулирующие устройства реализуют характеристику, состоящую из семейства горизонтальных прямых (рис. 10.29,б).

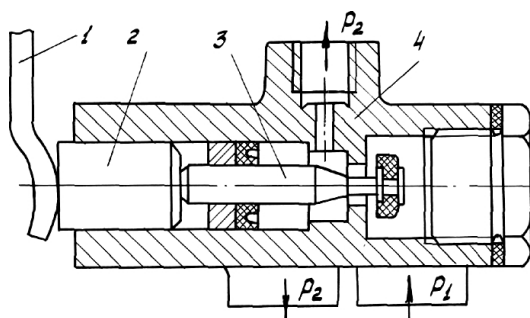


Рис. 10.30. Клапан-ограничитель с переменной точкой срабатывания

Лучшее приближение к кривым идеального распределения тормозных сил достигается за счет установки *редукторов давления*, уменьшающих темп роста давления на выходе (p_2) по отношению к изменению давления на входе (p_1).

Редукторы давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 10.31), обеспечивающие характеристику типа 2 (рис. 10.32,а), содержат в конструкции дифференциальный (ступенчатый) поршень 2, поджатый пружиной 1 и соприкасающийся с корпусом 4 поверхностью ступени меньшего диаметра. В исходном положении клапан 3 открыт и магистрали задних и передних тормозов сообщаются между собой; в этом случае $p_1 = p_2$.

При достижении давления включения, определяемого силой предварительного сжатия пружины 1, поршень 2 смещается вниз и клапан 3 закрывается. Дальнейший рост давления на входе вызывает

обратное смещение поршня и открытие клапана 3, в результате чего дополнительный объем жидкости поступает в магистраль задних тормозов. При непрерывном изменении p_1 устанавливается динамическое равновесие поршня 2 с определенным открытием клапана, обеспечивающим редуцирование жидкости, при котором $p_1 < p_2$.

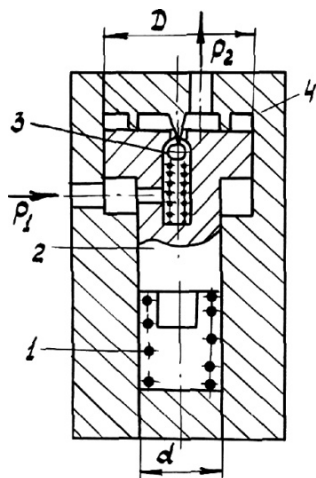


Рис. 10.31. Редуктор давления с фиксированной точкой срабатывания (тип 2)

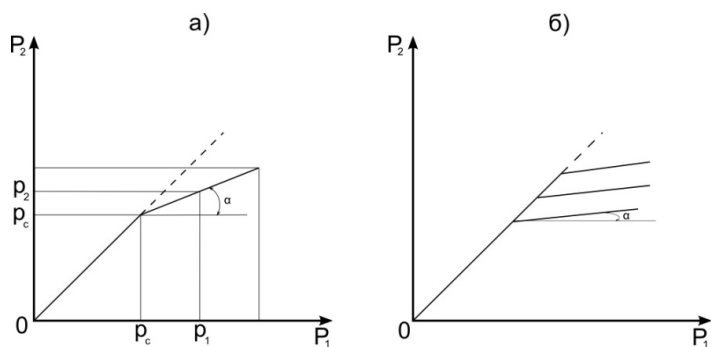


Рис. 10.32. Характеристики редуктора давления (тип 2):
a – с фиксированной точкой срабатывания; *б* – с переменной точкой срабатывания

На стадии роста давления на входе p_1 клапан 3 регулятора (рис. 10.33), сообщающий между собой привод передних и задних тормозов, будет открыт до тех пор, пока силы, действующие на поршень 2, удовлетворяют неравенству

$$p_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + F_y + F_{\text{ТР}} + F_{\text{ПР}} > p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}, \quad (10.38)$$

где D, d – больший и меньший диаметры дифференциального поршня; F_y – сила упругости торсиона 4 связи с подвеской; $F_{\text{ТР}}$ – сила трения между поршнем 2 и корпусом регулятора 5; $F_{\text{ПР}}$ – сила упругости внутренней пружины регулятора 3.

При этом давление на входе и выходе регулятора одинаковое, то есть $p_1 = p_2$.

В регуляторе с внешним упругим элементом (рис. 10.33) сила внутренней пружины $F_{\text{ПР}}$ в сравнении с силой F_y мала, поэтому ею пренебрегают. Нанесение смазки на поверхность поршня 2 в его сопряжении с корпусом 5 позволяет существенно снизить силу трения $F_{\text{ТР}}$ и из неравенства (10.38) её исключить. Тогда данное неравенство упрощается до вида

$$F_y + p_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} > p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (10.39)$$

Для регуляторов давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 10.32,а) внешняя упругость отсутствует, то есть $F_y = 0$, а сила внутренней пружины обеспечивает заданное давление срабатывания регулятора. Для такого регулятора давления неравенство (10.38) принимает вид

$$p_1 \cdot \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} + F_{\text{ПР}} > p_2 \cdot \frac{\pi D^2}{4}. \quad (10.40)$$

При равенстве сил, действующих на поршень со стороны входа и выхода, клапан 1 (рис. 10.33) закрывается, разобщая между собой привод передних и задних тормозов. Приравняв давление в приводе p_1 и p_2 давлению срабатывания регулятора, можем найти величину этого давления:

для регуляторов давления с упругим элементом связи с подвеской колес

$$p_c = \frac{4 \cdot F_y}{\pi \cdot d^2}; \quad (10.41)$$

для редуктора давления с фиксированной точкой срабатывания (рис. 10.32,а)

$$p_c = \frac{4 \cdot F_{\text{ПР}}}{\pi \cdot d^2} . \quad (10.42)$$

Необходимо отметить, что уравнения (10.41) и (10.42) могут быть использованы при определении давления срабатывания клапанов-ограничителей переменной или постоянной точек включения.

Большое распространение на легковых и легких грузовых автомобилях получили регуляторы тормозных сил типа клапан-редуктор, снабженные упругой связью с подвеской задних колес (рис. 10.33). Управляющим сигналом такого регулятора является изменяющаяся нагрузка на задние колеса автомобиля. Эти регуляторы обеспечивают кусочно-линейную характеристику, представленную на рис. 10.32,б. В любой конструкции такого регулятора дифференциальный поршень 3 размещен в корпусе 2 и упруго связан с подвеской задних колес торсионом (рис. 10.34) или пружиной (рис. 10.35), шарнирно соединенными с балкой ведущего моста или рычагом подвески. В регуляторах могут использоваться клапаны с затвором в виде резинового уплотнения (рис. 10.33,а) или затвора шарикового типа (рис. 10.33,б). При этом наиболее четкую отсечку и быстрый переход к режиму редуцирования обеспечивают клапаны, которые не используют в качестве затвора сам ступенчатый поршень, например шариковые.

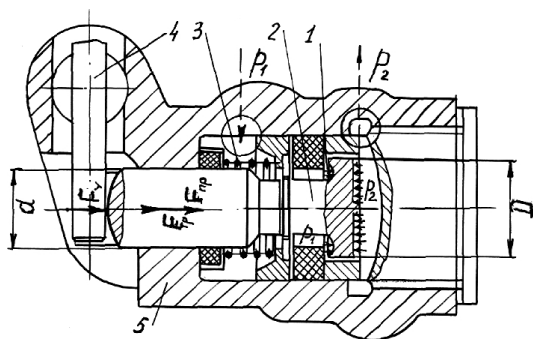


Рис. 10.33. Регулятор тормозных сил с переменной точкой срабатывания автомобилей ВАЗ: 1 – клапан; 2 – ступенчатый поршень; 3 – пружина; 4 – торсион; 5 – корпус

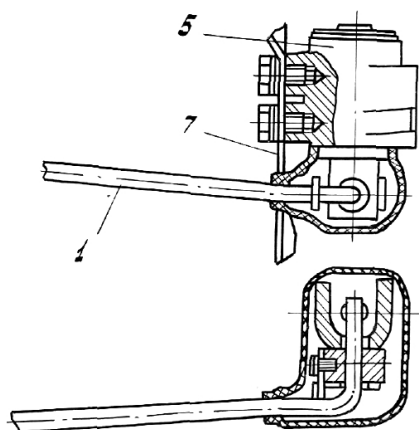


Рис. 10.34. Упруго-передаточный механизм регулятора торсионного типа (ВАЗ): 1 – торсион; 5 – регулятор; 7 – кронштейн крепления

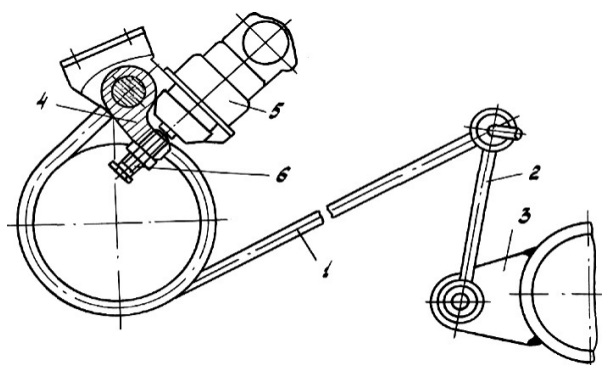


Рис. 10.35. Упруго-передаточный элемент регулятора типа «пружина кручения» («Москвич»): 1 – пружина; 2 – стойка; 3 – кронштейн крепления к балке моста; 4 – коромысло; 5 – регулятор; 6 – регулировочный винт

Распространение на легковых автомобилях двухконтурных, Г-образных или диагональных схем разделения привода тормозов при неперменной установке регуляторов давления задних тормозов явилось толчком к разработке конструкций двухсекционных регуляторов тормозных сил.

На рис. 10.36 приведена схема двухсекционного регулятора тормозного усилия с постоянной точкой включения. В корпусе 2

регулятора имеются впускные отверстия $1A$ и $1B$, связанные с секциями главного цилиндра, и выпускные отверстия $3A$ и $3B$, связанные соответственно с цилиндрами правого и левого задних колес. Жидкость в контуры привода задних тормозов при торможении подается через зазоры между уплотнительными манжетами $4A$ и $4B$ и выступами $5A$ и $5B$ подпружиненных золотников $6A$ и $6B$. Действием жидкости на торцы плунжеров $7A$ и $7B$ поршни $6A$ и $6B$ смешаются против усилия пружин; при этом выбираются зазоры между выступами $5A$ и $5B$ и соответствующими манжетами $4A$ и $4B$. После срабатывания клапанов каждая из двух секций такого регулятора обеспечивает ограничение давления в приводе задних тормозов. Отказ одного из контуров не влияет на работоспособность другого.

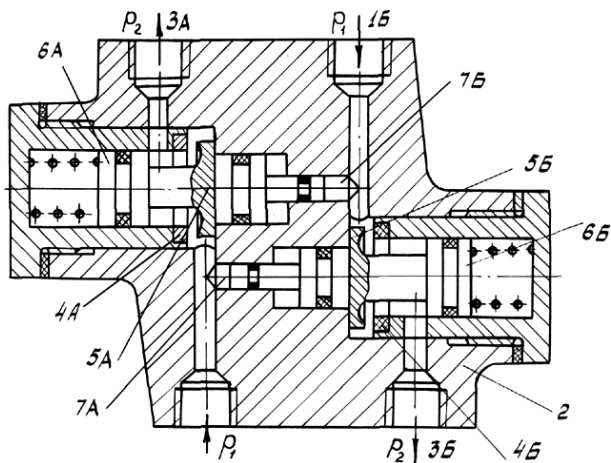


Рис. 10.36. Двухсекционный регулятор давления с постоянной точкой срабатывания

Рассмотренный принцип параллельного соединения секций регулятора может быть использован и в конструкциях с переменной точкой включения.

Более компактна конструкция двухсекционного регулятора с последовательным соединением секций в одном корпусе (рис. 10.37). В этой конструкции шток 8 регулятора контактирует с рычагом 9, упруго связанным с подвеской одного из задних колес.

В качестве первой секции использованы детали односекционного регулятора давления ВА3. Клапан этой секции образован уплотнительным кольцом 2 и буртиком 3 ступенчатого поршня 8 и при своем срабатывании обеспечивает характеристику типа 2 (рис. 10.32,б).

Клапан второй секции состоит из подпружиненного шарика 4 и шайбы с седлом 5. При срабатывании клапана первой секции толкатель 6 освобождает шариковый клапан 4, который закрывается. При перемещениях поршня 8 шариковый клапан 4 следит за работой первой секции, обеспечивая, в свою очередь, редуцирование жидкости по той же характеристике. Каждая из секций обслуживает одно из задних колес при Г-образном и диагональном разделении привода или свой контур при двухконтурной магистрали.

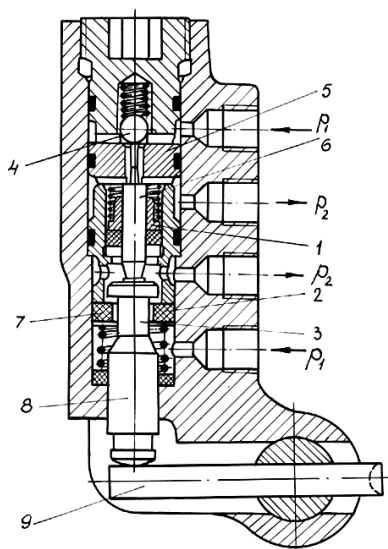


Рис. 10.37. Регулятор с переменной точкой включения и последовательным расположением секции

В пневматическом приводе тормозов устанавливаются регуляторы тормозных сил (рис. 10.38,а) с лучевой характеристикой (рис. 10.38,б). Схема показывает взаимное положение деталей регулятора при отсутствии торможения. Тормозные камеры вырез вывод В, трубчатый толкатель 4, торец которого не касается клапана 1, вывод В сообщаются с атмосферой.

В корпусе 10 регулятора зажаты края мембраны 6, в центре которой закреплен поршень 2, имеющий радиально расположенные ребра 3. В верхней части корпуса регулятора имеются ребра 5, которые могут входить между ребрами поршня.

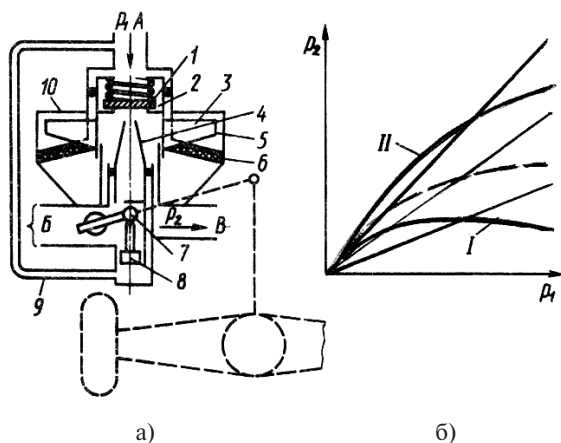


Рис. 10.38. Пневматический регулятор (а) с лучевой характеристикой (б)

При торможении воздух под давлением p_1 через вывод A заставляет поршень 2 и мембрану 6, закрепленную на поршне и корпусе, опускаться. При этом поршень садится на полный толкатель 4, прерывая связь тормозных камер с атмосферой. Дальнейшее опускание поршня 2 вызывает открытие клапана 1, вследствие чего сжатый воздух начинает поступать через вывод B в тормозные камеры. Одновременно сжатый воздух поступает в полость под мембрану 6, что заставляет перемещаться мембрану вверх до тех пор, порвется, оставаясь в касании с толкателем 4.

Закрытие клапана соответствует равновесному положению поршня, при котором усилие, создаваемое сжатым воздухом на поршень сверху, станет равным усилию, созданному сжатым воздухом на мембрану снизу. Соотношение давлений при этом будет определяться соотношением площади поршня и активной площади мембраны, которая переменна и зависит от положения поршня. Когда поршень находится сверху, его ребра не касаются мембраны, которая в этом случае лежит полностью на ребрах корпуса. В этом

положении активная площадь мембраны практически ничтожна. При опускании поршня его ребра начинают опираться на мембрану, которая при этом отходит от ребер корпуса, — активная площадь мембраны увеличивается.

При полной нагрузке автомобиля рычажный привод регулятора, действующий при помощи кулачка 7 на полый толкатель 4, переместит последний в верхнее положение. В этом положении открытие клапана 1 произойдет при верхнем положении поршня, когда площадь мембраны минимальная. Поэтому равновесие будет достигнуто при максимальном значении давления под мембраной. При уменьшении нагрузки, когда расстояние между регулятором, закрепленным на кузове, и задним мостом увеличивается, рычажный привод регулятора заставляет кулачок 7 опускаться вместе с толкателем 4. При торможении для открытия клапана 1 поршень вместе с мембраной должен опуститься вслед за толкателем. Следовательно, равновесное положение будет достигнуто при большей активной площади мембраны, что соответствует определенному соотношению давлений в выводах *A* и *B*.

Равновесное состояние, когда клапан 1 закрывается, определяется выражением

$$\frac{p_1 \pi d_{\text{п}}^2}{4} = \frac{p_2 k d_{\text{м}}}{4}, \quad (10.43)$$

где $d_{\text{п}}$ — диаметр поршня; $d_{\text{м}}$ — диаметр мембраны; k — коэффициент пропорциональности, определяющий активную площадь мембраны и зависящий от положения полого толкателя 4, связанного с рычажной системой.

Передаточное число регулятора характеризуется тангенсом угла наклона регуляторной ветви над горизонтальной осью

$$k_{\text{yc}} = \text{tg} \alpha = \frac{p_2}{p_1} = \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{м}}^2}. \quad (10.44)$$

Регуляторы тормозных сил обеспечивают опережающее блокирование передних колес при экстренных торможениях, снижают вероятность блокирования задних колес, тем самым повышая устойчивость автомобиля. Однако они не гарантируют отсутствие блокирования колес. Недотормаживание задних колес снижает сте-

пень использования сцепной массы автомобиля и, соответственно, эффективность торможения.

К более эффективным и безопасным средствам торможения автомобиля относятся антиблокировочные системы (АБС).

10.6. Антиблокировочные системы

10.6.1. Назначение, типы и работа антиблокировочных систем

Антиблокировочная система предназначена для исключения блокирования колес при торможении. Система автоматически регулирует значения тормозных моментов на колесах автомобиля, обеспечивая оптимальное его торможение. Наивысший эффект от применения АБС достигается на скользких покрытиях, где автомобили особенно подвержены заносам. Эффективность торможения повышается на 10...15%; автомобиль сохраняет управляемость и устойчивость. При торможении на сухом асфальтобетонном покрытии такого сокращения тормозного пути можно и не получить.

Известно, что коэффициент сцепления шин с дорогой зависит не только от типа и состояния дорожного покрытия, но и от других факторов. В частности, на величину коэффициента сцепления влияет скорость колеса при торможении, а также свойства эластичной шины. На рис. 10.39 приведена графическая зависимость коэффициента сцепления $\frac{R_{X_{\max}}}{R_Z} = \varphi_X$ от коэффициента скольжения S .

Относительная скорость скольжения шины определяется из выражения

$$S = \frac{V_A - \omega_{\text{тк}} r_k}{V_A}, \quad (10.45)$$

где V_A – скорость автомобиля; $\omega_{\text{тк}}$ – угловая скорость тормозного колеса; r_k – радиус качения колеса.

Из графика видно, что при некоторых значениях $S = S_{\text{кр}}$ коэффициент φ_X имеет максимальное значение. Для большинства дорожных покрытий максимальное значение φ_X находится в диапазоне изменения коэффициента скольжения $S_{\text{кр}} = 0,1...0,3$. В этом диапазоне δ коэффициент сцепления в поперечном направлении φ_y имеет высокое значение, что обеспечивает устойчивость движения при

действии боковых сил. При доведении колес до состояния блокирования коэффициенты сцепления φ_x и φ_y снижаются, а следовательно, снижаются эффективность торможения и устойчивость движения.

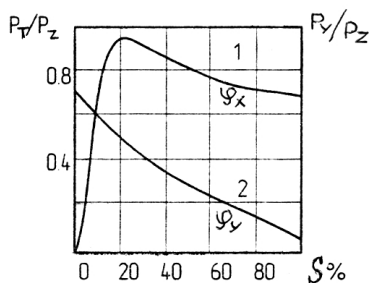


Рис. 10.39. Зависимость коэффициентов сцепления в продольном направлении φ_x и в поперечном направлении φ_y от коэффициента скольжения S

Основной задачей АБС является поддержание в процессе торможения относительной скорости скольжения колес в узком диапазоне вблизи значений $S_{кр}$, обеспечивающее оптимальный режим торможения. Для этой цели необходимо автоматически регулировать в процессе торможения подводимый к колесам тормозной момент.

Имеется много разнообразных конструкций АБС и схем их размещения на автомобиле. Но независимо от конструкции любая АБС должна включать следующие элементы:

датчики, функцией которых является выдача информации об угловой скорости колеса, замедлении автомобиля и колеса;

электронный блок управления, принимающий информацию от датчиков, логически обрабатывающий ее и подающий команду исполнительным механизмам;

исполнительные механизмы или модуляторы давления, которые в зависимости от поступающей из блока управления команды снижают, повышают или удерживают на постоянном уровне давление в приводе к тормозным механизмам.

Процесс автоматического регулирования тормозного момента M_t по замедлению тормозящего колеса циклический. Уравнение движения колеса $\frac{d\omega_k}{dt}$ в режиме торможения с АБС описывается формулой

$$J_{\kappa} \cdot \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = M_{\text{T}} - M_{\varphi}, \quad (10.45.1)$$

где J_{κ} — момент инерции колеса; M_{φ} — предельный момент по сцеплению.

С помощью этого уравнения строится график работы АБС (рис. 10.40). В начале торможения возрастает тормозной момент M_{T} (участок 0–1–2), что приводит к замедлению вращения колеса ($M_{\text{T}} > M_{\varphi}$) и увеличению S . Особенно быстро замедление возрастает на отрезке 1–2, где разность ($M_{\text{T}} - M_{\varphi}$) резко увеличивается из-за уменьшения момента скольжения M_{φ} и вследствие того, что замедление колеса ϵ_{κ} прямо пропорционально разности ($M_{\text{T}} - M_{\varphi}$):

$$\epsilon_{\kappa} = \frac{d\omega_{\kappa}}{dt} = \frac{M_{\text{T}} - M_{\varphi}}{J_{\kappa}}. \quad (10.46)$$

Резкое замедление свидетельствует о том, что относительное скольжение стало больше $S_{\text{кр}}$. Блок управления в точке 2 дает команду модулятору на снижение давления в приводе тормозов. Точка 2 указывает на первую команду — «уставку». По этой команде тормозной момент M_{T} снижается и в точке 3 становится равным моменту M_{φ} , а замедление $\epsilon_{\kappa} = 0$. Замедление $\epsilon_{\kappa} = 0$ становится второй «уставкой», по которой блок управления дает команду модулятору на поддержание в приводе тормозов постоянного давления, а значит, и постоянного момента.

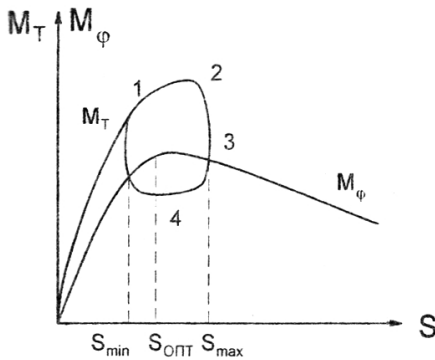


Рис. 10.40. График работы АБС: 1, 2, 3, 4 — точки команд на изменение давления в приводе

В этой фазе $M_T < M_\phi$ и замедление $\epsilon_k = \frac{M_\phi - M_T}{J_k}$ меняет знак,

а колесо начинает ускоряться. Максимальное ускорение достигает своего значения в точке 4, являющейся третьей «уставкой». В точке 4 блок управления дает команду модулятору на увеличение давления в тормозном приводе. Представленный на рис. 10.40 график повторяется, обеспечивая поддержание относительного скольжения вблизи $S_{кр}$.

На рис. 10.41 приведены графики изменения параметров торможения во времени. Процесс работы АБС может протекать по двух- или трехфазному циклу. При двухфазном управлении торможением автомобиля с помощью АБС организуются фазы нарастания давления и сброса давления; при трехфазной работе АБС цикл строится следующим образом: первая фаза – нарастание давления, вторая фаза – сброс давления, третья фаза – поддержание давления на постоянном уровне. При построении алгоритма работы АБС по замедлению тормозящего колеса ϵ_k применяется трехфазный цикл как обеспечивающий меньший расход рабочего тела в приводе. Однако трехфазная АБС имеет более сложную конструкцию модулятора.

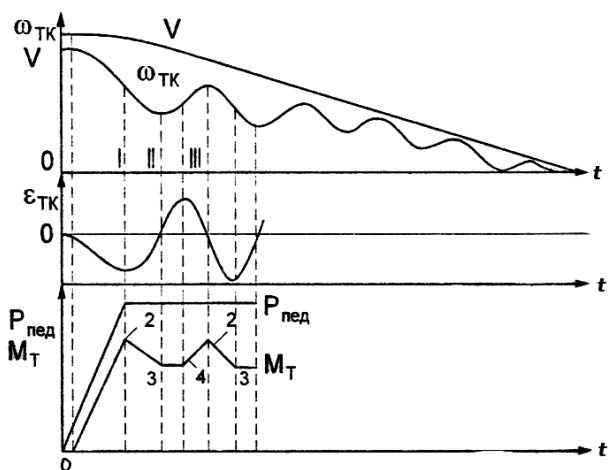


Рис. 10.41. График изменения параметров торможения автомобиля с АБС во времени

Блок-схема управления АБС приведена на рис. 10.42.

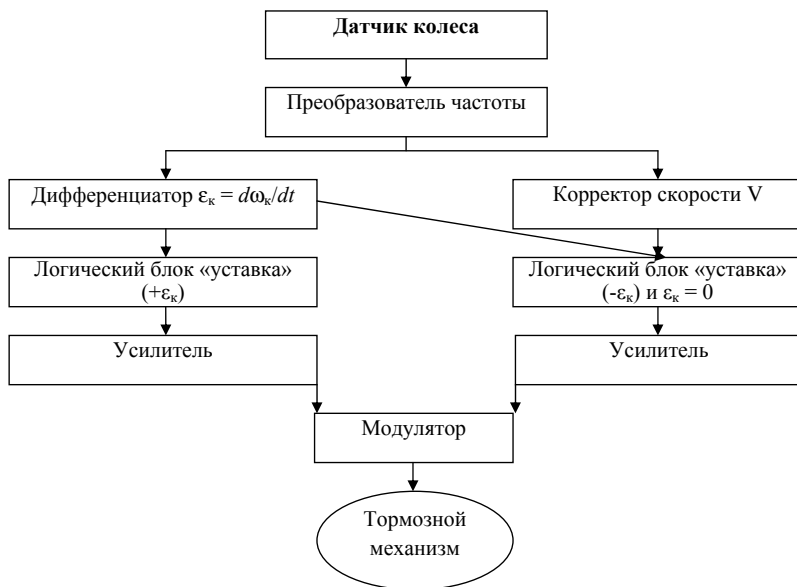


Рис. 10.42. Блок-схема управления АБС

Эффективность применения АБС зависит от принятой схемы размещения элементов. Наиболее эффективна схема с установкой датчиков на каждом колесе, блоков управления и модуляторов в приводе к каждому тормозному механизму (рис. 10.43,а). Однако эта схема наиболее дорогостоящая и сложная по конструкции. Имеются схемы с упрощенной конструкцией с установкой датчиков на каждом заднем колесе, а блока управления и модулятора — для колес задней оси в целом (рис. 10.43,б). Еще проще вариант с установкой одного датчика в трансмиссии, одного блока управления к задним колесам и модулятора в приводе задних тормозов (рис. 10.43,в). На рис. 10.43,г приведена схема, в которой датчики угловых скоростей установлены на каждом колесе, блоки управления и модуляторы предусмотрены для колес каждой оси.

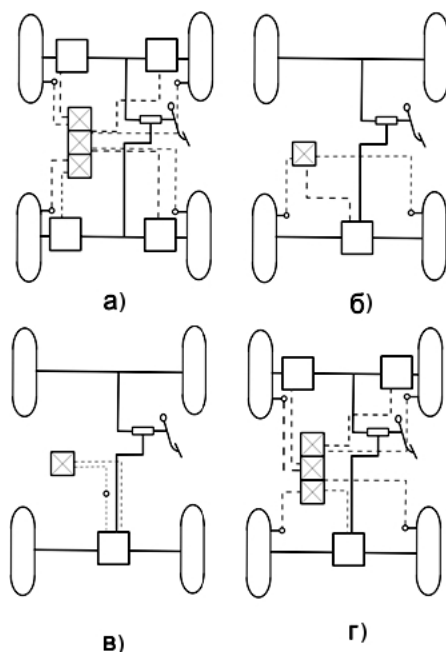


Рис. 10.43. Схемы установки элементов АБС на автомобиле:
 ☒ – блок управления; □ – модулятор; ○ – датчик

10.6.2. АБС в гидроприводе тормозов

АБС на автомобилях с гидроприводом тормозов выполняется в двух вариантах – с замкнутым контуром, с разомкнутым контуром. *Замкнутый (гидростатический)* привод работает по принципу изменения объема с установкой модулятора с дополнительной камерой (рис. 10.44), работающего по двухфазовому циклу.

Первая фаза – нарастание давления: обмотка электромагнита 1 отключена от источника тока. Якорь 3 с плунжером 4 находится под действием пружины 2 в крайнем правом положении. Клапан 6 пружиной 5 отжат от своего гнезда. При нажатии на тормозную педаль жидкость от главного тормозного цилиндра под давлением поступает на вход II и через открытый клапан 6 к выводу I и далее к колесным тормозным цилиндрам.

Вторая фаза – сброс давления: блок управления подключает обмотку электромагнита 1 к источнику питания. Якорь 3 с плунже-

ром 4 перемещаются влево, увеличивая объем камеры 7. Одновременно клапан 6 перемещается влево, перекрывая вывод I к колесным цилиндрам. Увеличение объема камеры 7 снижает давление в приводе и уменьшает тормозной момент. Далее блок управления дает команду на нарастание давления и цикл повторяется.

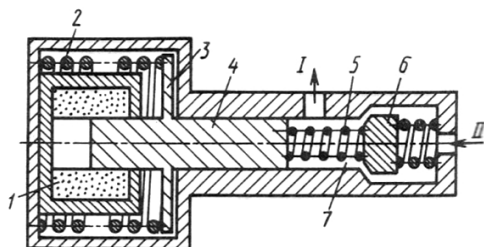


Рис. 10.44. Схемы модулятора давления гидростатического привода тормозов с АБС

Разомкнутый (или открытый) привод высокого давления имеет внешний источник энергии в виде гидронасоса высокого давления и гидроаккумулятора. Этот привод (рис. 10.45) сложнее гидростатического и дороже в изготовлении, но обладает хорошим быстродействием.

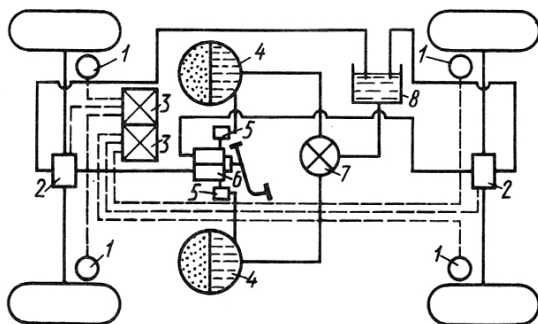


Рис. 10.45. Открытый двухконтурный привод высокого давления с АБС

Такой привод имеет два контура и поэтому требует установки двух гидроаккумуляторов, в которых давление поддерживается на уровне 14...15 МПа. В этом приводе применен двухсекционный клапан уп-

равления, обеспечивающий пропорциональность между усилием на педали и давлением в гидроприводе к тормозным механизмам.

При нажатии на тормозную педаль давление от гидроаккумуляторов передается к модуляторам 1, которые управляются электронными блоками 3, получающими информацию от колесных датчиков 1. Схема двухфазового модулятора золотникового типа приведена на рис. 10.46. Работа этого модулятора строится следующим образом.

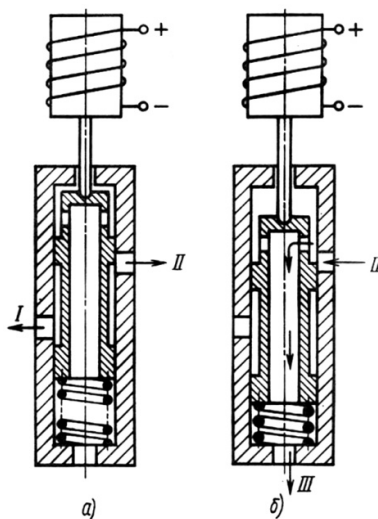


Рис. 10.46. Схема работы двухфазового модулятора золотникового типа

На первой фазе (нарастание давления) блок управления отключает катушку соленоида от источника питания (рис. 10.46,а). Золотник и якорь соленоида усилием пружины перемещаются в верхнее положение. При торможении клапан управления сообщает между собой гидроаккумулятор (вывод I) с нагнетательным каналом модулятора давления. Тормозная жидкость под давлением поступает через вывод II к колесным цилиндрам тормозных механизмов.

На второй фазе (сброс давления) блок управления соединяет катушку соленоида с источником питания (рис. 10.46,б). Якорь соленоида перемещается вниз, подача тормозной жидкости в колесные цилиндры прекращается, вывод II колесных цилиндров

сообщается с каналом слива III и тормозной момент снижается. Блок управления дает команду на нарастание давления, отключая катушку соленоида от источника тока, и дальше цикл повторяется.

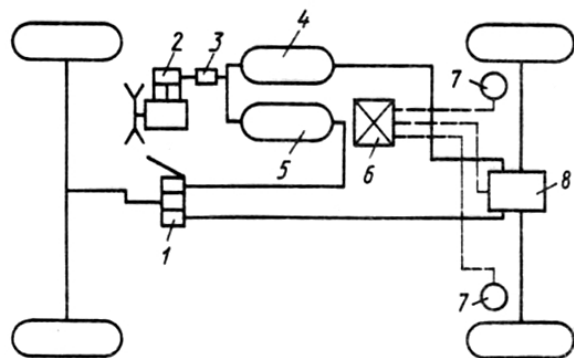
10.6.3. АБС в пневмоприводе тормозов

На рис. 10.47 показана схема двухконтурного пневматического тормозного привода с АБС в приводе к задним тормозам (*а*) и схема работы модулятора (*б*), автоматически регулирующего торможение задних колес. Для этого установлены один модулятор 8, один блок управления 6 и два датчика 7. В пневмоприводе включен дополнительный ресивер, поскольку при работе АБС увеличивается расход воздуха. Модулятор в этой схеме работает по трехфазовому циклу.

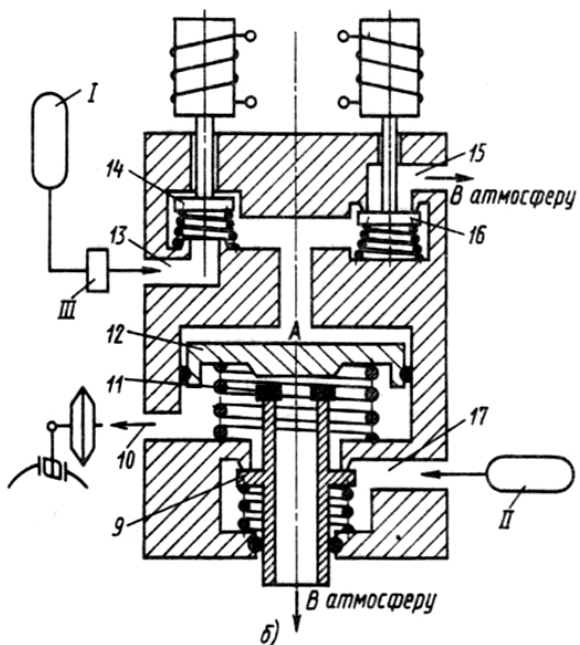
Первая фаза – нарастание давления: при нажатии на тормозную педаль тормозной кран III соединяет основной ресивер I с каналом 13 модулятора. Соленоиды отключены от источника тока, поэтому клапан 14 открыт, а клапан 16 закрывает сообщение с атмосферой. Сжатый воздух поступает в полость А и перемещает поршень 12 вниз, закрывая атмосферный клапан 11 и открывая клапан сжатого воздуха 9. При открытии клапана 9 сжатый воздух из дополнительного ресивера II через каналы 17 и 10 поступает в тормозные камеры, что приводит к увеличению тормозного момента.

Вторая фаза – сброс давления: блок управления дает команду на растормаживание, соединяя соленоиды электромагнитных клапанов с источником тока; клапан 14 опускается, прерывая связь основного ресивера I с модулятором, а клапан 16, опускаясь, открывает выход сжатого воздуха из полости А в атмосферу. Поршень 12 поднимается, открывая атмосферный клапан, а клапан сжатого воздуха 9 закрывается, прерывая связь дополнительного ресивера II с тормозными камерами. Сжатый воздух из тормозных камер выходит в атмосферу, в результате чего тормозной момент уменьшается.

Третья фаза – поддержание давления на постоянном уровне: блок управления подает электрический ток только электромагнитному клапану 14. Таким образом, оба клапана остаются закрытыми, что позволяет поддерживать давление в полости А и в тормозных камерах, тормозной момент на задних колесах постоянного значения.



a)



б)

Рис. 10.47. Схемы двухконтурного пневматического тормозного привода с АБС в приводе к задним колесам (а) и работы модулятора (б)

Вопросы для самоконтроля

1. Какие типы тормозных систем применяются в тормозном управлении автомобилей?
2. Какие нормативные требования предъявляются к рабочей тормозной системе?
3. Какие нормативные требования предъявляются к стояночной и вспомогательной тормозным системам?
4. Какие нормативные требования предъявляются к запасной тормозной системе?
5. Какие бывают принципиальные схемы барабанных тормозных механизмов? Достоинства и недостатки каждой из этих схем.
6. Что такое реверсивность и уравновешенность тормозного механизма?
7. Что называется коэффициентом эффективности тормозного механизма?
8. Какие колодки барабанного тормозного механизма называют самоприжимной, самоотжимной?
9. Почему самоотжимная колодка развивает меньший тормозной момент по сравнению с самоприжимной колодкой?
10. Какими удельными показателями оцениваются износостойкость и долговечность тормозного механизма?
11. Какими показателями оценивается энергоёмкость тормозного механизма и от каких конструктивных параметров она зависит?
12. Из каких материалов изготавливаются основные детали тормозных механизмов?
13. Какие бывают конструкции приводов рабочей тормозной системы? Их достоинства и недостатки.
14. Какие нормативные требования предъявляются к приводам рабочей тормозной системы?
15. Когда требуется установка усилителя в привод рабочей тормозной системы?
16. Опишите назначение регулятора тормозных сил. Какие к нему предъявляются требования?
17. Каково назначение противоблокировочной системы?
18. По каким параметрам изучают рабочий процесс противоблокировочной системы?

Библиографический список

1. Лукин, П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. — М. : Машиностроение, 1984. — 376 с.
2. Осепчугов, В.В. Автомобиль: анализ конструкции, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин. — М. : Машиностроение, 1989. — 304 с.
3. Вахламов, В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета / В.К. Вахламов. — М. : Академия, 2006. — 480 с.
4. Армейские автомобили: Конструкция и расчет / А.С. Антонов [и др.]. — М. : Изд-во Минобороны, 1970. — Ч. 1. — 544 с.
5. Армейские автомобили: Конструкция и расчет / А.С. Антонов [и др.]. — М. : Изд-во Минобороны, 1970. — Ч. 2. — 480 с.
6. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / под ред. А.И. Гришкевича. — М. : Машиностроение, 1984. — 272 с.
7. Автомобили: Конструкция, конструирование. Системы управления и ходовая часть : учеб. пособие для вузов / под ред. А.И. Гришкевича. — Минск, 1987. — 200 с.

Содержание

Введение.....	3
1. НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ.....	4
1.1. Свойства автомобиля и требования к конструкции.....	4
1.2. Стадии и этапы проектирования автомобиля.....	6
1.3. Нагрузочные и расчетные режимы при расчете трансмиссии на статическую прочность.....	9
1.4. Нагрузочные и расчетные режимы при расчете ходовой части на статическую прочность.....	10
2. ТРАНСМИССИЯ. СЦЕПЛЕНИЕ.....	12
2.1. Схемы трансмиссий.....	12
2.2. Сцепление. Назначение сцепления и требования, предъявляемые к нему.....	13
2.3. Типы сцеплений.....	14
2.4. Расчет сцепления.....	19
3. ТРАНСМИССИЯ. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ И РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА.....	35
3.1. Коробка передач: назначение и типы коробок передач, требования к коробке передач.....	35
3.2. Расчет коробки передач.....	42
3.3. Раздаточная коробка.....	55
4. ТРАНСМИССИЯ. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА.....	62
4.1. Назначение и типы карданных передач.....	62
4.2. Назначение и типы карданных шарниров.....	64
4.3. Требования к карданной передаче.....	74
4.4. Карданные передачи с шарнирами неравных угловых скоростей.....	74
4.5. Расчет карданной передачи.....	80

5. ТРАНСМИССИЯ. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА, ДИФФЕРЕНЦИАЛ, ПРИВОД НА ВЕДУЩИЕ КОЛЕСА.....	89
5.1. Главная передача.....	89
5.2. Дифференциал.....	104
5.3. Ведущий мост. Привод на ведущие колеса.....	117
6. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. МОСТЫ.....	124
6.1. Назначение и типы мостов, требования к ним.....	124
6.2. Ведущие мосты.....	126
6.3. Передний управляемый мост.....	129
6.4. Комбинированный мост	134
6.5. Расчет мостов.....	136
7. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. ПОДВЕСКА.....	145
7.1. Назначение, основные элементы, типы подвесок.....	145
7.2. Требования к подвеске.....	148
7.3. Упругий элемент подвески.....	155
7.4. Конструкция подвески.....	156
7.5. Амортизаторы.....	162
7.6. Расчет подвески.....	166
8. ХОДОВАЯ ЧАСТЬ. КОЛЕСА И ШИНЫ.....	174
8.1. Назначение и типы колес. Требования, предъявляемые к колесам.....	174
8.2. Типы и конструкция шин. Требования, предъявляемые к шинам.....	177
9. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ.....	186
9.1. Назначение и типы рулевого управления.....	186
9.2. Требования, предъявляемые к рулевому управлению, и его основные характеристики.....	188
9.3. Травмобезопасное рулевое управление.....	194
9.4. Рулевые механизмы.....	198
9.5. Рулевой привод.....	205
9.6. Рулевой усилитель.....	210
9.7. Расчетные нагрузки в рулевом управлении.....	218

9.8. Расчет деталей рулевого управления на прочность и жесткость.....	220
10. ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ.....	230
10.1. Назначение тормозного управления и требования к нему.....	230
10.2. Тормозные механизмы	234
10.3. Тормозной привод.....	255
10.4. Гидروвакуумный и вакуумный усилители.....	263
10.5. Регуляторы тормозных сил.....	268
10.6. Антиблокировочные системы.....	280
Библиографический список.....	291

Учебное издание

Скутнев Василий Михайлович

ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ
И РАСЧЕТА АВТОМОБИЛЯ

Учебное пособие

Редактор *Т.Д. Савенкова*
Технический редактор *З.М. Малявина*
Вёрстка: *Л.В. Сызганцева*
Дизайн обложки: *Г.В. Карасева*

Подписано в печать 25.09.2012. Формат 60×84/16.

Печать оперативная. Усл. п. л. 17,14.

Тираж 101 экз. Заказ № 1-36-11.

Издательство Тольяттинского государственного университета
445667, г. Тольятти, ул. Белорусская, 14

