

Н. А. БУХАРИН
В. С. ПРОЗОРОВ
М. М. ЩУКИН



АВТОМОБИЛИ

6Т2.1

УДК 629.113.075.8

Б94 Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М. **Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов.** Л., «Машиностроение» (Ленингр. отд-ние), 1973. 504 с.

В учебном пособии излагаются эксплуатационно-ремонтные требования к конструкциям автомобилей, рассматриваются рабочие процессы, вопросы прочности, жесткости, теплонапряженности, износа деталей и узлов автомобиля.

Второе издание (первое 1965 г.) дополнено новыми типами автомобилей, данными по нагрузочным и расчетным режимам работы автомобиля в различных условиях эксплуатации, методами расчета долговечности узлов автомобилей, некоторыми нормативными материалами ГОСТов и СЭВ.

Книга предназначена для студентов вузов автомобильной специальности. Она также может быть полезна инженерно-техническим работникам автомобильного транспорта.

Табл. 51. Ил. 209. Список лит. 97 назв.

Б $\frac{3183-709}{038(01)-73}$ БЗ-82-26-72

6Т2.1



Рецензент кафедры «Автомобили» МАДИ (доктора техн. наук профессора А. Н. Островцев, В. В. Осипцов, А. С. Литвинов, А. К. Фрумкин, канд. техн. наук доц. А. Ф. Маценко)

© Издательство «Машиностроение», 1973 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

За последнее десятилетие в автомобильной промышленности Советского Союза произошли существенные изменения. Введен в строй волжский автозавод ВАЗ в г. Тольятти с годовым выпуском 600 000 легковых автомобилей. Строится мощный завод тяжелых грузовых автомобилей на Каме (КамАЗ). Расширился типаж автомобилей и их выпуск в соответствии с реальной потребностью народного хозяйства.

Широкое развитие в автомобильной промышленности получили специализация производства, автоматизация производственных процессов. Существенно обновлен парк новыми машинами, обладающими более высокими технико-эксплуатационными показателями. Значительно увеличился удельный вес автопоездов.

В связи с ростом парка автомобилей и повышением интенсивности их движения рассмотрены требования к «безопасным» автомобилям, снижающим травматизм при авариях.

Данное учебное пособие составлено по утвержденной Министерством высшего и среднего специального образования СССР программе для студентов автоэксплуатационной специальности. В нем обобщен многолетний опыт педагогической и исследовательской работы авторов в высших учебных заведениях Ленинграда.

Настоящий курс имеет целью:

ознакомить студентов с основными требованиями к конструкциям автомобилей и прицепов, их технико-экономической и эксплуатационной оценкой, развить навыки по критическому анализу новых конструкций;

дать сведения о нагрузочных и расчетных режимах узлов автомобилей и прицепов, имеющих место в различных условиях эксплуатации;

сообщить основные сведения о рабочих процессах и современных методах расчета элементов автомобиля на прочность, жесткость, выносливость, долговечность, нагрев. Научить оценивать величины нагрузок и напряжений, а также вероятные износы деталей;

привести основные данные о материалах, применяемых для изготовления отдельных деталей, и их термообработке.

Изучению данного курса должно предшествовать изучение устройства и теории автомобиля, а также общетехнических дисциплин.

Книга написана:

д-ром техн. наук проф. Н. А. Бухариным—гл. I, II, IV, V, VIII, IX, X, XI, XII, XV; канд. техн. наук доц. В. С. Прозоровым — гл. III, VI, XIII, XVII; канд. техн. наук доц. М. М. Щукиным — гл. VII, XIV, XVI.

ГЛАВА I

ТИПЫ АВТОМОБИЛЕЙ И ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К НИМ

§ 1. АВТОМОБИЛИ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫЕ В ОСНОВНОМ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ ПО ДОРОГАМ С ТВЕРДЫМ ПОКРЫТИЕМ

Автомобили подразделяются по типу и назначению на легковые, грузовые, автобусы и специальные машины. Особое место занимают автомобильные поезда, дающие возможность резко повысить грузоподъемность и производительность автомобильного транспорта.

Легковые автомобили классифицируются по назначению, числу мест, типу кузова, типу двигателя, объему его цилиндров, комфортабельности и другим признакам.

Согласно рекомендациям В. Ф. Родионова и Б. М. Фитермана, классификация легковых автомобилей может быть проведена по пяти классам (II.10): особо малый, с рабочим объемом двигателя $V_h = 0,9 \div 1,2$ л и сухой массой $m_a = 700 \div 850$ кг; малый с $V_h = 1,2 \div 1,8$ л и $m_a = 850 \div 1150$ кг; средний с $V_h = 1,8 \div 3,5$ л и $m_a = 1150 \div 1500$ кг; большой с $V_h = 3,5 \div 5,0$ л и более и $m_a = 1500 \div 1700$ кг и более. Параметры автомобиля высшего класса не регламентированы. Машины первых двух классов являются машинами индивидуального пользования, последних двух — служебного. Машины среднего класса используются и как индивидуальные, и как служебные.

Классификационные признаки не являются неизменными. Численные характеристики этих признаков с течением времени меняются в зависимости от развития автомобильной техники.

Грузовые автомобили классифицируются по назначению, грузоподъемности, типу кузова, типу двигателя и его мощности, числу осей и некоторым другим признакам.

По номинальной грузоподъемности грузовые автомобили подразделяются на (данные СЭВ¹) бортовые автомобили (1; 1,5; 3; 5; 8; 12 т) и на седельные тягачи на базе автомобилей (3, 5, 8, 12 т), имеющие полуприцепы (соответственно 6, 10, 16, 25 т.).

Автобусы классифицируются по назначению² на городские, пригородные, местного сообщения, общего назначения, туристские, междугородные, а также по размерам, числу пассажирских мест, типу кузова, типу двигателя и другим признакам.

¹ СЭВ — Совет экономической взаимопомощи.

² См. отраслевую нормаль ОН 025 313—68.

Важным классификационным признаком, принятым в СССР, является полная длина автобуса.

По габаритной длине автобусы могут быть: особо малые 4,5—5,0 м; малые 6,0—7,5 м; средние 8,0—9,5 м; большие 10,5—11,0 м; особо большие, подразделяющиеся на одиночные 11,5—12,0 м и на сочлененные 16,5—18,0 м.

Специальные автомобили применяются для многих отраслей народного хозяйства и обороны страны. В городах и населенных пунктах применяется значительное число специальных машин. К ним относятся: пожарные, санитарные, ассенизационные, мусоровозы, подметальные, машины для поливки и мойки улиц, а также очистки их от снега, специализированные машины торговой сети для перевозки пищевых продуктов и товаров, рефрижераторы для перевозки скоропортящихся продуктов и т. д. Особое место занимают аварийные машины, автомобили органов милиции.

Для выполнения строительных работ используются самосвалы, специальные прицепы и полуприцепы для перевозки крупнопанельных блоков, цементовозы и др.

В сельском хозяйстве используются автомобили со специальными типами кузовов и платформ, а также прицепов и полуприцепов. Некоторые типы автомобилей для сельского хозяйства должны обладать повышенной и высокой проходимостью.

Специальные конструкции автомобилей, преимущественно повышенной и высокой проходимости, находят применение в армии.

Обычно специальные автомобили выпускаются на шасси базовых автомобилей и количество их типоразмеров определяется многими десятками на каждую базовую машину.

Из числа специальных машин приводится классификация самосвалов по их грузоподъемности.

Грузоподъемность базовой машины 3; 5; 8; 12 т. Соответственно грузоподъемность самосвала (ориентировочно) 2,5; 4,5; 7 т.

В горнорудной промышленности находят применение тяжелые внедорожные машины грузоподъемностью в 25, 40, 60, 120 и более тонн. Эти машины успешно используются на крупных новостройках.

§ 2. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К АВТОМОБИЛЯМ

Общие требования

К общим требованиям относятся следующие.

1. Соответствие автомобилей требованиям перспективного типажа; приспособленность к климатическим¹ и дорожным условиям с учетом специфики отдельных районов, в особенности северной части нашей страны.

¹ См. ОН 025 256—66.

2. Учет требований ГОСТов и нормалей к конструкциям; унификация агрегатов и деталей автомобиля, а также эксплуатационных материалов — смазочных масел, жидкостей с максимальным сокращением их сортамента.

3. Перспективность конструкции, позволяющая в течение длительного времени модернизировать базовую модель без коренной ее переработки.

4. Архитектоника кузова с учетом требований моды, а также функциональности формы, целостности композиции, единства формы со средой, соответствия формы материалу, технических и прочностных требований к кузову.

5. Высокая технологичность конструкции, обеспечивающая при заданном масштабе производства минимальные трудозатраты на одну машину.

6. Использование недефицитных и более дешевых материалов с целью снижения стоимости производства, а также пластмасс и легких сплавов, способствующих снижению веса автомобиля.

7. Высокая стойкость деталей и агрегатов автомобиля против коррозии, допускающая длительное безгаражное хранение автомобиля в различных климатических условиях.

8. Малые габариты и вес автомобиля и его агрегатов, допустимые осевые нагрузки на дорогу.

9. Высокая надежность и износостойкость конструкции в пределах установленного амортизационного срока.

10. Необходимая комфортабельность; плавность хода автомобиля; величины вибрационных нагрузок для перевозимого груза в заданных пределах; удобные сиденья как для водителя, так и для пассажиров, обеспечивающие малую утомляемость, хороший обзор, легкость посадки и высадки, удобство пользования органами управления и приборами; система вентиляции кабины, гарантирующая при закрытых окнах грузового автомобиля не менее чем 20-кратный воздухообмен в час (при $v = 15$ км/ч); содержание CO , CO_2 , паров бензина, акролеина в кабине на стоянке, не превышающее допустимых величин; обогревательные устройства кабины грузового автомобиля, обеспечивающие перепад между наружной температурой и температурой в кабине не менее 40°C ; шумность работы как отдельных агрегатов, так и автомобиля в целом, не превышающая допустимых норм.

11. Приспособленность подвижного состава к железнодорожным, водным и воздушным перевозкам, а также перевозкам на специализированном автотранспорте.

12. Учет специфики требований стран, в которые продаются автомобили, для машин, предназначенных на экспорт, в отношении типажа машин, приспособленности к климатическим условиям, сортамента ГСМ и др.

13. Патентная «чистота».

14. Конструкция автомобиля, создающая условия для уменьшения травматизма водителя и пассажиров при авариях.

Эксплуатационные требования

Трудоемкость работ по техническому обслуживанию автомобилей велика. Число человеко-часов, затрачиваемых на изготовление нового автомобиля, во много раз меньше (в 30—50 раз) числа часов, затрачиваемых на техническое обслуживание и текущий ремонт автомобиля за весь срок его службы.

Если принять за 100% расходы на поддержание автомобиля в работоспособном состоянии до его списания, то затраты по отдельным статьям составят в % (данные по Горьковскому автозаводу):

Изготовление автомобиля на заводе	1,4
Ежедневный уход	15,7
Техническое обслуживание	29,7
Капитальный ремонт	7,2
Эксплуатационный ремонт	46,0

Количество запасных частей, используемых для ремонта автомобилей за весь период их эксплуатации, превосходит число деталей, идущих на производство новых автомобилей. По мере увеличения срока эксплуатации расход запасных частей возрастает, что значительно загружает производственные мощности автопромышленности в ущерб выпуску основной продукции.

Поэтому большое значение имеет разработка таких конструкций автомобилей, у которых трудозатраты на обслуживание и ремонт будут наименьшими.

К числу основных эксплуатационных требований относятся следующие.

1. Сокращение расходов на эксплуатацию автомобиля хотя бы за счет повышения его начальной стоимости.

2. Увеличение средних скоростей движения автомобилей за счет повышения их тяговых и тормозных свойств; снижение времени на вспомогательные операции (пуск двигателя, переключение передач и др.).

3. Лучшее использование грузоподъемности автомобилей за счет соответствия размеров кузова (платформы) размерам перевозимых грузов.

4. Снижение расхода горюче-смазочных материалов.

5. Сокращение числа точек смазки путем применения не требующих смазки подшипников из пластмасс, резиновых втулок и блоков (в рессорах, карданных шарнирах и др.); защита трущихся пар от падавания пыли, влаги и грязи; применение более стойких всесезонных смазочных материалов со специальными присадками, допускающими длительную работу без смены смазки; уменьшение числа сортов смазки и специальных жидкостей.

6. Сокращение операций по регулировке за счет замены ручной регулировки автоматической; простота операций ручной регулировки с минимальной затратой времени на их выполнение;

высокая стабильность регулировок, позволяющая уменьшить их частоту.

7. Конструкция механизмов и деталей, исключающая возможность неправильного их использования вследствие малой квалификации или небрежности обслуживающего персонала (Fool proof design). Пример — замки в конструкциях коробок передач, исключающие возможность одновременного включения двух передач и др.

8. Легкий доступ к болтовым и винтовым соединениям, облегчающий их проверку и подтягивание; унификация болтов и гаек, а также инструмента; применение устройств, исключающих возможность проворачивания болтов при подтягивании гаек; малое количество резьбовых соединений, требующих систематического контроля; более широкое применение самоконтрящихся гаек.

9. Легкий доступ к точкам смазки и регулировки, к аккумуляторам, радиатору, спускным кранам системы охлаждения, пробкам для наполнения и опорожнения емкостей, к воздушному и масляному фильтрам, а также тормозным цилиндрам и кранам гидравлического и пневматического приводов.

10. Размеры горловины, обеспечивающие заполнение топливного бака за минимальное время¹, возможность контролировать количество топлива в баке в процессе заправки.

11. Придание автомобилю и его деталям форм, упрощающих мойку; устранение «карманов», способствующих скоплению грязи.

12. Удобство и быстрота погрузки и разгрузки за счет правильного выбора высоты платформы грузового автомобиля и применения погрузочно-разгрузочных механизмов, откидных бортов и др.

К основным ремонтным требованиям относятся следующие.

1. Конструкция автомобиля должна предусматривать максимальное облегчение и упрощение монтажно-демонтажных работ. Замена одного из узлов автомобиля должна производиться без необходимости в дополнительных операциях по демонтажу и монтажу смежных узлов. Возможность быстрой замены поврежденного агрегата является преимуществом конструкции, особенно важным для автомобиля, работающего в сельском хозяйстве, на востройках в отрыве от ремонтной базы.

В конструкции тяжелых агрегатов должны быть предусмотрены специальные устройства, облегчающие их демонтаж, монтаж и подъем краном.

Конструкция узлов автомобиля должна быть рассчитана на возможность выполнения работ по сборке и регулировке рабочими невысокой квалификации.

2. При конструировании наиболее изнашивающихся деталей необходимо предусмотреть возможность их ремонта. Во многих

¹ См. ГОСТ 13946—68.

случаях целесообразно делать сменные вкладыши, втулки, гильзы. Это, прежде всего, относится к сложным и дорогим деталям, так как при износе их основных рабочих поверхностей нередко приходится выбраковывать всю деталь.

3. При конструировании деталей необходимо предусматривать сохранность базовых поверхностей, что облегчит выполнение ремонта независимо от степени износа детали.

4. Необходимо учитывать недопустимость уменьшения жесткости детали после ее ремонта. Это, в частности, относится к тормозным барабанам, толщина стенок и жесткость которых после многократных расточек уменьшается, что приводит к усиленному износу обшивок и скрипу тормозов.

5. Соблюдение указанных ремонтных требований не должно идти за счет существенного ухудшения технологичности конструкции, ее усложнения и удорожания. В каждом случае должен быть найден разумный компромисс.

§ 3. АВТОМОБИЛИ ПОВЫШЕННОЙ И ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Характер дорожных условий имеет решающее влияние на типаж автомобильного парка. При недостаточной протяженности автомобильных дорог, плохих дорогах и бездорожья автомобили повышенной и высокой проходимости имеют важное значение. Повышение проходимости автомобиля достигается за счет увеличения числа ведущих осей, применения шин увеличенного профиля с развитыми грунтозацепами и с переменным давлением воздуха, пневмокатков, самоблокирующихся дифференциалов, лебедок самовытаскивателей, увеличения дорожных просветов, снижения радиусов проходимости и других мероприятий. Все это влечет за собой усложнение и удорожание автомобиля, увеличение его веса, увеличение энергоемкости транспортной работы на 1 т·км перевезенного груза.

На рис. I.1, а представлен график, показывающий изменение удельной стоимости автомобиля $c_{уд} = \frac{Ц}{m_r}$ в зависимости от его проходимости, где m_r — масса перевозимого груза (грузоподъемность автомобиля); $Ц$ — стоимость автомобиля. Как видно, удельная стоимость значительно увеличивается с повышением проходимости автомобиля прежде всего за счет усложнения и утяжеления его конструкции.

Увеличение энергоемкости транспортной работы показано на рис. I.1, б.

Как видно из графика, использование на хороших дорогах с твердым покрытием (точка А на оси абсцисс) автомобилей повышенной и высокой проходимости нецелесообразно. Оптимальным является использование в этом случае автомобиля ограниченной проходимости. Для плохой грунтовой дороги (точка Б) наименьшая энергоемкость транспортной работы будет у автомобиля

высокой проходимости. Точка *B*, соответствующая полному бездорожью, характеризует предельную (по энергоемкости транспортной работы) целесообразность применения автомобиля высокой проходимости по сравнению с вертолетом, который принят как транспортное средство, обладающее наивысшей проходимостью. Отметим, что термины — ограниченная, средняя, повышенная, высокая и особо высокая проходимости — являются условными. Одна и та же колесная машина может иметь различную проходимость при изменении размера и конструкции шин, величины давления воздуха в них, наличии блокируемого дифференциала и т. д.

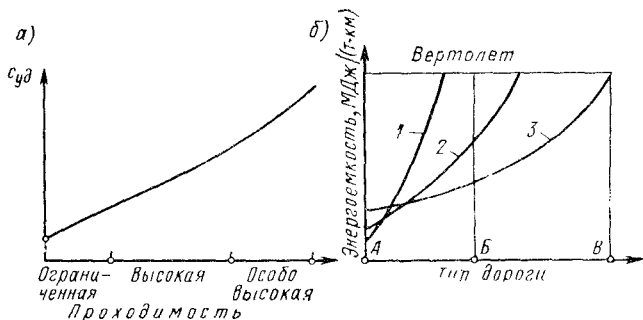


Рис. 1.1. Экономические (а) и энергетические (б) показатели автомобилей различной проходимости:

1 — ограниченной; 2 — повышенной; 3 — высокой

Ориентировочные значения удельной энергоемкости транспортной работы, выполняемой автомобилями различных типов и вертолетом, приведены в табл. 1.1.

Автомобили высокой и особо высокой проходимости нельзя рассматривать как средство для перевозки массовых грузов. Они необходимы для специальных целей и для перевозок в наиболее тяжелых условиях пути. Обычно они не могут быть изготовлены за счет незначительных изменений конструкций базовых машин народного хозяйства. Специфичность конструкций этих машин определяет необходимость организации специального производства лишь с частичным использованием базовых машин.

Некоторые параметры, характеризующие проходимость автомобилей, приведены в табл. 1.2. Особо высокой проходимостью отличаются многоосные автомобили и автопоезда с активными (т. е. ведущими) осями прицепов благодаря хорошей приспособляемости последних к неровностям местности.

В табл. 1.2 приняты следующие обозначения: Z — вертикальные реакции дороги на колеса оси в Н; m_a и m_n — масса автомобиля и прицепа с грузом в кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести; φ — коэффициент сцепления шин с дорогой;

Энергоемкость транспортной работы

Тип дороги или местности	Проходимость автомобиля			
	Ограниченная		Высокая	
	$\frac{\text{МДж}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$	$\frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$	$\frac{\text{МДж}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$	$\frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$
Твердое покрытие	1—1,6	$10^5—1,6 \cdot 10^5$	1,2—1,9	$1,2 \cdot 10^5—1,9 \cdot 10^5$
Бездорожье	—	—	5 и более	$5 \cdot 10^5$ и более
Тип дороги или местности	Проходимость автомобиля		Вертолет	
	Особо высокая		$\frac{\text{МДж}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$	$\frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$
	$\frac{\text{МДж}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$	$\frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{(\text{т} \cdot \text{км})}$		
Твердое покрытие	1,4—2,2	$1,4 \cdot 10^5—2 \cdot 2 \cdot 10^5$	10,6—18,5	$10,6 \cdot 10^5—18,5 \cdot 10^5$
Бездорожье	4 и более	$4 \cdot 10^5$ и более	10,6—18,5	$10,6 \cdot 10^5—18,5 \cdot 10^5$

$N_{\text{уд}} = \frac{N_{m \text{ max}}}{m_a}$ — удельная мощность в кВт/т; $N_{m \text{ max}}$ — максимальная мощность двигателя в кВт; p_v — давление воздуха в шинах в кПа.

Специальные требования к автомобилям высокой проходимости и автопоездам:

а) геометрические параметры, обеспечивающие хорошую проходимость автомобиля и автопоезда при движении по плохим дорогам и местностям;

б) способность преодолевать с полной нагрузкой на низшей передаче значительные подъемы как одиночной машиной, так и автопоездом с активными прицепами, а также длительно работать при большом поперечном уклоне (крене);

в) высокие динамические качества ($D_{\text{max}} \approx 1$ на низшей передаче);

г) возможность использования автомобиля в качестве тягача;

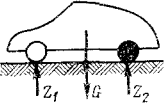
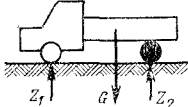
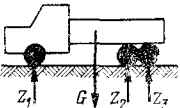
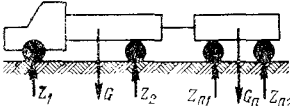
д) малые удельные давления на грунт для машин, предназначенных для движения по снегу и заболоченной местности, и возможность изменять давление воздуха в шинах применительно к дорожным условиям;

е) хорошее сцепление шин с различными типами грунтов, поверхностью заснеженных дорог и дорог с твердыми покрытиями;

ж) расширенный диапазон скоростей от 2 до 100 км/ч и выше;

Т а б л и ц а 1.2

Параметры, характеризующие проходимость автомобиля

Тип автомобиля	Колесная формула	Коэффициент сцепного веса $k_{\varphi} = \frac{\sum Z_i}{m_a g}$	Динамический фактор D_{φ} max по сцеплению при $\varphi = 0,8$	Давление воздуха в шинах * P_B		Удельная мощность $N_{уд}$		Проходимость
				кПа	кгс/см ²	кВт/т	л. с./т	
	4×2	$\frac{Z_2}{m_a g} = 0,5$	0,4	150—250	1,5—2,5	11—66 **	15—90 **	Ограниченная и средняя
	4×2	$\frac{Z_2}{m_a g} = 0,6$	0,48	200—400	2—4	7,4—22	10—30	Средняя и повышенная
	6×6	$\frac{\sum Z_i}{m_a g} = 1,0$	0,8	50—400	0,5—4	4,4—12	6—16	Повышенная и высокая
	8×8	$\frac{\sum Z_i}{(m_a + m_n) g} = 1,0$	0,8	50—400	0,5—4	4,4—12	6—16	Высокая и особо высокая

* Для автомобилей повышенной, высокой и особо высокой проходимости применяются специальные шины (с переменным давлением воздуха, арочные и др.).

** Последняя цифра для автомобилей с большим запасом мощности (легковых).

з) приспособленность для работы (с дооборудованием двигателя, кабины, кузова, агрегатов трансмиссии, тормозной системы) в различных климатических условиях в широком диапазоне температур;

и) наличие лебедок с тяговым усилием до $0,9m_{ag}$ Н ($0,9G_a$ кгс).

§ 4. ТРЕБОВАНИЯ К «БЕЗОПАСНОМУ» АВТОМОБИЛЮ

Вопросы повышения безопасности движения автомобиля принадлежат к числу важнейших, актуальность которых будет возрастать по мере роста числа автомобилей.

Число аварий с человеческими жертвами возрастает с каждым годом и становится поистине национальным бедствием.

Проведенные исследования показали, что может быть создан «безопасный» автомобиль, выдерживающий без значительных разрушений передний или задний лобовой удар при скорости соударения¹ до $v = 80$ км/ч и боковые удары при $v \leq 64$ км/ч.

У безопасного автомобиля уровень травматизма снижается на 50% по сравнению с существующими стандартными автомобилями 1967—1968 гг. Считают, что число смертельных случаев при лобовом и боковом столкновениях сократится на 75%, а при ударе сзади — на 90%. Соответственно уменьшится число неизлечимых повреждений пассажиров.

Травматизм в случае столкновения и наезда определяется величиной замедлений, возникающих при соударении автомобиля с препятствием, а также продолжительностью действия замедления. Если возникающие при столкновениях замедления превосходят 20g, то возможны значительные травмы пассажиров. В случае, если замедление приближается к 60—70g, даже при продолжительности его воздействия не свыше 3 мс смертельные случаи для водителя и пассажиров весьма вероятны, несмотря на ряд предохранительных и защитных устройств (ремни безопасности, легко деформируемые панели в кабине водителя и пассажирском салоне и т. д.).

Процент повреждаемости людей, сидящих внутри кузова, от ударов о крышу, пол, боковые стенки и разные детали автомобиля при авариях выражается следующими цифрами (данные США): рулевое управление — 14,6; щиток приборов — 19,4; ветровое стекло — 15,9; зеркало заднего вида — 3,7; крыша — 4,6; пол — 5,3; боковые стенки — 18,6; спинка сиденья — 6,1; другие причины — 11,8%.

Значительный интерес представляет оценка степени серьезности аварии по величине деформации автомобиля при столкновении. Результаты опытов, проведенных в США, представлены на рис. 1.2. Деформация передней части автомобиля достигала 0,8—1,0 м.

¹ Скорость соударения $v = v_1 \pm v_2$, где v_1 и v_2 скорости сближения машин в момент удара.

Обращает на себя внимание большой разброс величин деформации автомобиля при одной и той же скорости удара. Поэтому величина деформации автомобиля недостаточна для оценки степени серьезности аварии.

Программа мероприятий по повышению безопасности движения автомобилей весьма обширна. Она включает в себя комплекс активных мероприятий, предотвращающих аварии, и пассивных, защищающих водителя и пассажиров уже потерпевшей аварию машины от травм.

Полной безопасности при движении автомобиля не может обеспечить ни одно из конструктивных мероприятий. Однако существенное повышение безопасности движения и снижения травм при авариях вполне реально.

Активные мероприятия (способствующие предотвращению аварий):

а) повышенная прочность, износостойкость и надежность действия узлов автомобиля, определяющих безопасность движения (тормоза, рулевое управление и др.);

б) высокая устойчивость автомобиля во всех направлениях;

в) улучшение управляемости автомобиля и стабильности его движения; малая чувствительность автомобиля к воздействию бокового ветра;

г) повышение тормозных свойств автомобиля за счет применения тормозных систем, обеспечивающих полное использование сцепного веса каждого колеса; применение противоблокировочных устройств и шин с высокими сцепными свойствами (высокими значениями ϕ) во всех направлениях; применение быстродействующих приводов к тормозам, высокие величины замедления при торможении независимо от температуры тормозов; увеличение нормы максимального замедления при торможении до $0,8-0,9g$;

д) отличный обзор и видимость с места водителя во всех направлениях; применение устройств, исключающих снижение видимости при попадании пыли и грязи на стекло; большая площадь очистки ветрового стекла стеклоочистителем; предохранение от замерзания помимо ветрового также задних и боковых стекол; мероприятия по предотвращению ослепления водителя от осветительных приборов встречной или попутной машины; отсутствие

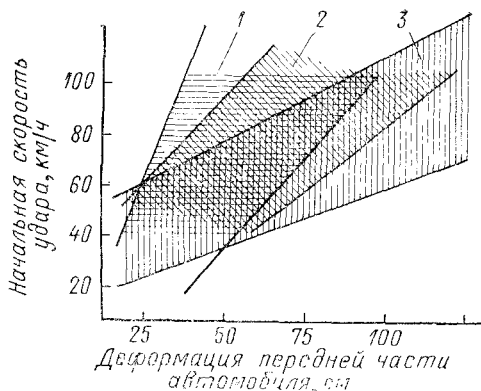


Рис. 1.2. Величины деформации передней части легкового автомобиля в зависимости от начальной скорости удара:

1 — наезд на стену (бетонный монолит); 2 — столкновение автомобилей передними частями; 3 — наезд на столб

бликов от полированных поверхностей и деталей автомобиля; яркие и четкие сигналы и стоп-сигналы, сигнализирующие не только о торможении впереди идущей машины, но и об интенсивности торможения; указатели дистанции между последовательно идущими машинами, особенно при движении в ночное время; лампы, освещающие дорогу на поворотах и при движении задним ходом;

е) удобная посадка водителя, обеспечивающая возможность длительной его работы без повышенной утомляемости, а также пассажиров; регулируемое по росту и комплекции водителя сиденье, обладающее определенной формой и жесткостью; обшивка сиденья — воздухопроницаемая и плотная;

ж) снижение усилий и упрощение управления автомобилем за счет автоматизации (применение автоматических трансмиссий, усилителей тормозов, рулевых механизмов с усилителями и т. д.); уменьшение числа органов управления;

з) привод на все колеса, повышающий устойчивость движения автомобиля на скользких дорогах.

Пассивные мероприятия (защита водителя, пассажиров, пешеходов в случае уже совершившейся аварии):

1. Применение легко монтируемых и демонтируемых предохранительных ремней или фартуков; указатели, сигнализирующие о незастегнутом ремне; предохранительные ремни, обеспечивающие достаточную свободу перемещения для управления; ширина поясного ремня 64—76 мм, плечевого — 51—64 мм; крепление поясного и диагонального ремней безопасности, выдерживающее кратковременную нагрузку 2270 ± 20 кгс¹; ограждения перемещения сидящих относительно сиденья; установка сидений на салазках, обеспечивающих возможность продольного перемещения сиденья (на расстояние до 250 мм) при возникновении «аварийных» замедлений.

2. Обеспечение защитной зоны вокруг каждого пассажира; применение безосколочных стекол и деформируемых рулей, выдерживающих большие перегрузки при соприкосновении с грудью водителя без поломки на отдельные куски; приборная панель, не имеющая выступающих приборов, кнопок и других деталей.

Рулевая колонка, расположенная перед водителем, значительно снижает энергию удара. В худших условиях находятся пассажиры, сидящие рядом с водителем.

Весьма эффективно снижают травматизм приборные панели с повышенной энергопоглощающей способностью.

На рис. 1.3 представлена панель криволинейного сечения с возможной глубиной деформации при ударе до 230 мм. При этом не должен происходить обратный отброс головы после удара, неизбежный в случае применения упругого материала. Лучшие результаты получены при применении панели из стирена с стекловолокном.

¹ ОН 025 326—69.

3. Применение конструкций, обеспечивающих возможность выхода человека из потерпевшего аварию автомобиля; высокая надежность дверей и замков, самопроизвольно не открывающихся даже при значительных деформациях двери; незатрудненный выход из кузова потерпевшей аварию машины.

4. Уменьшение нагрузок, действующих на водителя и пассажиров, и темпа их нарастания j' в м/с^3 ; соответствующие ремни, ограничивающие перемещение верхней части туловища.

Уменьшение пиковых инерционных нагрузок на пассажиров при лобовом ударе происходит за счет деформации передней (при ударе спереди) или задней (при ударе сзади) частей автомобиля. Помещение для пассажиров (включая водителя) должно обладать высокой прочностью и не иметь значительных деформаций при авариях (рис. 1.4, в). Передняя 2 и задняя 3 части кузова имеют пониженную жест-

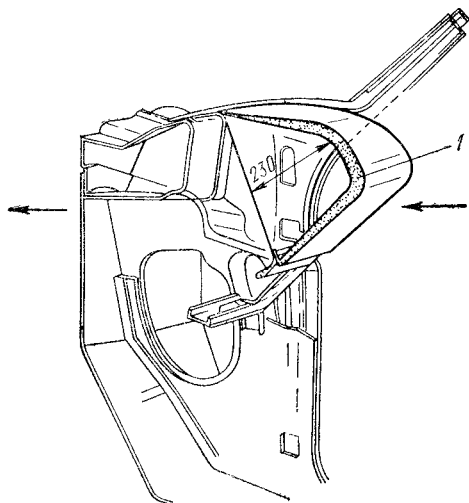


Рис. 1.3. Деформируемая панель приборов, снижающая аварийность при столкновении автомобиля

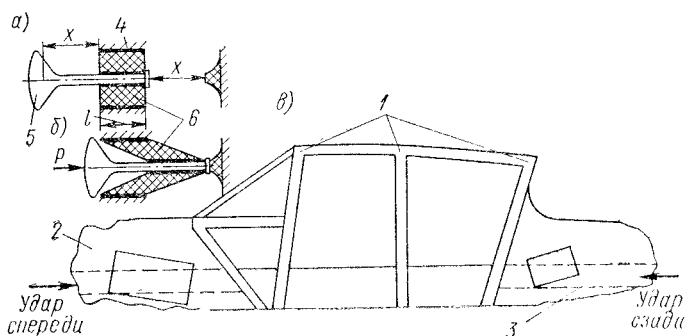


Рис. 1.4. Схема автомобиля, обеспечивающего повышенную безопасность для водителя и пассажиров при столкновениях

кость и, деформируясь при столкновениях, выполняют роль энергопоглощающих устройств. Отметим, что удар сзади является менее опасным, чем лобовой удар, особенно при наличии надежного подголовника.

5. Применение в кузове автомобиля легкодеформируемых материалов, снижающих травматизм при авариях, пенистого пластика, материалов, имеющих сотовую структуру и др.

Послеаварийная ситуация не должна создавать дополнительных опасностей для пассажиров и водителя. В частности, прочность топливного бака и его расположение должны снижать возможность пожара.

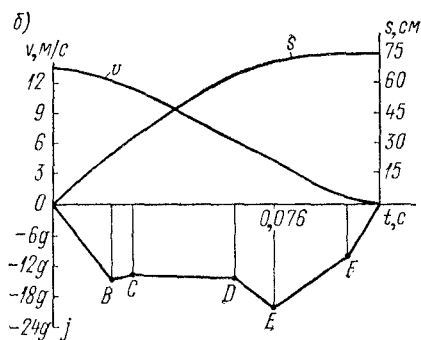
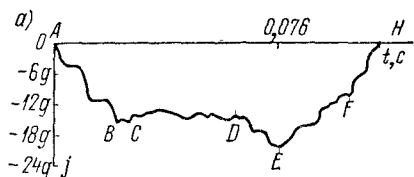


Рис. 1.5. Кривые $j = f(t)$; $v = f'(t)$; $s = f''(t)$, полученные при столкновении автомобиля со стенкой: а — запись акселерографом; б — то же со спрямленными участками кривой

обычных, ударостойкого топливного бака, не допускающего течи топлива при повреждении; наличие легкодоступных средств пожаротушения.

Определение величин замедлений при соударении автомобиля с препятствием не может быть получено аналитическим путем.

Экспериментально с помощью акселерографа могут быть получены кривые замедления в функции времени $j = f(t)$. Вследствие кратковременности соударения автомобиля с препятствием запись отрицательных ускорений должна производиться с высокой скоростью, так как весь процесс соударения укладывается за время $\sim 0,1$ с. Осредненная кривая замедлений $ABCDEFH$ современного легкового «типового» автомобиля при столкновении с бетонным блоком со скоростью 48,3 км/ч представлена на рис. 1.5, а. Как видно из рисунка, величина максимального замедления, равного 20g, имеет место через 0,076 с (точка E). Величина за-

6. Снижение величины нагрузок при наезде на препятствие бампером.

Пример бампера, существенно снижающего величину ударных нагрузок, представлен на рис. 1.4, а и б. Упругими элементами являются резиновые блоки 6 (4—6 шт.), работающие при ударе на сдвиг. Блоки размещены на раме 4 автомобиля вдоль бампера 5. При ударе в бампер резиновые блоки могут деформироваться на максимальную величину x . Величина деформации под воздействием силы P , приходящейся на один блок, составляет 100—140 мм. На рис. 1.4, б показан резиновый блок при предельной величине его деформации.

7. Противопожарные мероприятия, включающие в себя применение обивочных огнестойких материалов вместо

медлений при столкновении автомобиля зависит от величины его (автомобиля) деформации (смятия) при соударении.

Изменение скорости движения автомобиля v и пути s в см после удара показано на рис. 1.5, б. Деформация (сплющивание) передней части автомобиля составила ~ 75 см.

Зная зависимость замедления в функции перемещения или скорости, можно определить силу инерции, приложенную к узлам автомобиля, водителю, пассажирам или перевозимому грузу.

Пусть m — масса груза, тогда, как известно, сила инерции, приложенная к грузу, определится в виде произведения массы груза m на замедление j .

При этом нужно иметь в виду, что величины j для разных точек автомобиля изменяются в значительных пределах. Наибольшие величины j имеют место в зоне удара.

Следует отметить, что наибольшее внимание уделяется созданию безопасного легкового автомобиля, хотя травматизм водителей грузовых машин в США на 32% выше, чем легковых. Поэтому создание безопасного грузового автомобиля является не менее важной задачей.

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ АВТОМОБИЛЕЙ

§ 5. ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРОХОДИМОСТИ (ГПП)

Габаритные размеры автомобилей и автопоездов определяются их назначением. Для дорожных автомобилей и автопоездов поперечные габариты не должны превышать по ширине 2,5 м¹, по высоте — 3,8 м (возможно временное уменьшение высоты при перевозке по железным дорогам — до 3,1 м, ГОСТ 9314—59).

Полная длина двухосного грузового автомобиля не должна превышать 11 м, автомобиля с числом осей более двух — 12 м, автопоезда в составе тягача и полуприцепа — 15 м, автомобиля и одного прицепа — 18 м, автопоезда в составе автомобиля и двух и более прицепов — 24 м, сочлененного автобуса — 16 м (данные СЭВ).

Геометрические параметры проходимости автомобиля определяют возможность его движения по дорогам разных типов и местности (рис. II.1).

Рис. II.1. Геометрические параметры автомобиля

Особое значение имеют следующие величины: дорожные просветы (клиренсы) c в разных точках; углы проходимости (передний γ_1 и задний γ_2); сумма внутренних углов проходимости $\beta_1 + \beta_2$; свесы (передний l_1 и задний l_3); радиусы продольный R_1 и поперечный R_2 проходимости; глубина брода.

Необходимые величины геометрических параметров проходимости могут быть найдены из условий преодоления автомобилем типовых препятствий, наиболее часто встречающихся форм и размеров.

¹ Для автопоездов при движении по прямой влияние прицепа не должно быть выше $\pm 3\%$ его ширины.

Эти величины существенно отличаются друг от друга для разных типов автомобилей.

Некоторые из них приведены в табл. II.1.

Таблица II.1

Геометрические параметры проходимости автомобиля

Тип автомобиля	Величина дорожного просвета (клиренса) c , мм	Углы проходимости при полной нагрузке, град		Радиус продольной проходимости R_1 , м
		Передний γ_1	Задний γ_2	
Легковой	160—210	20—35; 45 *	15—25; 35 *	2—4,5; до 6—8 **
Грузовой:				
малой и средней грузоподъемности (1,5—5 тс)	200—260	35—55	20—30	1,5—3,0
большой и особо большой грузоподъемности (8—12 тс)	270—300	30—40	20—35	3,0—5,0
высокой проходимости	250—400	40—50	30—45	1,5—3,5
Автобус (длина от 7,0 до 16,5 м)	240—270	10—20	8—13	4,0—8

* Автомобили высокой проходимости.
** Автомобили высшего класса.

Известные трудности при компоновке автомобиля представляет обеспечение достаточно больших дорожных просветов без увеличения погрузочной высоты платформы, общей высоты машины и высоты ц. т. Создание ниш в полу над колесами автомобиля, при которых платформа с плоским полом не может быть получена, во многих случаях нежелательно и даже недопустимо.

Частично преодоление указанных трудностей возможно при использовании бортовых передач, а также регулируемых пневматических подвесок, позволяющих при необходимости изменять дорожные просветы.

Значительное уменьшение углов проходимости γ_1 и γ_2 имеет место при размещении лебедки в передней или задней части автомобиля.

Глубина брода при твердом дне водоема для малолитражных автомобилей составляет 250—300 мм и для средних и тяжелых грузовых автомобилей — 700—900 мм. За счет специальной герметизации агрегатов автомобиля глубина брода может быть повышена до 1400—1800 мм.

§ 6. МАССА И СИЛА ТЯЖЕСТИ (ВЕС)

Снижение собственной массы автомобиля без уменьшения его прочности и надежности является важной задачей автомобильной промышленности, так как при этом увеличивается масса перевозимого полезного груза, возрастают динамические качества и экономичность автомобиля, а также производительность транспортной работы по перевозке грузов, выраженная в т·км/ч.

Основными путями снижения массы являются: более тщательное конструирование деталей с исключением «лишней» массы,

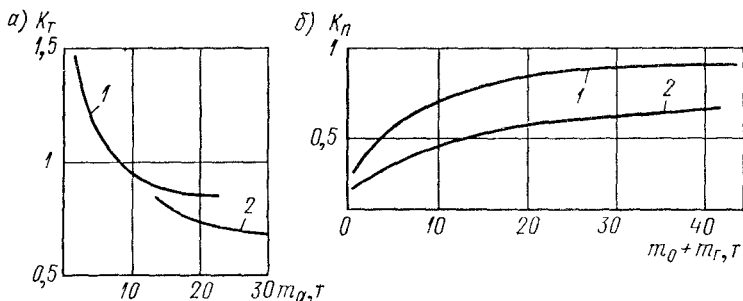


Рис. 11.2. Коэффициенты тары K_T отечественных грузовых автомобилей и автопоездов (а) и масс прицепов K_n (б):

1 — дорога с твердым покрытием; 2 — местность

применение материалов повышенной прочности, широкое использование легких металлов и пластмасс, целесообразная компоновка автомобиля и др.

Масса перевозимого груза существенно зависит от типа дороги и состояния ее поверхности, скорости движения автомобиля и может в отдельных случаях значительно превышать номинальную грузоподъемность автомобиля.

Соотношение масс автомобиля (автопоезда) и перевозимого груза может быть оценено коэффициентом снаряженной массы или коэффициентом тары K_T .

Для одиночного автомобиля

$$K_T = \frac{m_0}{m_r}. \quad (11.1)$$

Для автопоезда

$$K_T = \frac{m_0 + m_{0n}}{m_r + m_{r.n}}. \quad (11.2)$$

Здесь m_0 и m_{0n} — собственная масса автомобиля и прицепа в снаряженном состоянии (без груза) в т; m_r и $m_{r.n}$ — масса груза, перевозимого автомобилем и прицепом (по заводским данным) в т; $m_0 + m_r = m_a$ — масса груженого автомобиля в т; $m_{0n} + m_{r.n} = m_n$ — масса груженого прицепа в т.

На рис. 11.2, а представлен график коэффициентов K_T для отечественных грузовых автомобилей и автопоездов. Как видно

из графиков, для одиночного автомобиля с полной массой менее 7—8 т $K_T \approx 1$, т. е. грузоподъемность равна снаряженному весу автомобиля. По мере увеличения полной массы автомобиля K_T снижается до 0,75—0,8 и менее. Особо велики величины K_T у автомобилей малой грузоподъемности с полной массой менее 1,5 т, у которых K_T более 1,5.

У автопоездов величина коэффициентов K_T ниже, чем у одиночных автомобилей, и достигает 0,7 и менее.

Прогресс автомобильной техники с систематическим снижением собственного веса автомобиля определяет реальность следующих значений K_T :

m_T	1,5	3,0	5,0	8,0—12,0
K_T	1,15	0,8	0,7	0,65

Масса прицепа находится в определенном соотношении с массой тягача. Если обозначить через $K_{п}$ соотношение масс прицепа и тягача

$$K_{п} = \frac{m_{оп} + m_{г.п}}{m_0 + m_T} = \frac{m_{п}}{m_a}, \quad (II.3)$$

то величины коэффициента $K_{п}$ составят при движении по дорогам с твердыми покрытиями 0,4—0,9 (рис. II.2, б). Наименьшие значения ($K_{п} = 0,4$) относятся к автомобилям-тягачам с полной массой до 2 т. Наибольшие значения ($K_{п} = 0,85—0,9$) соответствуют автомобилям-тягачам с полной массой 20—40 т.

Кривая 2 на рис. II.2, б соответствует движению автопоезда по местности. В этом случае $K_{п} = 0,3 \div 0,65$.

Наибольшие значения $K_{п}$, доходящие до 3—4, соответствуют движению по горизонтальной бетонной дороге (буксировка самолетов на аэродромах).

Грузоподъемность шин и число осей определяются максимальной массой груженого автомобиля или автопоезда. Если автомобиль предназначен для движения по дорогам, то согласно ГОСТ 9314—59 осевая нагрузка на дорогу ст наиболее нагруженной оси не должна превосходить значений, указанных в табл. II.2.

Для внедорожных автомобилей осевая нагрузка не ограничена.

Т а б л и ц а II.2

Допустимые осевые нагрузки на дорогу

Категория автомобильных дорог	Осевые нагрузки при расстоянии между смежными осями, м			
	3 и более		< 3	
	кН	тс	кН	тс
I и II	100	10	90	9
Прочие	60	6	55	5,5

Полная масса автомобиля складывается из массы отдельных агрегатов и массы перевозимого груза. Ориентировочные данные по массе отдельных агрегатов приведены в табл. II.3.

Таблица II.3

Ориентировочные значения масс отдельных агрегатов грузовых автомобилей

Наименование агрегата	Масса в процентах от сухой массы шасси	Примечание
Двигатель	12,0—16,0	С оборудованием, сцеплением и коробкой передач
Сцепления:		
однодисковые	0,3—0,6	С механизмом включения и выключения, но без картера
двухдисковые	0,7	
Ступенчатые коробки передач	2,5—5,0	Вместе с картером сцепления
Карданная передача открытого типа (без карданной трубы)	1,0—1,4	Для автомобилей с колесной формулой 4×2
Ведущий мост неразрывного типа	11,0—16,0	Масса моста со ступицами колес, тормозами и барабанами
Ведомый мост	5,0—9,0	Масса моста со ступицами колес, рулевой трапецией, тормозами и тормозными барабанами
Рессоры:		
передние	1,5—3,5	Включая массу амортизаторов
задние	5,5—8,0	То же
Колеса и шины	17,0—20,0	Без запасного колеса
Рулевой механизм	1,0—1,5	С продольной тягой и деталями крепления; без усилителя
Рама	10,0—15,0	С кронштейнами
Бортовая платформа	11,0—16,0	—
Кабина	5,0—14,0	Со щитком и оперением Меньшие значения для автомобилей большой грузоподъемности

В зависимости от грузоподъемности автомобиля и удельного веса перевозимого груза должны меняться внутренние размеры бортовых платформ грузовых автомобилей и прицепов, а также погрузочные высоты, что видно из табл. II.4 (данные СЭВ).

Минимальные размеры бортовых платформ грузовых автомобилей

Номинальная грузоподъемность в тс	Размеры платформ (внутренние), мм			Погрузочная высота, мм
	Длина	Ширина	Высота борта	
0,5	1700	1250	≥ 400	900
1,5	3000	1900	≥ 500	1150
3,0	3800	2200	≥ 500	1200
5,0	4500	2200	≥ 500	1200
12,0	7000	2200	≥ 500	1400

Фактическое использование грузоподъемности автомобиля можно оценить коэффициентом использования грузоподъемности $K_s = \frac{m_\phi}{m_r}$, где m_ϕ — фактическая масса перевозимого груза. При нормальной эксплуатации K_s должен быть равен ~ 1 . Однако в действительности он колеблется в широких пределах. При $K_s > 1$ возрастают нагрузки и напряжения в элементах автомобиля. Если перегрузка значительна, то снизятся надежность и долговечность автомобиля. Снижаются также тягово-динамические свойства.

При $K_s < 1$ (недогрузка автомобиля) увеличивается себестоимость перевозок, что при нормальной эксплуатации недопустимо.

§ 7. ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА

Важными показателями, определяющими тяговые свойства автомобиля, являются удельная сила тяги (динамический фактор) D и удельная мощность $N_{уд}$.

Автомобиль с высокой удельной тягой при достаточном сцеплении колес с грунтом будет успешно преодолевать тяжелые участки пути. Однако, если удельная мощность мала, необходимая скорость движения автомобиля не может быть достигнута. Высокая удельная мощность автомобиля обеспечит значительные ускорения при разгоне и высокую скорость движения как одиночного автомобиля, так и с прицепом, даже на дорогах с высокими величинами ϕ .

Наиболее высокие, подчас чрезмерные, значения удельной мощности у легковых автомобилей производства США. Меньшие величины удельной мощности характерны для автомобилей европейского производства.

Тяговые свойства легковых автомобилей колеблются в широких пределах в зависимости от типа автомобиля. Автомобили,

предназначенные для работы на дорогах с твердыми покрытиями, имеют удельную мощность

$$N_{уд} = \frac{N_{m \max}}{m_a} = 15 \div 50 \text{ кВт/т (20,4—68 л. с./т)}.$$

Меньшие значения удельной мощности соответствуют микролитражным автомобилям с умеренными максимальными скоростями. Удельная мощность автомобилей высшего класса производства США и гоночных автомобилей достигает 150—200 кВт/т и больше.

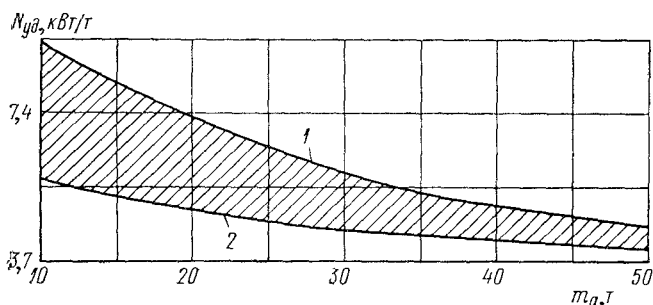


Рис. II.3. Удельная мощность грузовых автомобилей и автопоездов с двигателями дизеля:

1 — холмистая местность; 2 — равнинная

Величины динамического фактора на прямой передаче составляют от $D_{\max} = 0,07 \div 0,08$ до $D_{\max} = 0,16 \div 0,18$. Последние цифры — для автомобилей высшего класса.

Удельная мощность грузовых автомобилей общего назначения также зависит от типа автомобиля и составляет от 6 до 12 кВт/т (8—16,3 л. с./т). Меньшие значения соответствуют тяжелым грузовым автомобилям с невысокими максимальными скоростями движения преимущественно по дорогам с твердыми покрытиями; большие значения — легким и средним автомобилям, а также скоростным машинам.

Величины динамического фактора составляют $D_{\max} = 0,3 \div 0,45$ на низшей передаче и $D_{\max} = 0,05 \div 0,09$ — на прямой передаче.

Повышенные значения динамического фактора на низшей передаче должны быть у самосвалов, работающих в карьерах, на грунтах с высокими значениями коэффициента сопротивления движению ψ .

На рис. II.3 представлен график удельных мощностей грузовых автомобилей и автопоездов с двигателями дизеля.

Для грузовых автомобилей отечественного производства значения удельных мощностей составляют:

Масса груженого автомобиля, т	Удельная мощность	
	кВт/т	л. с./т
≤ 2	22—33	30—45
2,1—6	15—20	20—27
6,1—15	7—12	9,5—16
≥ 15	6—9	8—12

Удельная мощность автомобилей высокой проходимости разных стран колеблется в широких пределах: от 7—9 кВт/т (9,6—12,3 л. с./т) для автомобилей высокой грузоподъемности до 33—37 кВт/т (45—50 л. с./т) для малых моделей автомобилей (все данные относятся к одиночным автомобилям без прицепов).

Величина удельной мощности $N_{уд} = \frac{Nm_{max}}{m_a + m_{п}}$ для автомобилей с прицепами должна быть при движении по дорогам с твердыми покрытиями не менее 4—5 кВт/т (5,5—6,8 л. с.) и при движении по местности — 5—7 кВт/т (6,8—9,5 л. с./т) (первые цифры для автомобилей большой грузоподъемности).

Величина динамического фактора у автомобилей высокой проходимости выше, чем у грузовых автомобилей общего назначения, и составляет на низшей передаче $D_{max} = 0,8 \div 1,0$ и на прямой передаче $D_{max} = 0,06 \div 0,15$.

Высокие значения динамического фактора на низших передачах позволяют преодолевать наиболее тяжелые участки дороги без самопроизвольной остановки двигателя, если обеспечено сцепление колес с дорогой.

§ 8. НАДЕЖНОСТЬ АВТОМОБИЛЕЙ

Надежность — есть свойство изделия (автомобиля) сохранять свои эксплуатационные показатели (динамические, экономические и др.) в заданных пределах в течение требуемого промежутка времени или требуемой наработки и обусловленное безотказностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью, а также долговечностью его частей.

Высокая надежность является обязательным требованием также и для автомобилей, вышедших из ремонта.

Желательно добиться такой надежности, при которой необходимость в ремонте деталей и узлов до конца срока службы автомобиля отпадает.

Надежность автомобиля зависит от его конструкции, условий производства, эксплуатации, хранения и транспортировки.

К производственным условиям, повышающим надежность автомобиля и его агрегатов, относятся:

а) применение качественных материалов и изделий, поступающих на автомобильный завод от смежных предприятий;

б) строгое соблюдение технологических процессов по изготовлению, поверхностной и термической обработкам деталей;
 в) тщательный контроль на отдельных операциях; испытания как отдельных агрегатов, так и автомобиля в целом.

Основными эксплуатационными факторами, влияющими на надежность автомобиля, являются условия эксплуатации, включающие в себя нагрузочные режимы, квалификацию водителей и механиков, качество горюче-смазочных материалов, качество ремонта, дорожную сеть, температурные режимы и др. Количественно надежность характеризуют следующие факторы:

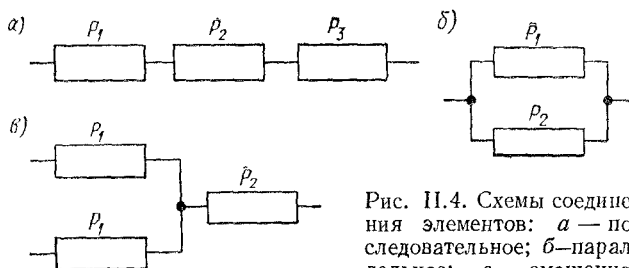


Рис. II.4. Схемы соединения элементов: а — последовательное; б — параллельное; в — смешанное

1. Вероятность безотказной работы детали $P(t)$ за время t в ч или $P(s)$ за пробег s в км, где

$$P(t) = \frac{N_0 - \sum n_i}{N_0} \quad (II.4)$$

или

$$P(s) = \frac{N_0 - \sum n_i}{N_0},$$

где N_0 — число изделий (деталей) в начале наблюдения; $\sum n_i$ — число вышедших из строя изделий (деталей) за время наблюдения.

Вероятность безотказной работы может изменяться в пределах от 0 (при $N_0 = \sum n_i$) до 1 (при $\sum n_i = 0$) или в процентах от 0 до 100%.

Вероятность безотказной работы P системы (узла, агрегата и автомобиля в целом) зависит от схемы соединения элементов.

При последовательном включении элементов (рис. II.4) вероятность безотказной работы системы определяется по следующей формуле (предполагается, что отказы независимы):

$$P = P_1 P_2 \dots P_n = \prod_{i=1}^n P_i, \quad (II.5)$$

где P_1, P_2 и т. д. — вероятность безотказной работы отдельных элементов. В случае последовательного включения отдельных элементов (двигатель, трансмиссия и др.) надежность системы меньше надежности элемента, обладающего наименьшим значением P .

При параллельном включении элементов вероятность безотказной работы системы P , состоящей из n элементов, определится по формуле

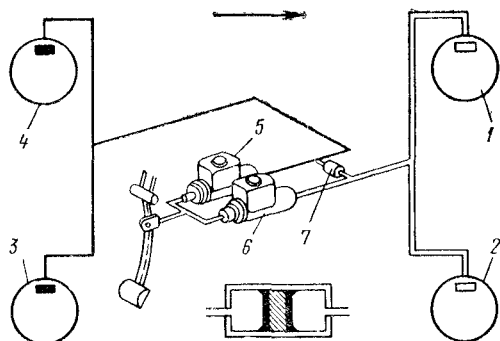
$$P = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i), \quad (\text{II.6})$$

т. е. надежность системы выше надежности самого надежного элемента.

При смешанном включении применяется как последовательное, так и параллельное включение элементов.

Рис. II.5. Раздельный гидравлический привод тормозов:

1, 2 — тормоза передние; 3, 4 — тормоза задние; 5, 6 — цилиндры главные тормозные; 7 — клапан дифференциальный



Вероятность безотказной работы при смешанном включении может быть подсчитана по следующей формуле (для схемы на рис. II.4, в):

$$P = [1 - (1 - P_1)^2] P_2. \quad (\text{II.7})$$

Для повышения надежности тормозной системы следует использовать метод резервирования путем подключения параллельно главному тормозному цилиндру 5 (рис. II.5) второго цилиндра 6. Главный тормозной цилиндр 5 подает жидкость к задним тормозам, а 6 — к передним. Дифференциальный клапан 7, включенный в гидравлическую магистраль, выравнивает ходы поршней цилиндров 5 и 6.

При параллельном подключении главных тормозных цилиндров вероятность безотказной работы P тормозного привода существенно повысится. Если P для одиночного цилиндра составляет $P_1 = 0,9$, то для двух, включенных параллельно,

$$P = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - P_i) = 1 - (1 - 0,9)^2 = 0,99.$$

2. Средняя наработка до отказа неремонтируемого изделия, заменяемого после первого отказа t_{cp} . Определяется по формуле

$$t_{cp} \approx \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i, \quad (\text{II.8})$$

где n — число изделий, за которыми ведется наблюдение; t_i — наработка изделия до отказа в ч.

3. Нарботка на отказ ремонтируемого изделия. Оценивается средним значением наработки между отказами по следующей приближенной формуле:

$$T \approx \frac{t_2 - t_1}{m_{cp}(t_2) - m_{cp}(t_1)}, \quad (\text{II.9})$$

где $t_2 - t_1$ — период наработки в км пробега или ч; $m_{cp}(t)$ — среднее число отказов до наработки t .

При работе автомобиля-самосвала в условиях Ленинграда и области процент деталей, имевших первый отказ, представлен

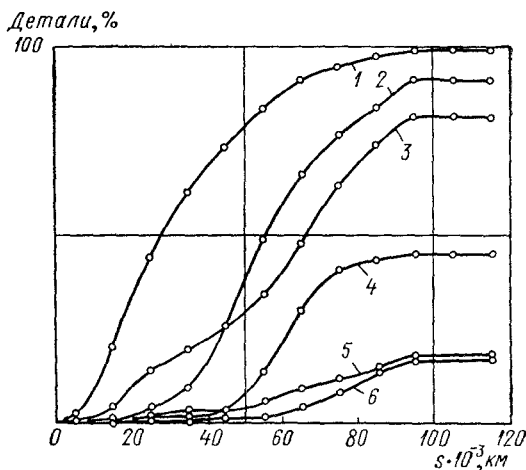


Рис. II.6. Количество деталей, имевших первый отказ в зависимости от пробега:

1 — крестовина кардана задняя; 2 — накладка задних колодок; 3 — накладка сцепления; 4 — шкворень и втулка передняя; 5 — диафрагма задней камеры; 6 — рессора передняя

на рис. II.6. Как видно из приведенных данных по шести деталям, первый отказ наступает при пробеге менее 10 000 км для крестовины кардана задней и при 30 000—40 000 км для рессоры передней.

4. Ресурс — наработка изделия до предельного «состояния». Как известно, «предельное состояние» изделия определяется невозможностью его дальнейшей эксплуатации, либо обусловленным снижением эффективности, либо требованиями безопасности и оговаривается в технической документации.

Различают ресурс до первого ремонта, межремонтный ресурс и т. д.

Высокие нагрузки в деталях автомобиля создают напряжения, превышающие предел выносливости металла, следствием чего являются усталостные поломки.

Повышение надежности и износостойкости деталей осуществляется за счет применения материалов повышенной прочности и выносливости, улучшения поверхностной обработки, существен-

ного повышения антикоррозионных свойств металла, разработки конструкций, снижающих величины пиковых нагрузок, и других мероприятий.

Оценка эксплуатационной надежности автомобиля и его агрегатов может быть произведена при дорожных и лабораторных испытаниях.

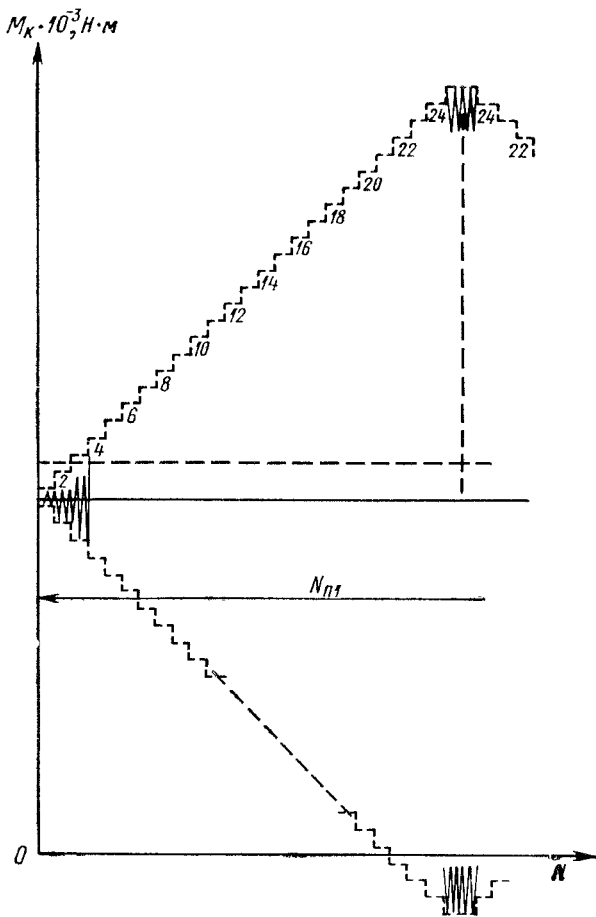


Рис. II.7. Программа испытаний полуоси на стенде

К недостаткам дорожных испытаний относятся длительность и высокая стоимость проведения испытаний, а также невозможность обеспечить одинаковые условия работы при повторных испытаниях. Стоимость проведения лабораторных испытаний и их продолжительность меньше, чем дорожных, что позволяет удешевить и ускорить обработку опытных образцов.

Лабораторные стендовые испытания могут проводиться при нагрузочных режимах, как соответствующих реальным условиям эксплуатации, так и сформированных по нагрузке и частоте. Условия эксплуатации закладываются в программный автомат. При стендовых испытаниях с программированием нагружения может быть достигнута идентичность результатов дорожных и лабораторных испытаний.

В основу программирования стендовых испытаний должны быть положены статистические параметры, характеризующие нагрузочные режимы в разных условиях эксплуатации.

На рис. II.7 представлена программа испытания полуосей 4-тонного автомобиля на выносливость. Программа воспроизводит режим нагружения полуоси, соответствующий движению автомобиля по разбитой грунтовой дороге с грузом в кузове 4 т. Ступени 1, 2, 3, . . . , 24, 25 соответствуют возрастанию нагрузки, ступени 24, . . . , 2, 1, — снижению нагрузки.

Периоды варьирования $N_{пл}$, . . . соответствуют пробегу в 1000 км.

Лабораторные испытания агрегатов с программированием по заданным нагрузочным режимам следует признать весьма перспективными, позволяющими решать ряд вопросов надежности и долговечности автомобиля и его агрегатов. Подробнее этот вопрос рассмотрен в специальной литературе [II.6].

§ 9. СРОК СЛУЖБЫ

Сроки службы автомобилей зависят от их типа, совершенства технологии изготовления, условий эксплуатации, транспортировки и хранения, колеблясь в широких пределах.

Срок службы грузовых автомобилей 8—13 лет, легковых — 3—15 лет, причем первая цифра относится к такси, эксплуатирующимся с особо высокой интенсивностью.

Ресурс автомобилей и автобусов до 1-го капитального ремонта приведен в табл. II.5.

Приведенные нормы соответствуют пробегу автомобилей по дорогам с твердыми покрытиями без прицепов при первом техническом обслуживании ТО-1 через 5000—6000 км и втором ТО-2 через 20 000—25 000 км (меньшие цифры для автобусов).

Срок службы автомобилей после капитального ремонта составляет 40—50% от срока службы нового автомобиля. Однако при повышении качества ремонта срок службы автомобилей после капитального ремонта может быть повышен до 80% от срока службы нового автомобиля и выше.

На срок службы деталей и узлов автомобиля существенно влияют условия эксплуатации. Так, при определении величины моментов в деталях трансмиссии путем тензометрирования на разных дорогах получены весьма различные кривые распределения нагрузок, действующих на полуось (см. рис. IV.7). Как

видно из кривых, наименьшие величины моментов действуют на полуось при движении автомобиля по хорошим дорогам с твердыми покрытиями (кривые 1 и 2), большие — при движении по тяжелым дорогам — целине и мокрому лугу (кривые 4 и 5). В последнем случае плотность распределения будет наименьшей, так как дорожные условия весьма переменны.

Т а б л и ц а 11.5

Ресурс автомобилей
(по заводским данным 1972 г.)

Тип автомобиля	Модель	Ресурс до 1-го капитального ремонта
Легковой	ЗАЗ-966В	75 000
	ВАЗ-2101	100 000
	«Москвич-412»	125 000
	ГАЗ-24	250 000
Грузовой	ЕрАЗ «Мечта»	120 000
	ГАЗ-66	120 000
	ГАЗ-53А	150 000
	ЗИЛ-130	175 000
	ТАЗ-500А	160 000
	БелАЗ-540А	100 000
Автобус	ЛиАЗ	300 000

Модальные значения моментов на полуоси при движении по дорогам с твердыми покрытиями составляют около 300 Н·м (30 кгс·м), а по мокрому лугу — 1400 Н·м (140 кгс·м), что почти в пять раз больше.

Срок службы автомобиля может быть установлен также исходя из экономических соображений [II.9].

Рассматривая изменение расходов A на единицу пробега автомобиля s (удельных расходов, выраженных в копейках на 1 км), можно установить, что эти расходы состоят из трех составляющих. Первая составляющая расхода остается постоянной (или изменяется относительно мало) в зависимости от срока службы автомобиля. На рис. II.8, а эта составляющая обозначена буквой A_1 . К постоянным расходам относятся оплата водителя, стоимость ГСМ (горюче-смазочных материалов) и обтирочных материалов, а также др.

Вторая составляющая расхода A_2 уменьшается с увеличением пробега автомобиля. К ней относятся амортизационные отчисления, величина которых на 1 км пробега меняется по закону гиперболы, отнесенной к асимптотам, $A_2 = \frac{C}{s_2}$ коп./км, где C — стоимость автомобиля; s_2 — суммарный пробег в км.

Третья составляющая удельного расхода A_3 возрастает с увеличением пробега. Это, прежде всего, расход на ремонт.

Суммируя эти три составляющие, можно получить точку минимальной стоимости A_{\min} 1 км пробега автомобиля, соответствующую его оптимальному сроку службы. При дальнейшей эксплуатации стоимость 1 км пробега $A = A_1 + A_2 + A_3$ может возрасти.

На рис. II.8, б представлен построенный по изложенному методу график стоимости пробега A для 40 автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-555. В соответствии с установленной системой учета к первой составляющей удельной стоимости (расходам, мало зависящим от срока эксплуатации) относятся расходы на

б) $A, \text{ коп./км}$

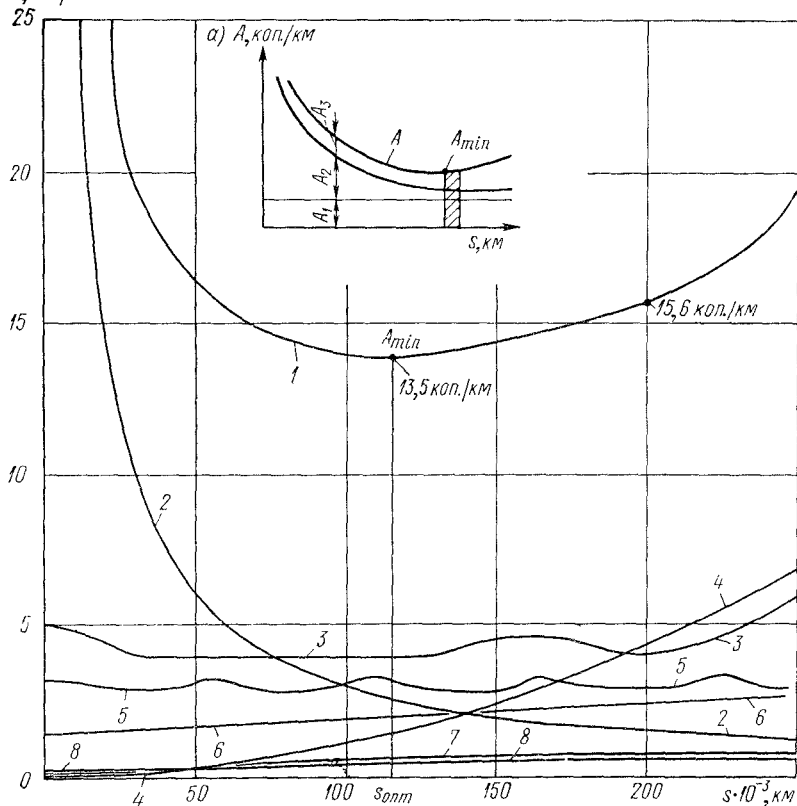


Рис. II.8. Экономический критерий для установления оптимального амортизационного срока автомобилей: а — метод определения; б — график стоимости пробега

зарплату 3, смазку, обтирочные и другие материалы 7, расходы на топливо, несколько повышающиеся в период зимней эксплуатации 5.

Вторая составляющая, уменьшающаяся с увеличением пробега автомобиля, — это амортизационные расходы 2.

Третья составляющая удельной стоимости, возрастающая с увеличением пробега, включает в себя расходы на техническое обслуживание и текущий ремонт 4, на ремонт и восстановление шин 8, накладные расходы 6.

Суммарная кривая I стоимости 1 км пробега автомобиля имеет минимум A_{\min} .

Теоретически точка A_{\min} соответствует оптимальному сроку службы. Однако величина стоимости 1 км пробега справа и слева от A_{\min} повышается медленно. Поэтому оптимальный пробег $s_{\text{опт}}$ до точки A_{\min} может быть существенно повышен при малом увеличении удельной стоимости A . В рассматриваемом примере, если оптимальный пробег $s_{\text{опт}}$ равен 115 000 км, то при увеличении A_{\min} на 16% — с 13,5 до 15,6 коп./км — величина пробега s возрастает до 200 000 км, т. е. на 75%. Поэтому некоторое увеличение пробега $s_{\text{опт}}$ обычно бывает целесообразным.

Пробег s , который меньше пробега $s_{\text{опт}}$, невыгоден.

§ 10. АНТРОПОМЕТРИЧЕСКИЕ ДАННЫЕ. ОБЗОР

Удобство посадки водителя и хороший обзор являются важными требованиями к конструкции автомобилей. Усилия, которые водитель должен прикладывать к рычагам и педалям, а также их перемещения должны лежать в определенных пределах и не вызывать утомления водителя.

Положение сиденья водителя для грузовых автомобилей (согласно ГОСТ 9734—61) представлено на рис. II.9. Основные размеры: высота сиденья H не менее 350 мм; внутренняя ширина кабины не менее 750, 1250 и 1700 мм соответственно для одно-, двух- и трехместной кабины; глубина сиденья L_1 не менее 400 мм; расстояние от потолка кабины до сиденья H_1 не менее 1000 мм; наименьшее расстояние от обода рулевого колеса до сиденья R_1 не менее 180 мм; ход педалей L_2 не более 200 мм. Ширина двери в верхней части R_2 не менее 650 мм. Размещение педалей: A_1 — расстояние между педалями тормоза и сцепления; A_2 — между педалями тормоза и акселератора; A_3 — расстояние от центра рулевого колеса до педалей сцепления и тормоза.

Продольное перемещение сиденья водителя может осуществляться в пределах ± 45 мм; перемещение по высоте в пределах ± 30 мм.

Хороший обзор (видимость) с сиденья водителя имеет большое значение, так как обеспечивает «точность» и безопасность вождения, особенно скоростных автомобилей и автомобилей высокой проходимости, двигающихся в сложных дорожных условиях.

Обзор пути с сиденья водителя улучшается при приближении места водителя к передней части автомобиля, увеличении переднего стекла и исключении металлических непрозрачных стоек, создающих «слепые» зоны (стекло панорамного типа).

Обзор с места водителя хорошо представлен эпюрой обзора (рис. II.10), представляющей собой площадь, видимую с места водителя среднего роста (173 см). Величина угла вертикального обзора γ определяется исходя из необходимости водителю видеть светотвор, подвешенный на высоте 5 м, с расстояния L не более

9 м для легковых и 12 м для грузовых автомобилей. Площадь стекла, очищаемая стеклоочистителем, по длине ≥ 600 —750 мм и ширине ≥ 300 —400 мм (меньшие значения относятся к грузовым автомобилям).

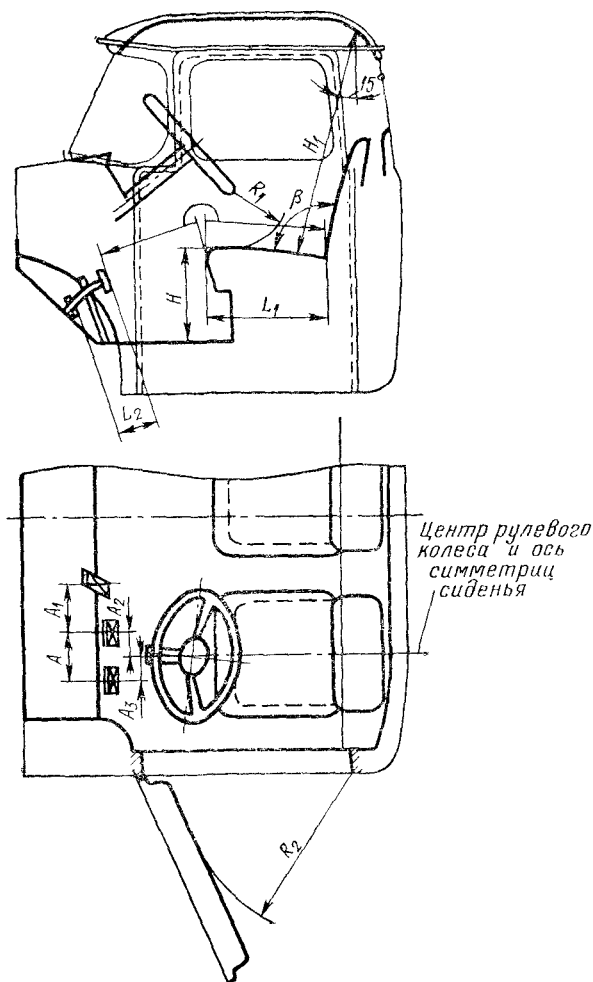


Рис. II.9. Положение сиденья водителя грузового автомобиля

Обзор назад с сиденья водителя достигается с помощью зеркал заднего вида.

В зависимости от типа автомобиля изменяются требования к обзору для пассажиров. Обзор с места водителя всегда должен быть отличным.

Величины сил P , прикладываемых к органам управления, не должны быть значительными.

Перемещения (ход) s должны лежать в определенных пределах (табл. II.6).

Так как сила P обычно изменяется в зависимости от хода педали или рычага s , то при подсчете работы R принимаются средние значения P ; $R = P_{\text{ср}}s$.

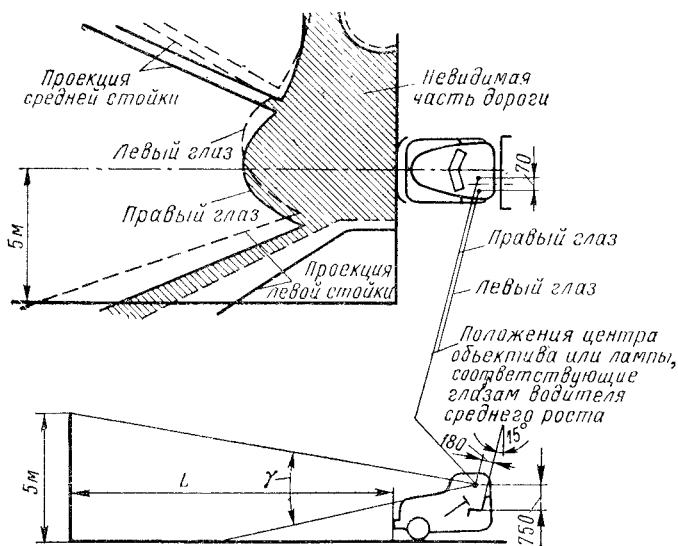


Рис. II.10. Обзор с места водителя

Максимально допустимые усилия, развиваемые водителем на органах управления грузового автомобиля, по данным СЭВ в Н (кгс):

Педаль тормоза	700 (70)
Педаль сцепления	150 (15)
Рулевое колесо движущегося автомобиля (дорога ас- фальтобетон).	60 (6)
Рычаг ручного тормоза	400 (40) ¹
Рычаг переключения передач	60 (6)

Как видно, приведенные данные близки к данным табл. II.6 для случаев редкого включения.

¹ В отдельных случаях допускаются до 700 Н (70 кгс).

Значения силы P и хода s

Органы управления	Сила P (средняя величина)		Ход s , м	Работа R	
	Н	кгс		Дж	кгс·м
Педали	100—150	10—15	0,10*—0,15	10—22,5	1—2,3
Рычаги	80—100	8—10	0,10*—0,12	8—12	0,8—1,2

* Меньшие значения для легковых автомобилей.

§ 11. КОМПОНОВКА АВТОМОБИЛЯ

Компоновка автомобиля определяется его назначением, условиями эксплуатации, весовыми и габаритными ограничениями и др.

Двигатель может быть расположен в передней части автомобиля (у автомобилей всех типов), в задней части автомобиля (у автобусов и некоторых легковых автомобилей), между кабиной водителя и кузовом (у грузовых автомобилей), за кабиной (у грузовых автомобилей КамАЗ), в нижней части автомобиля между осями (у автобусов).

При переднем расположении двигателя облегчается доступ к нему. Однако величина коэффициента $K_n = \frac{l_n}{L_a}$, характеризующего степень использования общей длины автомобиля L_a для размещения грузовой платформы или помещения для пассажиров l_n , уменьшается. При одной и той же общей длине L_a автомобиля с передним расположением двигателя (рис. II.11, а) вследствие меньшего значения K_n могут перевозить груз меньшей длины и меньшего объема, чем автомобили с двигателем в кабине. Кроме того, при этом ухудшается обзор вперед.

В случае расположения двигателя в кабине водителя (рис. II.11, в) улучшается обзор вперед, и величина коэффициента K_n повышается. При расположении двигателя в кабине уменьшается емкость кабины, требуется тщательная звуковая, газовая и тепловая изоляции двигателя, затрудняется доступ к двигателю, повышается центр тяжести автомобиля.

Для улучшения доступа к двигателю, размещенному в кабине, применяется откидывающаяся кабина, что влечет за собой некоторое усложнение конструкции (рис. II.11, б), однако доступ к двигателю удобен.

Существенное уменьшение габаритной длины грузового автомобиля будет при переходе на новую более современную компоновку — с кабиной, расположенной впереди двигателя (рис. II.11, г).

При этом кузов или грузовая платформа могут быть продвинуты вперед на 800—1000 мм (для автомобиля КамАЗ), что позволяет увеличить грузоподъемность автомобиля, не увеличивая нагрузки на задний мост.

Преимуществами подобной компоновки являются сокращение (для 8-тонной машины) на 400—500 мм базы автомобиля с улучшением его маневренности и улучшение обзора за счет сокращения неосматриваемой зоны перед автомобилем.

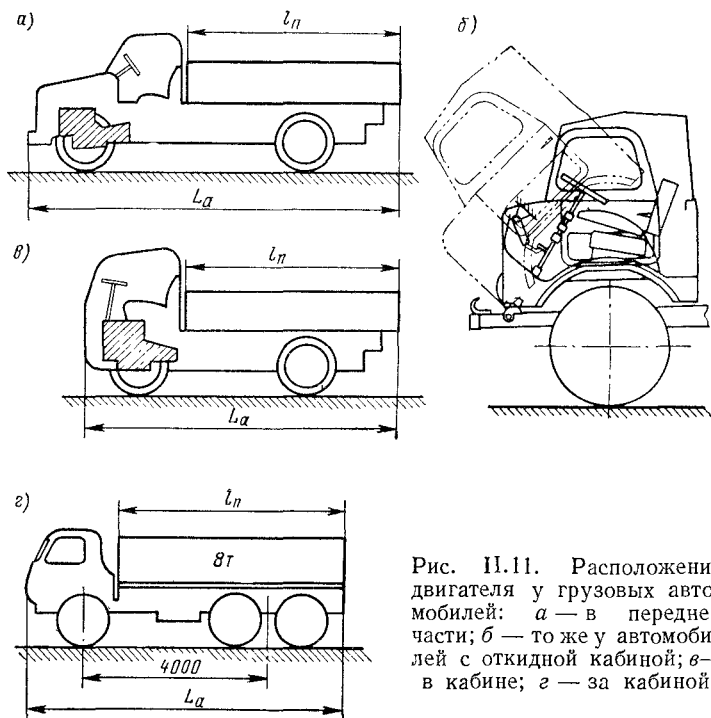


Рис. 11.11. Расположение двигателя у грузовых автомобилей: а — в передней части; б — то же у автомобилей с откидной кабиной; в — в кабине; г — за кабиной

Расположение двигателя сзади применяется на некоторых легковых автомобилях и большинстве автобусов, так как при такой компоновке достигаются компактность силового агрегата и трансмиссии, хороший обзор впереди, высокий коэффициент K_n , лучшая изоляция двигателя от помещения для пассажиров.

Схема легкового автомобиля с задним расположением двигателя представлена на рис. 11.12, в. Как видно, при одинаковой длине автомобиля емкость кузова в случае заднего расположения двигателя несколько возрастает. Однако при подобной компоновке имеет место перегрузка шин заднего моста, усложняется управление двигателем и агрегатами трансмиссии, размещенными на значительном расстоянии от водителя.

При расположении двигателя в нижней части у некоторых автобусов сохраняются все преимущества, свойственные компоновке с задним расположением двигателя. Однако при этом снижается дорожный просвет и доступ к двигателю затруднен.

Тип трансмиссии оказывает существенное влияние на компоновку автомобиля. На рис. II.13 показаны схемы механических

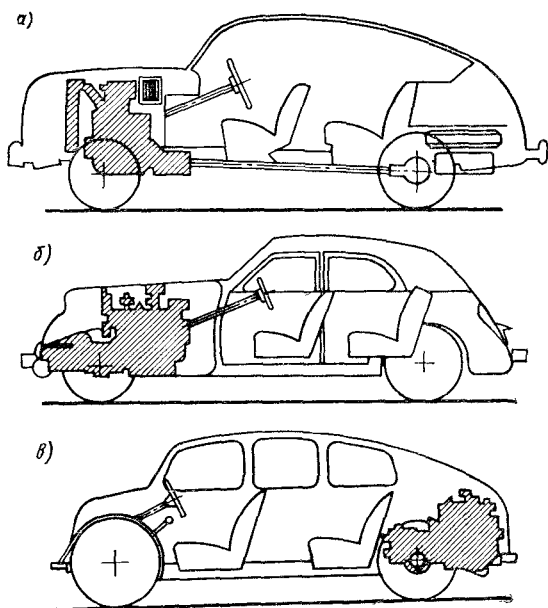


Рис. II.12. Расположение двигателя у легковых автомобилей: *a* — в передней части, привод на задние колеса; *б* — то же, привод на передние колеса; *в* — сзади, привод на задние колеса

трансмиссий, применяемых на автомобилях, с разным числом ведущих мостов. У двухосных автомобилей с колесной формулой 4×2 применяется или «классическая» схема расположения двигателя в передней части автомобиля и с приводом на задние ведущие колеса (рис. II.13, *б*), или же у некоторых легковых автомобилей с приводом на передние ведущие колеса (рис. II.13, *a*). К преимуществам автомобиля с приводом на передние колеса относятся близость двигателя и трансмиссии к водителю, упрощающая приводы к органам управления, лучшая устойчивость на поворотах, отсутствие «тоннеля» в полу кузова для карданного вала, имеющего место у автомобилей с «классической» компоновкой и др.

У автомобиля с колесной формулой 4×4 (рис. II.13, *в*) заменен передний, неведущий мост базовой машины — ведущим.

Схема (рис. II.13, *з*) с бортовыми передачами позволяет увеличить дорожный просвет, хотя конструктивно сложнее предыдущей.

У трехосных автомобилей подвод момента к двум задним мостам может осуществляться одним проходным (рис. II.13, *д*) или двумя (рис. II.13, *е*) карданными валами.

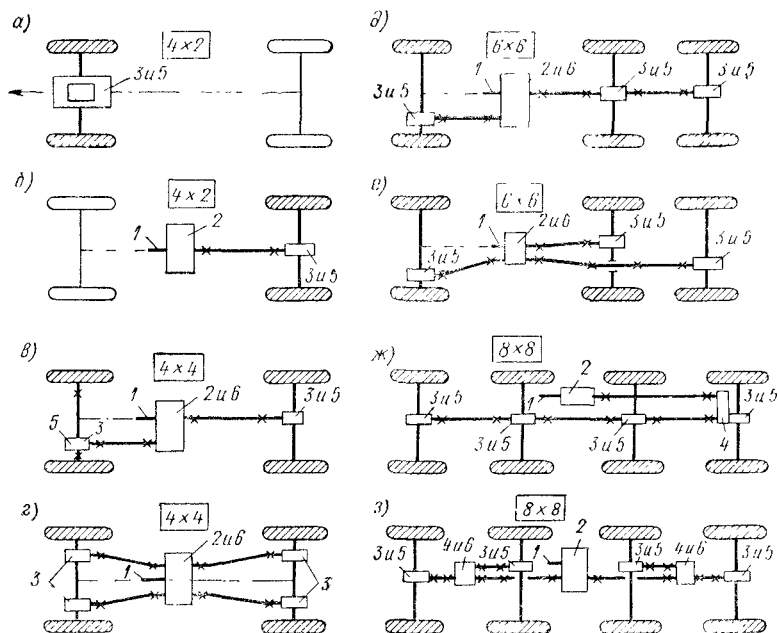


Рис. II.13. Схемы механических трансмиссий автомобиля:

1 — вал, передающий момент от двигателя; 2 — дополнительная и раздаточная коробки; 3 — главная передача; 4 — редуктор; 5 — межколесный дифференциал; 6 — межосевой или межбортовой дифференциал (ведущие колеса заштрихованы)

Схемы трансмиссий четырехосных автомобилей отличаются значительным многообразием. Более простое решение принято в схеме (рис. II.13, *ж*) с одним проходным валом. Однако при этом в случае применения блокированного привода возникают дополнительные нагрузки в трансмиссии, что снижает ее к. п. д., повышает износ и уменьшает путь выбега автомобиля.

Схема (рис. II.13, *з*) трансмиссии с применением трех межосевых дифференциалов свободна от присущих предыдущей схеме недостатков, однако конструктивно сложна и утяжеляет автомобиль.

Применение гидродинамического трансформатора облегчает управление автомобилем и улучшает его тяговую характеристику, однако не исключает необходимости в механической трансмиссии, что усложняет конструкцию автомобиля.

Удобная компоновка автомобилей с несколькими ведущими осями может быть осуществлена при использовании гидрообъемной и электрической трансмиссии с индивидуальными двигателями на ведущих колесах (мотор-колесо).

Схема автомобиля-тягача с электромоторами на каждом ведущем колесе представлена на рис. II.14. Тяговые электромоторы 1 с шестеренчатыми редукторами размещены в соответствующих ведущих колесах. Источником энергии является ди-

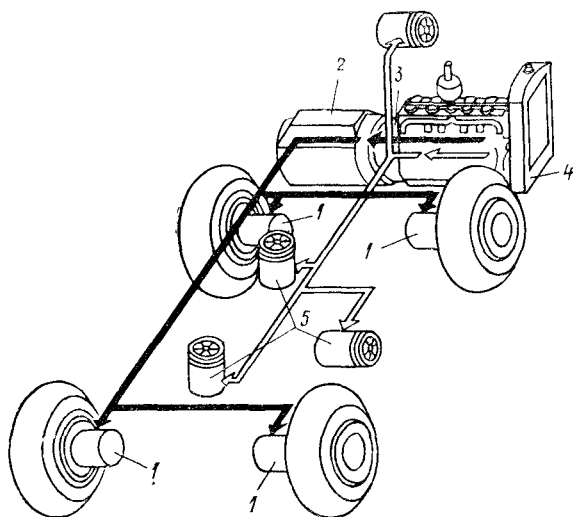


Рис. II.14. Схема тягача с электроприводом типа мотор-колесо

зель 4, приводящий во вращение генератор постоянного тока 2, питающий тяговые электромоторы, и генератор переменного тока 3, питающий вспомогательные электромоторы 5.

Применение электротрансмиссии с использованием мотор-колес (см. рис. VII.19) позволяет успешно решать компоновку автопоездов с весьма большим числом ведущих осей.

При проектировании автомобиля возможна следующая последовательность работы по составлению компоновочного эскиза.

По заданному типу и грузоподъемности (или емкости) автомобиля определяются основные размеры автомобиля, число осей (по величине допустимой нагрузки на колесо), размер шин, база и колея автомобиля. Предельные габариты автомобиля не должны превышать допустимых по ГОСТ 9314—59.

Компоновочный эскиз (рис. II.15) делается в масштабе 1 : 10 или 1 : 20. Конфигурация нижней части и общая длина автомобиля находятся после нанесения выбранных значений углов проходности переднего γ_1 и заднего γ_2 , радиусов проходности

продольного R_1 и поперечного R_2 , величин дорожных просветов под отдельными точками h_i . На рисунке показан только размер h_C под точкой C . Эти данные принимаются с учетом опыта эксплуатации предшествующих конструкций.

Конфигурация верхней части автомобиля находится исходя из его типа и назначения, заданной грузоподъемности, предельно допустимой высоты и дополнительных требований.

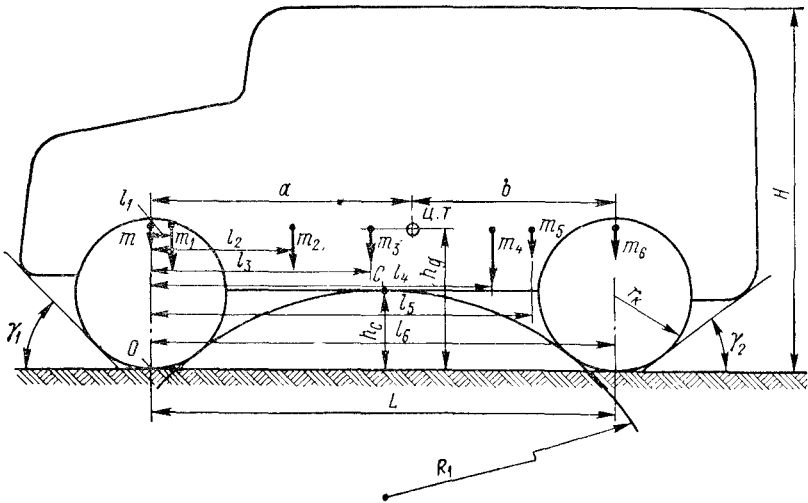


Рис. II.15. Эскиз компоновки автомобиля

Положение центра тяжести (ц. т) определяется из компоновочного эскиза по известным весам отдельных агрегатов и перевозимого груза. На рис. II.15 представлена схема определения ц. т. автомобиля по его длине.

Из уравнения моментов относительно точки O находится расстояние a , определяющее положение ц. т. по длине автомобиля

$$a = \frac{m_1 l_1 + m_2 l_2 + \dots + m_n l_n}{m_a}, \quad (\text{II.10})$$

где m_1, m_2, \dots, m_n — массы отдельных агрегатов автомобиля и перевозимого груза; l_1, l_2, \dots, l_n — соответствующие расстояния до ц. т. отдельных агрегатов; $m_a = \sum m_i$ — масса всего автомобиля.

Уравнение моментов может быть составлено не только относительно точки O , но и относительно любой другой точки.

Размещение агрегатов и груза на автомобиле должно обеспечить примерно равные нагрузки на колеса правого и левого бортов (в пределах $\pm 2-3\%$).

По найденным координатам ц. т. производится проверка продольной и поперечной устойчивости автомобиля.

Список литературы к гл. II

1. Великанов Д. П. Эксплуатационные качества автомобиля. М., Автотрансиздат, 1963, 440 с.
2. Великанов Д. П. Эффективность автомобиля. М., «Транспорт», 1969, 239 с.
3. Гринченко И. В., Розов Р. А., Лазарев В. В. и др. Колесные автомобили высокой проходимости. М., «Машиностроение», 1967, 240 с.
4. Гольд Б. В., Оболенский Е. П., Стефанович Ю. Г. и др. Основы прочности и долговечности автомобиля. М., «Машиностроение», 1967, 212 с.
5. Ипатов М. И. Техничко-экономическая оценка конструкций автомобилей при проектировании. М., Машгиз, 1962, 383 с.
6. Кугель Р. В. Долговечности автомобилей. М., Машгиз, 1961, 429 с.
7. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963, 502 с.
8. Оселчугов В. В. Автобусы. М., «Машиностроение», 1971, 312 с.
9. Островцов А. Н. Основы проектирования автомобилей. М., «Машиностроение», 1968, 204 с.
10. Родионов В. Ф., Фиттерман Б. М. Легковые автомобили. М., «Машиностроение», 1971, 504 с.
11. Селиванов А. С. Основы теории старения машин. М., Машгиз, 1964, 404 с.
12. Фалькевич Б. С. Теория автомобиля. М., Машгиз, 1963, 236 с.
13. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М., Машгиз, 1947, 586 с.

МАТЕРИАЛЫ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Для изготовления деталей автомобиля применяются преимущественно черные металлы: сталь и чугун. Перспективными материалами, область применения которых расширяется, являются пластмассы, резина, а также легкие сплавы на основе алюминия, магния и цинка.

§ 12. СТАЛИ И ЧУГУНЫ

Стали по применению в конструкции автомобиля можно разделить на следующие группы: сталь для шестерен и валов трансмиссии; сталь толстолистовая для штамповки рам; тонколистовая сталь для кузовов; рессорно-пружинная сталь; сталь для отливки кронштейнов, картеров и других силовых деталей.

Стали, применяемые для шестерен и валов коробок передач и главных передач, а также крестовин дифференциалов, вилок и крестовин карданных передач, должны обладать высокой статической и усталостной прочностью, хорошо обрабатываться резанием и обладать прокаливаемостью, соответствующей толщине изделия. Они должны иметь малую чувствительность к концентраторам напряжений, обладать коррозионной стойкостью и не содержать в значительных количествах дорогих и дефицитных легирующих элементов.

Для малонагруженных шестерен коробок передач, большую часть пробега работающих на прямой передаче, применяют среднеуглеродистые и низколегированные конструкционные стали средней прокаливаемости. К ним относятся:

хромистые стали с молибденом 35ХМА и бором 35ХРА, улучшаемые объемной закалкой и высокотемпературным отпуском; после упрочнения поверхности до твердости $HRC\ 50-55$ предел усталости $\sigma_{-1} = 430 \div 530$ МПа ($4300-5300$ кгс/см²);

хромистые стали 35Х и 40Х, цианируемые в жидких ваннах на глубину 0,2—0,4 мм; предел усталости $\sigma_{-1} = 600 \div 800$ МПа ($6000-8000$ кгс/см²); твердость поверхности $HRC\ 56$, сердцевины $HRC\ 30-45$.

Более нагруженные шестерни коробок передач и главных передач изготавливают из хромомарганцевых сталей с титаном, бором и молибденом. Эти стали обладают повышенной прокаливаемостью и повышенной прочностью. Предел усталости $\sigma_{-1} = 700 \div 900$ МПа ($7000-9000$ кгс/см²).

Стали с малым и повышенным содержанием углерода с присадками марганца (Г) и титана (Т) 18ХГТ, 25ХГТ, 30ХГТ, 20ХГР, 27ХГР, 17ХГМ, 25ХГМ, 25ХГНТР цементируются на глубину 0,7—1,2 мм в зависимости от толщины зуба с насыщением поверхностного слоя углеродом до 1,1%. Стали 25ХГТ, 25ХГМ и 27ХГР подвергают также нитроцементации (ЗИЛ и ГАЗ) на глубину 0,5—0,9 мм. Твердость поверхности HRC 58—64, сердцевины HRC 25—35.

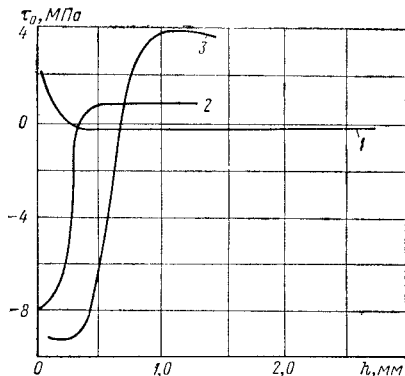


Рис. III.1. Остаточные напряжения в зубьях шестерен:

1 — без обработки дробью; 2 — после обработки дробью \varnothing 0,66 мм; 3 — то же \varnothing 3,2 мм

Для валов коробок передач в основном применяют те же стали, а также стали марок 18ХНВА (с вольфрамом В), 40ХНМА, 45, 20Х и 15ХА. При содержании углерода более 0,35% применяется закалка шеек токами высокой частоты на глубину 1,5—5 мм.

Цианируемые шестерни меньше подвержены короблению при термообработке, но хуже сопротивляются ударным нагрузкам.

Для упрочнения шестерен применяют дробеструйную обработку впадин зубьев. На графике рис. III.1 показано распределение тангенциальных остаточных напряжений τ_0 по глубине h до обработки и после обработки

зубьев дробью. Возникновение остаточных сжимающих напряжений препятствует развитию трещин усталости.

На рис. III.2, а показаны кривые усталости для зубьев из сталей 12ХНЗА и 40Х при пульсирующем цикле изгибающих напряжений. Линия 1 соответствует зубьям из стали 40Х, подвергнутым цианированию, закалке и отпуску. Линия 2 для тех же зубьев, подвергнутых дробеструйной обработке. Как видно из графика, условный предел усталости в результате дробеструйной обработки увеличивается в 1,5—1,7 раза.

Высоконагруженные шестерни коробок и главных передач, полуоси, шестерни и крестовины дифференциалов изготавливают из никелевых и безникелевых сталей хорошей прокаливаемости с высокими механическими свойствами ($\sigma_{-1} = 850 \div 1100$ МПа).

Хромоникелевые стали 20ХНМ, 12Х2Н4А, 15ХГНТА, 20ХГНТА, 12ХНЗА, 20ХГНТР, 20Х2Н4А цементируются на глубину 0,7—1,6 мм, твердость поверхности после закалки HRC 56—65.

Высококачественные безникелевые стали типа 20ХГРА и 18ХГТА, выплавляемые в специальных условиях (в вакууме, электрошлаковым переплавом, в атмосфере инертных газов), цементируются на глубину 0,9—1,6 мм.

На том же рис. III.2, *a* показаны кривые усталости зубьев шестерен из стали 12ХН3А (линия 3), шлифованных после цементации и закалки. Линия 4 соответствует зубьям, которые дополнительно подвергались электрохимическому полированию после шлифования. В результате шлифования предел усталости увеличивается на 18%.

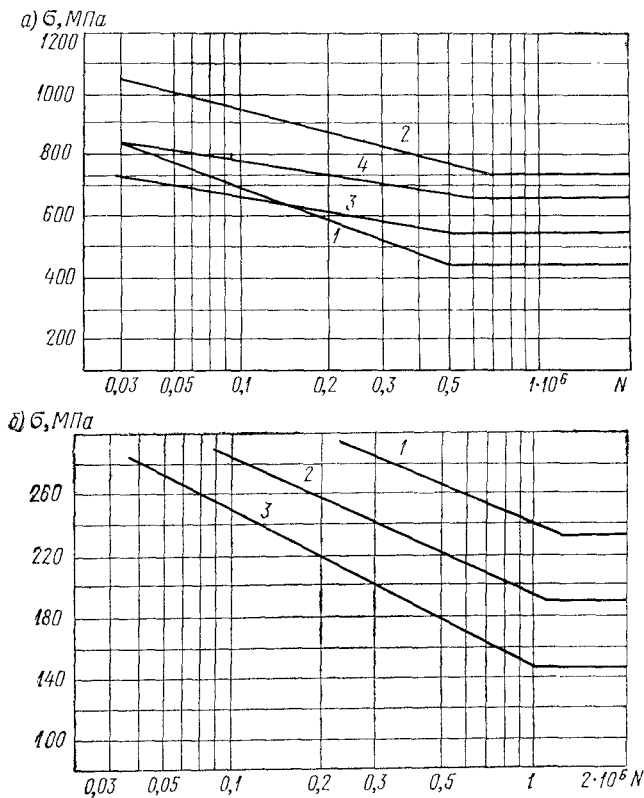


Рис. III.2. Кривые усталости сталей: *a* — хромистые:

1 — 40X после цианирования, закалки и отпуска; 2 — та же после обработки дробью; 3 — 12ХН3А после цементации, закалки и шлифования; 4 — та же после электрохимического полирования;

б — марганцовистые и титановые:

1 — 14Г2; 2 — 30Т; 3 — те же при наличии концентратора напряжений

Механические свойства легированных сталей, применяемых для изготовления шестерен, приведены в табл. III.1.

Сталь толстолистовая применяется для штамповки лонжеронов, поперечин, косынок рам и других деталей. Материал должен обладать высокой пластичностью, необходимой для деформирования в холодном состоянии, коррозионной стойкостью и хорошей свариваемостью.

Этим требованиям отвечают качественные конструкционные углеродистые стали 08кп, 20кп. 25.

Более высокими механическими свойствами обладают низколегированные стали (табл. III.2). Однако они имеют меньшую пластичность и хуже штампуются.

Т а б л и ц а III.1

Механические свойства термообработанных легированных сталей

Марка	Предел прочности σ_B		Предел текучести σ_T		Удлинение δ_b , %	Предел выносливости при симметричном изгибе σ_{-1}	
	МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²		МПа	кгс/см ²
35X	950	9 500	750	7 500	11	460	4600
35XPA	950	9 500	800	8 000	12	450	4500
40X	1100	11 000	800	8 000	10	500	5000
18XГТ	1100	11 000	850	8 500	9	550	5500
20XГР	1000	10 000	800	8 000	9	500	5000
30XГТ	1500	15 000	1300	13 000	9	650	6500
35XM	1050	10 500	750	7 500	11	450	4500
12X2H4A	1150	11 500	950	9 500	10	500	5000
15XГНТ	950	9 500	700	7 000	10	450	4500
20XГНР	1300	13 000	1200	12 000	10	600	6000
18X2H4BA	1150	11 500	850	8 500	12	500	5000
25X2H4BA	1100	11 000	950	9 500	11	500	5000

Т а б л и ц а III.2

Механические свойства толстолистовой стали

Марка	Предел прочности σ_B		Предел текучести σ_T		Удлинение δ_b , %	Предел выносливости σ_{-1}	
	МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²		МПа	кгс/см ²
08кп	300	3000	180	1800	35	160	1600
25пс	460	4600	280	2800	24	210	2100
12ГС	510	5100	360	3600	18	—	—
14Г2	520	5200	370	3700	18	230	2300
14Г2С	560	5600	390	3900	24	260	2600
30Т	500	5000	360	3600	18	190	1900
19ФГС	630	6300	430	4300	17	—	—
10ХСНД	540	5400	400	4000	20	—	—

Листы, поставляемые по ГОСТ 4041—48, по штампуемости разделяются на категории для нормальной и для глубокой вытяжек.

Низколегированные стали более чувствительны к концентраторам напряжений по сравнению с малоуглеродистыми. Конструктивная усталостная прочность значительно меньше усталостной прочности лабораторных образцов. На рис. III.2, б представлена кривая усталости при симметричном цикле для образцов стали 14Г2 (линия 1) и 30Т (линия 2). Линия 3 для тех же сталей при наличии концентраторов напряжений в виде отверстий. Отверстия уменьшают предел усталости стали 30Т в 1,3 и стали 14Г2 в 1,6 раза.

Некоторые фирмы при конструировании рам автомобилей большой грузоподъемности применяют марганцовистые термообработанные стали с пределом текучести до 770 МПа (7700 кгс/см²).

Тонколистовая сталь для холодной штамповки деталей автомобильных кузовов, кабин, оперения, топливных баков изготавливается толщиной от 0,8 до 1,5 мм по ГОСТ 9045—59. Способностью к глубокой вытяжке обладает сталь с содержанием углерода 0,05—0,15 %.

По качественным характеристикам листы делятся на две категории. Материал для штамповки деталей с особо сложной вытяжкой (крыша, крылья, передняя панель и т. д.) должен отвечать требованиям: $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} \leq 0,66$, $\delta_{10} \leq 44\%$ и твердость $HRB \leq 45$,

а для деталей со сложной вытяжкой — требованиям: $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} \leq 0,7$, $\delta_{10} \geq 42\%$ и твердость $HRB \leq 48$.

В отечественной промышленности используются стали марок 08кп, 08Фкп, 08Ю. Величина зерна в пределах баллов № 7, 8 по ГОСТ 5639—65. Вытяжка металла с крупнозернистым строением дает шероховатую поверхность, которая недопустима для деталей, требующих высокого качества отделки. Присадка бора (до 0,005%) повышает технологические свойства.

Рессорно-пружинные стали имеют высокий предел текучести (табл. III.3). Отношение предела текучести к пределу прочности $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} = 0,8 \div 0,9$.

Для листовых рессор и пружин подвесок применяют кремнистые и марганцовистые стали 50ХГ, 50Г2, 65Г, 55С2 и др. Для торсионных валов используются стали 45ХНМФА, 60С2А, 70С3А.

К стали предъявляются высокие требования в части отсутствия механических и металлургических дефектов (риски, волошины и неметаллические включения). Эти дефекты сильно снижают усталостную прочность. При термообработке должно быть предотвращено образование обезуглероженного слоя, которое также ведет к снижению предела усталости.

Для повышения усталостной прочности деталей, работающих при высоких колебательных нагрузках, необходимо обеспечить

**Механические свойства термообработанных
рессорно-пружинных сталей**

Марка	Предел прочности σ_B		Предел текучести σ_T		Удлинение δ_b , %
	МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²	
65Г	1000	10 000	800	8 000	8
85	1100	11 000	900	9 000	9
55С2	1300	13 000	1200	12 000	6
70С3А	1800	18 000	1600	16 000	5
50ХГ	1400	14 000	1200	12 000	4,5
60С2ХА	1800	18 000	1600	16 000	5
60С2ВА	1900	19 000	1700	17 000	5
50ХГА	1300	13 000	1200	12 000	6
60С2А	1600	16 000	1400	14 000	5
60С2Н2А	1750	17 500	1600	16 000	5
45ХНМФА	1550	15 500	1400	14 000	5

в поверхностном слое создание остаточных сжимающих напряжений. С этой целью применяют заневоливание пружин, заневоливание и чеканку торсионных валов, обкатку роликами, пластическую осадку и дробеструйную обработку листовых рессор.

Легированная рессорно-пружинная сталь, термообработанная до твердости *HRC* 45—50, имеет предел усталости при кручении (база $2 \cdot 10^6$ циклов) $\tau_{-1} = 190$ МПа. После дробеструйной обработки предел усталости увеличивается до 350 МПа (3500 кгс/см²).

Л и т ы е стали (по ГОСТ 977—65) применяются для кронштейнов, картеров задних мостов, ступиц и колес грузовых автомобилей высокой грузоподъемности (35Л, 40Л, 45Л). Эти стали применяются также для изготовления методом точного литья по выплавляемым моделям сложных по форме деталей. Это позволяет в ряде случаев полностью исключить механическую обработку или значительно ее сократить. Стальные отливки можно закалять, а при содержании углерода ниже 0,25% цементировать и закалять.

Серый чугун марок СЧ 21—40 и СЧ 24—44 применяют для отливок нажимного диска сцепления, тормозных колодок, шкивов, картеров коробок передач, раздаточных коробок, крышек подшипников, тормозных барабанов и т. д. Твердость отливок *HВ* 190—240.

Наилучшей прочностью и фрикционными свойствами обладает чугун с перлитной структурой. Для наиболее ответственных

отливок (тормозные барабаны) применяют также легированные чугуны с увеличенным до 4% содержанием углерода. Это увеличивает стойкость материала против растрескивания при высоких термических нагрузках. Механические свойства чугуна в значительной степени зависят от формы включений графита. Высокопрочный чугун получают модифицированием жидкого чугуна магнием или его сплавами, что приводит к получению шаровидной формы графита. Такой чугун, например ВЧ 60-2, имеет предел прочности при растяжении $\sigma_B = 600$, при изгибе $\sigma_H = 1100$, предел текучести $\sigma_T = 420$ МПа.

Ковкий чугун (черносердечный) применяется для отливок деталей, воспринимающих динамические нагрузки: корпуса дифференциалов, картеры главных передач, балки ведущих мостов, ступицы колес, кронштейны рамы.

В автостроении применяют ковкие чугуны марок КЧ 45-6 и КЧ 35-10.

Перлитный ковкий чугун сочетает преимущества литых изделий с прочностью на разрыв и усталость, близкую к стали. Предел прочности $\sigma_B = 600 \div 800$; $\sigma_{-1} = 300 \div 350$ МПа. Некоторые фирмы применяют перлитный ковкий чугун для таких ответственных деталей, как вилки карданов, шестерни внутреннего зацепления планетарных коробок передач, тормозные диски и барабаны.

§ 13. ЦВЕТНЫЕ МЕТАЛЛЫ И СПЛАВЫ

Для изготовления деталей автомобиля применяют алюминиевые, магниевые и цинковые сплавы.

Сплавы на основе алюминия имеют малую плотность ($2,65 \times 10^3 \div 2,73 \cdot 10^3$ кг/м³), хорошую пластичность, коррозионную стойкость, прочность на разрыв до 420 МПа (4200 кгс/см²), удовлетворительно свариваются.

Алюминиевые сплавы разделяются на литейные и деформируемые (ковка, штамповка). В зависимости от химического состава получают сплавы с различными свойствами.

Силумины (6—12% Si) обладают хорошими механическими свойствами и технологическими качествами. Сплав АЛ4 применяется для отливки картеров коробок и главных передач, колес и ступиц, картеров рулевых механизмов, картеров и рабочих колес гидродинамических трансформаторов. Предел прочности $\sigma_B = 260 \div 290$ МПа (2600—2900 кгс/см²).

Медно-алюминиевые сплавы (4—5% Cu) применяются для изготовления мелких отливок, упрочняемых термобработкой. Сплав АЛ7 средней прочности ($\sigma_B = 220$ МПа), сплав АЛ19 высокой прочности. Прочность алюминиевых сплавов при температуре выше 200°С заметно падает. На рис. III.3, а показана зависимость предела прочности от температуры для сплава АЛ19. Этот сплав как при комнатной, так и при повышен-

ной температуре имеет прочность выше, чем другие литейные алюминиевые сплавы.

Магний-алюминиевые сплавы АЛ8 (10% Mg) и АЛ13 (5% Mg) обладают наиболее высокой коррозионной стойкостью и хорошей удельной прочностью. Однако их литейные свойства хуже. Применяются для мелких отливок, работающих в агрессивной среде.

К деформируемым алюминиевым сплавам относятся АМц, АМг и АМгб и другие.

Сплав АМц (1—1,6% Mn) обладает высокой коррозионной стойкостью, свариваемостью, но плохо обрабатывается резанием.

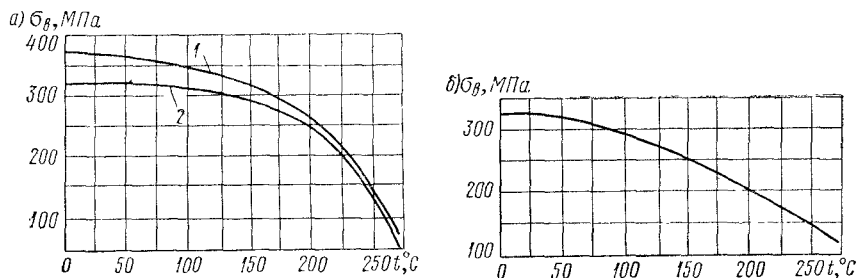


Рис. III.3. Изменение предела прочности в зависимости от температуры:
а — сплав АЛ19;

1 — закаленный и подвергнутый старению; 2 — только закаленный;

б — сплав АМгб

Применяется для штамповки ненагруженных деталей: колпаков колес, декоративных деталей, ободов фар.

Сплав АМг (2—2,8% Mg) имеет более высокую прочность ($\sigma_b = 200 \div 250$ МПа). Применяется для штамповки сварных средне-нагруженных конструкций, например топливных баков и т. д.

Наиболее высокой прочностью обладает сплав АМгб (5,8—6,8% Mg).

Предел прочности $\sigma_b = 320$ МПа, предел усталости $\sigma_{-1} = 190$ МПа (база $5 \cdot 10^8$ циклов). Применяется для штамповки деталей, от которых требуются высокая прочность и коррозионная стойкость. По удельной прочности превосходит малоуглеродистые стали. Применяется для изготовления рам, каркасов несущих кузовов автобусов, кузовов грузовых автомобилей, цистерн, дверей и т. д. Зависимость предела прочности от температуры показана на рис. III.3, б.

Магниеые сплавы имеют малую плотность ($1,76 \times 10^3$ — $1,83 \cdot 10^3$ кг/м³), сравнительно высокую прочность и хорошо обрабатываются резанием. Сплав МЛ4 (5—7% Al) используется для отливки под давлением картеров коробов передач, колес, кожухов маховика, тормозных колодок, крышек подшипников и т. д. Коррозионная стойкость пониженная. Детали после

механической обработки анодируются, грунтуются и окрашиваются. Предел прочности $\sigma_b = 150 \div 250$ МПа.

Цинковые сплавы используются для изготовления методом литья под давлением кронштейнов, корпусов приборов, решеток радиаторов, корпусов фар и фонарей, декоративных деталей. Предел прочности $\sigma_b = 280 \div 320$ МПа.

Для повышения коррозионной стойкости применяют электролитические покрытия хромом, никелем, кадмием.

§ 14. РЕЗИНА И ПЛАСТМАССЫ

Применение резины как конструкционного материала существенно отличается от применения металлов. Резина способна к очень большим деформациям при относительно небольших напряжениях. Относительное удлинение при разрыве до 350%.

Модуль упругости резины определяется двумя слагаемыми: $E = E_0 + E_1$, где E_0 — постоянная для данного состава резины составляющая; E_1 — переменная составляющая, которая зависит от внутреннего трения и изменяется с изменением температуры, частоты и скорости деформации.

Эластичные свойства резины в зависимости от ее состава сочетаются с другими важными свойствами: износостойкостью, тепло- и морозостойкостью, устойчивостью к воздействию бензина, масел и других веществ.

Силовые резиновые конструкции армируются металлической арматурой или кордом. Большинство деталей изготавливается формованием.

Предел упругости резины близок к ее пределу прочности. Зависимость между напряжениями и деформациями нелинейная. При деформации объем резины почти не меняется (коэффициент Пуассона $\mu = 0,47 - 0,5$).

Резина по сравнению со сталью обладает значительно большей энергоемкостью. Благодаря большому внутреннему трению хорошо гасит вибрации и колебания. Поэтому она широко используется в качестве упругих элементов в подвесках, тягово-сцепных устройствах, соединительных муфтах и т. д.

В табл. III.4 приведены свойства резин и области их применения. В тех случаях, когда одна резина не может удовлетворить всем требованиям, применяют сочетание нескольких марок резин или резины с другими материалами. Так, например, для повышения прочности резиновых диафрагм их армируют тканью. Для защиты от разрушающего действия масла наносят покрытие на основе найрита, а для обеспечения газонепроницаемости вводят прослойку из бутилкаучука. Чтобы повысить стойкость резины к воздействию озона и солнечного света, применяют защитные покрытия из восков и антиозонаторов.

Пластмассы применяются как самостоятельный конструкционный материал и в сочетании с другими материалами

Свойства и области применения резин

Т а б л и ц а III.4

Область применения (изготавливаемые изделия)	Тип каучука	Предел прочности σ_B				Истирание при 20° С, см ³ /кВт	Твердость по Шору	Модуль упру- гости при растяжении 300%	
		при 20° С		при 100° С				МПа	кгс/см ²
		МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²				
Шины, резино-техниче- ские изделия общего на- значения в диапазоне тем- ператур от -30 до +50° С	Бутадиеновый СКБ	13—16	130—160	8,5—10,5	85—105	450	60—65	6,5	65
	Бутадиен- стирольный СКС-30А	25—30	250—300	12	120	260	65—85	7	70
	Натуральный	24—38	240—380	17—22	170—220	240—300	50—55	6—10	60—100
Морозостойкие шины и другие изделия в диапазо- не температур от -45 до +60° С	Бутадиеновый СКБ-М	14—16	140—160	6—7,5	60—75	450	60—65	6,5	65
	Бутадиен- стирольный СКС-30АРМ	25—28,5	250—285	8	80	320—340	67—70	9,2	92
Сверхтеплостойкие и мо- розостойкие изделия в диапазоне температур от -80 до +90° С (в среде во- дяного пара +140° С)	Силиконовый марки СТК	3,5—8	35—80	3—8	30—80	—	42	3—4	30—40
Газонепроницаемые, озо- нотстойкие детали; в том числе камеры, диафрагмы, герметизирующий слой бес- камерных шин	Бутилкаучук	16—24	160—240	4,5—11	45—110	170—250	50—60	3—6	30—60
Масло- и бензостойкие резино-технические изде- лия	Бутадиен- нитрильный СКН-26	24—30	240—300	9—11	90—110	200—230	70—75	10—12	100—120
Озоно-, масло- и бензо- стойкие изделия	Найрит Тиokol Д	20—26,5	200—265	7—11	70—110	290—350	50—60	15	150
		3,8—4,2	38—42	—	—	1000—1800	64—84	—	—

(сталь, резина). Свойства пластмасс в зависимости от химического состава весьма разнообразны.

Стеклопластики состоят из полимера (эпоксидная или полиэфирная смола), армированного стекловолокном или стеклотканью, обладают высокой удельной прочностью, применяются для кузовов, кабин и отдельных крупногабаритных панелей.

Полуфабрикат представляет листы стеклоткани (2—4 слоя), пропитанные загущенными до термопластичного состояния полиэфирными смолами с добавками, препятствующими отверждению. Изделия формируются на прессах при $t = 150 \div 160^\circ \text{C}$ и отверждаются в штампах. Предел прочности при изгибе $\sigma_{\text{и}} = 270 \text{ МПа}$, при растяжении $\sigma_{\text{в}} = 120 \text{ МПа}$. Для изготовления пластмассовых панелей требуется значительно больше времени, чем для штамповки из стали. Поэтому они применяются преимущественно в мелкосерийном производстве. Взамен стали и цветных металлов применяются также пластмассы средней прочности на основе формальдегидной смолы и пластики полимеризационного типа (табл. III.5).

Т а б л и ц а III.5

Свойства конструкционных пластмасс

Пластмассы	Плотность, кг/м ³	Удельная ударная вязкость, кДж/м ²	Предел прочности при растяжении		Удлинение, %	Морозостойкость, °С	Максимальная рабочая температура, °С
			МПа	кгс/см ²			
Фторопласт-4	$2,19 \cdot 10^3$	10	25	250	200	—205	270
Полипропилен	$0,9 \cdot 10^3$	12	30	300	500	—30	150
Полиэтилен высокого давления	$0,92 \cdot 10^3$	Не ломается	14	140	400	—70	70
Полиамид 68	$1,13 \cdot 10^3$	10	50	500	100	—40	90
Полиуретан	$1,21 \cdot 10^3$	5	60	600	—	—50	100
Полиформальдегид	$1,42 \cdot 10^3$	10	80	800	200	—	120

Ацетали (производные формальдегида) обладают хорошим внешним видом. Применяются для изготовления прессованием и литьем корпусов, крышек, небольших шестеренчатых передач, рулевых колес и других деталей управления, оборудования и отделки кузова.

Полипропилен отличается высокой химической и тепловой стойкостью. Применяется для изготовления деталей, работающих при температурах до $+150^\circ \text{C}$. Может армироваться стекловолокном. Детали из пропилена свариваются ультразвуком.

Лопастей вентиляторов из пропилена работают при окружных скоростях до 100 м/с.

Полиэтилен сочетает химическую стойкость с морозостойкостью.

Полиамиды применяются для отливки под давлением деталей замков, стеклоподъемников, втулок и другой арматуры, а также для трубопроводов и подшипников. Обладают высокой износостойкостью и хорошими антифрикционными качествами. Допускаемая температура $t \leq 80 \div 100^\circ \text{C}$.

Фторопласт-4 и полиамид 68 (табл. III.5) используются в качестве антифрикционных материалов. Подшипники из полиамида при давлении до 0,5 МПа (5 кгс/см²) и скорости скольжения до 1 м/с могут работать без смазки. Допускают давление до 12 МПа и скорости скольжения до 5 м/с. Вследствие малой теплопроводности (0,4 кВт/м·К или 350 ккал/ч·м·°С) отвод тепла от подшипника затруднен.

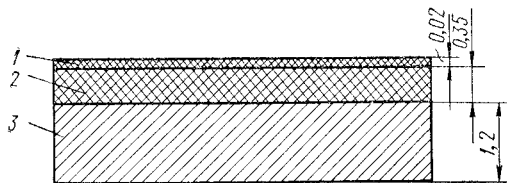


Рис. III.4. Схема трехслойного металлопластмассового подшипника:

1 — пластмасса; 2 — металлокерамика; 3 — металл

Кроме того, материал обладает большой упругой деформацией ($E = 0,5 \cdot 10^2 - 10^3$ МПа или $5 \cdot 10^2 - 10^4$ кгс/см²). Все это ограничивает нагрузки на подшипник. Часто применяют стальные вкладыши, облицованные тонким слоем полиамида.

Подшипники из фторопласта допускают большее давление. Коэффициент трения без смазки 0,08—0,04. Допускаемая температура 200°С. Перспективными являются трехслойные металлопластмассовые подшипники (рис. III.4). Коэффициент трения в паре со сталью без смазки 0,05—0,18, рабочий диапазон температур от —200 до 280°С. Для тяжелых нагрузок применяют подшипники из тефлоновой ткани, пропитанной фенольной смолой. Тефлоновое волокно проходит двойное плетение с нейлоном или хлопчатобумажной нитью. Допускаемая температура 260°С.

Акриловые пластмассы хорошо проводят свет, стойки к воздействию атмосферы. Используются для рассеивателей фонарей, панелей приборов и декоративных деталей.

§ 15. ФРИКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Фрикционные материалы, используемые в узлах трения, разделяются на два вида: асбестовые и металлокерамические.

Асбестовые фрикционные накладки сцеплений по методу изготовления разделяются на формованные из массы, тканые, картонно-бакелитовые и вальцованные. Для тормозов применяются формованные и тканые накладки.

Формованные накладки получают путем прессования массы, содержащей асбестовое волокно, наполнитель и связующий материал (бакелитовая смола или каучук).

Тканые накладки изготавливают из асбестовой пряжи, армированной латунной или медной проволокой. Тканая заготовка пропитывается специальной смолой и подвергается формовке на прессах.

Картонно-бакелитовые накладки получают вырубкой из асбестового картона, пропиткой связующим материалом (фенолформальдегидная смола) и последующим прессованием.

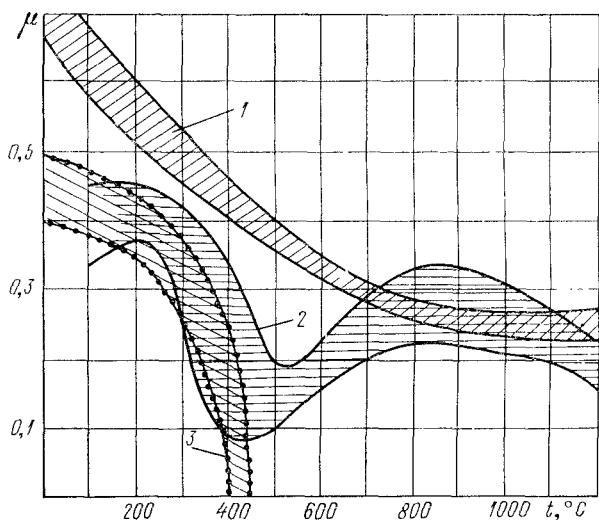


Рис. III.5. Изменение коэффициента трения фрикционных материалов в зависимости от температуры:

1 — металлокерамика; 2 — ретинакс; 3 — асбобакелит

Накладки затвердевают при температуре 170—200° С в прессах или в печах.

Фриванитовые накладки изготавливают вальцеванием из массы, основными компонентами которой являются асбестовое волокно, каучук, бакелит, железный порошок, сурик.

Накладки должны обладать высоким и стабильным коэффициентом трения. Наибольший коэффициент трения (ГОСТ 1786—66) имеют фриванитовые накладки — 0,44—0,52, наименьший — картонно-бакелитовые — 0,325—0,36.

Стабильность фрикционных качеств накладок оценивается по величине падения коэффициента трения μ при нагреве.

У тканых накладок допускается уменьшение коэффициента трения на 18% при повышении температуры до 200° С, а у формованных при нагреве до 300° С.

Теплостойкость накладок сцеплений проверяется путем их прокаливания при температуре 275—280° С в течение трех часов. После охлаждения они не должны растрескиваться. При температуре 400° С накладки разрушаются.

Механическая прочность накладок должна обеспечивать сопротивление разрыву под влиянием центробежных сил и касательных сил трения. Твердость обшивок в зависимости от типа связующего материала *HV* 17—20.

Коэффициент трения асбобакелитовых и асбокаучуковых материалов падает с повышением температуры за счет выделения на поверхности трения жидких фракций смолы (пропитки).

Накладки с фенольноформальдегидной пропиткой имеют меньший коэффициент трения, но обладают более высокой теплостойкостью.

Теплостойким фрикционным материалом является ретинакс марки ФК-16л, представляющий асбосмоляную композицию с включением латунной проволоки. Коэффициент трения материала при $t = 500^\circ \text{C}$ снижается до минимума, а затем при увеличении скорости скольжения возрастает вместе с температурой.

В последние годы начинает с успехом применяться фрикционный материал — металлокерамика. Металлокерамические материалы на железной основе допускают температуру 1000° С.

На рис. III.5 показана зависимость коэффициента трения от температуры для трех типов материалов.

Металлокерамические фрикционные материалы на медной основе успешно работают в масле при скорости скольжения до 50 м/с и давлении до 3,5 МПа (35 кгс/см²) в многодисковых фрикциях автоматических коробок передач. Коэффициент трения в паре со сталью при этих условиях 0,12—0,15.

Список литературы к гл. III

1. А с с о н о в А. Д. Металлы и сплавы в автомобилестроении. М., Машгиз, 1954, 264 с.
2. Конструкционные материалы. В 3-х т. Под ред. А. Т. Туманова. Т. 1—3. М., «Советская энциклопедия», 1963—1965.
3. К у з н е ц о в А. А. и др. Вероятностные характеристики прочности авиационных материалов и размеров сортамента. Справочник. М., «Машиностроение», 1970, 567 с.
4. М а с и н о М. А., А л е к с е е в В. Н. и М о т о в и л и н Г. В. Автомобильные материалы. Справочник инженера-механика. М., «Транспорт», 1971, 295 с.
5. Современные композиционные материалы. Под ред. Л. Брацмана и Р. Крока. М., «Мир», 1970, 672 с.

**НАГРУЗОЧНЫЕ И РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ.
МЕТОДЫ РАСЧЕТА**

**§ 16. ВИДЫ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ
НА ДЕТАЛИ АВТОМОБИЛЯ**

Величины деформаций деталей автомобиля и напряжений в них зависят от нагрузочных режимов, имеющих место в различных условиях эксплуатации автомобиля.

Нагружочный режим характеризует те реальные нагрузки, которые испытывают детали и агрегаты автомобиля в процессе эксплуатации. Нагружочные режимы могут быть представлены в виде кривых распределения (рис. IV.7), полученных путем статистической обработки результатов измерения нагрузок и напряжений в деталях при работе автомобилей.

Расчетным называется реальный или условный нагрузочный режим, принимаемый при расчете деталей автомобиля на прочность или усталость. Расчетный режим устанавливается на основе анализа нагрузочных режимов.

Силы, действующие на детали автомобиля, и соответствующие им напряжения в зависимости от времени их действия могут быть:

а) постоянными при постоянно действующих или медленно изменяющихся силах; к ним относятся собственный вес автомобиля, силы, возникающие при затяжке деталей во время монтажа, и т. д.;

б) переменными при установившихся режимах переменных напряжений, упорядоченно изменяющихся во времени (рис. IV.1, а, б); например, переменные напряжения в валах или зубьях шестерен трансмиссии при постоянных нагрузках и оборотах;

в) переменными при неустановившихся режимах переменных напряжений (рис. IV.1; в) с тем или иным статистическим распределением повторяемости величин напряжений; этот случай является преобладающим при работе большинства деталей автомобиля;

г) ударными, характеризуемыми высокими скоростями нарастания усилий $\frac{dP}{dt}$ и соответственно деформаций δ . При ударных нагрузках значительно повышается предел текучести сталей, а также сопротивление разрыву.

В большинстве случаев на детали автомобиля одновременно действует совокупность сил (постоянных, переменных и ударных).

Изменение напряжений во времени $\sigma = f(t)$ и $\tau = f_1(t)$ при переменных напряжениях и установившихся режимах нагружения может быть, как известно, представлено для идеализированных циклов схемами на рис. IV.2.

Асимметричный цикл (рис. IV.2, а), в котором среднее напряжение цикла σ_m будет

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2};$$

амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2};$$

коэффициент асимметрии

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}},$$

где

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a;$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_a.$$

Буквой T обозначен период, соответствующий полному циклу изменения напряжений.

Пульсирующий цикл (рис. IV.2, б), являющийся частным случаем несимметричного цикла, когда $\sigma_{\min} = 0$, а среднее напряжение и

амплитуда цикла σ_m и σ_a равны друг другу, $\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2}$,

$r = 0$. Симметричный цикл (рис. IV.2, в), у которого $\sigma_{\max} = -\sigma_{\min}$, а среднее напряжение цикла $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$,

амплитуда цикла $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$, а коэффициент асимметрии

цикла $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$. Указанные зависимости справедливы

как для случаев нормальных, так и касательных напряжений.

Диаграмма усталостной прочности (рис. IV.3) дает представление о выносливости металла при разных величинах коэффициента асимметрии. В приведенной диаграмме рассматриваются касательные напряжения; однако ниже сказанное относится и к диаграмме усталости для нормальных напряжений.

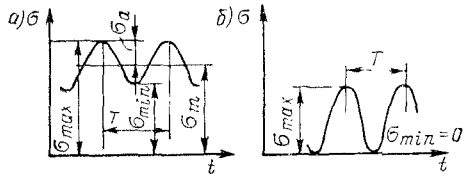


Рис. IV.2. Переменные напряжения при установившихся режимах нагружения:
 а — асимметричный цикл;
 б — пульсирующий цикл;
 в — симметричный цикл

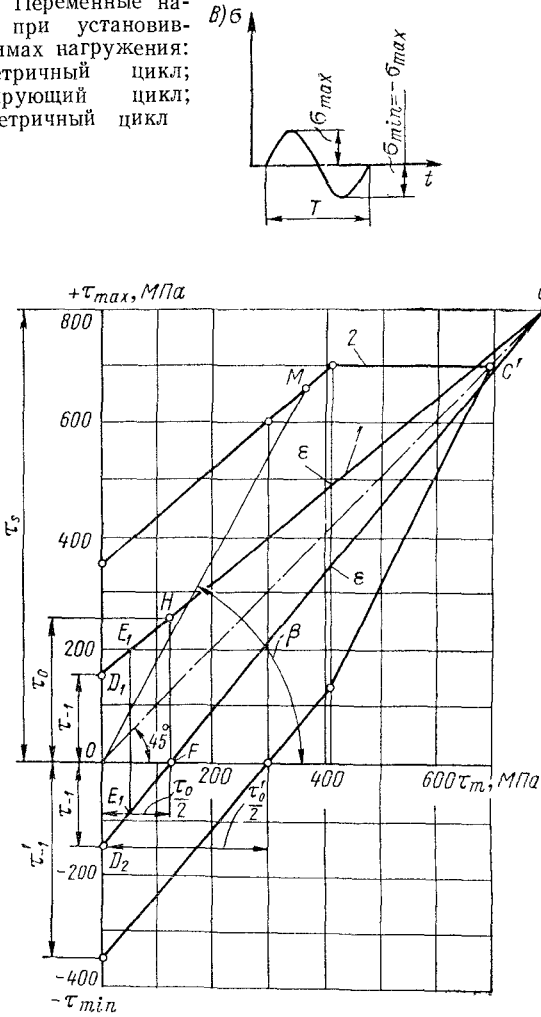


Рис. IV.3. Диаграмма усталостной прочности:

1 — предельные напряжения при кручении для полуосей;
 2 — то же для образцов

По оси абсцисс отложены средние значения τ_m , по оси ординат — наибольшие и наименьшие напряжения цикла τ_{\max} и τ_{\min} . Отдельные точки τ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле, отдельные точки τ_0 — при пульсирующем цикле.

Точки C и C' соответствуют пределу текучести металла детали (полуоси) и лабораторного образца.

Любой цикл на диаграмме выражается двумя точками, лежащими на одной и той же ординате. Линия OC , проходящая под углом 45° , делит расстояние между двумя точками диаграммы пополам.

Симметричный цикл выражается точками D_1 и D_2 , лежащими на оси ординат. Асимметричный знакопостоянный цикл представлен точками e , асимметричный знакопеременный — точками E_1 . Пульсирующий положительный цикл представлен точками F и H , причем ордината FH соответствует величине предела выносливости при пульсирующем цикле.

Верхняя линия D_1HC характеризует предел выносливости для данного цикла. Циклы, изображенные точками, лежащими внутри диаграммы τ_2 , являются безопасными в отношении усталостного разрушения, так как $\tau_{\max} > \tau_2$.

Линии l соответствуют полуосям грузовых автомобилей.

С помощью характерных точек диаграммы определяют аналитическую зависимость предела выносливости $\tau_{\max r}$ от среднего значения τ_m .

В основу положено уравнение прямой линии, записываемое в виде

$$\frac{\tau_r - \tau_a}{\tau_b - \tau_a} = \frac{\tau_m - \tau_{m a}}{\tau_{m b} - \tau_{m a}},$$

где $\tau_r = \tau_{\max r}$ — предел выносливости при коэффициенте асимметрии r ; $\tau_{m a}$, τ_a ; $\tau_{m b}$, τ_b — координаты точек, через которые проведена прямая.

Если известны пределы выносливости при симметричном 0 , τ_{-1} и пульсирующем $\frac{\tau_0}{2}$, τ_0 циклах, то после подстановки координат в уравнение прямой получим

$$\tau_r = \tau_{-1} + \left(\frac{\tau_0 - \tau_{-1}}{0,5\tau_0} \right) \tau_m.$$

Если в качестве второй характерной точки выбран предел текучести материала, т. е. использованы координаты 0 , τ_{-1} , то

$$\tau_r = \tau_{-1} + \left(\frac{\tau_r - \tau_{-1}}{\tau_r} \right) \tau_m. \quad (IV.1)$$

Из последнего выражения можно получить зависимость τ_r в функции от коэффициента асимметрии r

$$\tau_r = \frac{2\tau_{-1}}{(1 + \alpha_r) - (1 - \alpha_r)r}, \quad (IV.2)$$

где $\alpha_r = \frac{\tau_{-1}}{\tau_r}$.

Предел выносливости для любого цикла с коэффициентом асимметрии r может быть найден, если из точки O (начало координат) провести луч OM под углом β , где $\operatorname{tg} \beta = \frac{2}{1+r}$. Ордината точки M дает предел выносливости для данного цикла.

В качестве примера можно указать, что в автомобиле изменение напряжений по асимметричной схеме имеет место у некоторых деталей ходовой части и подвески, рессор, балок мостов (рис. IV.1, *a*), поворотных шкворней, по пульсирующей схеме — у зубьев шестерен, по симметричной схеме — у валов коробок передач, у полуразгруженных полуосей (напряжения изгиба) и др.

Значительное распространение при расчете элементов автомобиля получил метод расчета на статические нагрузки. При этом расчет трансмиссии автомобиля производится по максимальному моменту двигателя без учета динамических нагрузок, возникающих в момент включения сцепления, расчет элементов подвески — по максимальной статической нагрузке и т. д. Получаемые при этом напряжения сопоставляются с напряжениями, подсчитанными по аналогичным формулам для выполненных надежно работающих конструкций. Влияние условий эксплуатации автомобиля учитывается при этом методе расчета в величинах допускаемых напряжений.

Метод расчета автомобиля на статические нагрузки подробно изложен в трудах академика Е. А. Чудакова [II.13] и имеет неоспоримое преимущество — простоту выполнения. Однако правильные результаты могут быть получены лишь в том случае, если принимаемые при расчете допускаемые напряжения, полученные путем поверочного расчета ранее выполненных конструкций, используются для разработки аналогичных конструкций при близкой к прототипам технологии изготовления. Если же новая конструкция или технология изготовления отдельных узлов существенно отличаются от конструкции и технологии ранее выполненных или проектируемой машины, рассчитанная на иные условия эксплуатации, то величины допускаемых напряжений должны быть изменены.

Расчет на статическую прочность может производиться также по наибольшей кратковременной, хотя и редко действующей нагрузке, возникающей при наиболее тяжелых условиях работы автомобиля, при этом соответствующие величины допускаемых напряжений выбираются близкими к пределу текучести металла.

Более полно условия эксплуатации могут быть учтены при расчете деталей на усталость при переменных напряжениях как на установившихся, так и неустановившихся режимах.

Не следует однако переоценивать точность расчета на усталость. Этот расчет может быть выполнен, если известны нагрузочные режимы, изучение которых для автомобилей, работающих в раз-

нообразных условиях, требует много времени, причем сами нагрузочные режимы описываются достаточно приближенно. Однако с точки зрения правильного учета физической сущности явления применение метода расчета на усталость целесообразно и в последующем, по мере накопления фактических данных, будет расширяться. Величины знакопеременных нагрузок и число циклов N для многих деталей невелики и усталостное разрушение в обычных условиях эксплуатации не имеет места.

При эксплуатации автомобиля в тяжелых условиях на деталях, обычно работающих без признаков усталостных разрушений, последние обнаруживаются относительно скоро.

Рассчитывать на усталость необходимо наиболее ответственные детали автомобиля, работающие при переменных нагрузках. К их числу относятся в первую очередь детали, обеспечивающие безаварийную работу машины,— тяги, шаровые шарниры рулевого привода, некоторые детали подвески, поворотные шкворни, оси управляемых и ведущих колес, тягово-сцепные устройства, а также основные детали трансмиссии: шестерни, карданные валы, крестовины кардана, полуоси и др.

Как известно, в основу расчета на усталость положена гипотеза о суммировании повреждений металла детали, возникающих под действием переменных нагрузок.

Разрушение детали при переменных напряжениях, превышающих предел выносливости, или усталостное разрушение объясняются, прежде всего, неоднородностью строения металла. Вследствие этого уже в ранний период деформирования возникают пластические деформации с образованием поверхностей скольжения. При последующих нагрузках образуется зародыш трещины. Трещины усталости появляются после 70—80% циклов нагрузки. После образования трещины разрушение детали происходит довольно быстро.

При наличии концентрации напряжений трещина усталости зарождается в местах повышенных напряжений: галтель, отверстие, надрезы от механической обработки, износы от взаимного трения листов рессор, утонение металла при вытяжке, коррозия, внутренние напряжения при сварке и термообработке и т. д.

Зависимость между величиной напряжения цикла σ и числом циклов N , после которых наступит разрушение, видна из кривых усталостной прочности. На рис. IV.4 приведены кривые усталостной прочности по результатам испытания образцов в координатах σ , N (рис. IV.4, а) и σ , $\lg N$ (рис. IV.4, б).

Наибольшее напряжение цикла, которое может выдержать материал образца без разрушения, при большом числе циклов напряжений N_0 (где N_0 — базовое число циклов) называется пределом усталости или выносливости.

Наибольшее напряжение цикла, которое может выдержать материал образца без разрушения, при $N_{огр} < N_0$ называется пределом ограниченной выносливости.

В зоне ограниченной выносливости материал детали работает при напряжениях, больших σ_{-1} или τ_{-1} .

Упрочнение (обдур дробью, метод пластических деформаций и др.) увеличивает предел выносливости (рис. IV.4, б).

Обычно для сталей принимается $N_0 = 1 \cdot 10^7$ циклов, для легких сплавов — $(50 \div 100) 10^6$ циклов.

На некоторые детали автомобиля за весь срок его службы приходится число циклов нагружения больше $1 \cdot 10^7$. При позднейших исследованиях установлено, что кривая усталости правее

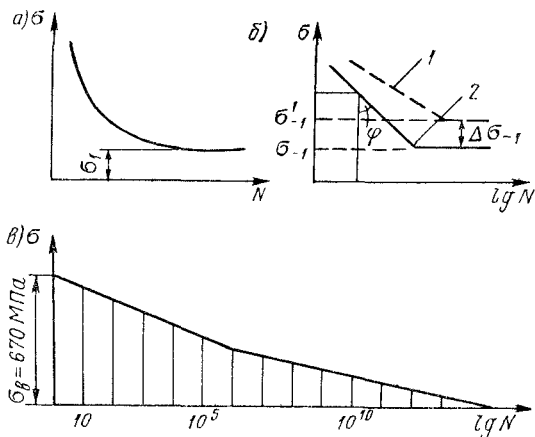


Рис. IV.4. Кривые усталости по результатам испытания образцов: а и б при $N \leq 10^7$; в при N до 10^{14} ;
1 — упрочненные; 2 — неупрочненные

точки $N = 1 \cdot 10^7$ не является прямой, параллельной оси абсцисс, как это показано на рис. IV.4, а и б, а вследствие уменьшения предела усталости падает. Поэтому допущение того, что предел усталости есть величина постоянная, не зависящая от числа циклов N , является приближенным.

На рис. IV.4, в представлен график $\sigma = f(N)$ для стали 45, на основании которого могут быть установлены значения σ при $N > 1 \cdot 10^7$.

Для описания левой ветви кривой усталости предложены различные аналитические выражения, отражающие, как видно из рис. IV.4, а и б, связь между напряжениями σ_i и числом циклов до разрушения N_i . Для деталей автомобиля, работающих на выносливость, наиболее часто используется зависимость вида

$$N_0 \sigma_{-1}^m = \sigma_i^m N_i = \text{const},$$

где σ_{-1} — предел выносливости; N_0 — базовое число циклов; N_i — текущее значение числа циклов до разрушения с амплитудой σ_i ; m — показатель степени.

Логарифмируя последнее выражение, получим

$$\lg \sigma_i = -\frac{1}{m} \lg N_i + c, \quad (\text{IV.3})$$

где c — постоянная.

Из последнего уравнения видно, что показатель m характеризует наклон левой ветви кривой усталости к оси абсцисс в координатах $\lg \sigma$, $\lg N$.

Для валов трансмиссии и цилиндрических шестерен $m = 4 \div 9$. Точные значения m для каждого конкретного случая могут быть получены опытным путем.

При выполнении поверочных расчетов заданы конструкция машины или узла и условия предстоящей эксплуатации.

Необходимо установить нагрузочные режимы, определить нагрузки и напряжения в отдельных деталях, их износостойкость, жесткость, теплонапряженность и долговечность в заданных условиях эксплуатации, проверить запасы прочности деталей, оценить правильность выбора материалов отдельных деталей и их обработки и экономичность конструкции.

§ 17. РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ И МЕТОДЫ

Для расчета отдельных узлов и агрегатов автомобиля могут быть использованы разные расчетные режимы. Важно правильно оценить эти режимы для обоснованного выбора применительно к поставленной задаче.

Трансмиссия

Нагрузочный режим трансмиссии автомобиля характеризуется переменными величинами моментов и чисел оборотов. Средний процент использования момента двигателя, а следовательно, и величины нагрузок в трансмиссии колеблются в пределах от 5—10% до 90—100% от $M_{m \max}$ в зависимости от состояния дороги, полной и удельной $\frac{N_{\max}}{m_a + m_n}$ мощности автомобиля и автопоезда, а также скорости движения автотранспорта. Меньший процент использования момента соответствует автомобилям с большим запасом мощности, эксплуатируемым в городских условиях с ограниченной скоростью движения. При движении за городом за счет роста скорости автомобиля увеличивается сопротивление воздуха, что влечет за собой повышение процента использования мощности двигателя.

Средний процент использования мощности двигателя при движении автомобиля по плохим дорогам и местности невысок вследствие малой скорости движения, так как чаще используются пониженные передачи. Однако при движении автомобиля с постоянным и значительным сопротивлением, например по снежной

поверхности, сыпучему песку, со сниженным давлением воздуха в шинах, процент использования мощности двигателя значительно повышается.

Средние величины моментов M_i , действующих на рассчитываемую деталь на эксплуатационных режимах, определяются по формуле

$$M_i = [(m_a + m_n) \psi g + (m_a + m_n) \delta_{a.п} j_{cp} + k_b F_a v_a^2] \frac{r_k}{i' \eta_T} \text{ Н·м, (IV.4)}$$

ψ — коэффициент сопротивления движению; i' — передаточное число от колес до рассчитываемой детали; m_a , m_n — массы автомобиля и прицепа, кг; k_b — коэффициент сопротивления воздуха; F_a — лобовая площадь автомобиля, м²; v_a — скорость автомобиля, м/с; $\delta_{a.п}$ — коэффициент учета вращающихся масс; j_{cp} — среднее ускорение автомобиля м/с²; r_k — радиус колеса, м; η_T — к. п. д. трансмиссии.

При установившемся движении $(m_a + m_n) \delta_{a.п} j_{cp} = 0$.

Для расчетов на выносливость деталей трансмиссии автомобиля при ступенчатом нагружении могут быть использованы следующие нормативные данные по нагрузочным режимам (табл. IV.1 и табл. IV.2).

Определение длительности работы на k -й передаче по пройденному пути P_k'' произведено по формуле

$$P_k'' = \frac{P_k v_k}{\sum P_k v_k}, \quad (\text{IV.5})$$

где P_k — длительности работы автомобиля на k -й передаче по времени, %; v_k — средняя скорость движения на k -й передаче.

На основании анализа нагрузочных режимов трансмиссии могут быть установлены следующие расчетные режимы.

Первый расчетный режим — по максимальному моменту двигателя

$$M = M_{m \max} i,$$

где M — расчетный момент на валу трансмиссии; $M_{m \max}$ — максимальный момент двигателя; i — передаточное число, считая от вала двигателя до соответствующего вала трансмиссии.

В расчетах трансмиссии на прочность к. п. д. принимается равным единице, так как относительная ошибка расчетов, выполненных для любого из рассмотренных нагрузочных режимов, составляет не менее $\pm 10\%$. Расчетный момент M , передаваемый полуосью ведущего моста автомобиля с колесной формулой 4×2 , определяется по формуле (по двигателю)

$$M = \frac{M_{m \max} i_k i_d i_0 (1 + k_6)}{2}, \quad (\text{IV.6})$$

где i_k , i_d — передаточные числа коробки передач и дополнительной коробки; i_0 — передаточное число главной передачи.

Длительность работы автомобилей со ступенчатой трансмиссией на отдельных передачах

Тип автомобиля и дорожные условия	Передачи					Накат
	I	II	III	IV	V	
Легковые:						
в городе						
а) трехступенчатые	0,1/0,02	5/2,7	80/87,8	—	—	14,9/9,5
б) четырехступенчатые	0,1/0,02	3/1,4	8/5,9	75/83,7	—	13,9/9,0
за городом по дорогам I, II, III категорий						
а) трехступенчатые	0,1/0,01	5/2,4	85/92,8	—	—	9,9/4,8
б) четырехступенчатые	0,1/0,01	2/0,6	5/3,1	83/91,4	—	9,9/4,9
Грузовые:						
в городе	0,1/0,01	5/1,2	10/4,9	40/39,9	33/45,1	11,9/8,9
за городом по дорогам I, II, III категорий	0,1/0,01	1/0,2	3/1,4	10/7,8	80/87,3	5,9/3,3
В том числе самосвалы	10/1,4	15/6,5	25/21,5	25/36	15/26	10/8,6
Автомобили-тягачи по дорогам I, II, III категорий	0,5/0,05	2,0/0,4	5/2,7	20/18,3	70/77,2	2,5/1,35
Грузовые высокой проходимости по плохим дорогам и местности	2/0,4	13/5,4	35/29,3	45/56,5	5/8,4	

П р и м е ч а н и е. В числителе даны значения по времени, в знаменателе — по пройденному пути в %.

Средние скорости движения автомобиля со ступенчатой трансмиссией на отдельных передачах, км/ч

Тип автомобиля и дорожные условия	Передачи					Накат
	I	II	III	IV	V	
Легковые:						
в городе						
а) трехступенчатые	10	35	70	—	—	35
б) четырехступенчатые	10	25	40	70	—	35
за городом по дорогам I, II, III категорий						
а) трехступенчатые	10	40	90	—	—	40
б) четырехступенчатые	10	25	50	90	—	40
Грузовые:						
в городе	5	10	20	40	55	30
за городом по дорогам I, II, III категорий	5	15	30	50	70	35
В том числе самосвалы	5	15	30	50	60	30
Автомобили-тягачи по дорогам I, II, III категорий	5	10	30	50	60	30
Грузовые высокой проходимости по плохим дорогам и местности	5	10	20	30	40	—

Величина коэффициента блокировки k_b составляет для дифференциала с малым внутренним трением $k_b = 0,1 \div 0,2$; с повышенным трением $k_b = 0,2—0,6$; для заблокированного $k_b \geq 0,6$ (подробнее см. гл. X, § 46).

Расчет трансмиссии по первому режиму дает условные величины напряжений. Эти напряжения меньше напряжений при пиковых нагрузках, но больше напряжений, получаемых при преобладающих эксплуатационных нагрузках. Этот расчетный режим может быть использован для сравнительных поверочных расчетов. Данные о величинах напряжений, подсчитанных по первому расчетному режиму, весьма многочисленны.

Второй расчетный режим — по максимальному сцеплению ведущих колес с полотном дороги φ .

При расчете раздаточных коробок, карданных валов и ведущих мостов многоосных автомобилей определение моментов по двигателю обычно оказывается невозможным, если неизвестен закон распределения моментов по отдельным валам трансмиссии за раздаточной коробкой. В этих случаях, а также у автомобилей

с трансмиссионными тормозами величины расчетных моментов находятся по сцеплению колес с грунтом или полотном дороги. Моменты на соответствующих валах трансмиссии определяются по следующим формулам.

Для полуосей ведущего моста

$$M_{\Phi} = \frac{Z_i}{2} \Phi_{\max} r_k. \quad (\text{IV.7})$$

Для карданного вала, подводящего момент к данному мосту,

$$M'_{\Phi} = \frac{Z_i \Phi_{\max} r_k}{i'}, \quad (\text{IV.7a})$$

где Z_i — нормальные реакции дороги на колеса соответствующих мостов; i' — передаточное число от колеса до карданного вала; Φ_{\max} — максимальная величина коэффициента сцепления шины с грунтом, $\Phi_{\max} = 0,7 \div 0,9$.

Величина M_{Φ} обычно больше преобладающих эксплуатационных моментов.

Второй расчетный режим целесообразно применять при расчете карданных валов и мостов многоосных автомобилей, особенно с заблокированным приводом, когда распределение момента двигателя по отдельным мостам не может быть установлено.

На этот же режим проводится расчет трансмиссии автомобилей (карданный вал, полуоси) с тормозами, расположенными на карданных валах, а также с высокой удельной мощностью, когда расчетная сила тяги P_p выше, чем сила тяги по сцеплению P_{Φ} (гонимые автомобили и некоторые легковые автомобили США) на низших передачах.

Третий расчетный режим — по максимальной динамической нагрузке, имеющей место при движении автомобиля.

Приведенные выше формулы не учитывают динамических нагрузок в трансмиссии, на величины которых влияет ряд факторов, к числу которых, прежде всего, относятся:

- а) темп включения сцепления, зависящий обычно от водителя;
- б) тип и конструкция муфты сцепления (однодисковое, многодисковое, гидромукфта, электромагнитная муфта и т. д.);
- в) тип дороги или местности, по которой движется автомобиль, и ее состояние;

г) конструктивные особенности автомобиля — общее передаточное число и податливость трансмиссии, полный вес автомобиля и прицепа, моменты инерции вращающихся частей и др.

Большое влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с фрикционным сцеплением имеет темп включения сцепления при трогании автомобиля с места и разгоне.

При резком включении сцепления «броском», когда нога водителя соскальзывает с педали и сцепление включается под действием пружин и силы инерции нажимного диска, происходит значительная кратковременная перегрузка трансмиссии («пиковая» на-

грузка). Резкое включение сцепления недопустимо при нормальной эксплуатации автомобиля, хотя в единичных случаях и имеет место.

При нормальном плавном включении сцепления, преобладающим в эксплуатации, величины нагрузок меньше $M_{m \max}$.

Величина динамического момента может быть подсчитана по коэффициенту динамичности

$$k_d = \frac{M_{\max}}{M_{m \max}}, \quad (\text{IV.8})$$

где M_{\max} — максимальный («пиковый») момент на рассчитываемом валу трансмиссии.

В случае резкого включения сцепления величина пикового момента M_{\max} может превысить не только максимальный момент двигателя $M_{m \max}$, но и момент сцепления. Большие величины k_d имеют место при меньших передаточных числах вследствие повышения жесткости трансмиссии при уменьшении передаточного числа.

На рис. IV.5, а приведена осциллограмма моментов на карданном валу при резком включении двухдискового сцепления (грунт — намывной песок) у трехосного автомобиля с полной массой 10 т. При максимальном моменте на II передаче (по двигателю) 1,08 кН·м (108,0 кгс·м) пиковый момент в случае особо быстрого включения сцепления составляет 2,9 кН·м (290 кгс·м), что соответствует коэффициенту динамичности $k_d = \frac{2,90}{1,08} = 2,68$.

Высокие значения коэффициента динамичности будут иметь место при быстром включении сцепления автомобиля, катящегося назад (точка а на осциллограмме рис. IV.5, б). Опыт проводится на пяти-тонном грузовом автомобиле с полной массой 10,6 т, снабженном сухим многодисковым сцеплением. Датчик момента установлен на карданном валу за коробкой передач. Величина коэффициента динамичности $k_d = 1,8$.

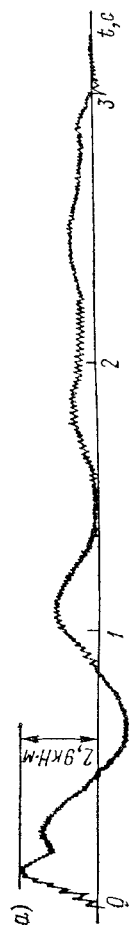
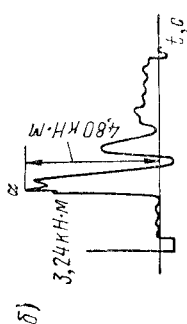


Рис. IV.5. Осциллограмма крутящих моментов в трансмиссии автомобиля: а — при трогании с места трехосного автомобиля (грунт — намывной песок); б — на карданном валу 5-тонного грузового автомобиля, катящегося назад при быстром включении сцепления

Величины динамических нагрузок трансмиссии при резком торможении без выключения сцепления близки к соответствующим нагрузкам при резком включении сцепления.

Неровности дороги при движении автомобиля влияют на величины нагрузок в трансмиссии меньше, чем темп включения сцепления.

Динамические нагрузки в трансмиссии у автомобилей с гидромуфтой или гидротрансформатором снижаются весьма значительно вследствие автоматического и бесступенчатого изменения крутящего момента. Это способствует увеличению долговечности элементов трансмиссии. Некоторое снижение динамических нагрузок будет при применении упругих муфт в трансмиссии или устройств, ограничивающих скорость включения сцепления.

Величина динамической нагрузки при быстром включении сцепления определяется инерционным моментом M_j , который пропорционален коэффициенту жесткости трансмиссии при кручении c и углу закручивания валов α . С уменьшением коэффициента жесткости трансмиссии c величина M_j уменьшается.

Обычно упругим элементом муфты является резина, работающая на растяжение, сжатие или кручение. Упругие муфты включаются в трансмиссию между двигателем и муфтой сцепления, муфтой сцепления и коробкой передач (рис. IV.6, а), коробкой передач и раздаточной коробкой (рис. IV.6, б), коробкой передач и ведущим мостом (рис. IV.6, в) — наиболее распространенный вариант, после дифференциала на ведущих полуосях (рис. IV.6, г).

Применение упругих муфт с углом закручивания $15\text{--}30^\circ$ позволяет снизить величину динамических нагрузок на $20\text{--}30\%$.

Некоторое снижение динамических нагрузок будет иметь место при использовании сцепления полуцентробежного типа вследствие меньшего момента сцепления при трогании автомобиля с места.

Расчет по третьему режиму является основным расчетом на прочность и позволяет установить максимально возможные напряжения в деталях трансмиссии. В этом случае величины напряжений могут достигать величины предела текучести металла.

При выполнении расчетов могут быть приняты величины коэффициентов динамичности k_d в пределах от $1\text{--}1,2$ (при наличии упругих муфт в трансмиссии) до $1,5\text{--}2,5$ для автомобилей с трансмиссией, имеющей большую крутильную жесткость. Для ориентировочных расчетов может быть использована также следующая эмпирическая формула

$$k_d = \beta_c \frac{i + 8}{i},$$

где $i = i_k i_d i_0$ — передаточное число трансмиссии на рассчитываемой передаче; β_c — коэффициент запаса сцепления.

На величину динамических нагрузок трансмиссии влияет точность изготовления, жесткость конструкции (опор) и ее тепловой режим. При снижении жесткости корпуса и валов зубчатой пере-

дачи будут иметь место перекосы шестерен и нарушение правильности зацепления. В результате возрастут ударные нагрузки на зубья и их износ. Дополнительные нагрузки в деталях ведущего моста возникают при недостаточной жесткости балки моста и значительной неперпендикулярности плоскости фланца полуоси (раз-

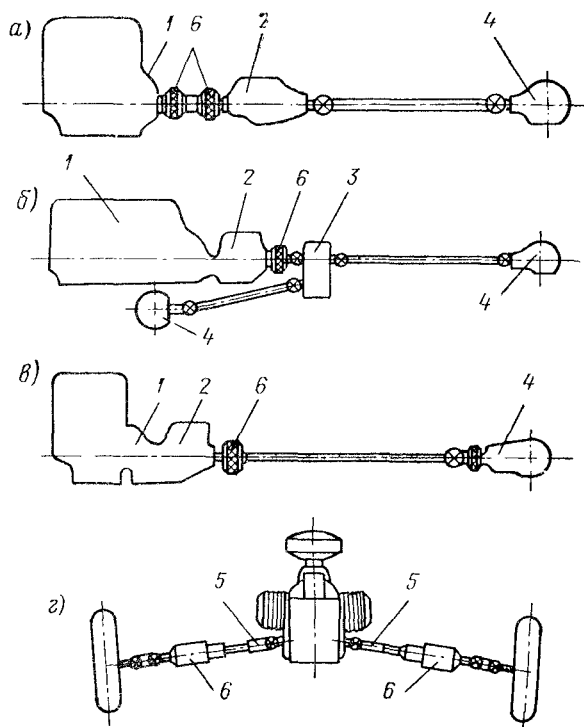


Рис. IV.6. Схемы (а, б, в, г) расположения упругих муфт в трансмиссии автомобилей:

1 — двигатель с муфтой сцепления; 2 — коробка передач; 3 — раздаточная коробка; 4 — ведущий мост; 5 — ведущие полуоси; 6 — упругие муфты

груженной) к ее геометрической оси. Помимо усиленного износа зубчатых передач сокращается срок службы подшипников (см. гл. VI).

Динамические нагрузки возрастают также при повышении температуры агрегатов трансмиссий вследствие разжижения смазки. Высокие температуры агрегатов трансмиссий, передающих большие моменты, способствуют также повышенному износу трущихся пар, утечке разжиженного масла через сальники, деформации деталей под влиянием высоких температур и т. д., в результате чего снижается срок службы деталей и агрегатов. Поэтому

при оценке автомобиля важно обращать внимание на жесткость конструкции отдельных агрегатов и их тепловой режим.

Четвертый расчетный режим принимается по действительным эксплуатационным нагрузкам (расчет на усталость).

В основу расчета на усталость положены статистические данные по нагрузочным режимам, полученные при испытаниях в различных условиях эксплуатации [IV.8]. На рис. IV.7 приведены кривые распределения крутящего момента и напряжений кручения в полуоси 2,5-тонного автомобиля при движении по разным дорогам.

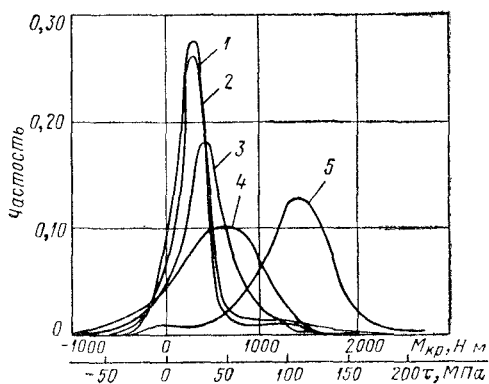


Рис. IV.7. Кривые распределения нагрузок и напряжений для полуоси грузового 2,5 т автомобиля:

- 1 — дорога с твердым покрытием за городом;
2 — то же в городе; 3 — грунтовые дороги;
4 — целина; 5 — мокрый луг

Отдельные кривые соответствуют движению: 1 — по дорогам с твердыми покрытиями за городом; 2 — по магистральным улицам в городе; 3 — по грунтовым дорогам удовлетворительного состояния; 4 — по целине (сухой суглинок с кочками); 5 — по мокрому лугу. Учтены все режимы движения и трогания с места, переключение передач и др. Нагрузка в кузове 2,5 т.

При движении автомобиля по дорогам с однородным покрытием рассеяние невелико и кривые 1 и 2 имеют островершинный характер. Если движение происходит по дорогам с неоднородным покрытием: целина, мокрый луг (кривые 4 и 5), то величины напряжений в полуосях колеблются в широких пределах. Рассеяние величин нагрузок и напряжений будет большим: для мокрого луга от $\tau_{\min} = -25$ МПа (-250 кгс/см²) до $\tau_{\max} = 220$ МПа (2200 кгс/см²); для целины от $\tau_{\min} = -75$ МПа до $\tau_{\max} = 150$ МПа (1500 кгс/см²).

Численные значения моды для кривых 1 и 2 составляют около $\tau = 25$ МПа, кривой 4 — $\tau = 50$ МПа и кривой 5 — $\tau = 115$ МПа.

Более полно спектр эксплуатационных нагрузок будет представлен при использовании обобщенных нагрузочных режимов. Обобщенный нагрузочный режим записывается аналитически в виде следующей функциональной зависимости:

$$P_{05} = \Phi [m_a, v, s_p, \psi, \alpha, s_2, \dots],$$

где m_a — масса груженого автомобиля; v — скорость движения автомобиля; s_p — пройденный путь груженого автомобиля; s_2 —

общий путь; ψ — коэффициент сопротивления движению; α — состав дорог в общем пробеге автомобиля.

Экспериментально полученный обобщенный нагрузочный режим включает в себя «элементарные» нагрузочные режимы: трогание, разгон, установившееся движение с постоянной скоростью, торможение и т. п. При наличии параметров, характеризующих элементарные нагрузочные режимы, обобщенный нагрузочный режим может быть рассчитан за счет введения расширенной статистической информации об условиях эксплуатации автомобилей.

Для расчета валов трансмиссии формула обобщенного нагрузочного режима для плотности распределения крутящих моментов $g_{об}$ запишется в следующем виде, где первый член правой части соответствует груженому, а второй — негруженому автомобилю:

$$g_{об}(M) = q \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i \sum_{k=1}^{k=l} \beta_{ik} [\gamma_{ik} f_{ik}^H(M) + (1 - \gamma_{ik}) f_{ik}^Y(M)] + (1 - q) \sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i^0 \sum_{k=1}^{k=l} \beta_{ik}^0 [\gamma_{ik}^0 f_{ik}^{H0}(M) + (1 - \gamma_{ik}^0) f_{ik}^{Y0}(M)], \quad (IV.9)$$

где q — коэффициент использования пробега, $q = \frac{s_r}{s_\Sigma}$, (s_r , s_Σ — пробег с грузом и полный пробег); α_i — доля i -го дорожного покрытия в общем пробеге автомобилей, $\sum_{i=1}^{i=n} \alpha_i = 1$; β_{ik} — доля движения на k -й передаче и на i -м виде покрытия, $\sum_{k=1}^{k=l} \beta_{ik} = 1$; γ_{ik} — коэффициент, отражающий соотношение между установившимся и неустановившимся движением на k -й передаче и i -м покрытии; $f_{ik}^H(M)$, $f_{ik}^Y(M)$ — плотности распределений нагрузочных режимов при неустановившемся и установившемся движении, включающие в себя изменение весовых и скоростных параметров эксплуатации груженых автомобилей; $f_{ik}^{H0}(M)$, $f_{ik}^{Y0}(M)$ — то же негруженых автомобилей.

Тормоза

Выбор расчетного режима для тормозов должен предусматривать возможность торможения автомобиля с наибольшей эффективностью, что может быть достигнуто в случае полного использования силы сцепления заторможенных колес с дорогой до юза или состояния, близкого к юзу. При этом величина тормозного момента для данного колеса M_τ выразится формулой

$$M_\tau = Z_K \varphi r_K.$$

Для двухосного автомобиля величины тормозных моментов переднего $M_{\tau 1}$ и заднего $M_{\tau 2}$ колес определяются следующими

формулами:

$$\left. \begin{aligned} M_{\tau 1} &= \varphi r_k \frac{m_0 g}{2L} (b + \varphi h_g); \\ M_{\tau 2} &= \varphi r_k \frac{m_0 g}{2L} (a - \varphi h_g), \end{aligned} \right\} \quad (\text{IV.10})$$

где Z_k — нормальная реакция дороги на затормаживаемое колесо; L и h_g — база и высота ц. т. автомобиля; a и b — расстояния от ц. т. до передней и задней осей.

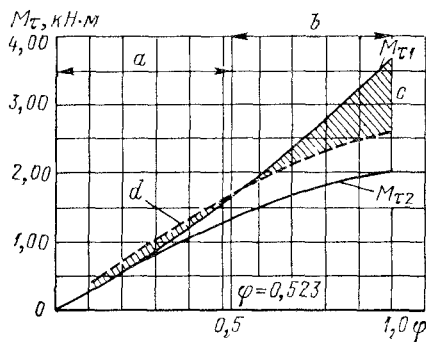


Рис. IV.8. Тормозные моменты $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$ при экстренном (аварийном) торможении в зависимости от коэффициента сцепления φ : a — передние колеса скользят (юз); b — то же задние; c — запас сцепления передних колес; d — недостаточное сцепление передних колес

Как видно из указанных формул, при постоянном отношении $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}}$ торможение наибольшей эффективности будет только при одном определенном значении $\varphi_{оп}$. Так как величина коэффициента сцепления φ меняется в широких пределах от $\varphi = 0,05$ до $\varphi = 1,0$, то отношение $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}}$ для обеспечения

торможения максимально возможной на данной дороге интенсивности должно меняться в зависимости от φ и связанного с ним замедления j_{τ} . Это может быть достигнуто лишь при наличии соответствующих устройств, регулируемых или

вручную (ступенчатая регулировка), или автоматически. Выбор $M_{\tau 1}$ и $M_{\tau 2}$ обычно производится по среднему значению $\varphi_{ср} = 0,4 \div 0,55$. При торможении с максимальной интенсивностью на дорогах $\varphi < \varphi_{ср}$ будет иметь место блокировка передних колес (рис. IV.8) и движение их юзом, что повлечет за собой потерю управляемости автомобилей. При $\varphi > \varphi_{ср}$ раньше наступит блокировка задних колес.

Однако в ряде случаев использование полной силы сцепления затормаживаемого колеса с дорогой при высоких значениях φ затруднительно вследствие невозможности размещения в колесе тормоза необходимой эффективности. Это особенно относится к автомобилям высокой грузоподъемности.

В этих случаях величины тормозных моментов меньше расчетных, что, в конечном итоге, приводит к снижению величины замедления при торможении и увеличению длины тормозного пути s_{τ} .

Расчетный режим для определения прочности деталей тормозов и тормозных приводов (барабаны, колодки и их опоры, привод к разжимным кулакам и другие) принимается по максимальным

силам, приложенным к соответствующим деталям. Для неавтоматических приводов мускульного типа наибольшая сила водителя, прикладываемая к педали, принимается 1500 Н и, прикладываемая к рычагу, — 800 Н (соответственно 150 кгс и 80 кгс).

Для малых моделей легковых автомобилей величины сил, прикладываемых водителем, при расчете на прочность составляют 40—50% от приведенных значений.

Для автоматических приводов расчетные силы, действующие на детали привода, принимаются максимальными, соответствующими наибольшему давлению воздуха или жидкости в силовых цилиндрах.

Некоторые данные о режимах торможения грузовых автомобилей приведены в табл. IV.3.

Т а б л и ц а IV.3

Режимы торможения грузового автомобиля (ЗИЛ-130 *)

Дорожные условия	Число торможений на 1 км пути	Работа, поглощаемая рабочими тормозами за одно торможение	
		кДж	кгс·м·10 ³
Горная дорога	1,28/5,00	1400/6630	143/676
В городе	3,00/6,00	176/1000	18/102
За городом	0,48/3,00	382/3240	39/331

П р и м е ч а н и е. В числителе даны средние величины, в знаменателе -- максимальные.

* По данным НАМИ.

Подвеска и мосты

Расчет на прочность деталей подвесок и мостов производится по максимальным нагрузкам P_{\max} при движении автомобиля. Величины P_{\max} могут быть найдены по известным статическим нагрузкам и коэффициентам динамичности

$$k_d = \frac{P_{\max}}{P_{ст}} = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{ст}}, \quad (IV.11)^1$$

где P_{\max} , σ_{\max} — максимальные нагрузки и напряжения в деталях подвески; $P_{ст}$, $\sigma_{ст}$ — соответствующие статические нагрузки и напряжения.

Напряжения в деталях ходовой части определяются нагрузками от поддрессоренной и неподдрессоренной масс автомобиля. При колебаниях автомобиля на амплитуду колебаний низкой частоты от поддрессоренной массы (1—3 Гц) накладываются

¹ Если P пропорционально σ или τ .

амплитуды более высокой частоты (5—20 Гц), вызванные силами инерции неподрессоренных масс (мосты, колеса).

Если автомобиль движется по ровной дороге, то основной нагрузкой является нагрузка от поддрессоренной массы.

На неровной дороге величина нагрузок и напряжений в балке моста определяется, в основном, динамическими нагрузками от неподрессоренных масс.

Значения коэффициентов динамичности k_d приведены в табл. IV.4 и на рис. IV.9.

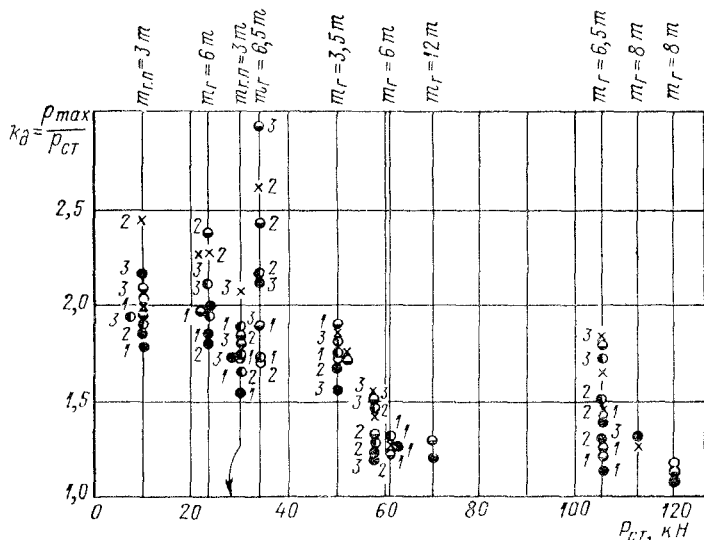


Рис. IV.9. Коэффициенты динамичности для мостов автомобилей и прицепов различного веса:

1 — хорошая дорога; 2 — плохая дорога; 3 — очень плохая дорога;
 ● — 20 км/ч; ⊙ — 30 км/ч; ⊗ — 40 км/ч; × — 50 км/ч; ○ — 60 км/ч

Анализ опытных данных показывает, что k_d возрастает с увеличением жесткости подвески, скорости движения автомобиля и уменьшением его нагрузки. Заметим, что в обычных условиях эксплуатации при движении автомобиля указанные максимальные значения k_d редки.

Для определения нагрузок от собственного веса моста последний разбивается на i участков, где $i = 8 \div 12$, и определяется масса каждого участка m_i (см. рис. XII.7, а).

Динамическая нагрузка от каждого участка моста подсчитывается по формуле

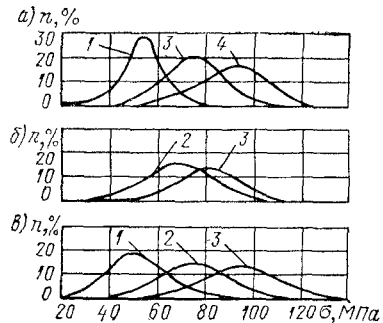
$$P_d = m_i \frac{dv_B}{dt},$$

Величины k_d для расчета подвески и моста

Место измерения напряжений	Дороги с ровным покрытием	Бульжное шоссе	Ухабистый проселок и бездорожье
Коренной лист задней рессоры автомобиля грузоподъемностью в 2,5 т (ГАЗ-51)	1,15—1,3 при $v = 60$ км/ч	1,5—1,6 при $v = 50$ км/ч	2,6—3,0 при $v = 20$ км/ч
Балки мостов задней тележки трехосного автомобиля ЗИЛ	1,5—1,7 при $v = 35 \div 60$ км/ч	1,8—2,0 при $v = 35 \div 40$ км/ч	2,2—4,2 при $v = 8 \div 20$ км/ч
Балки мостов автомобилей и прицепов (см. рис. IV.9)	1,2—1,7	—	1,8—2,8

где m_i — масса каждого отдельного участка моста; $\frac{dv_B}{dt}$ — вертикальные ускорения моста (при движении по неровным дорогам на значительной скорости $\frac{dv_B}{dt}$ составляют 100 м/с² и более).

Рис. IV.10. Распределение повторяемости напряжений изгиба балки моста трехосного автомобиля в вертикальной плоскости при движении с грузом по дороге с асфальтовым покрытием (а), бульжной мостовой (б) и проселку (в):
1 — 1,35 т; 2 — 2,5 т; 3 — 2,5 т и грузе-ный прицеп 3,6 т; 4 — 4,5 т



Высокие напряжения в вертикальной плоскости будут при «пробивании» подвески, когда подрессоренная часть автомобиля ударяется в упоры моста.

Для расчета на выносливость необходимо знать нагрузочные режимы деталей подвески, изученные до настоящего времени недостаточно.

На рис. IV.10 приведены кривые распределения повторяемости амплитуд напряжений изгиба балки заднего моста трехосного автомобиля в вертикальной плоскости. Кривая 1 соответствует движению с грузом в 1,35 т; 2 — с грузом 2,5 т; 3 — с грузом 2,5 т и прицепом с общим весом 3,6 т; 4 — с грузом 4,5 т. Опыты проводились на дороге с асфальтовым покрытием — (а), бульжной мостовой — (б) и проселке — (в).

Для расчета на выносливость необходимо знать число и амплитуду колебаний рессор при разных режимах эксплуатации. На рис. IV.11 приведены суммарные кривые числа деформации рессор (интегральные кривые) на 100 км пробега четырехтонного грузового автомобиля [IV.3]. Амплитуды деформации даны как для хода сжатия — от 0 до 50 мм, так и для отбоя — от 0 до —40 мм.

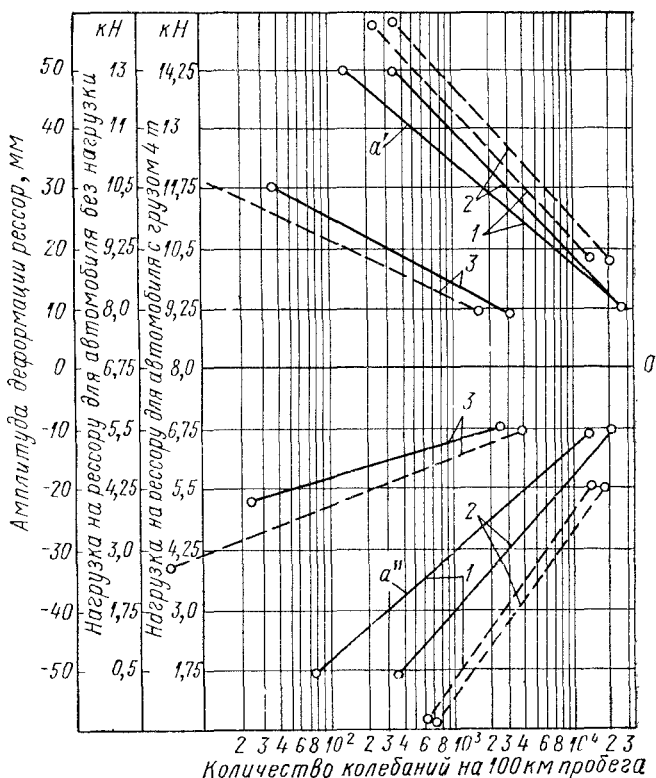


Рис. IV.11. Число колебаний передних рессор грузового автомобиля на 100 км пробега. Сплошная линия — с нагрузкой 4 т; штриховая линия — без нагрузки:

1 — булыжная дорога удовлетворительного качества; 2 — то же плохого качества; 3 — асфальтовая дорога хорошего качества

По оси абсцисс отложена сумма динамических ходов (логарифмическая шкала), превышающих данную деформацию рессоры.

Так, например, точка a' показывает, что на булыжной дороге удовлетворительного качества с нагрузкой в 4 т передние рессоры автомобиля при сжатии делают 800 колебаний на 100 км с динамическими ходами, превышающими 36 мм (скорость 30 км/ч), а при отбое с теми же ходами — 500 (точка a'').

Рулевое управление

Расчет на прочность деталей рулевого механизма может проводиться для следующих режимов нагрузки.

1. Максимальный момент $M_{ш}$, приложенный к рулевому колесу,

$$M_{ш} = P_{ш \max} R_{ш}, \quad (IV.12)$$

где $P_{ш \max}$ — максимальное усилие, приложенное водителем к ободу рулевого колеса; $R_{ш}$ — радиус рулевого колеса.

В качестве расчетной величины $P_{ш \max}$ можно принять для средних и тяжелых грузовых автомобилей и автобусов 400—500Н (40—50 кгс), а для легковых автомобилей и легких грузовиков — 150—200Н (15—25 кгс). Меньшие значения — для малых моделей автомобилей. Величина $P_{ш \max}$ может быть подсчитана также аналитическим способом (см. гл. XVI).

2. Максимальная тормозная сила, приложенная к одному или обоим управляемым колесам на дороге с $\varphi = 0,8—1,0$.

Величины сил, действующих на детали рулевого управления, при этом будут (рис. IV.12, а): на боковой рычаг и поперечную тягу $P_1 = Z_k \varphi \cdot \frac{m}{n}$, на рычаг продольной тяги и поворотную сошку рулевого механизма $P_2 = Z_k \varphi \frac{m}{C}$.

3. Удар управляемых колес при переезде через пороговые препятствия разной высоты или вертикальную стенку. Величина возникающих при ударе горизонтальных сил, действующих на детали рулевого механизма, зависит от скорости автомобиля при ударе, а также от способа наезда. Рассматриваются случаи наезда левым, правым и одновременно обоими колесами.

Схема установки для определения нагрузок в рулевом механизме при ударе передних колес о препятствие, предложенная автором [IV.1], представлена на рис. IV.12, б.

Все датчики соединялись с усилителем и осциллографом гибким экранированным кабелем 2, перемещающимся на роликах 4 по тросу 3. Скорость автомобиля (5—10 км/ч) замерялась электротахометром 5. Искусственные препятствия 1 прямоугольного сечения имели переменную высоту от 50 до 300 мм.

С помощью проволочных датчиков определялись (рис. IV.12, в) момент на рулевом валу 1, усилия на сошке 2, левом и правом рычагах трапеции 3 и 4, правом поворотном рычаге 5, поперечной тяге трапеции 6, тяге сошки 7.

Максимальный момент, приложенный к рулевому колесу (автомобиль ГАЗ-69А), замерен при повороте колес на месте на покрытии с $\varphi = 0,8$ при сниженном давлении воздуха в шинах. Как видно из рис. IV.13, а усилие $P_{ш}$ колеблется в пределах 190—250Н (19—25 кгс) в зависимости от давления воздуха в шинах $P_{в}$, т. е. близко к указанным выше расчетным величинам. Еще большие значения $P_{ш}$ могут быть при выезде автомобиля из колеи.

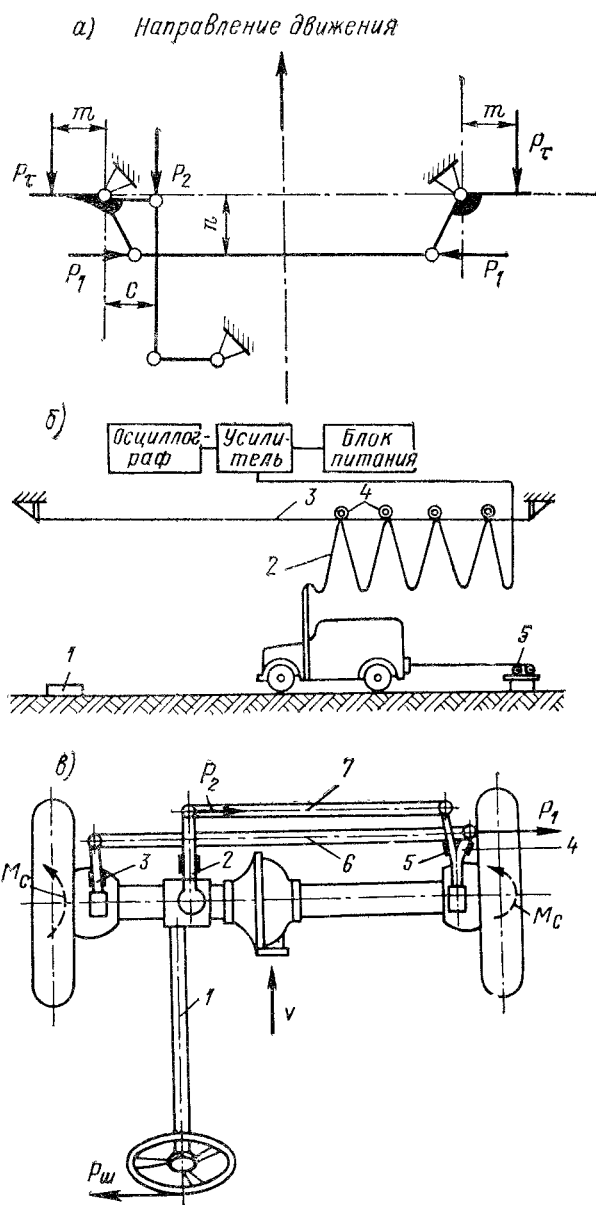


Рис. IV.12. Определение нагрузок в рулевом механизме автомобиля (4×4) грузоподъемностью 0,25 тс

Нагрузки при ударе передних колес автомобиля о препятствие высотой 300 мм в зависимости от скорости представлены на рис. IV.13, б. Этот нагрузочный режим является весьма тяжелым, так как шины передних колес при ударе деформировались на 50—70% от величины начального (недеформированного) профиля, причем после удара машина отскакивала назад. Наибольшие нагрузки P_1 поперечной тяги рулевой трапеции были при

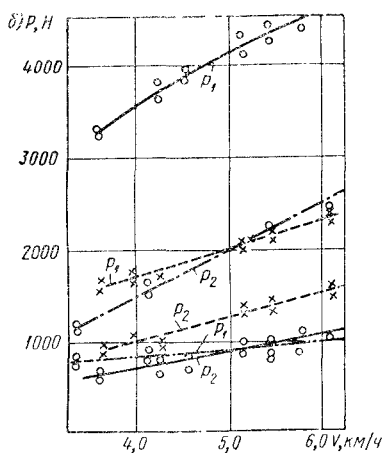
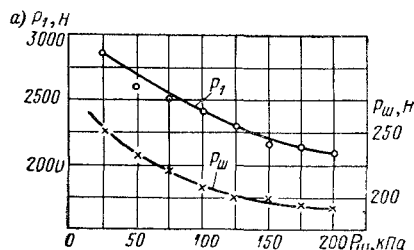


Рис. IV.13. Нагрузки в деталях рулевого механизма: а — поворот на месте с различным давлением воздуха в шинах; б — удар о препятствие высотой 300 мм левым (—○—), правым (---×---) и обоими колесами (—) одновременно

одновременном ударе обоими колесами в препятствие и достигали при $v_a = 6$ км/ч 4500 Н (450 кгс) при продолжительности воздействия $\sim 0,2$ с.

Соответствующее напряжение изгиба и кручения в рычагах трапеции достигало высоких значений $\sigma = 460 \div 540$ МПа (4600—5400 кгс/см²).

Нагрузки на поворотную сошку и ее тягу 7 достигали наибольших значений при ударе правым колесом. При ударе обоими колесами сила P_2 не равнялась нулю вследствие смещения переднего моста относительно рамы автомобиля и возможной неодновременности соприкосновения колес с препятствиями.

При торможении автомобиля наибольшие нагрузки несли левый 3 и правый 4 рычаги трапеции и соединяющая их тяга 6 (см. рис. IV.12, в).

Основными расчетными режимами для расчета рулевого управления можно рекомендовать режимы по максимальному моменту, приложенному к рулевому колесу, и по максимальной тормозной силе, приложенной к одному или обоим управляемым колесам автомобиля на дороге с $\varphi = 0,8 \div 1,0$.

§ 18. ОСНОВЫ РАСЧЕТА НА УСТАЛОСТЬ¹

Вычисление запасов прочности

При практических расчетах на усталость в случае постоянных по времени амплитуде и среднем значении цикла используются следующие формулы для определения коэффициентов запаса прочности n с учетом концентрации напряжений, асимметрии цикла, масштабного фактора:

$$\left. \begin{aligned} n_{\sigma} &= \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_a + \psi_{\sigma д} \sigma_m}; \\ n_{\tau} &= \frac{\tau_{-1д}}{\tau_a + \psi_{\tau д} \tau_m}. \end{aligned} \right\} \quad (IV.13)$$

Если деталь работает на изгиб и кручение, то запас прочности n по пределу усталости находится по формуле

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (IV.14)$$

где n_{σ} , n_{τ} — коэффициенты запаса прочности детали по выносливости для нормальных и касательных напряжений; n — результирующий коэффициент запаса прочности; σ_{-1} , τ_{-1} — пределы выносливости материала для нормальных и касательных напряжений, определенные по образцам металла; ψ_{σ} , ψ_{τ} — коэффициенты, характеризующие чувствительность металла к асимметрии цикла (коэффициенты цикла); σ_m , τ_m — средние напряжения цикла,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\min} + \sigma_{\max}}{2} \quad \text{и} \quad \tau_m = \frac{\tau_{\min} + \tau_{\max}}{2}.$$

Натурные испытания деталей на выносливость длительны и возможны только на специальных стендах. Предел усталости детали может быть определен по результатам испытания образцов. Для приближенных вычислений можно воспользоваться формулами:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{-1д} &= \frac{\sigma_{-1} \varepsilon_{\sigma} \beta}{k_{\sigma}}; \\ \tau_{-1д} &= \frac{\tau_{-1} \varepsilon_{\tau} \beta}{k_{\tau}}. \end{aligned} \right\} \quad (IV.15)$$

где $\sigma_{-1д}$, $\tau_{-1д}$ — пределы выносливости деталей при симметричном цикле по нормальным и касательным напряжениям соответственно; ε_{σ} , ε_{τ} — коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения (масштабный фактор); k_{σ} , k_{τ} — эффективные коэффициенты концентрации напряжений; β — коэффициент поверхностного упрочнения.

¹ Написан при участии канд. техн. наук В. С. Лукинского.

Величины масштабного фактора ϵ_σ приведены в справочной литературе [IV.7] и колеблются в пределах $\epsilon_\sigma = 0,6 \div 1,0$. Приближенно можно принять, что $\epsilon_\sigma \approx \epsilon_\tau$.

Коэффициенты концентрации напряжений изменяются в широких пределах. Так, для валов диаметром от 40 до 90 мм с прямобочными шлицами $k_\sigma = 1,35 \div 1,70$ и $k_\tau = 2,1 \div 2,65$. Если шлицы эвольвентные, то при том же диаметре валов $k_\tau = 1,4 \div 1,5$.

Для галтелей на валах коэффициент концентрации напряжений k_τ при том же диаметре валов колеблется в пределах от 1,26 до 1,77 в зависимости от отношения радиуса галтели r к диаметру вала d , лежащих в пределах $r/d = 0,01 \div 0,1$.

Величины коэффициентов поверхностного упрочения зависят от вида поверхностной обработки. Так, для гладких валов при дробеструйном наклепе $\beta = 1,1 \div 1,25$; при азотировании $\beta = 1,8 \div 2,0$.

Определение долговечности деталей и узлов, работающих в условиях переменной нагруженности

Определение долговечности основывается на линейной гипотезе суммирования повреждений, которая может быть представлена в следующем виде [IV.8]:

$$a = \sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \frac{n_i}{N_i} = N_{\text{сум}} \sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \frac{t_i}{N_i}, \quad (\text{IV.16})$$

где a — параметр прочности (сумма относительных долговечностей); $n_i = N_{\text{сум}}$; t_i — среднее значение суммарного числа циклов, которые деталь проработала при напряжении τ_i (или σ_i), $t_i = \frac{N_i \tau}{N_\tau}$ — относительное число амплитуд циклов при напряжении τ_i ; $N_{\text{сум}}$ — суммарное число циклов до разрушения детали; $N_{i\tau}$, N_τ — среднее число циклов при напряжении τ_i и общее в программном блоке $N_\tau = \sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} N_{i\tau}$; τ_{\min} , τ_{\max} — минимальные и максимальные амплитуды напряжений в программном блоке; N_i — число циклов с амплитудой τ_i по кривой усталости.

При непрерывном характере спектра переменных нагрузок формула (IV.16) записывается в виде

$$a = \int_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \frac{N_{\text{сум}} f(\tau)}{N(\tau)} d\tau, \quad (\text{IV.16a})$$

где $f(\tau)$ — функция плотности распределения амплитуд эксплуатационных напряжений; $N(\tau)$ — уравнение кривой усталости.

Интегрирование производится в области напряжений от τ_{\min} до τ_{\max} , активно участвующих в накоплении усталостных повре-

ждений или развитии трещин. Значение a согласно линейной гипотезе принимается равным единице.

Минимальные напряжения τ_{\min} или σ_{\min} , при которых начинают развиваться усталостные повреждения в детали, меньше предела усталости и могут быть подсчитаны по формуле $\tau_{\min} = \bar{k}\tau_{-1}$, где \bar{k} — коэффициент пропорциональности, среднее значение которого меняется (по данным Института механики АН УССР) в пределах $k = 0,6 \div 0,7$ и определяет нижнюю границу повреждающих напряжений.

Усталостная долговечность рассчитываемой детали в километрах пробега L будет

$$L = \frac{N_{\text{сум}}}{\omega_{\text{ц}}} = \frac{a}{\bar{k}\tau_{-1} \int \frac{f(\tau)}{N(\tau)} d\tau}, \quad (\text{IV.17})$$

где $\omega_{\text{ц}}$ — число циклов перемен напряжений на 1 км пути; \bar{k}, \bar{l} — коэффициенты пропорциональности, взятые из соотношений $\tau_{\min} = \bar{k}\tau_{-1}$, $\tau_{\max} = \bar{l}\tau_{-1}$.

Для описания функции плотности распределения амплитуд эксплуатационных напряжений $f(\tau)$ используются различные законы распределения: нормальный, логарифмически нормальный, Вейбулла, Пирсона и т. д.

В случае нормального закона функция плотности распределения амплитуд записывается в виде

$$f(\tau) = \frac{1}{\sigma_{\tau} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau - \bar{\tau})^2}{2\sigma_{\tau}^2}}, \quad (\text{IV.18})$$

где $\bar{\tau}$ — среднее значение амплитуд напряжений; σ_{τ} — среднее квадратическое отклонение амплитуд напряжений.

В случае экспоненциального закона

$$f(\tau) = h e^{-h\tau}, \quad (\text{IV.19})$$

где $h = \frac{1}{\tau}$ — параметр распределения.

В общем случае вид плотности распределения и входящие в него параметры определяются с помощью методов математической статистики по результатам тензометрирования и последующей обработки (систематизации) нагрузочных режимов деталей автомобиля в различных условиях эксплуатации.

Для аналитического описания кривых усталости деталей автомобиля применяются следующие зависимости:

$$N(\tau) = \left(\frac{\tau-1}{\tau}\right)^m N_0; \quad (\text{IV.20})$$

$$N(\tau) = N_0 e^{-\mu(\tau-\tau_{-1})}, \quad (\text{IV.21})$$

где $N(\tau)$ — число циклов до разрушения с амплитудой τ ; N_0 — базовое число циклов; m, μ — параметры.

Параметры, входящие в выражения (IV.20), (IV.21), определяются по результатам стендовых испытаний.

Таким образом, для определения долговечности детали по формуле (IV.17) необходимо знать функцию плотности распределения амплитуд $f(\tau)$ и выражение для кривой усталости $N(\tau)$.

Если плотность распределения амплитуд подчиняется экспоненциальному закону, представленному формулой (IV.19), а выражение для кривой усталости записано в виде (IV.21), то, подставляя эти значения в расчетную формулу (IV.17), получим [IV.5]

$$L = \frac{aN_0}{\omega_{ц} \int_{\bar{k}\tau_{-1}}^{\bar{l}\tau_{-1}} h e^{-h\tau} e^{\mu(\tau-\tau_{-1})} d\tau} = \frac{aN_0 (h-\mu) e^{[\mu+\bar{k}(h-\mu)]\tau_{-1}}}{\omega_{ц} h [1 - e^{-[h-\mu(\bar{l}-\bar{k})]\tau_{-1}}]} \quad (IV.22)$$

Другой пример, позволяющий свести интегрирование в формуле (IV.17) к табулированным функциям, приведен в работе [IV.1]. Использованы функция распределения амплитуд в виде распределения Релея

$$f(\tau) = \frac{\tau}{\sigma_{\tau}^2} e^{-\frac{\tau^2}{2\sigma_{\tau}^2}} \quad (IV.22a)$$

и кривая усталости по формуле (IV.20). При подстановке указанных выражений в (IV.17) получим

$$L = \frac{aN_0}{\omega_{ц} \bar{l}\tau_{-1}} \frac{1}{\int_{\bar{k}\tau_{-1}}^{\bar{l}\tau_{-1}} \frac{\tau}{\sigma_{\tau}^2} e^{-\frac{\tau^2}{2\sigma_{\tau}^2}} \left(\frac{\tau}{\tau_{-1}}\right)^m d\tau} \quad (IV.23)$$

Принимая $\bar{k} = 1$, $\bar{l}\tau_{-1} \rightarrow \infty$, после соответствующих преобразований получим

$$L = \frac{aN_0 \left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{\tau}}\right)^m}{\omega_{ц} \varphi(m+2) P\left[\left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{\tau}}\right)^2; m+2\right]}, \quad (IV.24)$$

где $\varphi(m+2) = 2^{\frac{m}{2}} \Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$, $\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ — гамма-функция; $P\left[\left(\frac{\tau_{-1}}{\sigma_{\tau}}\right)^2; m+2\right]$ — функция χ^2 -распределения Пирсона. Таблицы значений гамма-функции и χ^2 -распределения Пирсона приведены в книге [IV.6].

Корректированная гипотеза суммирования повреждений

В гипотезе, сформулированной Пальмгреном, параметр прочности a принимается равным 1. Однако анализ многочисленных исследований показал, что величина a колеблется в значительных пределах и зависит от ряда факторов, например, от формы спектра нагружения. Поэтому в работах (IV.5, 8) предложена корректированная гипотеза суммирования повреждений, в которой a_p подсчитывается по формуле

$$a_p = \frac{\frac{\tau_{\max}}{\tau_{-1}} \xi - \bar{k}}{\frac{\tau_{\max}}{\tau_{-1}} - \bar{k}} = \frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i t_i - \bar{k} \tau_{-1}}{\tau_{\max} - \bar{k} \tau_{-1}}, \quad (IV.25)$$

где $\xi = \frac{1}{\tau_{\max}} \sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i t_i$.

При подстановке выражения для a_p в формулу (IV.17), получается расчетная формула для долговечности детали. Принимая нижний предел интегрирования равным τ_{-1} , получим

$$L = \frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i t_i - \bar{k} \tau_{-1}}{\omega_{II} (\tau_{\max} - \bar{k} \tau_{-1}) \int_{\tau_{-1}}^{\bar{l} \tau_{-1}} \frac{f(\tau)}{N(\tau)} d\tau} \quad (IV.26)$$

При эксплуатации автомобиля в смешанных условиях общий пробег детали (долговечность) находится по формуле

$$L_{\Sigma} = \frac{1}{\frac{\alpha_1}{100L_1} + \frac{\alpha_2}{100L_2} + \dots + \frac{\alpha_n}{100L_n}} = \frac{100}{\sum_{i=1}^{i=n} \frac{\alpha_i}{L_i}}, \quad (IV.27)$$

где L_i — средний пробег детали в i -х условиях эксплуатации и определенный с помощью формулы (IV.17) и ее модификаций; α_i — пробег автомобиля в соответствующих условиях эксплуатации, %.

Формула (IV.27) получена при предположении, что каждое из i -х условий эксплуатации равномерно представлено в суточных (ежедневных) пробегах автомобилей в соответствии с величинами α_i .

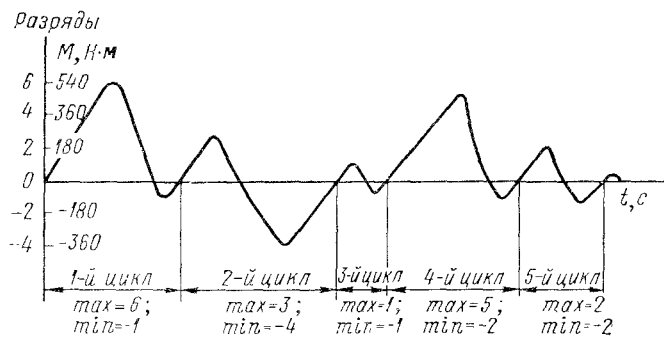
Способы систематизации нагрузочного режима

Существует ряд способов систематизации нагрузочных режимов, которые характеризуют два основных направления:

1) способы систематизации с использованием характерных точек процесса (максимумов, минимумов и т. п.);

2) способы систематизации с использованием характеристик случайных функций (процессов).

Среди способов систематизации первого направления необходимо указать способ максимумов, размахов, пересечений, но наи-



		max												
x_j		Н·М	-360-270	-270-180	-180-90	-90-0	0-90	90-180	180-270	270-360	360-450	450-540	Σn_i ; min	
x_i	Н·М	-4	-3	-2	-1	1	2	3	4	5	6		1	
	-360-270							•					0	
	-270-180						•						2	
	-180-90					•				•			2	
	-90-0						•				•			
	0-90							•						
	90-180								•					
	180-270									•				
	270-360										•			
	360-450											•		
	450-540												•	
	Σn_i max						1	1	1	1	1	1	5	5

Рис. IV.14. К обработке осциллограмм

большее распространение получил способ корреляционного счета (корреляционной таблицы) соседних максимумов и минимумов процесса.

На рис. IV.14 приведен порядок занесения характерных точек цикла — максимума и минимума в корреляционную таблицу, т. е. каждая пара дает одно значение. Обработка осциллограмм позволяет получить корреляционные таблицы. Образец таблицы приводится на рис. IV.15.

Способ систематизации нагрузочного режима в виде корреляционной таблицы основывается на положении о том, что для расчетов на усталость характер чередования амплитуд является мало существенным. Корреляционная таблица не учитывает частотного состава процесса нагружения. Поэтому вводится число

Разряды	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	$\Sigma n_i \text{ min}$	
	$M_{кр}, \text{H} \cdot \text{м}$ на полусоси	-360-180	-180-0	0-180	180-360	360-540	540-720	720-900	900-1080	1080-1260	1260-1440	1440-1620	1620-1800	1800-1980	1980-2160	2160-2340	2340-2520	2520-2700	2700-2880	2880-3060		3060-3240
-7	-1440-1260			1																		2
-6	-1260-1080			1	2										1							4
-5	-1080-900		1	1	2																	4
-4	-900-720	1	1	2	1					1	1											7
-3	-720-540			3	1	1			1	1	1											8
-2	-540-360		2	4	12	12	2	2	4	1	3			1								43
-1	-360-180		1	9	317	29	3	2	4	4	2		1	1								377
0	-180-0			5	89	346	28	18	19	11	13	5	2	2	1	1						540
1	0-180				17	48	139	157	56	26	11	8	3	1	1	1						468
2	180-360					10	61	410	218	59	24	13	4	5	1	1						806
3	360-540						20	102	287	257	83	21	11	8	2	1	2			1		795
4	540-720							26	61	273	150	56	12	13	3	1	2		1	1		559
5	720-900								37	67	89	87	42	8	2	1	2	1	2			338
6	900-1080									30	36	50	40	16	5	5	2	1				185
7	1080-1260										21	27	30	26	14	7	5	1	1			132
8	1260-1440											10	21	25	15	5	3		3		1	83
9	1440-1620												10	21	13	16	7			1		68
10	1620-1800													15	25	11	6	1			3	61
11	1800-1980														15	11	12	2	3			43
12	1980-2160															6	12	5	5	3		31
13	2160-2340																6	6		1		13
14	2340-2520																	4	2	1	1	8
15	2520-2700																			1	2	3
$\Sigma n_j \text{ max}$		1	4	21	44	448	256	718	682	632	434	284	175	142	97	66	60	24	15	15	3	4578

Рис. IV.15. Корреляционная таблица

циклов ω_c в единицу времени t или пути s и процесс нагружения сводится к процессу с постоянной частотой f .

Основное преимущество корреляционной таблицы: она не накладывает ограничений на систематизируемый случайный процесс. Из корреляционной таблицы могут быть получены гистограммы распределений максимумов, минимумов, размахов (ампли-

туд), для которых в соответствии с общепринятой методикой подбираются теоретические плотности распределения и затем подставляются в качестве $f(\tau)$ в формулу (IV.17).

Второе направление в систематизации нагрузочных режимов с помощью теории случайных функций (процессов) возникло сравнительно недавно, но приобретает все большее значение благодаря использованию вычислительных машин.

Наибольшее применение нашли методы теории случайных функций в радиотехнике, автоматическом управлении, следящих системах и т. д.

Известно, что [IV.1,9] случайные процессы могут быть стационарными, нестационарными, нормальными и отличными от нормальных и т. д. При решении большинства прикладных задач считают, что рассматриваемые случайные процессы являются стационарными и нормальными. Это позволяет производить их оценку в рамках корреляционной теории при помощи следующих характеристик [реализация процесса $s(t)$ на интервале $0—T$]: среднего значения случайного процесса

$$m_s = \frac{1}{T} \int_0^T s(t) dt; \quad (IV.28)$$

дисперсии

$$D_s = \sigma_s^2 = \frac{1}{T} \int_0^T [s(t) - m_s]^2 dt; \quad (IV.29)$$

корреляционной функции

$$k_s(\tau) = \frac{1}{T-\tau} \int_0^{T-\tau} [s(t) - m_s][s(t+\tau) - m_s] dt. \quad (IV.30)$$

Помимо этого вводится спектральная плотность $S_s(\omega)$, связанная с корреляционной функцией соотношением

$$S_s(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} k_s(\tau) \cos \omega \tau d\tau \quad (IV.31)$$

и представляющая собой распределение дисперсий амплитуд по частотам.

Для нормального стационарного случайного процесса одномерная функция распределения $f(\tau)$ определяется по формуле (IV.18) с параметрами τ и σ_τ , которые находятся по формулам (IV.28) и (IV.29).

Наибольшее распространение получили узкополосные нормальные стационарные процессы. Под шириной спектра понимается величина

$$\varepsilon = \sqrt{1 - \frac{m_2^2}{m_0 m_4}}, \quad (IV.32)$$

где $m_0 = D_s$;

$$m_2 = \int_0^{\infty} \omega^2 S_s(\omega) d\omega = D_s; \quad (IV.33)$$

$$m_4 = \int_0^{\infty} \omega^4 S_s(\omega) d\omega. \quad (IV.34)$$

Полагают, что процессы с $\nu < 0,4$ могут рассматриваться как узкополосные. Амплитуда такого процесса подчиняется закону распределения Релея, см. формулу (IV.22a),

$$f(s) = \frac{s}{D_s} e^{-\frac{s^2}{2D_s}}, \quad (IV.35)$$

где D_s определяется по формуле (IV.29).

Число выбросов процесса $s(t)$ за уровень $s = m_s$ в единицу времени для узкополосного процесса совпадает с числом циклов

$$f = \frac{1}{T_s} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{D_s}{D_s}}, \quad (IV.36)$$

где T_s — эффективный период; D_s определяется по формуле (IV.33).

Список литературы к гл. IV

1. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. М., Стройиздат, 1965, 280 с.
2. Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические методы в теории надежности. М., «Наука», 1965, 524 с.
3. Горелик А. М. Определение долговечности рессор. — «Автомобильная промышленность», 1957, № 2, с. 26—32.
4. Методика статистической обработки эмпирических данных РТМ 44—62М. Стандартгиз, 1963, 112 с.
5. Механическая усталость в статистическом аспекте. Сборник статей. М., «Наука», 1969, 174 с.
6. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. 2-е издание. М., «Наука», 1971, 576 с.
7. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Изд. 2-е. М., Машгиз, 1963, 451 с.
8. Серенсен С. В., Громан М. Б., Когаев В. П. и др. Валы и оси. М., «Машиностроение», 1970, 319 с.
9. Силаев А. А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин. М., Машгиз, 1963, 167 с.

Г Л А В А V

СЦЕПЛЕНИЕ

§ 19. ТРЕБОВАНИЯ К СЦЕПЛЕНИЮ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Сцепление позволяет отключать двигатель от трансмиссии и осуществлять с необходимой плавностью обратное его включение.

С помощью сцепления осуществляется трогание автомобиля с места от начальной скорости $v = 0$ до скорости v_{\min} , соответствующей минимальному устойчивому числу оборотов двигателя n_{\min} . Эта скорость близка к скорости конца буксования сцепления

$$v_{\min} = 0,377 \frac{n_{\min} r_{\kappa}}{i_{\kappa} i_{\text{д}} i_0},$$

где n_{\min} — минимальное устойчивое число оборотов двигателя в минуту; r_{κ} — радиус колеса, м; i_{κ} , $i_{\text{д}}$, i_0 — передаточные числа коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи.

Выключение сцепления необходимо при переключении передач, торможении автомобиля до полной остановки (во избежание заглохания двигателя), а также для снижения сопротивления проворачиванию при пуске в ход двигателя при низких температурах и в некоторых других случаях.

Требования к сцеплению:

1) возможность плавного включения сцепления; желательно наличие устройств, снижающих динамические нагрузки в трансмиссии при резком включении сцепления;

2) надежная работа без перегрева и значительных износов пар трения в тяжелых дорожных условиях и при наличии прицепов, когда имеют место более частое выключение и включение сцепления и повышение его буксования;

3) малые моменты инерции ведомых элементов сцепления, снижающие ударные нагрузки на зубья шестерен и работу трения синхронизатора при переключении передач;

4) полное (чистое) выключение сцепления, при котором ведущие детали «не ведут» за собой ведомые;

5) возможность автоматизации процесса включения и выключения сцепления с целью облегчения работы водителя.

Классификация сцеплений приведена в табл. V.1.

Классификация сцеплений

Классификация	Типы сцепления
Способ передачи крутящего момента	С механическим трением (в основном дисковые) сухие или работающие в масле Гидравлические Электромагнитные с жидким или сухим наполнителем
Способ управления сцеплением	Управляемые водителем (с использованием мускульной энергии; с пневматическим, вакуумным, электромагнитным приводами) Автоматические: управляемые в зависимости от положения педали акселератора управляемые в зависимости от числа оборотов и нагрузки двигателя управляемые от рычага переключения передач

§ 20. КОНСТРУКЦИИ СЦЕПЛЕНИЙ И ИХ АНАЛИЗ

Сцепления с механическим трением имеют преимущественное распространение. До двадцатых годов были распространены сцепления конусного типа. В последующем и в настоящее время дисковые и, в частности, однодисковые сухие сцепления стали преобладающими на автомобилях со ступенчатыми трансмиссиями. Многодисковые сцепления с дисками, работающими в масле, применяются в основном в автоматических трансмиссиях.

Однодисковые сцепления просты, дешевы, обеспечивают хороший отвод тепла от трущихся пар и вполне надежную работу. При малых размерах и весе они отличаются высокой износостойкостью и удобны в обслуживании. Однако если передаваемый сцеплением момент M_c велик, более 700—800 Н·м (70—80 кгс·м), то диаметр дисков однодискового сцепления становится большим. Применение двух- и многодисковых сцеплений позволяет уменьшать диаметр дисков, а вместе с тем и размеры сцепления, хотя конструктивно эти сцепления сложнее однодисковых.

Наиболее изнашивающимся элементом сцепления является фрикционная накладка. Поэтому важной задачей является обеспечение ее высокой износостойкости даже в тяжелых условиях работы.

Несколько типичных конструкций дисковых сцеплений, применяющихся на автомобилях отечественного производства как с пружинами, расположенными по окружности нажимного диска, так и с центральной пружиной, приведено на рис. V.1 и рис. V.2.

Число пружин, размещаемых по окружности нажимного диска, зависит от наружного диаметра фрикционной обшивки и колеблется от 6 до 28.

В табл. V.2 приведены некоторые данные о сухих фрикционных сцеплениях дискового типа (по ГОСТ 12238—66).

Т а б л и ц а V.2

Сухие фрикционные сцепления дискового типа

$D_{\text{нар}},$ мм	$M_t \text{ макс}$		Коэффициент запаса β	Число ведомых дисков	$n_{\text{так}} \cdot \text{об/мин}$	Число рычагов выключения сцепления	Число нажим- ных пружин	Тип автомоби- лей и литраж H двигателя, л
	Н·м	кгс·м						
180—190	100	10	$\leq 1,75$	1	7000	3	6	Легковые $H \leq 1,2$
200—225	150	15	$\leq 1,75$	1	6000	3	6	Легковые $H = 1,1 \div 1,8$
225—250	230—280	23—28	1,75—2,2	1	5500	3	6	Легковые и грузовые $H \leq 2,5$
280	350	35	$\leq 2,2$	1	5000	3	9	Грузовые $H \leq 3,5$
340—350	450—550	45—55	$\leq 2,2$	1—2	4000	4	16—12	Грузовые и автобусы $H = 5,5 \div 7,0$
400	700—900	70—90	$\leq 2,5$	2	2500	4	28	Грузовые и автобусы $H = 11 \div 14$

Примечания:
 1. Расчетный коэффициент трения по ГОСТу $\mu = 0,4$.
 2. Демпферы применяются практически на всех моделях автомобиля. При наличии гидромумфты демпфер не обязателен.
 3. На автомобилях высокой проходимости и работающих с прицепами разрешается β до 3,0.

Пример однодискового сцепления для тяжелого грузовика с двигателем мощностью 135 кВт (180 л. с.) представлен на рис. V.1. Двадцать восемь пружин 4, расположенных по окружности нажимного диска 1, создают общую силу давления на диск в 17,8 кН (1820 кгс). Выключение сцепления осуществляется четырьмя рычагами 2, на внутренние концы которых передается давление от подшипника 3.

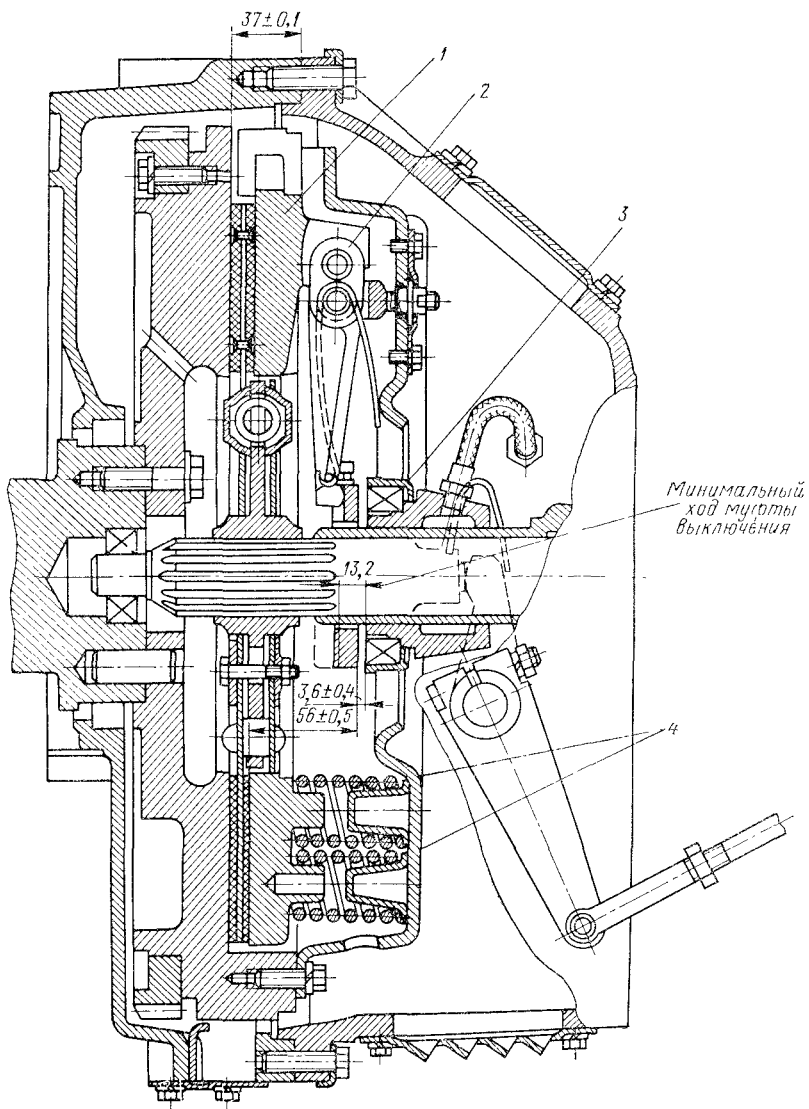


Рис. V.1. Однодисковое сцепление с периферийно расположенными пружинами

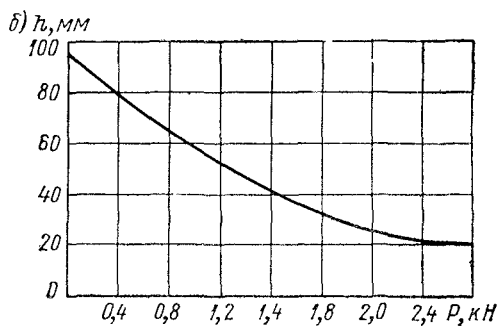
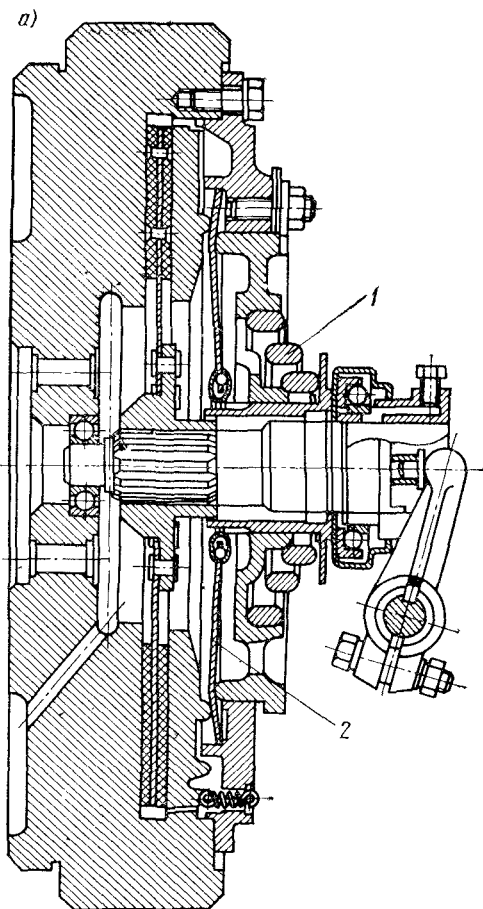


Рис. V.2. Конструкции дисковых сцеплений: а— одно-
дисковое сцепление с центральной пружиной; б— ха-
рактеристика нажимной пружины

При увеличении числа пружин диаметр проволоки каждой пружины может быть уменьшен, что при неизменном диаметре пружин повысит их эластичность. Это важно для пружин, расположенных непосредственно на нажимном диске, так как длина этих пружин должна быть малой.

При использовании одной центральной пружины 1 (рис. V.2, а) усилие от пружины на нажимной диск передается веерообразно расположенными рычажками 2, что несколько усложняет конструкцию муфты. Характеристика конической нажимной пружины

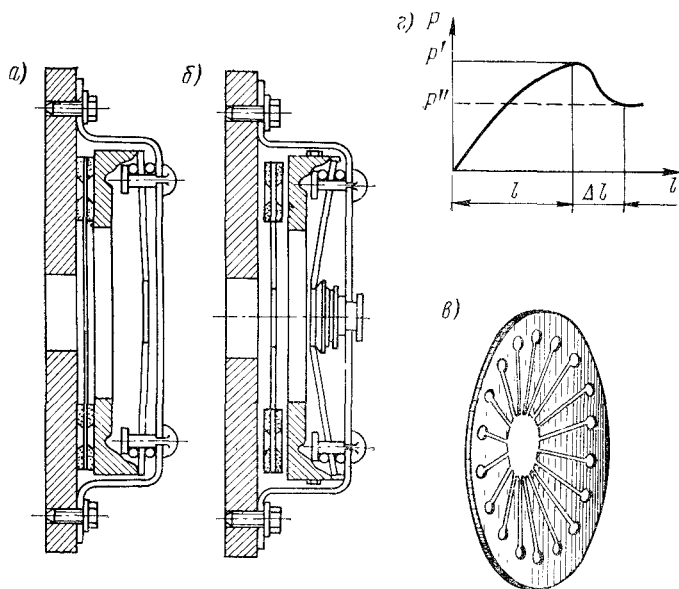


Рис. V.3. Сцепление с диафрагменной пружиной: а — включенное; б — выключенное; в — диафрагменная пружина; г — характеристика диафрагменной пружины

жины 1 приведена на рис. V.2, б, где по оси абсцисс отложены значения сжимающего усилия P в кН, а по оси ординат — деформация пружины h в мм.

Использование сцеплений с периферийно расположенными пружинами на быстроходных двигателях может привести к дополнительным нагрузкам и деформациям пружин и отжимных рычагов под влиянием значительной центробежной силы. Это может нарушить нормальную работу сцепления. Указанное не будет иметь места при применении сцеплений с диафрагменными пружинами (рис. V.3).

По конструкции сцепление с нажимной пружиной диафрагменного типа проще и компактнее сцепления с периферийно расположенными пружинами.

Сила давления на педаль в зависимости от положения педали в конце ее хода изменяется незначительно (это видно из кривой $P = f(l)$ на рис. V.3, *г*), что облегчает работу водителя по выключению сцепления.

Материал ведущих дисков и маховика должен обладать хорошими фрикционными свойствами при работе в сочетании с накладками. Этим материалом является серый чугун марок СЧ 21—40, СЧ 24—44. Реже применяется легированный чугун с присадками хрома, никеля, молибдена. Твердость по Бринеллю после нормализации для указанных марок чугунов колеблется в пределах HV 143—241.

Ведомые диски изготавливаются из стального листа толщиной от 1,3 до 2 мм. Обычно применяется средне- и высокоуглеродистая сталь марок 50, 65, 85, позволяющая придать диску необходимые пружинящие свойства. Термообработка — закалка в масле с последующим отпускком в штампе. Твердость после термообработки RC 38—52.

Кожух сцепления обычно изготавливается путем холодной штамповки из листов марок стали 08 и 10, допускающей глубокую вытяжку. Толщина листа — в пределах 2,5—4 мм.

В отношении нагрева наиболее уязвимы многодисковые сцепления, так как отвод тепла особенно от внутренних дисков затруднен.

При применении специальных типов фрикционных накладок (в том числе металлокерамических) сцепление работает нормально при более высоких температурах.

В конструкции сцепления должно быть обращено внимание на тепловую изоляцию нажимных пружин, для чего обычно применяются теплоизолирующие шайбы (см. рис. V.1).

Плавное и достаточно быстрое включение сцепления может быть осуществлено при переменной скорости v_d перемещения нажимного диска на величину Δl (рис. V.4, *а*). Выбore зазоров между трущимися парами может происходить при быстром перемещении нажимного диска (линия *а*б). Начиная с момента «схватывания» сцепления (точка *б*), скорость перемещения нажимного диска v_d , особенно при трогании автомобиля с места, должна резко падать до полного включения сцепления (точка *в*). В обычных сцеплениях указанное изменение скорости включения сцепления осуществляется водителем, а в сцеплениях с автоматизированным приводом — специальным программным автоматом [V.2, 4, 5].

Плавность включения сцепления возрастает также при применении разрезного ведомого диска с неплоскими секторами *1*, к которым приклепывается фрикционная накладка (рис. V.4, *б*). При включении сцепления поверхность трения диска вступает в действие неодновременно, что повышает плавность сцепления.

Зависимость между нагрузкой P и осевой деформацией для разрезного ведомого диска сцепления грузового автомобиля (2,5 т) выражается параболической кривой, представленной на рис. V.4, *в*.

Частично повышению мягкости сцепления и уменьшению пиковых моментов способствуют тангенциально расположенные в ведомом диске пружины 2 (рис. V.5), хотя основным назначением пружин, работающих в сочетании с фрикционным элементом, является гашение крутильных колебаний системы вал двигателя — трансмиссия.

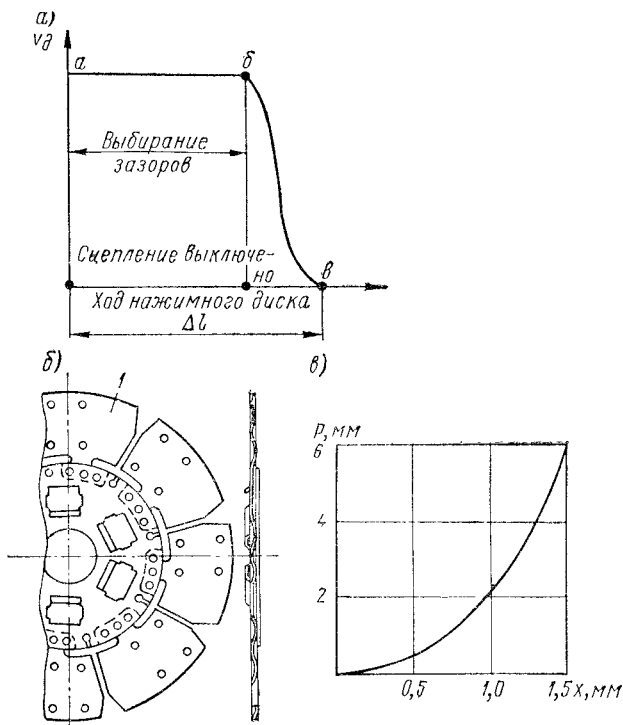


Рис. V.4. Рабочие характеристики и элементы сцепления: а — график включения сцепления; б — ведомый диск сцепления; в — $P = f(x)$

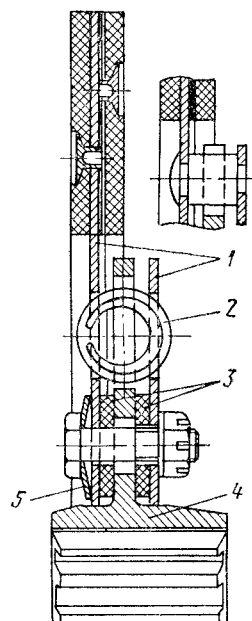


Рис. V.5. Ведомый диск с демпфером (гаситель колебаний)

Гаситель крутильных колебаний состоит из упругого и фрикционного элементов (рис. V.5). Упругим элементом гасителя колебаний являются тангенциально расположенные пружины 2. Фрикционный элемент дискового типа состоит из двух фрикционных колец 3, зажатых между фланцем 4 ступицы и деталями 1. Момент трения фрикционного элемента может регулироваться стяжными болтами с тарельчатыми пружинами 5.

При использовании упругого элемента из резины фрикционный элемент отсутствует вследствие значительного внутреннего трения резины.

Высокая плавность включения может быть достигнута при применении гидромуфты или электромагнитной муфты с жидким

или сухим наполнителем. К преимуществам муфт этого типа помимо значительного снижения динамических нагрузок относится возможность работы с пробуксовкой без существенного износа. Возможность длительной работы с пробуксовкой без перегрева сцепления облегчает управление автомобилем, допуская трогание с места на более высоких передачах.

Муфта сцепления в сборе балансируется с точностью 0,3—0,7 Н·см (30—70 гс·см) в зависимости от ее размеров и быстроходности двигателя, а нажимной диск — 0,015—0,03 Н·см (1,5—3 гс·см). Меньшие значения — для легковых автомобилей.

Для уменьшения ударных нагрузок на зубья шестерен ступенчатых коробок передач при переключении, а также для уменьшения работы трения в синхронизаторах необходимо снижать моменты инерции ведомого диска сцепления и кинематически связанного с ним вала трансмиссии.

Гидродинамическая муфта, или гидромуфта (рис. V.6) является несложным и технологически хорошо отработанным агрегатом автомобиля. Вес ее больше, чем сцепления фрикционного типа. Однако общий вес автомобиля при применении гидромуфты меняется незначительно, так как гидромуфта выполняет функции маховика двигателя. Ведущее (насосное) колесо 1 гидромуфты приводится во вращение от вала двигателя. Ведомое (турбинное) колесо 2 связано через однодисковое сцепление 3 с валом коробки передач. Как насосное, так и турбинное колеса на легковых машинах изготавливаются штамповкой из малоуглеродистой стали и заключены в корпус 4, заполненный на 80—85% своего объема жидкостью (турбинным маслом).

Большое внимание необходимо уделять уплотнениям, исключая возможность вытекания жидкости из полости муфты. Уплотнительное кольцо 5 поджимается пружиной 6.

Характеристика гидромуфты приведена на рис. V.7. Момент двигателя при полном открытии дроссельной заслонки представлен кривой 1, момент на валу турбины — кривой 2.

Величина скольжения вала турбины s в % определяется формулой $s = \frac{n_n - n_t}{n_n} 100$, где n_n и n_t — числа оборотов в минуту валов насоса и турбины. На рис. V.7 представлены кривые s для случаев полного открытия дросселя (кривая 5) и при равномерном движении автомобиля с малым сопротивлением по горизонтальной дороге, имеющей твердое покрытие (кривая 6).

Коэффициент полезного действия гидромуфты выражается формулой

$$\eta_{\text{ГМ}} = \frac{M_t n_t}{M_n n_n} = \frac{n_t}{n_n} = 1 - \frac{s}{100},$$

где $M_n = M_t$ — моменты на валу насоса и турбины (в гидромуфте равны друг другу).

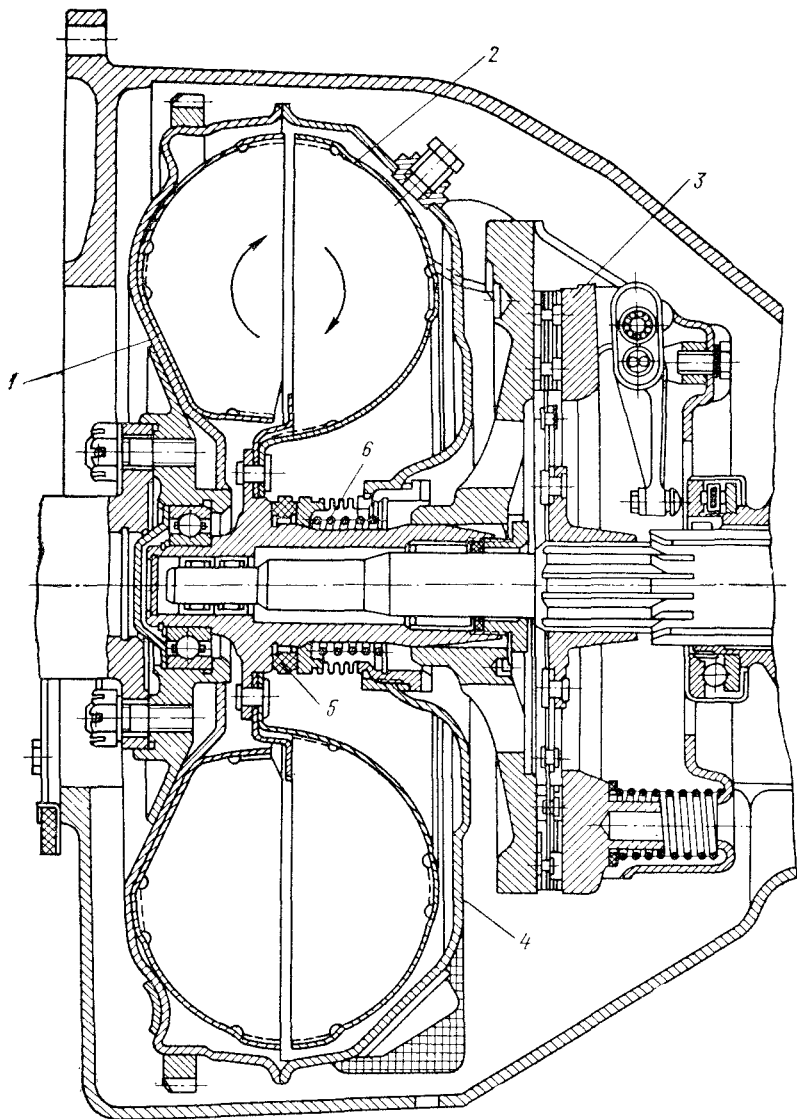


Рис. V.6. Гидродинамическая муфта

Кривые к. п. д., представленные на рис. V.7, соответствуют полному открытию дросселя (4) и случаю равномерного движения автомобиля по хорошей дороге (3).

Гидромуфта всегда работает со скольжением: ее к. п. д. составляет до 0,97—0,98 (при высоком числе оборотов двигателя), падая до 0 при малых оборотах двигателя и 100-процентном скольжении.

Некоторые вопросы рабочего процесса гидромуфт рассмотрены в гл. VII.

Применение гидромуфты и гидротрансформатора способствует снижению динамических нагрузок в трансмиссии, в частности при

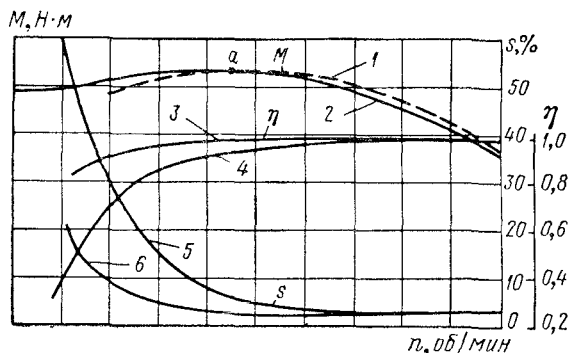


Рис. V.7. Характеристика двигателя с гидромуфтой

трогании с места, по сравнению с автомобилями, имеющими механические ступенчатые коробки передач с муфтами фрикционного типа. Пиковые значения крутящего момента в трансмиссии автомобиля с гидромуфтой или гидротрансформатором срезаются. Вследствие плавного подвода момента к ведущим колесам автомобиля повышается его проходимость при движении по слабым грунтам.

При наличии гидромуфты двигатель может не заглухнуть при торможении до полной остановки.

К недостаткам гидромуфты относится меньшая «чистота» включения сцепления. Даже при малой скорости вращения муфта «ведет», т. е. передает незначительный момент от ведущих частей муфты к ведомым, что затрудняет переключение передач при ступенчатой коробке и увеличивает нагрузку на трущиеся поверхности синхронизатора. Поэтому при использовании ступенчатой коробки передач последовательно с гидромуфтой включается механическое сцепление.

В жидкостных электромагнитных муфтах сцепления ведущий или ведомый элементы имеют обмотки возбуждения, питаемые от аккумулятора автомобиля. Мощность, необходимая для включения сцепления, составляет

0,05—0,5 Вт на 1 Н·м момента (0,5—5 Вт на 1 кгс·м) в зависимости от размеров муфты. Удельная касательная сила трения составляет 4—12 Н (0,4—1,2 кгс) на 1 см² поверхности диска.

Муфта заполнена жидкой ферромагнитной смесью, состоящей из масла и мелкого железного порошка с размером частиц 5—10 мкм. При подаче тока в обмотку возбуждения за счет образовавшегося магнитного поля вязкость ферромагнитной жидкости возрастает. Момент от ведущего элемента сцепления передается при этом ведомому, и муфта включается.

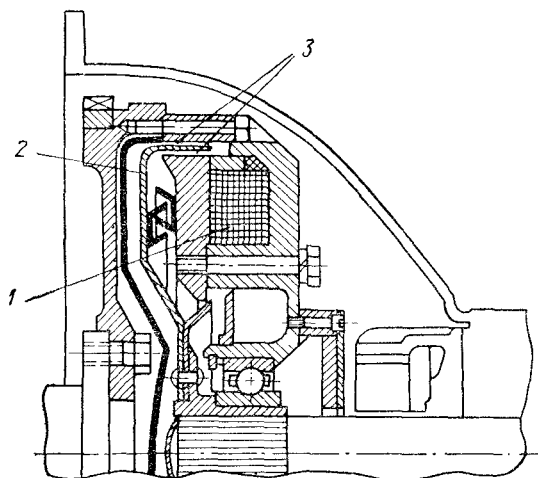


Рис. V.8. Электромагнитная муфта с сухим порошкообразным наполнителем

У автомобиля с муфтой рассмотренного типа педаль сцепления может отсутствовать и выключение сцепления будет происходить при отпускании педали акселератора или при помощи специального автомата.

Имеют распространение электромагнитные муфты с сухим порошкообразным наполнителем (ферромагнитная смесь). Пример конструкции подобной муфты [V. 6] дан на рис. V. 8. При вращении порошок под действием центробежной силы отбрасывается к наружной части муфты. Включение сцепления осуществляется при подаче тока (мощностью 50—60 Вт) в обмотку возбуждения 1 ведущей части сцепления. Ведомый диск 2 приклепан к ступице первичного вала. Величина передаваемого муфтой момента определяется величиной тока, подводимого к обмотке возбуждения, и степенью заполнения порошкообразным наполнителем зазоров 3 между ведущими и ведомыми частями сцепления.

В муфте этого типа, так же как и в предыдущей, отсутствует износ пар трения, причем коэффициенты трения покоя и движения между порошком и дисками практически одинаковы, что способ-

ствуется плавности включения. Муфта успешно работает при повышении температуры порошка до 300—350° С. К недостаткам муфты относятся повышенный вес (примерно на 20% по сравнению с обычным дисковым сцеплением) и более высокая стоимость.

Применение электромагнитных муфт порошкового типа позволяет уменьшить величины динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля. Более плавное нарастание момента сцепления у автомобиля с порошковой муфтой способствует повышению его проходимости.

Электромагнитные муфты дают возможность широко автоматизировать управление сцеплением, так как может быть задана практически любая характеристика $M_c = f(t)$.

§ 21. ПРИВОДЫ УПРАВЛЕНИЯ СЦЕПЛЕНИЕМ

Схемы механического и гидромеханического приводов управления сцеплением представлены на рис. V. 9. Передаточное число механического привода $i_{\text{п}}$ определяется по формуле

$$i_{\text{п}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f}. \quad (\text{V.1})$$

Ход педали $S_{\text{п}}$

$$S_{\text{п}} = \Delta l i_{\text{п}} + \delta \frac{a}{b} \frac{c}{d}, \quad (\text{V.2})$$

где Δl — ход нажимного диска при выключении; $\delta = 2 \div 3$ — зазор между рычажками и отжимным подшипником, мм.

При использовании гидромеханического привода с педалью, смонтированной на переднем щитке автомобиля (рис. V.10), достигается герметичность дна кузова и проще решается передача усилия от педали к двигателю, установленному на упругих подушках. Доступ к приводу сцепления облегчается. Передаточное число гидромеханического привода (см. рис. V.9, б)

$$i_{\text{п}} = \frac{a}{b} \frac{c}{d} \frac{e}{f} \frac{d_2^2}{d_1^2}, \quad (\text{V.3})$$

ход педали

$$S_{\text{п}} = \Delta l i_{\text{п}} + \delta \frac{d_2^2}{d_1^2} \frac{a}{b} \frac{c}{d}. \quad (\text{V.4})$$

Передаточные числа приводов сцепления составляют $i_{\text{п}} = 24 \div 45$. Для уменьшения хода педали $S_{\text{п}}$ необходимо при проектировании повышать жесткость отдельных деталей привода. При значительных упругих деформациях рычажков, тяг, валиков ход педали $S_{\text{п}}$ увеличивается. Большая жесткость присуща гидравлическому приводу.

Компенсация износа фрикционных обшивок дисков осуществляется регулировочными деталями. При сборке регулируется одновременность нажатия отжимного подшипника (или соответствующей детали) на рычажки выключения сцепления.

Для отжимного подшипника обычно применяются специальные шариковые однорядные радиально-упорные подшипники в защит-

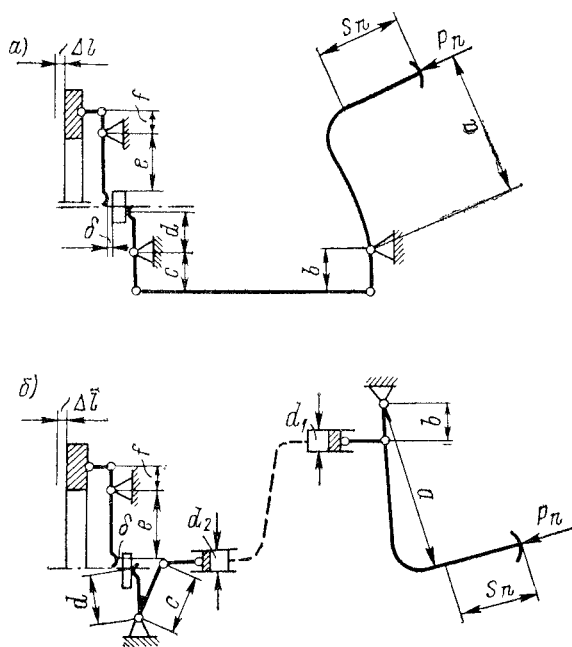


Рис. V.9. Схемы приводов сцепления: а — механического; б — гидромеханического

ном кожухе. Иногда вместо шарикоподшипников применяют кольца из прессованной угольнографитной композиции. Эти кольца при эксплуатации автомобиля не смазываются.

Педаля сцепления изготавливается или путем отливки из ковкого чугуна марок КЧ 10—35, КЧ 12—37, или штампуется из стали 20, 35.

Сила P_π , прикладываемая в педали сцепления для его выключения, определится по формуле

$$P_\pi = \frac{P}{i_\pi \eta_\pi}, \quad (V.5)$$

где P — сила давления пружин на диск сцепления в конце хода выключения; $\eta_\pi = 0,7—0,8$ — к. п. д. привода.

При конструировании сцепления должно быть обращено внимание на уменьшение силы, прикладываемой к педали, и

хода ее выключения. Так как число выключений сцепления в условиях напряженного городского движения, а также при движении по бездорожью достигает 700 и более на 100 км пройденного пути, то работа, затрачиваемая на выключение сцепления, должна быть малой, чтобы не утомлять водителя. Допускаемые величины работы на выключение педали сцепления приведены в гл. II.

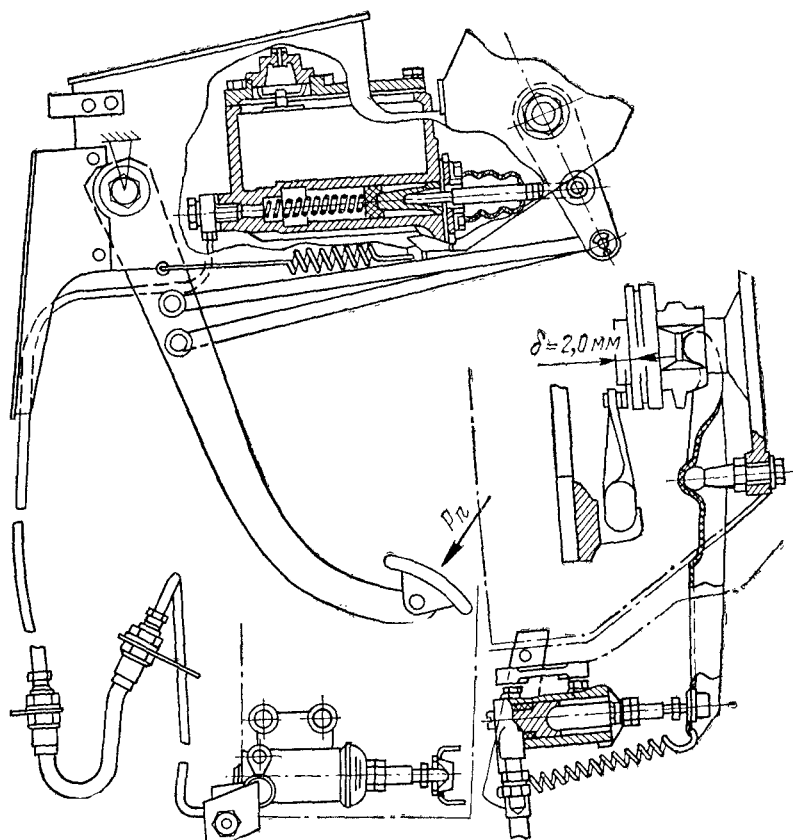


Рис. V.10. Педаль сцепления гидромеханического привода с верхним расположением оси качания педали

В известных пределах уменьшение работы, необходимой для выключения сцепления, может быть достигнуто за счет уменьшения зазоров между дисками при выключенном сцеплении, а также применением подшипников качения в шарнирах привода управления сцеплением.

Если усилие, необходимое для выключения сцепления, велико, то сцепление может быть снабжено корректирующей пружиной.

Корректирующая пружина в приводе сцепления (рис. V.11) не является усилителем, так как не увеличивает работу, передаваемую механизму сцепления. Пружина служит для уменьшения максимального усилия, прикладываемого к педали, за счет некоторого его повышения в начальном периоде нажатия на педаль. Работа, затрачиваемая на выключение педали сцепления при наличии корректирующей пружины, остается той же, как и при ее отсутствии.

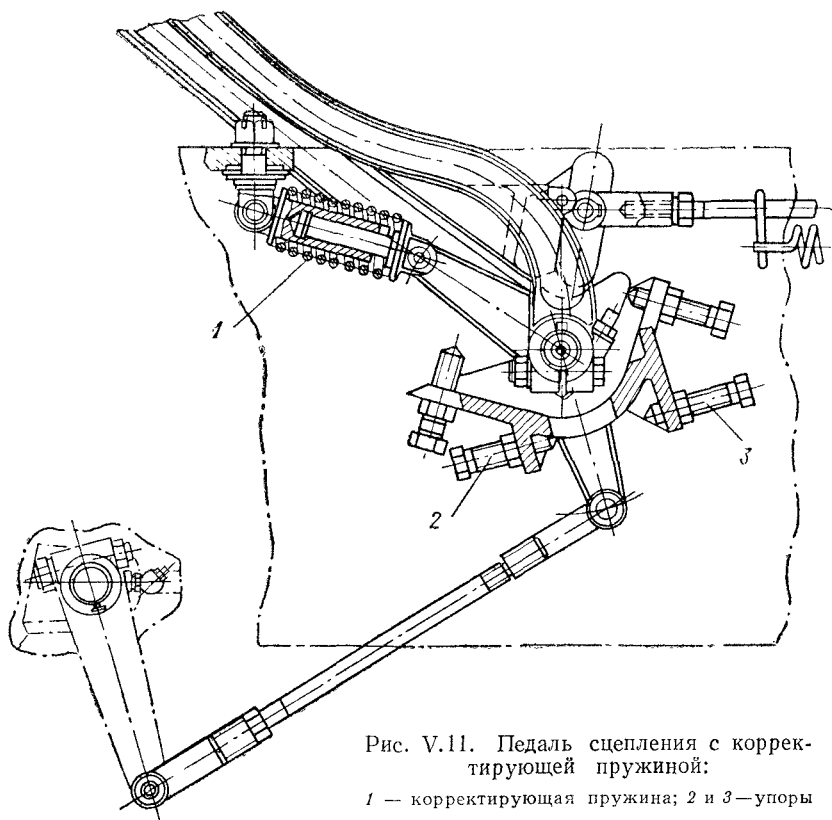


Рис. V.11. Педаль сцепления с корректирующей пружиной:

1 — корректирующая пружина; 2 и 3 — упоры

Управление сцеплением существенно облегчается при использовании вакуума во всасывающей трубе двигателя. Пример полуавтоматического вакуумного привода сцепления «Саксомат» с электромагнитным управлением дан на рис. V.12.

Это сцепление центробежного типа, причем включение его начинается при 800—900 об/мин, а буксование заканчивается при 1500 об/мин.

Для переключения на следующую передачу включается рычаг 7 и сбрасывается педаль газа. Сердечник электромагнита 5 при этом переместится вправо, открывая клапан 3 и сообщая

тем самым левую полость рабочей камеры 9 с вакуумным ресивером 8. Ресивер 8 соединен трубопроводом, имеющим обратный клапан 4, с всасывающей трубой двигателя 6. При закрытой дроссельной заслонке разрежение во всасывающей трубе достигает 60—70 кПа (0,6—0,7 кгс/см²). Давлением атмосферного воздуха диафрагма рабочей камеры перемещается влево, осуществляя выключение сцепления.

После переключения передач водитель отпускает рычаг 7 и нажимает на педаль акселератора. При этом сердечник электромагнита 5 перемещается влево, клапан 3 садится на седло, пере-

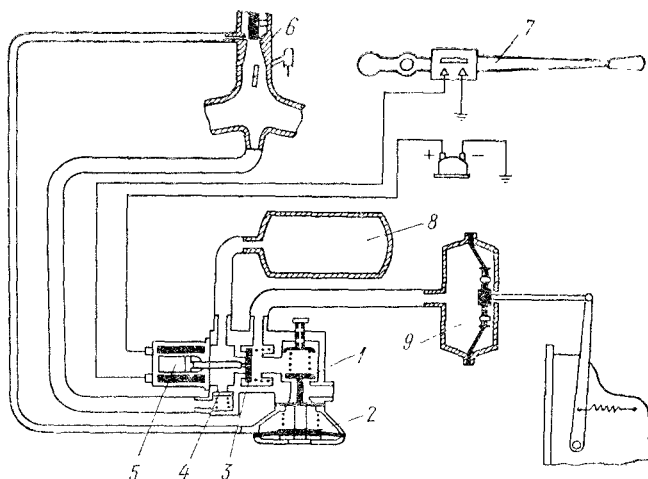


Рис. V.12. Вакуумный привод сцепления с электромагнитным управлением

крывая сообщение левой полости рабочей камеры 9 с всасывающей трубой двигателя. Клапан 1 под давлением штока диафрагмы 2 открывается, обеспечивая доступ атмосферного воздуха в левую полость рабочей камеры 9 и включение сцепления.

График времени срабатывания привода сцепления приведен на рис. V.13. Из него видно, что время выключения сцепления t' (кривая 1) составляет 0,2—0,25 с. Время включения сцепления зависит от режима движения автомобиля, темпа и величины нажатия на педаль акселератора, изменяясь в пределах от $t'' = 0,2$ с до $t'' = 2$ с.

У некоторых типов автомобилей выключение и включение сцепления осуществляются пневматическим или гидравлическим приводом, а также использованием центробежной силы [V. 2,5], причем управление сцеплением автоматизировано.

В тяжелых автомобилях Минского завода для облегчения выключения сцепления применяются пневматические усилители.

От педали сцепления через тяги 11, 13 и рычаг 12 (рис. V.14, а) усилие от ноги водителя передается на рычаги включения сцепления.

Если учесть суммарную силу давления пружин и передаточное число педального привода, то без усилителя сила давления на педаль сцепления превысит 600 Н (60 кгс), что недопустимо много.

Пневматический усилитель, включенный параллельно рычажному приводу от педали, состоит из цилиндра 1 с полым штоком 9, воздействующем на тягу 13 привода.

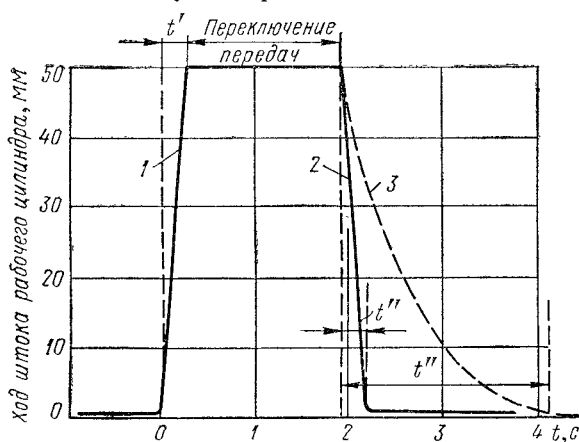


Рис. V.13. График времени срабатывания вакуумного привода сцепления

При нажатии на педаль сцепления рычаг 4, двигаясь по направлению стрелки в овальном отверстии 5 вилки (рис. V.14, б), перемещает тягу 3 с поводком 6. Последний нажимает на шток 7 клапана, открывая доступ сжатому воздуху в левую полость цилиндра через штуцер 8 и трубопровод 2. Поршень 10 при этом перемещается вправо (рис. V.14, в). При отпущенной педали сцепления шток клапана 7 перемещается вправо (рис. V.14, г).

Следящей системой в данном усилителе, обеспечивающей пропорциональность между давлением на педаль и силой на отжимном подшипнике сцепления, является рычажок 4 и овальное отверстие 5 в тяге.

На рис. V.15 представлено сухое однодисковое сцепление с электромагнитным приводом. Включение однодискового фрикционного сцепления осуществляется электромагнитом 1, притягивающим диск 2, в результате чего между ведущими дисками 3 и 5 зажимается ведомый диск 4. Тяговая сила электромагнита P_3 , как известно, выражается формулой

$$P_3 = 2\pi\omega^2 i^2 \frac{s}{20\delta_1^2}, \quad (V.6)$$

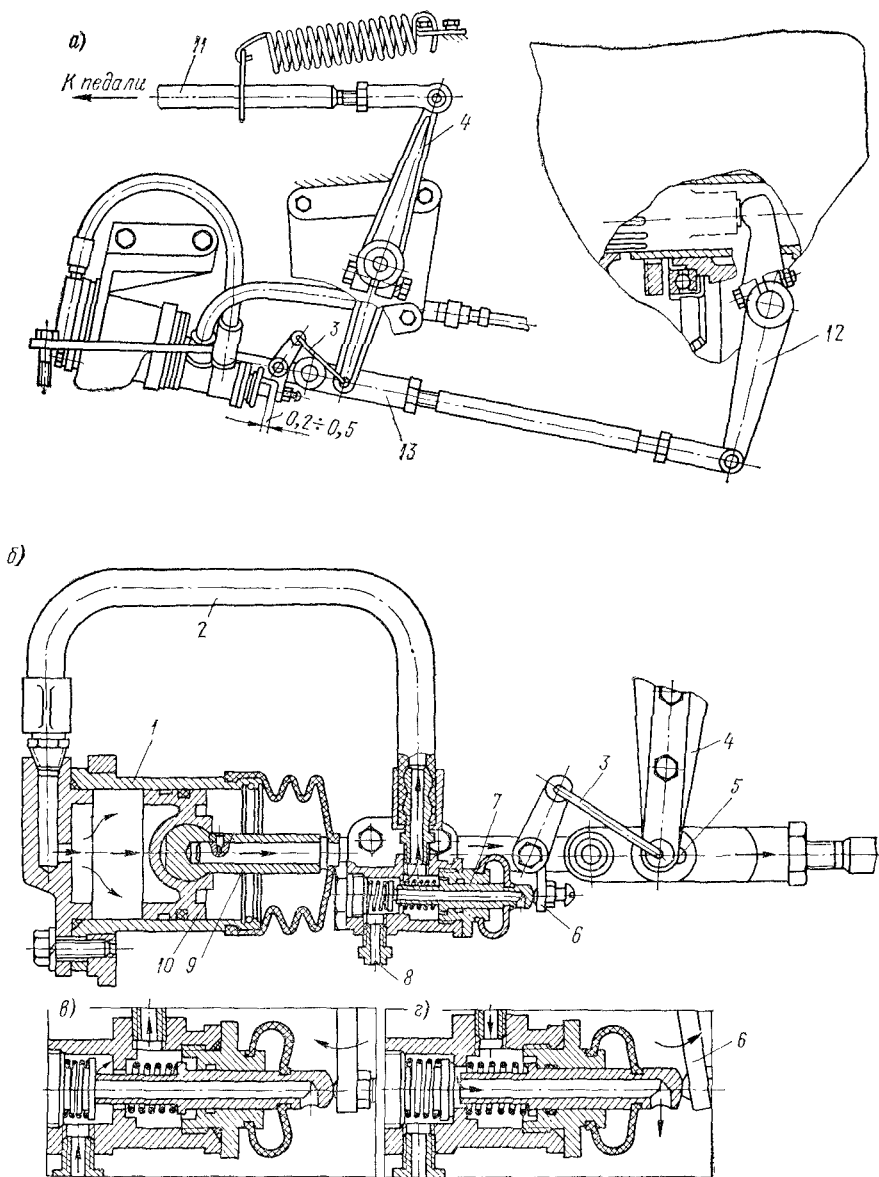


Рис. V.14. Привод сцепления тяжелого автомобиля с пневматическим усилителем

где ω — число витков; i — сила тока; s — площадь сечения полюса магнита; δ_1 — воздушный зазор.

Как видно из формулы, при уменьшении воздушного зазора δ_1 величина P_3 значительно возрастает. Поэтому для уменьшения ударных нагрузок в трансмиссии при включении сцепления данного типа необходимы специальные регулирующие устройства.

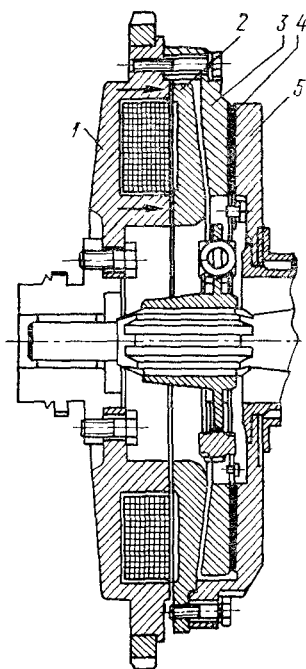


Рис. V.15. Однодисковое сцепление с электромагнитным приводом

§ 22. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТА ДИСКОВОГО СЦЕПЛЕНИЯ И РАСЧЕТ ЕГО ДЕТАЛЕЙ

Для нормальной работы автомобиля без значительной пробуксовки сцепления при его включении момент сцепления M_c должен превышать момент двигателя $M_c > M_{m \max}$. Численные значения коэффициента запаса сцепления $\beta_c = \frac{M_c}{M_m}$ больше единицы.

Величина β_c изменяется в зависимости от размеров и коэффициента трения фрикционной накладки, числа пар трения, силы давления трущихся пар, а также величины момента M_m , меняющегося в зависимости от n . Минимальное значение β_c будет при максимальном моменте двигателя по внешней характеристике $M_{m \max}$ (точка v на рис. V.16).

Если значение β_c мало, то при включении сцепления буксование будет значительным, что может вызвать перегрев трущихся пар. При высоких значениях β_c возрастают давление на педаль и дополнительные нагрузки в трансмиссии.

Достаточные величины β_c должны иметь место и при предельно изношенной накладке сцепления. Следует отметить, что колебания β_c за счет износа накладки обычно бывают значительно меньшими, чем за счет изменения коэффициента трения μ .

Величина удельной мощности $N_{уд}$ влияет на выбор коэффициента β_c . При малой удельной мощности (например, автомобиль с прицепом) процент использования момента двигателя при движении автомобиля возрастет и эксплуатационный коэффициент запаса $\beta_3 = \frac{M_c}{M_a}$, где M_a — момент сопротивления движению автомобиля, отнесенный к валу сцепления, будет уменьшаться. В этом случае коэффициент должен быть принят более высоким, что позволит снизить величину буксования сцепления.

Если же $N_{уд}$ велика (например, у легковых автомобилей высокого класса), то величина β_c может быть принята меньшей.

Кривые $\beta_c = f(n)$ для однодискового (кривая 1) и двухдискового (кривая 2) сцеплений представлены на рис. V.16. С увеличением числа оборотов двигателя β_c вначале падает до n при $M_{m \max}$, а затем возрастает. В последующем изложении при отсутствии специальных оговорок приводятся минимальные значения β_c (точки b на кривых 1 и 2).

Момент сцепления определится из рассмотрения диска с фрикционной накладкой, имеющей радиусы $R = \frac{D}{2}$ и $r = \frac{d}{2}$ (рис. V.17, а).

Элементарная сила трения

$$dT = \mu p_0 ds = \mu p_0 \rho dr d\alpha,$$

где ds — элементарная площадка на поверхности диска, $ds = \rho dr d\alpha$.

При силе давления нажимного диска на ведомый P (включенное сцепление) удельное давление на накладку диска будет

$$p_0 = \frac{P}{\pi(R^2 - r^2)}. \quad (V.7)$$

Величина p_0 при накладке асбестового типа составляет 150—300 кПа (1,5—3,0 кгс/см²).

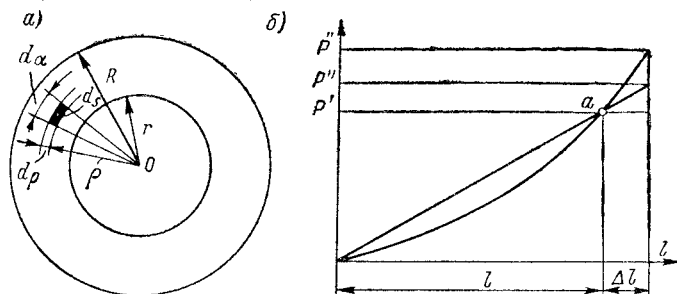


Рис. V.17. Характеристики элементов сцепления: а — схема диска сцепления; б — характеристики пружин сцепления

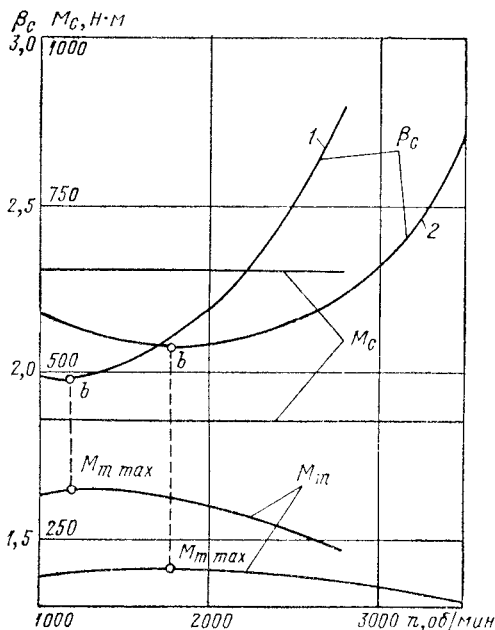


Рис. V.16. Графики M_m , M_c и β_c в зависимости от числа оборотов двигателя

Меньшие величины имеют место в сцеплениях многодискового типа.

Момент dM элементарной силы трения

$$dM = \mu p_0 \rho^2 d\rho d\alpha.$$

Момент трения всей кольцевой накладке M

$$\begin{aligned} M &= \mu p_0 \int_r^R \int_0^{2\pi} \rho^2 d\rho d\alpha = 2\pi \mu p_0 \frac{R^3 - r^3}{3} = \\ &= \frac{2}{3} P \mu \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}. \end{aligned} \quad (V.8)$$

Для сцепления, имеющего i' пар трения, момент сцепления M_c составляет

$$M_c = P \mu i' \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}. \quad (V.9)$$

Без существенной погрешности средний радиус приложения результирующей касательной силы трения r_{cp} , составляющий в формуле (V.9)

$$r_{cp} = \frac{2}{3} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2},$$

может быть представлен более простой формулой

$$r_{cp} = \frac{R+r}{2},$$

тогда M_c будет

$$M_c = P \mu i' r_{cp} = P \mu i' \frac{R+r}{2}. \quad (V.10)$$

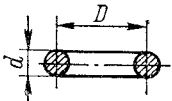
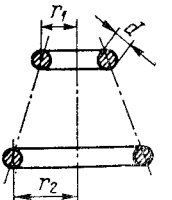
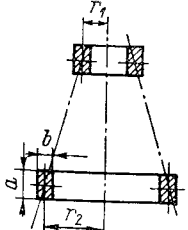
С уменьшением удельной мощности автомобиля $N_{уд}$ возрастает работа трения и нагрев сцепления, что должно учитываться при выборе размеров накладок.

Для фрикционной накладке по чугуно, согласно ГОСТ 12238—66, расчетный коэффициент трения $\mu = 0,4$. Для разных типов накладок μ колеблется в пределах от 0,2 до 0,5.

Пружины сцепления работают по асимметричному циклу с коэффициентом асимметрии $r = 0,8 \div 0,9$. В обычных условиях эксплуатации усталостные поломки пружин редко имеют место, так как число циклов нагружения за весь срок службы автомобиля не превосходит $1 \cdot 10^6$.

При расчете пружин сцепления определяются напряжения кручения в витках τ , сила давления вставленной пружины P' и ее осадка l , коэффициент жесткости пружины $k_{п}$. Соответствующие расчетные формулы и коэффициенты приведены в табл. V.3 и V.4. В этих формулах: i —число рабочих витков, равное полному числу витков минус 1,5—2,0; $G=80 \div 85$ ГПа [(8÷8,5) 10^5 кгс/см²] — модуль упругости при кручении.

Формулы для расчета пружин

Тип пружины	Эскиз	Напряжение кручения τ	Осадка (растяжение) l	Жесткость пружины $k_{\text{п}} = \frac{P}{l}$
Цилиндрическая круглого сечения		$\tau = \frac{8k_{\text{п}}^* PD}{\pi d^3}$	$l = \frac{8PD^3 i}{d^4 G}$	$k_{\text{п}} = \frac{d^4 G}{8D^3 i}$
Коническая с постоянным шагом: круглого сечения		$\tau = \frac{16Pr_2}{\pi d^3}$	$l = \frac{16Pi (r_2 + r_1) \times (r_2^2 + r_1^2)}{d^4 G}$	$k_{\text{п}} = \frac{d^4 G}{16i (r_2 + r_1) \times (r_2^2 + r_1^2)}$
прямоугольного сечения		$\tau = \frac{Pr_2}{\nu ab^2}$	$l = \frac{2P \Delta i (r_2 + r_1) \times (r_2^2 + r_1^2)}{Gb^4}$	$k_{\text{п}} = \frac{Gb^4}{2 \Delta i (r_2 + r_1) \times (r_2^2 + r_1^2)}$
<p>Примечания: 1. Коэффициент $k_{\text{п}}^*$ учитывает кривизну витков и зависит от $c = \frac{D}{d}$.</p> <p>2. Значения коэффициентов ν и Δ в зависимости от отношения $\frac{a}{b}$ приведены в табл. V.4.</p>				

Вспомогательные коэффициенты ν и Δ для расчета пружин прямоугольного сечения

$\frac{a}{b}$	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0
ν	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267	0,282
Δ	5,57	2,67	1,713	1,256	0,995	0,698

Значения k_n^* в зависимости от c следующие:

c	4	5	6	7	8
k_n^*	1,37	1,29	1,24	1,20	1,17

При расчете конических пружин необходимо иметь в виду, что радиус r_2 основания пружины по мере ее осадки уменьшается. Поэтому кривая $l = f(P)$ строится по точкам и имеет параболическую форму.

Характеристики цилиндрической и конической пружин сцеплений представлены на рис. V.17, б. Линии 1,2 — характеристики цилиндрической и конической пружин соответственно; l и P' — осадка и давление вставленной пружины (сцепление включено); $\Delta l = \delta i'$ — дополнительное сжатие пружины при выключении сцепления, где δ — зазор между каждой парой трущихся поверхностей при выключенном сцеплении; P'' — сила давления пружин при выключенном сцеплении. Имея в виду удобство работы водителя, желательно принимать отношение $\frac{P''}{P'} = 1,1 \div 1,15$. В сцеплениях с цилиндрическими пружинами уменьшение $\frac{P''}{P'}$ будет достигнуто за счет увеличения числа рабочих витков i , однако при этом длина пружины увеличивается, или при помощи двойных пружин.

Число рабочих витков пружины сцепления i выбирается из необходимости обеспечить заданные величины Δl и $\frac{P''}{P'}$ по формуле (для цилиндрических пружин)

$$i = \frac{\delta i' d^4 G}{8 (P'' - P') D^3} = \frac{\Delta l d^4 G}{8 (1,1 \div 1,15) P' D^3} \quad (V.11)$$

Подробно вопрос о расчете конических и диафрагменных пружин рассмотрен в литературе [V.4].

Величины σ в мм составляют:

У однодисковых сцеплений	0,8—1,5
У двух- и многодисковых сцеплений	0,4—1,0

Допустимые напряжения кручения для пружин сцепления под действием силы P не должны превосходить 700—750 МПа [(7—7,5) 10^3 кгс/см²].

Пружины сцепления изготавливаются из стальной проволоки марки 65Г, 85Г и др. Термообработка — закалка в масле с последующим отпуском. Твердость HRC 38—45.

При расчете сцепления с центральной пружиной необходимо учитывать передаточное число между пружиной и нажимным диском.

Большое внимание должно быть уделено способам регулировки сцепления для компенсации износа фрикционных обшивок. К регулировочным деталям должен быть обеспечен хороший доступ; регулировка должна быть несложной и отличаться стабильностью. Конечно, лучшим решением вопроса была бы полная замена ручной регулировки автоматической.

Соединение ступицы ведомого диска с валом сцепления осуществляется шлицами прямоугольного или эвольвентного¹ профиля.

Шлицы рассчитываются на смятие и срез по формулам:
на смятие

$$\sigma = \frac{8M_{m \max} k_d}{(D_{ш}^2 - d_{ш}^2) z_{ш} l_{ш}}; \quad (V.12)$$

на срез

$$\tau = \frac{4M_{m \max} k_d}{(D_{ш} + d_{ш}) z_{ш} b_{ш} l_{ш}}, \quad (V.13)$$

где $D_{ш}$ и $d_{ш}$ — наружный и внутренний диаметры шлицевого соединений; $l_{ш}$ — длина контакта шлицевой части ступицы с валом; $z_{ш}$ — число шлицев (от 6 до 16); $b_{ш}$ — ширина шлица.

Центровка ступицы на валу обычно производится по боковым граням или выступам шлицев.

При $k_d = 1$ напряжения выполненных конструкций составляют на смятие $\sigma = 15 \div 30$ МПа (150—300 кгс/см²) и срез $\tau = 5 \div 15$ МПа (50—150 кгс/см²).

Характеристика фрикционных пар дана в гл. III.

§ 23. ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ И ТЕПЛОВЫЙ РЕЖИМ СЦЕПЛЕНИЯ

Срок службы сцепления до ремонта определяется износостойкостью его фрикционной накладки. Износ накладки зависит от величины работы буксования трущихся пар L , связанной в значительной степени с режимами включения сцепления, а также от температуры трущихся пар.

Рассмотрим трогание с места и разгон автомобиля на передачах (рис. V.18), где ω_m и ω_a — угловые скорости валов двигателя и сцепления.

¹ Размеры эвольвентных шлицев (ГОСТ 6033—51).

При рассмотрении процесса включения сцепления можно отметить следующие характерные режимы [V.1].

1. Резкое включение сцепления, когда водитель при высоком числе оборотов двигателя резко отпускает (сбрасывает) педаль (точка б). Трогание с места при этом происходит со значительным рывком, особенно при высоких значениях коэффициента β_c .

Этот режим включения наиболее близок к рассмотренной ниже расчетной схеме, хотя практически резкого включения сцепления следует избегать.

Обозначим через ω_3 угловую скорость вала двигателя перед включением сцепления и через ω_4 угловую скорость после включения сцепления (в конце буксования). Величина коэффициента относительного падения угловой скорости вала двигателя при включении сцепления $k_3 = \frac{\omega_4}{\omega_3}$; для резкого включения $k_3 = 0,35 \div 0,5$.

2. Плавное включение сцепления, обеспечивающее плавное трогание с места, является важным требованием при эксплуатации автомобиля. Педаль сцепления с момента со-

прикосновения трущихся пар отпускается медленно, что увеличивает время и работу буксования.

Для этого режима включения сцепления коэффициент $k_3 = 0,6 \div 0,9$.

Изменение угловой скорости вала двигателя ω_m и вала сцепления ω_a при трогании автомобиля с места видно из рис. V.18, а и б.

В точке а начинается рост оборотов двигателя. Время t_0 от начала трогания автомобиля с места (точка б) до точки ω_4 , когда $\omega_m = \omega_a$, соответствует периоду буксования сцепления. Время буксования t_0 в зависимости от режима включения сцепления имеет следующие значения (трогание с места): при резком включении $t_0 = 0,6 \div 1,1$ с; при плавном $t_0 = 1,6 \div 2,5$ с.

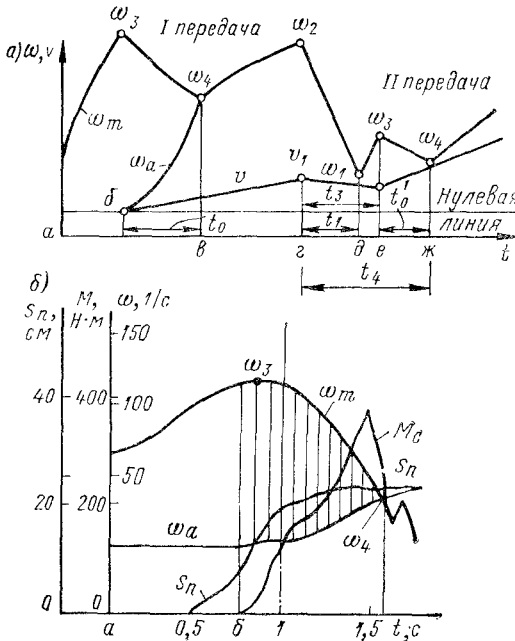


Рис. V.18. Осциллограммы трогания с места и разгона автомобиля: а — схематизированная; б — реальная

При последующем разгоне скорость автомобиля возрастает до v_1 , соответствующей максимальной угловой скорости вала двигателя ω_2 .

Эта максимальная угловая скорость вала двигателя определяется или ограничителем оборотов, применяемым на двигателях грузовых автомобилей, или же устанавливается по усмотрению водителя.

В точке z сцепление выключается, газ сбрасывается и угловая скорость вала двигателя падает до ω_1 . Темп падения угловой скорости вала двигателя при сбрасывании педали газа и выключе-

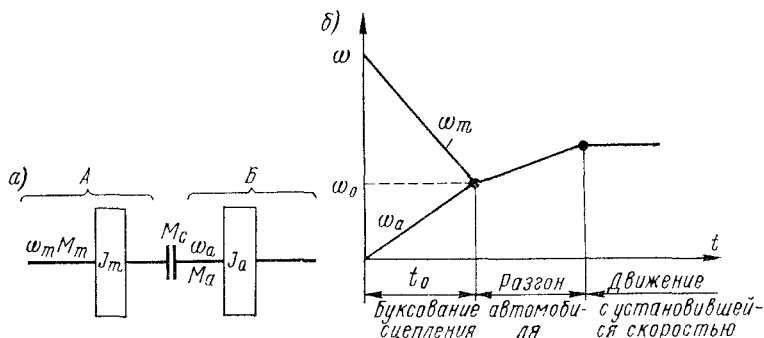


Рис. V.19. К расчету сцепления: а — расчетная модель; б — график угловых скоростей

нии сцепления $k_2 = \frac{\omega_2 - \omega_1}{t_1}$ отличается стабильностью и составляет 94—105 $1/c^2$ (900—100 об/мин/с) при нормальном тепловом режиме шестицилиндрового карбюраторного двигателя с $N_m = 55$ кВт (75 л. с.). За время t_1 между точками z и d и время последующего выбега происходит переключение передач. Далее отпускается педаль сцепления и одновременно путем нажатия на педаль акселератора увеличивается ω_m . В момент времени, соответствующий точке e , угловая скорость вала двигателя, достигшая ω_3 , падает вследствие «схватывания» сцепления. Время t'_0 соответствует буксованию сцепления при переключении передач. В точке $ж$ угловая скорость вала двигателя составляет ω_4 , после чего начинается разгон автомобиля на следующей передаче.

Скорость автомобиля v , достигшая в точке z максимального значения на данной передаче, падает в период t_3 за счет затухания скорости движения до скорости в точке e . С началом «схватывания» сцепления скорость автомобиля начнет возрастать. Полное время переключения передачи обозначено буквой t_4 .

Для определения основных параметров, характеризующих работу сцепления, рассмотрим модель двигатель — автомобиль, представленную на рис.V.19 [II.13].

Принятые обозначения:

J_m — момент инерции маховика и приведенных к нему деталей двигателя; J_a — момент инерции автомобиля и прицепа, приведенный к валу сцепления

$$J_a = (m_a + m_{\text{п}}) \frac{r_{\text{к}}^2}{(i_{\text{к}} i_{\text{д}} i_0)^2}; \quad (\text{V.14})$$

m_a — полная масса автомобиля; $m_{\text{п}}$ — то же прицепа; $r_{\text{к}}$ — радиус колеса; $i_{\text{к}}, i_{\text{д}}, i_0$ — передаточные числа коробки передач, дополнительной коробки и главной передачи.

M_a — момент сопротивления движению, отнесенный к валу сцепления,

$$M_a = [(m_a + m_{\text{п}}) g \psi + k_{\text{в}} F v_a^2] \frac{r_{\text{к}}}{i_{\text{к}} i_{\text{д}} i_0 \eta_m}, \quad (\text{V.15})$$

где $k_{\text{в}}$ — фактор сопротивления воздуха; η_m — к. п. д. трансмиссии (при малых скоростях второй член в квадратных скобках приближенно равен нулю); ω_m и ω_a — угловые скорости валов двигателя и сцепления; ω_0 — угловая скорость масс с моментами инерции J_m и J_a после окончания буксования сцепления; n_m, n_a, n_0 — числа оборотов в минуту, соответствующие $\omega_m, \omega_a, \omega_0$; α — угол буксования сцепления.

Величина работы буксования L определяется уравнением

$$L = \int_0^{\alpha} M_c d\alpha.$$

Первый метод расчета. Положим, что сцепление включается мгновенно, что приближенно соответствует выше рассмотренному случаю резкого включения сцепления¹, и за период включения сцепления M_m, M_a и M_l постоянны. Тогда можно написать следующие уравнения количества движения [II.11].

Для ведущей системы двигатель — сцепление (система А)

$$J_m(\omega_m - \omega_0) + M_m t_0 = M_c t_0.$$

Для ведомой системы сцепление — автомобиль (система Б)

$$J_a(\omega_0 - \omega_a) + M_a t_0 = M_c t_0.$$

Исключая из последних двух уравнений t_0 , можно определить угловую скорость ω_0 после окончания буксования сцепления

$$\omega_0 = \frac{J_m \omega_m (M_c - M_a) + J_a \omega_a (M_c - M_m)}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)}. \quad (\text{V.16})$$

На рис. V.19, б представлен расчетный график угловых скоростей вала двигателя ω_m и вала сцепления ω_a . В конце t_0 буксование сцепления закончено и система вал двигателя — вал сцепления

¹ При этом влияние «стиля» вождения автомобиля отдельными водителями исключается.

вращается с одинаковой угловой скоростью ω_0 . В последующем имеет место разгон автомобиля без буксования сцепления до достижения установившейся скорости ¹.

Время буксования сцепления t_0 можно найти из двух уравнений системы двигатель — сцепление A и сцепление — автомобиль B , исключая ω_0^1 ,

$$t_0 = \frac{J_m J_a (\omega_m - \omega_a)}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)}. \quad (V.17)$$

Угол буксования сцепления α определяется по формуле

$$\alpha = \omega_{б. ср} t_0,$$

где $\omega_{б. ср}$ — средняя угловая скорость буксования.

Из того же рис. V.19, б следует, что

$$\omega_{б. ср} = \frac{(\omega_m - \omega_a) + 0}{2}.$$

Следовательно,

$$\alpha = 0,5 \frac{J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)}. \quad (V.18)$$

Работа буксования L за период включения сцепления будет

$$L = M_c \alpha = \frac{M_c J_m J_a (\omega_m - \omega_a)^2}{2 J_m (M_c - M_a) + J_a (M_c - M_m)}. \quad (V.19)$$

Полученные выше формулы дают значения α и L меньше действительных, так как время буксования сцепления при мгновенном его включении будет минимальным. При замедленном темпе включения сцепления резко увеличивается работа трения, нагрев и износ накладки.

Второй метод расчета. Этот метод учитывает фактическое протекание процесса включения сцепления ², состоящего из двух этапов:

- 1) увеличение момента сцепления M_c при включении от нуля до M_a , когда автомобиль начинает трогаться с места;
- 2) увеличение M_c до значения, при котором буксование сцепления прекращается.

Работа двигателя на первом этапе продолжительностью t_1 расходуется на буксование и нагрев сцепления; длительность

¹ Имеется в виду, что ω_m и ω_a в зависимости от времени изменяются по закону прямой.

² Второй метод расчета является также приближенным, так как неизвестен характер изменения $M_c = f(t)$ для разных условий эксплуатации и квалификации водителей.

Для уточнения расчета работы буксования и нагрева сцепления необходимо значительно увеличить объем исследований процесса включения фрикционного сцепления с соответствующей обработкой полученных результатов методами математической статистики.

этого этапа должна быть возможно меньшей. Величина работы буксования сцепления на первом этапе L_1 будет

$$L_1 = M_a \frac{\omega_m - \omega_a}{2} t_1. \quad (V.20)$$

Работа двигателя на втором этапе продолжительностью t_2 затрачивается на ускорение ведомого вала сцепления и связанной с ним трансмиссии. При этом преодолеваются внешние сопротивления движению автомобиля.

Величина работы буксования сцепления за второй этап может быть представлена формулой

$$L_2 = \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2 + \frac{2}{3} M_a (\omega_m - \omega_a) t_2.$$

Полная работа буксования сцепления L будет

$$L = L_1 + L_2 = M_a (\omega_m - \omega_a) \left(\frac{t_1}{2} + \frac{2}{3} t_2 \right) + \frac{1}{2} J_a (\omega_m - \omega_a)^2. \quad (V.21)$$

В этих формулах продолжительность первого этапа включения сцепления t_1 будет

$$t_1 = \frac{M_a}{k^*}.$$

Продолжительность второго этапа t_2 может быть найдена по формуле

$$t_2 = \frac{A}{\sqrt{k^*}}, \quad (V.22)$$

где k^* — коэффициент пропорциональности, показывающий темп увеличения момента M_c при включении сцепления.

Величина k^* составляет

	Н·м/с	кгс·м/с
Для легковых автомобилей	50—150	5—15
Для грузовых автомобилей	150—750	15—75

Большие значения k^* соответствуют автомобилям большой удельной мощности $N_{уд}$.

$$A = \sqrt{2 J_a (\omega_m - \omega_a)}. \quad (V.23)$$

Угловая скорость вала двигателя при включении сцепления может быть принята постоянной и равной угловой скорости, соответствующей максимальному моменту двигателя.

Как видно из формул (V.19) и (V.21), работа буксования сцепления существенно увеличивается при увеличении разности $\omega_m - \omega_a$. Для уменьшения работы буксования, а следовательно, и износа пар трения сцепления водитель должен стремиться к уменьшению разности $\omega_m - \omega_a$. Наибольшие значения этой разности будут

в случае трогания автомобиля с места, когда $\omega_a = 0$. С увеличением массы автомобиля и автопоезда работа буксования возрастает (при неизменных значениях остальных составляющих); с возрастанием передаточных чисел трансмиссии — снижается, поскольку уменьшается приведенный момент инерции автомобиля.

Повышенная работа трения сцепления у автопоезда вызывает больший износ фрикционной накладки по сравнению с работой трения у одиночного автомобиля (в 1,5—2,5 раза).

На рис. V.20 представлен график изменения момента сцепления M_c и коэффициента запаса β в зависимости от износа фрикционной накладки и колебаний величины коэффициента трения μ для однодискового сцепления грузового, 2,5-тонного автомобиля. При износе накладки на 1 мм с каждой стороны величина момента сцепления уменьшается на 10% за счет уменьшения силы давления пружин. Значительно больше влияет коэффициент трения μ , который изменяется в широких пределах в зависимости от типа накладки и ее состояния. При колебаниях в пределах от $\mu = 0,2$ до $\mu = 0,4$ β увеличивается в два раза.

Оценку износостойкости сцепления можно производить по величине удельной работы трения C по формуле

$$C = \frac{L}{F_{\Sigma}}, \quad (V.24)$$

где F_{Σ} — суммарная поверхность трения накладок сцепления.

Работа трения будет вызывать нагрев сцепления. Вследствие малой теплопроводности фрикционной накладки учитывается нагрев только металлических деталей сцепления, соприкасающихся с накладкой. Нагрев деталей сцепления в результате одного включения определится (пренебрегая излучением) по формуле

$$\tau = \frac{\gamma L}{cm_d} = \frac{\gamma L}{427 \cdot 0,115 G_d}, \quad (V.25)$$

где γ — коэффициент, учитывающий, какая часть работы трения воспринимается нагреваемой деталью (в частности, в однодисковом сцеплении маховик и нажимной диск воспринимают по 0,5L;

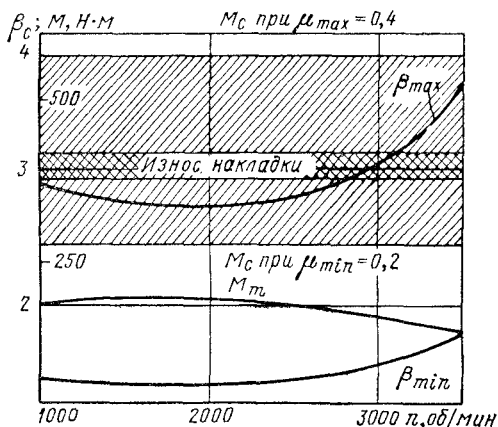


Рис. V.20. Изменение момента сцепления M_c и коэффициента запаса сцепления β в зависимости от износа обшивок и коэффициента трения μ

в двухдисковом — маховик и нажимной диск — по $0,25L$, а средний диск — $0,5L$; L — работа трения скольжения; c — теплоемкость чугуна или стали, $c = 482 \text{ Дж/(кг} \cdot \text{К)} = 0,115 \text{ ккал/(кг} \cdot \text{град)}$; m_d и G_d — масса и сила тяжести (вес) нагреваемых деталей сцепления.

Проверка на нагрев производится для деталей, имеющих относительно меньшую массу: нажимного диска в однодисковом сцеплении, среднего диска — в двухдисковом сцеплении.

Т а б л и ц а V.5

Количество выключений сцепления на пройденном пути

Характеристика дороги	Тип автомобиля	Число выключений сцепления на 100 км пути	
		Одиночный автомобиль	Автомобиль с прицепом
Хорошая в условиях интенсивного городского движения	Легковой	200—500	—
	Грузовой	300—600	400—700
Хорошая в условиях загородного движения	Легковой	20—40	—
	Грузовой	30—60	40—100
Плохая	Высокой проходимости	400—600	500—800

Величины S и τ при трогании с места на низших передачах не должны превосходить следующих значений (для одного включения):

	$S, \frac{\text{МДж}}{\text{м}^2}$	$S, \frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^2}$	$\tau, ^\circ\text{C}$
Для одиночных автомобилей	1	10	10
Для автомобилей с прицепом	1,5	15	20

Число включений сцепления на единицу пройденного автомобилем пути зависит от типа и состояния дороги или местности, по которой движется автомобиль, его удельной мощности, интенсивности движения, «стиля» вождения (в частности, степени использования наката). Ориентировочные данные о числе выключений и соответственно включений сцепления на 100 км пройденного пути даны в табл. V.5.

Список литературы к гл. V

1. Бухарин Н. А., Голяк В. К. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения. Изд. 2-е. М.—Л, Машгиз, 1962, 225 с.
2. Бухарин Н. А. Основы проектирования механизмов автоматизированного управления автомобилем. Л., изд-во Наркомхоза, 1941, 163 с.
3. Гинцбург Л. Л. и др. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. М., «Транспорт», 1968, 192 с.
4. Малаховский Я. Э., Лапкин А. А. Сцепления. М., Машгиз, 1960, 190 с.
5. Петров В. А. Автоматические сцепления автомобилей. М., Машгиз, 1961, 275 с.
6. Хабенский М. Я. Электромагнитные порошковые муфты. М., «Машиностроение». 1968, 130 с.
7. Förster H. Automatische Fahrzengküpfung. — ATZ, 1950, N 3.

ГЛАВА VI

СТУПЕНЧАТЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

§ 24. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Коробка передач служит для изменения соотношения между частотой вращения вала двигателя и ведущих колес автомобиля. Это позволяет при постоянной мощности двигателя увеличивать силу тяги на ведущих колесах для преодоления силы инерции при разгоне автомобиля и повышенных сопротивлений движению.

Требования к коробкам передач:

число передач и передаточные числа должны обеспечивать необходимые тягово-скоростные и экономические качества автомобиля в заданных условиях;

переключение передач должно быть простым (избирательным) и не требовать значительных физических усилий; желательно переключение передач без разрыва в передаче мощности;

иметь нейтраль для длительного отключения двигателя от трансмиссии на остановках и при движении накатом, а также передачу заднего хода;

допускать отбор мощности для привода дополнительного оборудования.

В табл. VI.1 представлена классификация коробок передач.

Ступенчатые коробки передач имеют высокий к. п. д. (0,96—0,98), отличаются простотой конструкции и меньшей стоимостью в сравнении с бесступенчатыми передачами (см. гл. VII). Поэтому они имеют широкое применение на автомобилях всех типов.

Вес коробки передач на единицу передаваемой мощности Н/Вт (кгс/л. с.) двигателя составляет:

Легковые	(4÷5,5) 10 ⁻³ (0,3—0,4)
Грузовые	(7÷13) 10 ⁻³ (0,5—1,0)
Грузовые с дизельными двигателями	(16÷25) 10 ⁻³ (1,2—1,3)

Недостатком ступенчатых коробок передач является ограниченное число передаточных чисел. Увеличение числа передач ведет к увеличению веса, усложнению конструкции и управления коробкой.

На легковых автомобилях применяют трех- и четырехступенчатые коробки передач, на автобусах и грузовых автомобилях — четырех- пяти- и шестиступенчатые. Встречаются среди западно-европейских автомобилей легковые с пятиступенчатыми коробками.

Классификация ступенчатых коробок передач

Классификационный признак	Тип конструкций	Конструктивные особенности
Кинематическая схема	С неподвижными осями валов	Двухвальные, трехвальные, сложные (многовальные)
	Планетарные	С одним планетарным рядом, двухрядные, многорядные
Число диапазонов и передач	С одним диапазоном передаточных чисел	Трехступенчатые, четырехступенчатые, пятиступенчатые и т. д.
	С двумя диапазонами передаточных чисел	—
Способ переключения передач	Переключение с разрывом в передаче мощности	Переключение скользящими шестернями, зубчатыми муфтами, синхронизаторами
	Переключение под нагрузкой	Переключение торможением элемента планетарного ряда, фрикционными муфтами
Тип шестерен	Шестерни постоянного зацепления	Косозубые шестерни, шевронные шестерни
	Шестерни скользящие	Прямозубые шестерни, косозубые шестерни

Наибольшее число передач (10—12) и большой диапазон передаточных чисел имеют автомобили-тягачи, автомобили большой грузоподъемности и высокой проходимости. На этих автомобилях увеличение числа передач достигается применением многоступенчатых (с двумя диапазонами) коробок передач или установкой кроме основной коробки дополнительной, обычно двухступенчатой коробки. В этом случае общее число передач равно произведению числа передач основной коробки на число передач дополнительной.

Дополнительная коробка часто конструктивно объединяется с раздаточной, которая служит для распределения мощности между несколькими ведущими мостами. На автомобилях с одной ведущей осью увеличение числа передач и уплотнение их ряда

иногда достигаются применением главных передач с двумя ступенями передач (см. гл. IX).

Выбор передаточных чисел основной и дополнительной коробок передач производится при тяговом расчете автомобиля.

§ 25. КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ С НЕПОДВИЖНЫМИ ОСЯМИ ВАЛОВ

На рис. VI.1 показаны наиболее распространенные схемы коробок передач с неподвижными осями валов. Такие коробки иначе называют вальными.

Двухвальная четырехступенчатая коробка передач по схеме на рис. VI.1, а выполняется в одном картере с главной передачей и применяется на мало- и микролитражных автомобилях с приводом на переднюю ось или с приводом на заднюю ось при заднем расположении двигателя. В этом случае двигатель и механизмы трансмиссии конструктивно объединяются в одном агрегате.

Первая и вторая передачи включают зубчатыми муфтами, как показано стрелками на схеме, третья и четвертая — двусторонним синхронизатором. На каждой передаче мощность передается одной парой шестерен. Поэтому к. п. д. двухвальной коробки выше, чем трехвальной на низших передачах, где мощность передается через две пары шестерен, а диапазон передаточных чисел при том же межцентровом расстоянии меньше. Другой недостаток схемы — отсутствие прямой передачи.

Трехступенчатые коробки передач легковых автомобилей часто изготавливают по трехвальной схеме на рис. VI.1, б. Достоинством таких коробок является наличие прямой передачи. Вторая и третья (прямая) передачи включают синхронизаторами, а первая и задний ход — перемещением скользящей шестерни по вторичному валу.

Скользкая шестерня может выполняться прямозубой и косозубой. Косозубая шестерня устанавливается на винтовых шлицах, чтобы осевая сила, действующая на зубья шестерни, уравновешивалась осевой силой в шлицевом соединении. Угол винтовой линии шлиц $\beta_{ш}$ определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \beta_{ш} = \operatorname{tg} \beta \frac{r_{ш}}{r_0},$$

где β — угол спирали зубьев; r_0 и $r_{ш}$ — радиусы начальных окружностей зубьев и шлиц.

Направления спирали и винтовой линии должны быть одинаковыми.

Четырехступенчатая трехвальная коробка, выполненная по схеме на рис. VI.1, в, применяется на автомобилях «Москвич-408». Коробка передач ВАЗ-2101 (рис. VI.1, г) при том же числе передач имеет на одну шестерню больше по сравнению со схемой на рис. VI.1, в. Это оправдано повышением надежности работы механизмов включения. Здесь все передачи переднего хода вклю-

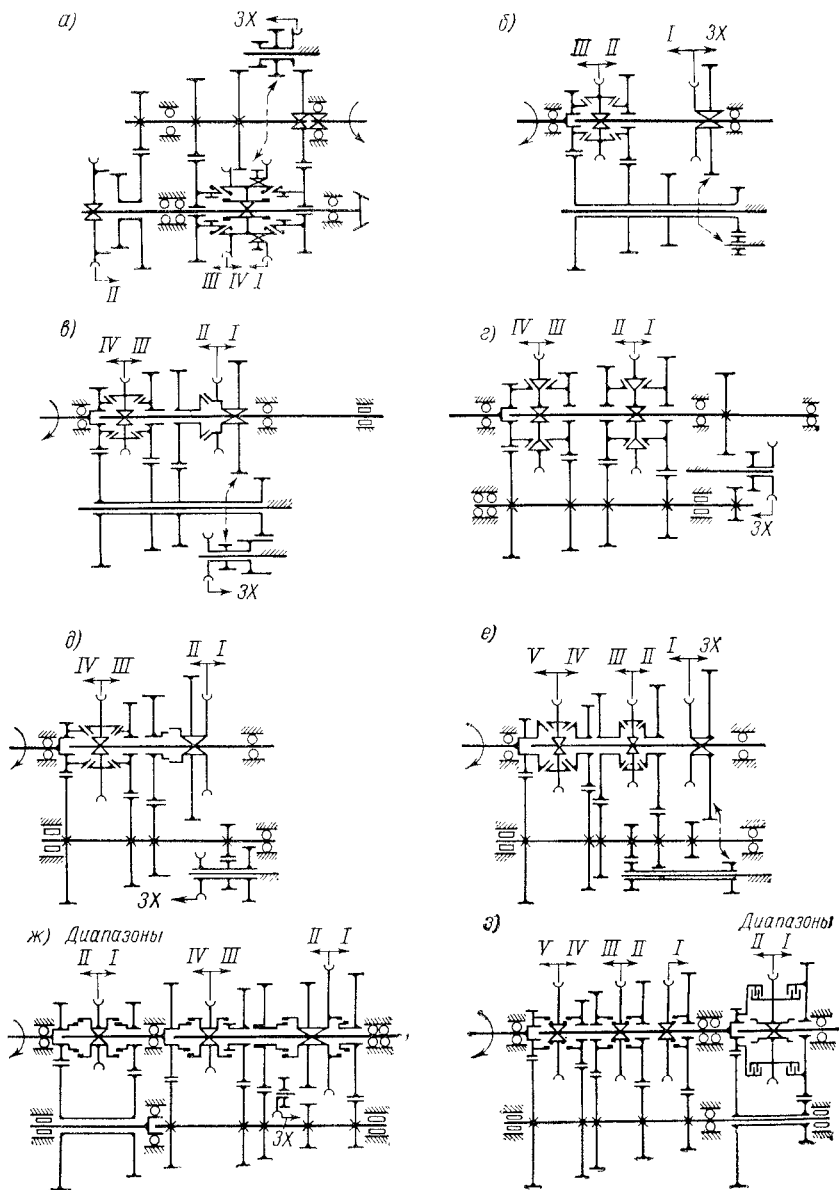


Рис. VI.1. Схемы коробок передач: а, б, в, г — легковых; д, е, ж, з — грузовых автомобилей;

I—VI — номера включаемых передач; ЗХ — передача заднего хода; I—II — диапазоны передач

чаются синхронизаторами. Шестерни заднего хода вынесены отдельно (в картер удлинителя). Включение заднего хода производится перемещением паразитной шестерни по стрелке. Коробки передач, выполненные по схемам на рис. VI.1, *д*, *е*, *ж* и *з*, применяются на грузовых автомобилях.

По схеме на рис. VI.1, *д* выполнены четырехступенчатые коробки передач грузовых автомобилей Ульяновского и Горьковского автомобильных заводов.

Пятиступенчатые коробки по схеме на рис. VI.1, *е* выполняются в двух вариантах. На автомобилях Минского и Уральского автозаводов применяют коробки с высшей ускоряющей передачей. На автомобилях ЗИЛ коробки, выполненные принципиально по той же схеме, имеют прямую высшую передачу.

Многоступенчатая коробка передач, выполненная по схеме на рис. VI.1, *ж*, состоит из основной коробки, имеющей четыре передачи переднего и одну заднего хода, и дополнительной коробки, установленной на входе в основную. Дополнительная коробка имеет прямую передачу (*II* диапазон) и понижающую (*I* диапазон). Обозначим отношение передаточных чисел смежных передач основной коробки через q . Тогда при работе на *II* диапазоне получим ряд передаточных чисел q^0, q^1, q^2 и q^3 . Если передаточное число понижающей передачи принять \sqrt{q} , то при работе на *I* диапазоне получим передаточные числа $q^{0,5}; q^{1,5}; q^{2,5}$ и $q^{3,5}$. Как видно, передаточные числа *I* диапазона, кроме нижней передачи, укладываются в интервалы между передаточными числами *II* диапазона, т. е. имеет место уплотнение ряда передаточных чисел и общий диапазон увеличивается до $q^{3,5}$. Переключение передач в коробке осуществляется зубчатыми муфтами, так как при малых интервалах между передаточными числами выравнивание скоростей включаемых элементов легко осуществляется без синхронизаторов путем двойного выключения сцепления.

По такой схеме выполняются коробки, выпускаемые фирмами «Заурер», «Вилем» и др.

В многоступенчатой коробке передач (рис. VI.1, *з*) дополнительная коробка устанавливается на выходе основной, которая имеет пять передач переднего хода. Отношение передаточных чисел смежных передач примем \sqrt{q} . Передаточное число понижающей передачи дополнительной коробки выполняется достаточно большим, например $q^{2,5}$; *II* диапазон дополнительной коробки — прямая передача.

При работе на *II* диапазоне получается ряд передаточных чисел $q^0; q^{0,5}; q^1; q^{1,5}$ и q^2 . Переключение на *I* диапазон даст продолжение этого ряда $q^{2,5}; q^3; q^{3,5}; q^4$ и $q^{4,5}$. В этой схеме дополнительная коробка дает удвоение числа передач и расширение диапазона.

Вследствие большого интервала передаточных чисел дополнительной коробки разность угловых скоростей вала и шестерни в момент включения достигает большой величины. Поэтому для

переключения передач в дополнительной коробке применен многодисковый синхронизатор.

Для коробок передач с неподвижными осями валов величина межцентрового расстояния определяется по формуле

$$A = a \sqrt[3]{M_{m \max}}$$

где $M_{m \max}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м. Коэффициент a для коробок передач имеет значения:

Легковые автомобили	14,5—16
Грузовые автомобили	17—19,5
Автомобили с дизелями	20,5—21,5

Для дополнительных и раздаточных коробок $a = 17 \div 21,5$. Модуль шестерен определяется из формулы

$$m = \frac{2A \cos \beta}{z_1 (i_n + 1)}, \quad (\text{VI.1})$$

где z_1 — число зубьев ведущей шестерни; i_n — передаточное число данной пары.

По условию отсутствия подреза $z_1 \geq 13$. Полученное из (VI.1) значение округляется до ближайшего по ГОСТ 9563—60.

Угол спирали β косозубых шестерен выбирается из двух условий.

1. Степень перекрытия в осевом сечении ε_a должна быть не менее единицы

$$\varepsilon_a = \frac{b \operatorname{tg} \beta}{t_s} = b \frac{\sin \beta}{\pi m} \geq 1.$$

2. Осевые силы, действующие на косозубые шестерни промежуточного вала, должны уравниваться. Для этого углы спирали косозубых шестерен каждой передачи должны удовлетворять уравнению

$$\frac{\operatorname{tg} \beta_i}{\operatorname{tg} \beta_n} = \frac{r_i}{r_n},$$

где β_i ; r_i — угол спирали и радиус начальной окружности шестерни промежуточного вала i -й передачи; β_n , r_n — угол спирали и радиус начальной окружности шестерни привода промежуточного вала.

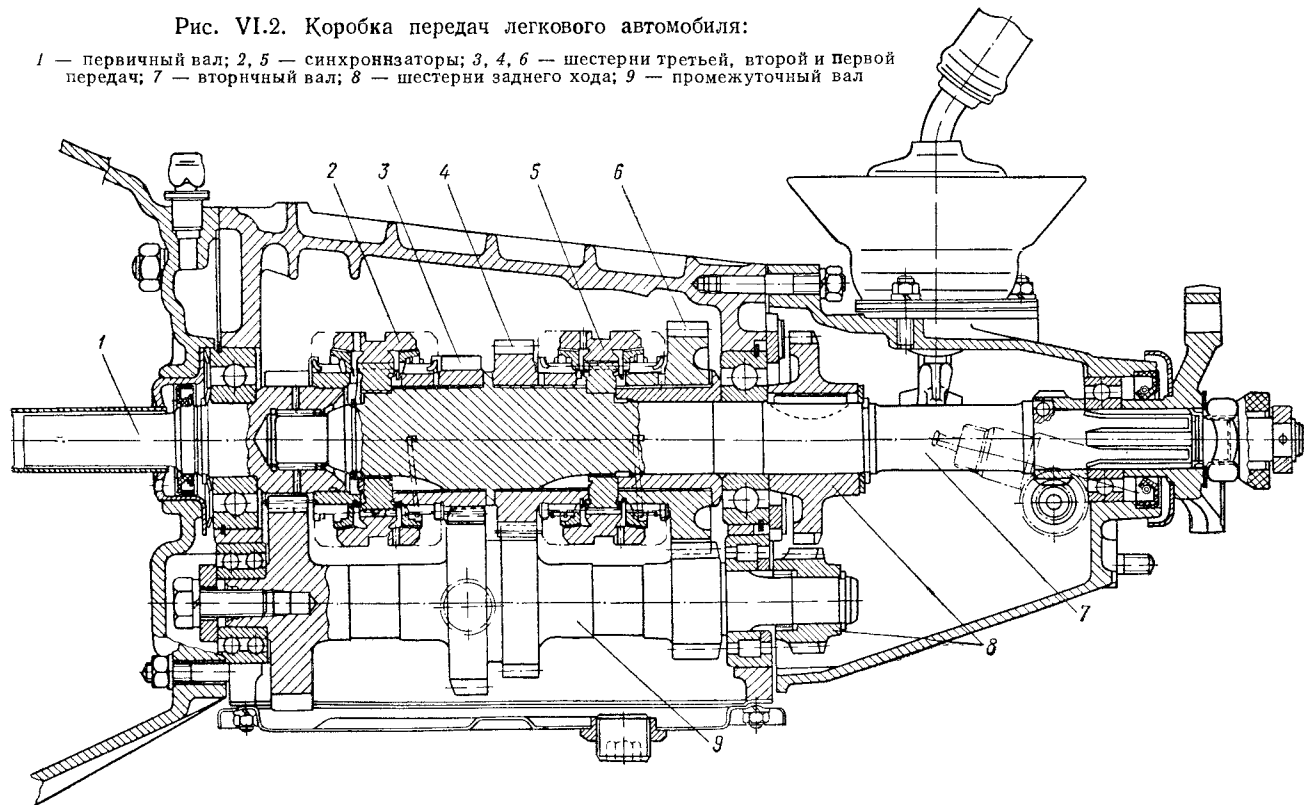
Однако полностью уравновесить осевые силы не всегда представляется возможным. В коробках передач легковых автомобилей углы $\beta = 30 \div 45^\circ$, для грузовых автомобилей $\beta = 20 \div 30^\circ$.

Ширина венца шестерни b выбирается в зависимости от модуля в следующих пределах: прямозубые шестерни — $b = (4,4 \div 7) m_n$, косозубые шестерни — $b = (7 \div 8,6) m_s$.

На рис. VI.2 показана конструкция коробки передач легкового автомобиля. Ее кинематическая схема была рассмотрена раньше.

Рис. VI.2. Коробка передач легкового автомобиля:

1 — первичный вал; 2, 5 — синхронизаторы; 3, 4, 6 — шестерни третьей, второй и Первой передач; 7 — вторичный вал; 8 — шестерни заднего хода; 9 — промежуточный вал



Надежность конструкции коробки в большой мере определяется жесткостью картера, валов, подшипников и точностью установки шестерен на валу. При малой жесткости нагрузка по длине зубьев шестерен распределяется неравномерно и они преждевременно изнашиваются.

Для обеспечения высокой жесткости шестерни промежуточного вала выполнены в одном блоке, а шестерня первичного вала за одно целое с валом. Вторичный вал установлен на трех опорах.

Вторичный вал по диаметру увеличивают. Обычно в среднем сечении диаметр 0,53—0,62 от межцентрового расстояния.

Конструкция коробки передач грузового автомобиля показана на рис. VI.3. Здесь шестерни промежуточного вала выполнены отдельно и поставлены на сегментных шпонках (ГОСТ 8795—68). Такая конструкция обеспечивает возможность их замены при ремонте.

Скользящие шестерни в коробках передач устанавливают на шлицах эвольвентного (ГОСТ 6033—51) или прямобочного (ГОСТ 1139—58) профилей.

Возможны три способа центровки шестерен на шлицевом валу: по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по боковым сторонам. Для эвольвентных шлицев центровка по d не применяется. Шлицы работают на смятие и наибольшая прочность обеспечивается при центровке по боковым сторонам. Она применяется в тех случаях, когда при работе изменяется направление крутящего момента, действующего на шестерню.

Центровка по диаметру обеспечивает повышенную точность. При невысокой твердости отверстия его обрабатывают протяжкой, центрирование осуществляется по наружному диаметру шлицев и вал шлифуется. При повышенной твердости шлифуются и отверстие, и вал, посадка осуществляется по внутреннему диаметру.

В современных коробках скользящие шестерни применяются только для первой передачи и заднего хода, которые используются редко. Для остальных передач применяются косозубые шестерни постоянного зацепления, включаемые синхронизаторами или муфтами.

Для легковых автомобилей преимущественно применяются синхронизаторы с блокирующими кольцами (см. рис. VI.7, а), а для грузовых с блокировочными пальцами (рис. VI.7, б и VI.6).

В многоступенчатых коробках при малом интервале передаточных чисел с целью сокращения осевых размеров и стоимости коробки применяют зубчатые муфты без синхронизаторов. Срок службы шестерен постоянного зацепления выше скользящих. Они не подвержены торцовому износу, который имеет место у скользящих шестерен при включении во время движения автомобиля.

Для повышения точности установки шестерен постоянного зацепления часто применяют их посадку на вторичном валу без игольчатых подшипников или втулок. Заедание сопряженных

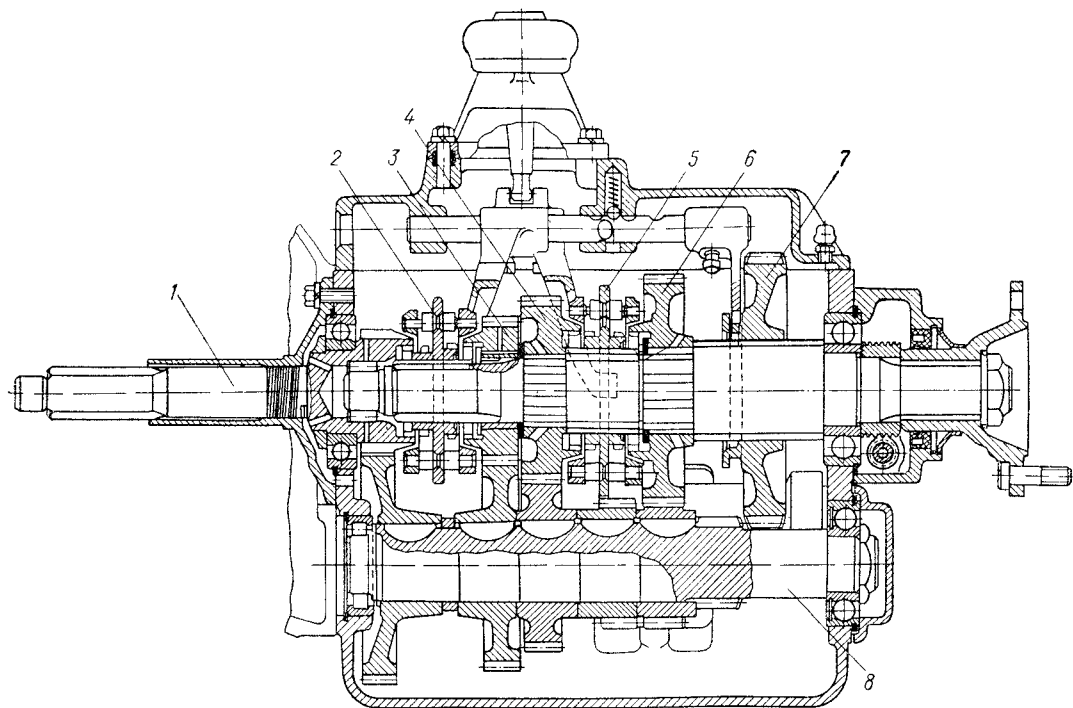


Рис. VI.3. Коробка передач грузового автомобиля:

1 — первичный вал; 2, 5 — синхронизаторы; 3, 4, 6 — шестерни четвертой, третьей и второй передачи; 7 — шестерня первой передачи и заднего хода; 8 — промежуточный вал

поверхностей предотвращается путем их фосфатирования. Для подвода смазки на валу фрезеруются канавки (рис. VI.3).

На картере коробки предусматриваются люки для установки коробки отбора мощности, а на промежуточном валу устанавливается шестерня отбора мощности. Модуль шестерни 4,25. Размер люка по ГОСТ 12323—66.

Для отбора мощности может использоваться одна из шестерен передач.

Картеры коробок выполняют литыми из чугуна, а в некоторых случаях для снижения веса из алюминиевого сплава. Необходимая жесткость достигается введением ребер и местных утолщений.

Для установки валов применяют роликовые цилиндрические и шариковые подшипники со стопорным кольцом. Отверстия в картере под подшипники растачиваются на проход. Допуск на межцентровое расстояние по 7-й степени точности (ГОСТ 1643—56).

Посадка наружных колец в расточке картера плотная или напряженная по 2-му классу точности. Кольца шариковых подшипников фиксируются крышкой и стопорным кольцом. Крышка подшипника первичного вала одновременно служит для центровки картера коробки передач относительно картера сцепления и направляющей муфты выключения сцепления.

Внутренние кольца подшипников на валу устанавливаются с небольшим натягом (глухая посадка). Кольца шариковых подшипников крепятся гайками со стопорными устройствами. Конические роликовые подшипники применяют в коробках передач для особо тяжелых условий работы, где имеются значительные осевые силы, действующие в обоих направлениях.

§ 26. ПЛАНЕТАРНЫЕ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

В сравнении с вальными планетарные коробки имеют следующие преимущества:

несколько выше к. п. д., так как часть мощности передается переносным движением без потерь;

при тех же диаметрах шестерен можно получить большее передаточное число;

валы и подшипники центральных шестерен и водила не воспринимают радиальных нагрузок от сил, действующих в зацеплении;

переключение передач производится фрикционными и тормозами, что облегчает автоматизацию процесса переключения и допускает переключение без разрыва в передаче мощности.

Планетарные коробки передач сложнее и дороже в изготовлении. Для них характерно наличие трубчатых соосных валов, сложных в изготовлении многодисковых фрикционов и тормозов, занимающих много места и увеличивающих габариты коробки. Подшипники сателлитов нагружены значительными центробежными силами.

С увеличением числа передач сложность конструкции значительно возрастает. Кроме потерь на трение в зубьях, подшипниках

и сальниках в планетарных коробках имеют место потери на трение в выключенных тормозах и фрикционах, которые в многоступенчатых коробках могут заметно снизить к. п. д. Смазка планетарных коробок осуществляется под давлением. Это исключает потери на перебалтывание масла.

Многоступенчатые планетарные коробки передач имеют ограниченное применение. Двух- и трехступенчатые коробки приме-

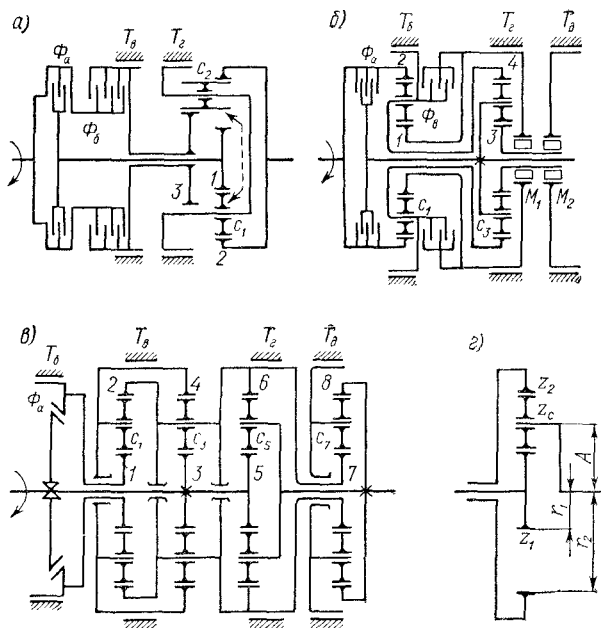


Рис. VI.4. Однорядный механизм и схемы планетарных коробок передач: *a* — коробка передач с одним планетарным рядом; *b* — с двумя рядами; *в* — многорядная коробка Вильсона; *г* — однорядный механизм;

1—8 — центральные шестерни

няются в гидромеханических передачах. Такая передача состоит из гидротрансформатора (см. гл. VII) и дополнительной ступенчатой коробки с автоматическим или полуавтоматическим управлением (ЗИЛ-114, ГАЗ-13 «Чайка»).

На рис. VI.4 представлены кинематические схемы одно-, двух- и многорядных планетарных коробок передач.

Коробка, выполненная по схеме на рис. VI.4, *a*, применяется на автомобиле ГАЗ-13 «Чайка». Она состоит из планетарного ряда, имеющего одну коронную и две солнечные шестерни 1 и 3, трех длинных c_2 и трех коротких c_1 сателлитов, установленных на общем водиле. Короткие и длинные сателлиты находятся попарно в зацеплении между собой, как показано штриховой

стрелкой. Коронная шестерня 2 связана с выходным валом. Включение передач осуществляется двумя многодисковыми фрикционами и двумя ленточными тормозами.

В нейтральном положении коробка имеет три степени свободы. Для включения каждой передачи необходимо включить два из четырех фрикционных элементов.

Фрикцион Φ_a включается на всех передачах переднего хода и служит для соединения ведущего вала с валом солнечной шестерни 1. Для включения первой передачи водило затормаживается тормозом T_r и коробка работает как простой редуктор. Поэтому ее к. п. д. сравнительно невысок ($\eta \approx 0,93 \div 0,94$).

Вторая передача получается торможением солнечной шестерни 3 тормозом T_b , а тормоз T_r выключается. Включение тормоза T_b происходит с опережением до полного выключения тормоза T_r . Тем самым достигается перекрытие передач, переключение происходит без разрыва в передаче мощности и двигатель не идет вразнос.

На второй передаче коробка работает как планетарный редуктор, мощность передается не только через полюсы зацепления, но и водилом в переносном движении, к. п. д. возрастает до 0,96.

Третья передача прямая. Она включается фрикционом Φ_b . Когда включены оба фрикциона планетарный ряд заблокирован. Включение фрикциона Φ_b происходит также с опережением до полного выключения тормоза T_b .

Таким образом, переключение передач переднего хода состоит в переключении фрикционных элементов T_r , T_b и Φ_b с некоторым перекрытием.

Для движения задним ходом включают фрикцион Φ_b и тормоз T_r .

Трехступенчатая коробка передач (рис. VI.4, б) состоит из двух планетарных рядов. Первая передача включается тормозами T_r и T_d . Тормоз T_r установлен непосредственно на валу солнечной шестерни 1 левого ряда, а тормоз T_d через муфту свободного хода M_2 связан с валом другой солнечной шестерни 3. При включении тормоза муфта блокируется и затормаживается шестерня.

На первой передаче мощность передается последовательно через оба планетарных ряда при высоком значении к. п. д. ($\sim 0,97$).

Переключение на вторую передачу осуществляется включением фрикциона Φ_b и последующим отпуском тормоза T_r . Шестерня 3 остается заторможеной тормозом T_d через муфту M_2 . Муфта свободного хода M_1 установлена так, что не препятствует вращению вала шестерни 1. Левый ряд шестерен блокируется фрикционом Φ_b и работает только правый ряд, к. п. д. коробки возрастает ($\sim 0,985$).

Переход на третью передачу осуществляется включением фрикциона Φ_a , который блокирует входной и выходной валы коробки (прямая передача). При переключении фрикцион Φ_b

и тормоз T_d не выключаются, так как муфта M_2 не препятствует вращению вала шестерни по направлению вращения первичного вала.

Для получения заднего хода включается тормоз T_6 , который останавливает водило и связанную с ним коронную шестерню 4. Левый ряд работает как простая передача. От шестерни 1 мощность подводится через муфту M_1 к солнечной шестерне правого ряда и отводится от водила. На передаче заднего хода к. п. д. оказывается ниже, чем на остальных передачах, что допустимо.

Коробка передач, показанная на рис. VI.4, б, сложнее коробки на рис. VI.4, а. Это усложнение оправдано повышением к. п. д. Установка муфт свободного хода упрощает переключение со второй на третью передачу и уменьшает потери в выключаемых фрикционных элементах.

На рис. VI.4, в в качестве примера многоступенчатой коробки представлена схема коробки, состоящей из четырех планетарных рядов. Для включения передач служат четыре ленточных тормоза и конусное сцепление (прямая передача). В нейтральном положении коробка имеет две степени свободы. Каждая передача включается одним фрикционным управляющим элементом. Схема дает три понижающих передачи, прямую и задний ход. Существуют варианты трех- и пятиступенчатых коробок. Эти коробки применяются в Англии на легковых, грузовых автомобилях и автобусах (коробка Вильсона).

Выбор чисел зубьев в планетарных механизмах производится по уравнению (рис. VI.4, г)

$$z_1 : z_c : z_2 : \frac{z_1 + z_2}{x} = z_1 : \frac{z_1}{2}(K - 1) : z_1 K : \frac{z_1}{x}(K + 1), \quad (\text{VI.2})$$

где z_1 и z_2 — числа зубьев центральных шестерен; z_c — число зубьев сателлита; x — число сателлитов; $K = \frac{z_2}{z_1}$ — параметр механизма (внутреннее передаточное число).

Задавая числом зубьев наименьшей по размеру шестерни из условий отсутствия подреза и возможности ее размещения на валу, а также числом сателлитов и параметром K , определяют числа зубьев остальных шестерен.

Полученные расчетом числа зубьев округляют до целых значений и проверяют на соответствие условиям соосности, сборки и соседства.

Условие соосности (рис. VI.4, г) выражается формулой

$$z_1 + z_2 = 2z_c. \quad (\text{VI.3})$$

Условие сборки обеспечивает совпадение головок зубьев сателлитов со впадинами центральных шестерен и описывается уравнением

$$z_1 + z_2 = nx,$$

где n — любое целое число.

Условие соседства (размещения) заключается в обеспечении зазора между зубьями соседних сателлитов. Для этого должно выполняться неравенство

$$z_1 \sin \frac{\pi}{x} - z_c \left(1 - \sin \frac{\pi}{x} \right) > 0.$$

Если принятые числа зубьев не отвечают условию соосности, то следует применить коррекцию путем смещения исходного контура при нарезании. У скорректированных шестерен равенство (VI.3) не соблюдается в пределах 1—2 зубьев.

О п р е д е л е н и е передаточных чисел планетарных коробок передач производится при помощи уравнения кинематики дифференциального механизма, которое для одно-рядного механизма (рис. VI.4, з) имеет вид

$$z_1 \omega_1 - z_2 \omega_2 = (z_1 - z_2) \omega_0 \tag{VI.4}$$

или

$$\omega_1 - K \omega_2 + (K - 1) \omega_0 = 0.$$

Параметр K считается положительным, если центральные шестерни вращаются в одну сторону и отрицательным при различных направлениях вращения.

При неподвижной солнечной шестерне ($\omega_0 = 0$) получим

$$i_{20} = \frac{\omega_2}{\omega_0} = \frac{K - 1}{K}.$$

Если заторможена коронная шестерня ($\omega_2 = 0$),

$$i_{10} = \frac{\omega_1}{\omega_0} = 1 - K.$$

Когда неподвижным является водило ($\omega_0 = 0$),

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = K.$$

Для сложного планетарного механизма составляются уравнения кинематики для каждого ряда. Решая полученную систему, можно определить общее передаточное число.

П р и в о д ы у п р а в л е н и я планетарными коробками бывают трех типов: механические, электромагнитные и гидравлические.

В коробках передач Вильсона применяется механический привод управления с предварительным выбором передач (преселективное управление).

Процесс переключения расчленен на две операции: выбор передачи и собственно переключение.

Водитель заранее устанавливает желаемую передачу при помощи рычажка управления. В нужный момент он нажимает на педаль управления, соответствующую педали сцепления,

и происходит выключение передачи, на которой двигался автомобиль. При отпускании педали происходит включение избранной передачи.

Преселективная система управления сокращает время на переключение и несколько увеличивает среднюю скорость при разгоне.

Ленточные тормоза затягиваются силой пружины, действующей через рычажный механизм. Когда передача выключается нажатием на педаль, водитель усилием ноги должен сжать пружину.

Чтобы уменьшить усилие на педали, рычажный механизм имеет переменное передаточное число. Ленточные тормоза снабжаются механизмами автоматической регулировки зазоров, которые не допускают увеличения хода педали при износе тормозных лент. Все это направлено на облегчение управления.

Переключение передач значительно упрощается применением электромагнитных сцеплений и тормозов.

Примером такой конструкции является коробка передач «Коталь», которая имеет распространение на французских автомобилях.

На рис. VI.5, а показана конструктивная, а на рис. VI.5, б — кинематическая схема коробки. Она состоит из двух планетарных рядов. Каждый ряд имеет два управляющих элемента с электромагнитным приводом, что дает четыре передачи. Для получения заднего хода служит механизм реверса с ручным приводом управления.

Недостаток таких коробок передач состоит в значительном потреблении электроэнергии на возбуждение электромагнитов. Так, четырехступенчатая коробка, устанавливаемая на автомобиле с дизелем мощностью 73 кВт (99 л. с.), потребляет электрическую мощность 1,73 кВт.

§ 27. МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ

С и н х р о н и з а т о р ы применяются для безударного соединения шестерен с валом при переключении передач. На рис. VI.6 показана схема инерционного синхронизатора с блокировкой, предотвращающей включение передачи до выравнивания угловых скоростей шестерни $\omega_{ш}$ и вала ω_0 .

Чтобы осуществить выравнивание скоростей, необходимо преодолеть инерционный момент шестерни и связанных с ней деталей (ведомый диск сцепления, первичный и промежуточный валы с шестернями). Момент трения, действующий на конусную поверхность шестерни, определяется формулой

$$M_r = \frac{Q_1 \mu}{\sin \gamma} r, \quad (\text{VI.5})$$

где Q_1 — осевая сила, действующая на корпус от вилки переключения; μ — коэффициент трения фрикционной пары; γ — угол конуса; r — средний радиус конуса.

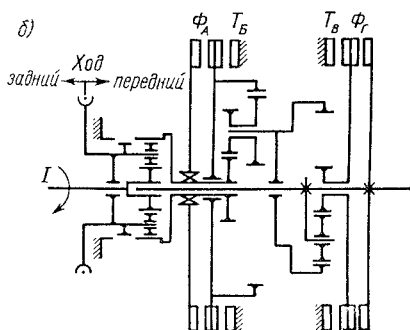
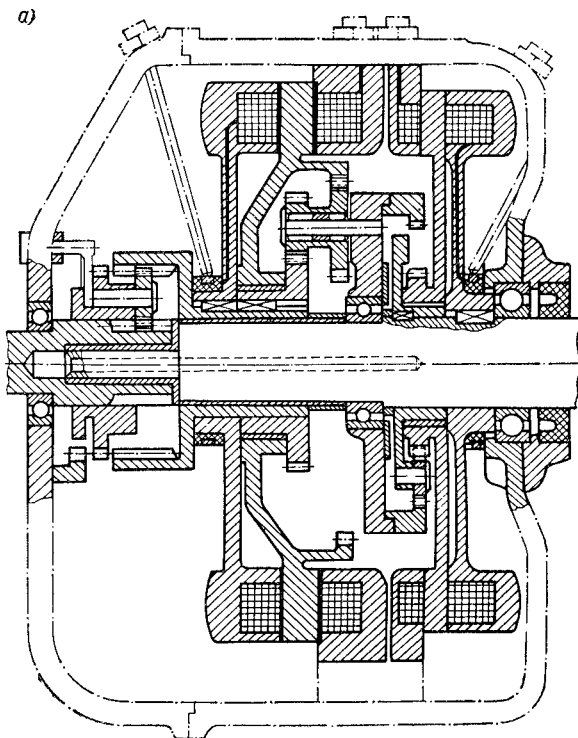


Рис. VI.5. Коробка передач с электромагнитным управлением: а — конструктивная; б — кинематическая схема

Коэффициент трения μ зависит от вязкости масла, материалов пары и чистоты обработки поверхностей. Для пар трения сталь — бронза и сталь — латунь при давлениях 1—1,5 МПа (10—15 кгс/см²) он лежит в пределах 0,05—0,1. Угол конуса из условия отсутствия заеданий обычно принимается 7—8°. Для удаления масла с поверхности трения на бронзовых кольцах выполняют продольные или винтовые канавки.

Во время переключения передачи вторичный вал вращается с угловым замедлением ϵ_0 , которое практически не зависит от

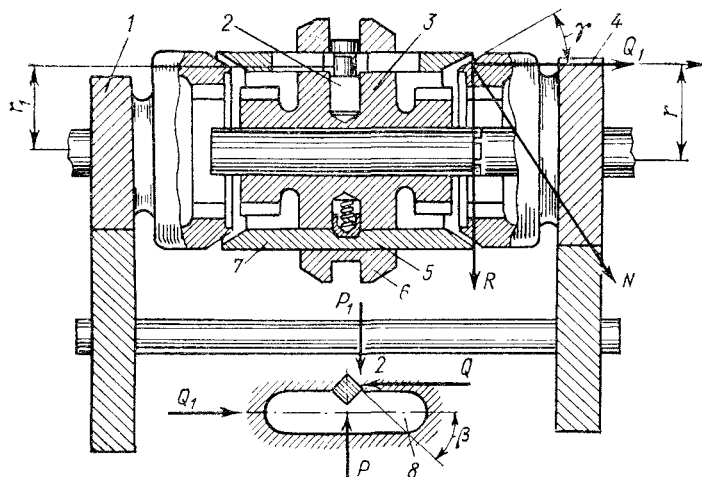


Рис. VI.6. Схема синхронизатора:

1, 4 — шестерни; 2 — блокировочный штифт; 3 — муфта; 5 — фиксатор; 6 — обойма; 7 — корпус; 8 — паз в корпусе

момента трения в синхронизаторе и определяется сопротивлением движению автомобиля.

$$\epsilon_0 = g \frac{\psi i_0}{\delta' r_k},$$

где ψ — коэффициент сопротивления движению; i_0 — передаточное число главной передачи; δ' — коэффициент вращающихся масс колес.

Переключение с низшей k -й передачи на высшую $(k + 1)$ -ю происходит при значительно более высокой частоте вращения вала двигателя, чем обратное переключение. Поэтому в качестве расчетного принимается режим переключения на высшую передачу.

Влиянием сопротивления масла на замедление шестерни можно пренебречь, так как оно при нормальном температурном режиме невелико и в рассматриваемом случае действует в запас, уменьшая разность оборотов.

При этих допущениях момент трения, необходимый для синхронизации, может быть выражен формулой

$$M_r = \left[\frac{\pi n_m}{30} \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right) + \varepsilon_0 t \right] \frac{J}{t}, \quad (\text{VI.6})$$

где n_m — частота вращения вала двигателя, об/мин; J — суммарный момент инерции ведомых частей сцепления, первичного и промежуточного валов с шестернями, приведенный к включаемой шестерне; i_k и i_{k+1} — передаточные числа переключаемых передач; t — время синхронизации.

Время синхронизации определяется величиной силы Q_1

$$t = J \frac{\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k}}{\frac{Q_1 \mu_r}{\sin \gamma} - \varepsilon_0 J} \frac{\pi n_m}{30}.$$

Работа буксования за время синхронизации

$$L = \frac{M_r J}{2} \frac{\left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right)^2}{M_r - \varepsilon_0 J} \frac{(\pi n_m)^2}{30^2}. \quad (\text{VI.7})$$

Работа буксования, отнесенная к площади конусной поверхности трения, лежит в пределах 0,03—0,35 МДж/м² (0,3—3,5 кгс·м/см²). Большие значения относятся к автомобилям, работающим в тяжелых дорожных условиях.

Чтобы исключить возможность разблокировки синхронизатора до полного завершения процесса выравнивания скоростей, угол скоса блокировочного штифта β должен удовлетворять неравенству

$$\text{ctg } \beta < \left(\frac{\mu_r}{r_1 \sin \gamma} + \mu_1 \right) : \left(1 - \mu_1 \frac{\mu_r}{r_1 \sin \gamma} \right),$$

где μ_1 — коэффициент трения между блокировочным штифтом и корпусом.

Пренебрегая членом, содержащим произведение $\mu \mu_1$ в знаменателе, ввиду малости, получим приближенную зависимость

$$\text{ctg } \beta < \frac{\mu_r}{r_1 \sin \gamma} + \mu_1. \quad (\text{VI.8})$$

Угол β не должен быть значительно больше предельной величины, допускаемой неравенством (VI.8), иначе будет затруднена разблокировка после выравнивания скоростей.

На рисунке VI.7, а представлена конструктивная схема конусного инерционного синхронизатора с блокирующими кольцами. В процессе синхронизации внутренние зубья скользящей муфты b упираются своими скосами в такие же скосы зубьев

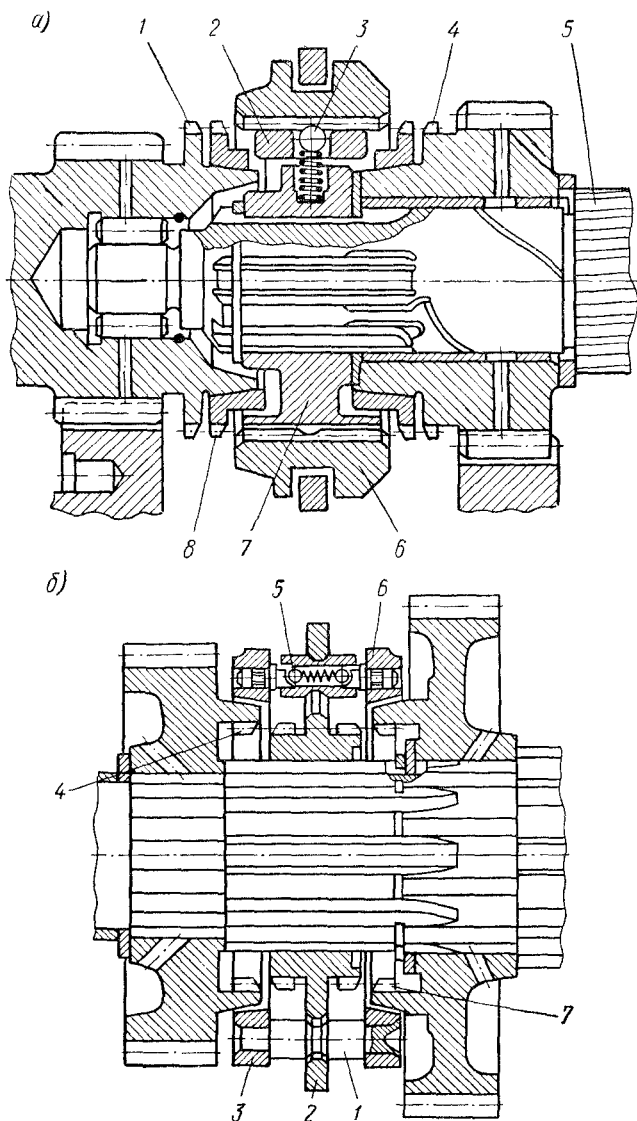


Рис. VI.7. Инерционные синхронизаторы: *а* — синхронизатор легкового автомобиля:

1, 4 — зубья включаемых шестерен; 2 — сухарь; 3 — шарик фиксатора; 5 — вторичный вал; 6 — муфта; 7 — ступица; 8 — блокировочное кольцо;

б — синхронизатор грузового автомобиля:

1 — блокировочный палец; 2 — каретка; 3, 6 — конусные кольца; 4, 7 — включаемые шестерни; 5 — фиксатор

кольца 8. Вследствие этого дальнейшее перемещение муфты до окончания процесса синхронизации невозможно.

Углы скоса зубьев кольца и муфты β должны удовлетворять неравенству VI.8.

Синхронизатор коробки передач грузового автомобиля, представленный на рис. VI.7, б, отличается от рассмотренного выше (рис. VI.6) конструктивным выполнением фиксаторов 5 и блокирующих пальцев 1.

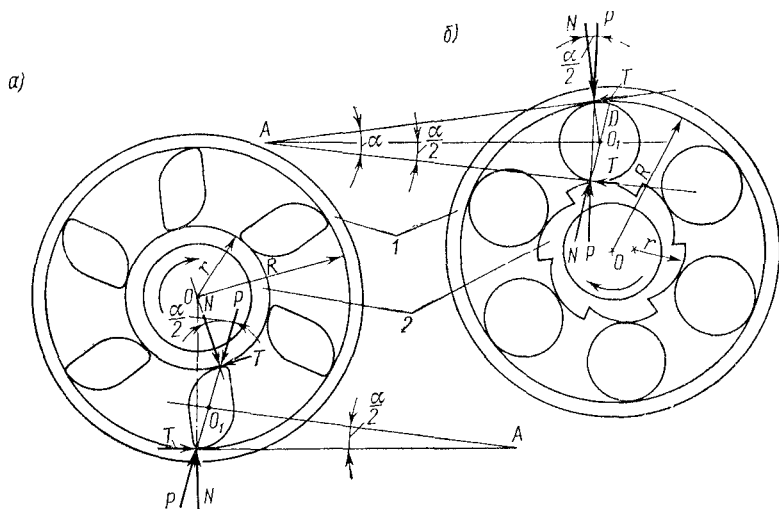


Рис. VI.8. Схемы муфт свободного хода: а — сухарная; б — роликовая

Муфты свободного хода применяются преимущественно в планетарных коробках передач (см. рис. VI.4, б) для автоматизации переключения.

На рис. VI.8 представлены схемы сухарной (а) и роликовой (б) муфт свободного хода.

В сухарной муфте рабочие поверхности ведущего и ведомого колец цилиндрические, а у сухариков профилированные. Заклинивание муфты осуществляется сухариками при вращении ведущего кольца по часовой стрелке.

Сухарики будут оставаться в заклиненном положении при условии, что сила T не превосходит силы трения

$$T = P \sin \frac{\alpha}{2} \leq \mu P \cos \frac{\alpha}{2},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \mu. \quad (\text{VI.9})$$

Если принять угол $\frac{\alpha}{2}$ значительно меньше угла трения, то для получения необходимой для передачи крутящего момента

касательной силы T потребуется большая нормальная сила, которая ограничивается удельным давлением в точках контакта.

Коэффициент трения μ зависит от вязкости масла. Обычно принимают $\mu = 0,11 \div 0,13$ и $\frac{\alpha}{2} = 6^\circ$.

Величина контактных напряжений определяется по формуле (VI.17 а).

Нормальная сила N , действующая на один сухарик, определяется формулой

$$N = \frac{M}{nr \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}},$$

где M — передаваемый муфтой крутящий момент; n — число сухариков; r — радиус кольца.

У роликовой муфты ведущий элемент представляет кулачковую шайбу. Условие заклинивания муфты также определяется формулой (VI.27). Наилучшей формой профиля кулачков и сухариков является криволинейная поверхность, у которой угол наклона в каждой точке постоянный. Такой кривой является логарифмическая спираль.

Фрикционы с гидравлическими нажимными устройствами применяются в автоматизированных гидромеханических передачах.

На рис. VI.9, а показана конструктивная схема дискового фрикциона с нажимной пружиной. Конусная пружина (типа Бельвиля) служит рычагом для увеличения усилия, действующего от поршня на нажимной диск при включении фрикциона. Это позволяет уменьшить диаметр поршня, соответственно снижается центробежное давление, но ход поршня возрастает. У дискового фрикциона (рис. VI.6, б) поршень отжимается центральной пружиной. Сила пружины должна быть достаточной, чтобы обеспечить выключение фрикциона с учетом центробежного давления жидкости, остающейся в цилиндре после выключения.

Для уменьшения центробежного давления в поршне выполнено периферийное калиброванное отверстие, через которое сливается остаток жидкости.

Конструкция рабочего гидравлического цилиндра ленточного тормоза показана на рис. VI.9, в. Включение тормоза происходит в два этапа.

В начале включения масло под небольшим давлением быстро поступает через клапан во внутреннюю полость между поршнем и втулкой. Давление на втулку достаточное, чтобы выбрать зазор между лентой и барабаном.

После выбора зазоров давление масла возрастает и начинает перемещаться поршень, а клапан закрывается. Усилие, создаваемое поршнем, обеспечивает полную затяжку тормоза.

Такой гидравлический цилиндр обеспечивает плавное включение тормоза без захватывания.

Применение гидравлического и электромагнитного приводов управления позволяет полностью автоматизировать процесс переключения.

Момент трения фрикциона определяется так же, как муфты сцепления (см. гл. V).

Коэффициент трения пары металл-керамика — сталь в масле $\mu = 0,09 \div 0,11$.

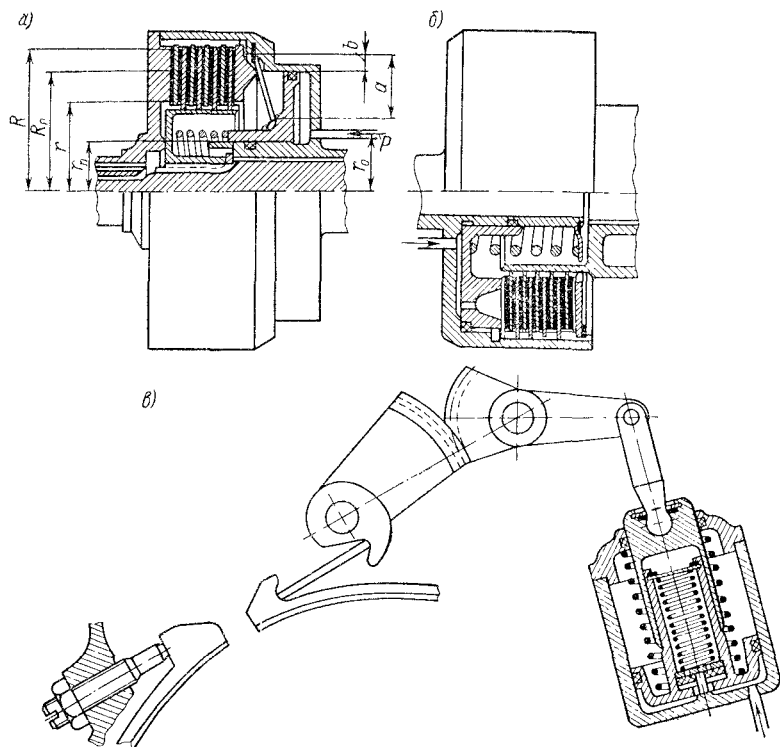


Рис. VI.9. Конструктивные схемы фрикционов и тормозов с гидравлическим включением: *а* — фрикцион с нажимной пружиной; *б* — с отжимной пружиной и сливным отверстием; *в* — ленточный тормоз с гидравлическим цилиндром

Нажимное усилие (рис. VI.9, *а*) определяется формулой

$$P = z (P_{II} - P_1 - P_2) - P_3, \quad (VI.10)$$

где $z = \frac{a}{b}$ — передаточное число рычажков; $P_{II} = p\pi (R_{II}^2 - r_{II}^2)$ — сила давления жидкости на поршень; P_1 — сила трения в уплотнительных манжетах поршня; P_2 — сила сжатия отжимной пружины в конце хода поршня; P_3 — сила трения в шлицевых соединениях дисков при включении; p — давление жидкости на поршень.

Давление жидкости на поршень вращающегося фрикциона складывается из статического p_c и центробежного $p_{ц}$. Полное давление определяется по формуле

$$p = p_c + p_{ц} = p_c + \frac{\rho\omega^2}{4}(R_{п}^2 + r_{п}^2 - 2r_0^2), \quad (\text{VI.11})$$

где ρ — плотность жидкости; ω — угловая скорость; p — давление, Па ($1,02 \cdot 10^{-5}$ кгс/см²).

Гидравлические системы управления применяются преимущественно в гидромеханических трансмиссиях для автоматизации управления.

Необходимость автоматизации переключения передач, в первую очередь, возникает для коробок передач автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности и городских автобусов, которые работают с частыми остановками и требуют больших физических усилий для управления. Автоматические системы переключения применяются также на легковых автомобилях главным образом высшего класса. Кроме облегчения управления они повышают плавность хода, так как исключают рывки, возникающие при ручном переключении.

Автоматическое переключение передач производится в зависимости от скорости движения автомобиля и нагрузки двигателя. В качестве датчика скорости наиболее часто используются различные по конструкции центробежные регуляторы, связанные с выходным валом коробки передач. Скорости, на которых производится переключение, выбирают в зависимости от назначения автомобиля либо из условия получения минимального времени разгона, либо из условия наилучшей топливной экономичности. В первом случае переключение производится так, чтобы двигатель работал на режиме максимальной мощности, а во втором случае — на режиме минимального удельного расхода топлива.

Привод датчика нагрузки обычно осуществляется от дроссельной заслонки (рейки топливного насоса).

На рис. VI.10 показана принципиальная схема системы автоматического переключения трех передач.

Система питается маслом от главной масляной магистрали, которая имеет два насоса. Один насос приводится в действие от первичного вала коробки передач и работает при трогании с места, разгоне и движении задним ходом. Другой насос устанавливается на выходном валу коробки и служит для питания системы при движении накатом и запуске двигателя буксировкой. На схеме насосы, фильтры, регулятор давления и другие вспомогательные элементы гидропривода не показаны.

Включение передач осуществляется золотником ручного управления A , который имеет четыре положения: $ЗХ$ — движение назад, H — нейтраль, T — трогание и движение вперед и $П$ — принудительное включение первой передачи.

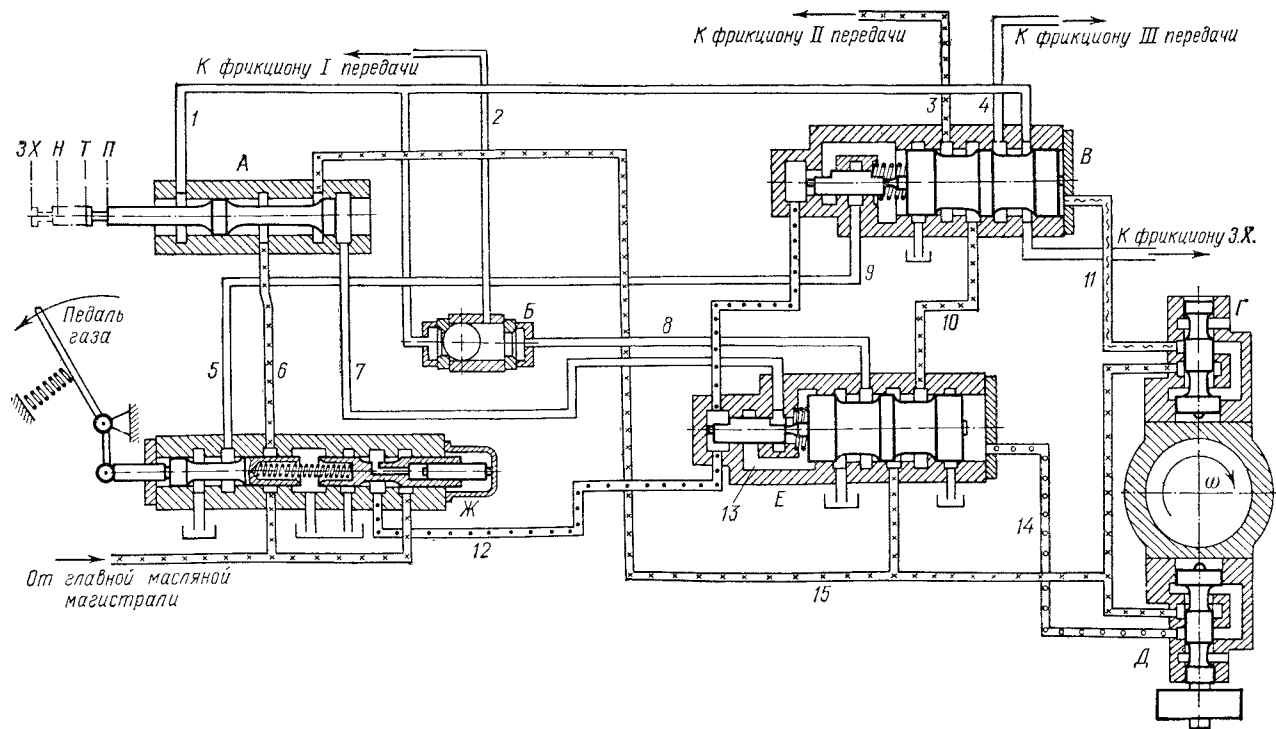


Рис. VI.10. Принципиальная схема гидравлической системы автоматического переключения передач. Давления в магистралях:

××× — главное; ... — дроссельное; ○○○, ~~~ — центробежные 1 и 2-й ступеней

От главной масляной магистрали масло через силовой регулятор *Ж* подводится по каналу *б* к золотнику ручного управления *А*, по каналу *12* к клапану переключения I—II передач *Е* и по каналу *9* к клапану переключения II—III передач *В*. Давление масла в канале *12* (дроссельное давление) зависит от перемещения педали газа.

При установке золотника ручного управления в положение *Т* масло через канал *15* подводится к переключающему клапану, который осуществляет автоматическое переключение с I на II передачу и обратно в зависимости от скорости движения и нагрузки.

Датчиком скорости является центробежный регулятор, установленный на выходном валу коробки передач. Первая ступень регулятора *Д* определяет скорость переключения с I на II передачу, а вторая — *Г* со II на III передачу.

При разгоне до заданной скорости на I передаче центробежная сила, действующая на клапан регулятора, преодолевает давление масла и открывает выход из канала *15* в канал *14*.

Центробежное давление действует на клапан *Е* справа, а слева на него действует дроссельное давление, пропорциональное нагрузке, и сила пружины. Клапан показан в положении, соответствующем II передаче.

При уменьшении скорости или увеличении нагрузки он сместится вправо и масло из канала *15* поступит в канал *8*, клапан *Б* и через канал *2* к фрикциону I передачи. Слив масла из фрикциона II передачи будет происходить через каналы *3* и *10* с некоторым запозданием, обеспечивающим прекращение передач.

В правом положении на клапан *Е* воздействует дроссельное давление через каналы *12* и *13*, а в левом — только через канал *12*, так как канал *13* соединяется со сливом каналом *7*. Поэтому переключение с I на II передачу происходит при более высокой скорости движения, чем обратное переключение со II на I передачу. Тем самым исключается цикличность переключения.

Клапан *В* работает аналогично и производит переключение со II передачи (канал *3*) на III передачу (канал *4*) и обратно в зависимости от скорости движения, которая задается центробежным регулятором второй ступени *Г*, и нагрузки (регулятор *Ж*). Канал *1* служит для слива при включении III передачи, канал *11* для подвода центробежного давления.

При перемещении педали газа за положение, соответствующее полному открытию дросселя, масло через силовой регулятор по каналу *5* подводится к клапану *В*, что обеспечивает принудительное включение II передачи независимо от скорости движения.

Принудительное включение I передачи производится перемещением золотника *А* в положение *П*, а включение заднего хода установкой его в положение *ЗХ*. Однако переключения осуществляются только после того, как скорость движения снизится и переключающий клапан *Е* займет правое положение.

Для переключения передач без разрыва потока мощности от двигателя к колесам необходимо плавное и согласованное переключение фрикционов, при котором происходит определенное перекрытие передач. В необходимых случаях в систему управления включаются специальные клапаны, которые обеспечивают необходимый темп включения фрикциона новой передачи и некоторую задержку выключения фрикциона предыдущей передачи. Клапаны регулируются таким образом, чтобы в процессе переключения не возникало рывков в трансмиссии и двигатель не уходил вразнос.

Плавность переключения достигается также применением систем управления с переменным в зависимости от угла открытия дроссельной заслонки главным давлением.

§ 28. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

При расчете коробок передач расчетный момент определяется по максимальному крутящему моменту двигателя (первый расчетный режим, см. гл. IV, § 17).

Если между двигателем и коробкой передач установлен гидротрансформатор, то расчетный момент определяется формулой

$$M_p = M_n k_{т \max},$$

где M_n — момент на валу насоса гидротрансформатора при остановленной турбине (см. гл. VII); $k_{т \max}$ — максимальное значение коэффициента трансформации.

В тех случаях, когда момент по двигателю оказывается больше момента по сцеплению колес, расчет ведут по моменту сцепления

$$M_{\varphi} = \frac{\sum Z_{\text{сц}} \varphi_{\text{max}} r_k}{i_k i_d i_o},$$

$\sum Z_{\text{сц}}$ — сумма нормальных реакций на ведущие колеса автомобиля; i_k , i_d и i_o — передаточные числа основной, дополнительной коробки передач и главной передачи.

Расчет шестерен производится на прочность по напряжениям изгиба зубьев и на долговечность по контактным напряжениям и по изгибу.

Напряжения изгиба зубьев в общем случае определяются по формуле

$$\sigma_{\text{изг}} = k_d k_{\text{тр}} k_{\text{ж}} k_i k_o \frac{P}{b l m_{\text{ср}} y k_B}, \quad (\text{VI.12})$$

где P — окружное усилие при расчетном моменте; b — рабочая ширина венца; $m_{\text{ср}}$ — нормальный модуль в среднем сечении; y — коэффициент формы зуба, определяемый по графику (рис. VI.11); k_d — коэффициент внешней динамической нагрузки (гл. IV); k_B — коэффициент, учитывающий влияние на прочность

зуба степени осевого перекрытия; $k_{тр} = 1,1$ — коэффициент, учитывающий трение для ведущей шестерни; для ведомой $k_{тр} = 0,9$; $k_{ж}$ — коэффициент, учитывающий жесткость валов и способ установки шестерни; для консольной шестерни первичного вала $k_{ж} = 1,2$; для скользящей шестерни вторичного вала $k_{ж} = 1,1$ и для шестерен постоянного зацепления при нормальной жесткости валов $k_{ж} = 1$; k_o — коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений в выкружке зуба; при шлифовании $k_o = 1$; без дополнительной обработки $k_o = 1,1$; при обработке дробью $k_o = 0,85$; $k_t = 1,1 \div 1,3$ — коэффициент, учитывающий дополнительные динамические нагрузки в зацеплении вследствие ошибок основного шага (меньшее значение для низших передач).

Окружная сила определяется формулой

$$P = 2 \frac{M_p}{z m_s}, \quad (VI.13)$$

где z — число зубьев; m_s — торцовый модуль.

Для конических шестерен принимается среднее значение модуля

$$m_{ср} = m_s \left(1 - \frac{b_o}{2L} \right),$$

где L — длина образующей начального конуса; b_o — ширина зубчатого венца по образующей.

При расчете планетарных коробок передач формула для окружной силы имеет вид

$$P = \frac{2M_p \gamma_x}{x z m_s}, \quad (VI.14)$$

где x — число сателлитов, находящихся в зацеплении с данной шестерней; $\gamma_x = \left(1 + \frac{1}{x} \right)$ — коэффициент неравномерности распределения нагрузки. Если один из элементов ряда плавающий

$$\gamma_x = 1 + \frac{1}{2x}.$$

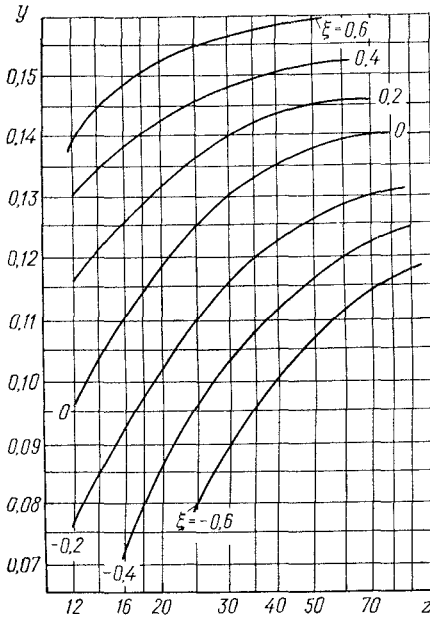


Рис. VI.11. График для определения коэффициента формы зуба y в зависимости от приведенного числа зубьев и коэффициента коррекции

Коэффициент формы зуба y определяется по графику на рис. VI.11 в зависимости от числа зубьев и коэффициента коррекции ξ .

Для косозубых шестерен y определяется по приведенному числу зубьев

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta} . \quad (\text{VI.15})$$

Приведенное число зубьев конической шестерни определяется по формуле

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \delta} ,$$

где β — угол спирали зубьев; δ — половина угла при вершине начального конуса.

График составлен для зубьев внешнего зацепления с углом профиля $\alpha = 20^\circ$. При наличии угловой коррекции значение y рис. VI.11 нужно умножить на поправочный коэффициент k_α :

α	15°	$17^\circ 30'$	20°	$22^\circ 30'$	25°
k_α	0,985	0,935	1,0	1,07	1,14

Для укороченных зубьев с высотой головки $0,8m_n$ вводится второй поправочный коэффициент $k_h = 0,875$.

Для прямозубых шестерен $k_\beta = 1$.

Коэффициент k_β для косозубых цилиндрических шестерен определяется по графику на рис. VI.12, а и для спирально-конических шестерен по графику на рис. VI.12, б в зависимости от степени перекрытия.

Условие прочности при расчете шестерен по формуле (VI.12)

$$\sigma_{\text{изг}} \leq \frac{\sigma_{\text{пол}}}{1,3} ,$$

где $\sigma_{\text{пол}}$ — напряжение, соответствующее поломке зубьев.

Напряжения изгиба зубьев шестерен коробок передач с неподвижными осями валов составляют для шестерен I и II передач 350—850 МПа (3500—8500 кгс/см²) (меньшие значения для коробок передач легковых автомобилей); для шестерен III, IV и V передач 150—400 МПа (1500—4000 кгс/см²); для шестерен заднего хода 300—1200 МПа (3000—12000 кгс/см²).

Для сравнительной оценки прочности шестерен, работающих в одинаковых по конструкции и режиму работы коробках передач, пользуются упрощенной формулой

$$\sigma = \frac{P}{yb\pi m_n} . \quad (\text{VI.16})$$

Расчет шестерен на износ производится по контактным напряжениям сжатия по Герцу:

$$\sigma_{\text{сж}} = 0,418 \sqrt{\frac{q}{\rho}} E , \quad (\text{VI.17})$$

где q — удельная нагрузка на зуб; $\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$ — эффективный радиус кривизны; $E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ — эффективный модуль упругости; ρ_1, ρ_2 и E_1, E_2 — радиусы кривизны зубьев и модули упругости материала шестерен.

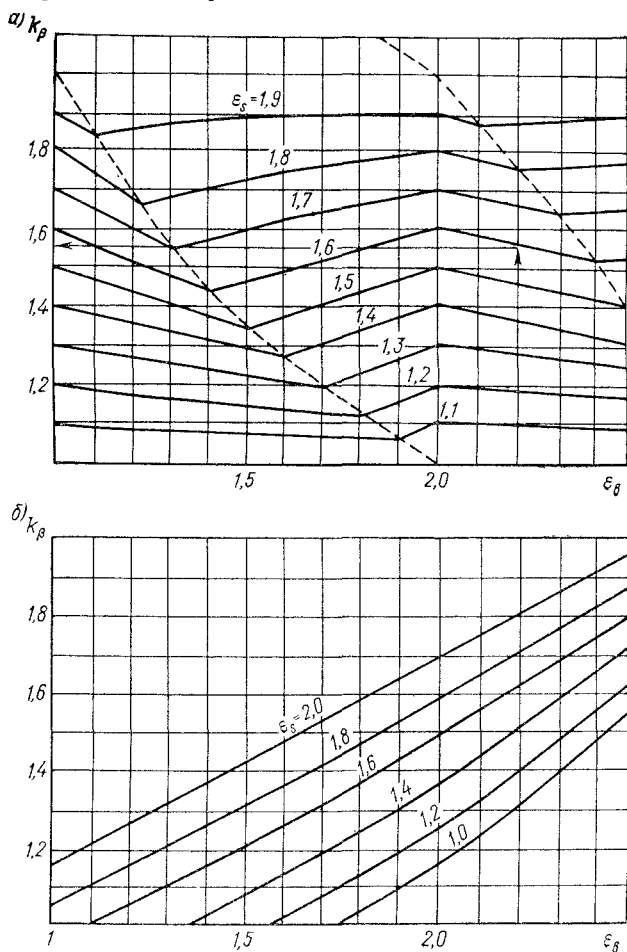


Рис. VI.12. Графики для определения k_β в зависимости от степени перекрытия: а — косозубые цилиндрические шестерни; б — спирально-конические шестерни

Для пары шестерен, изготовленных из одного материала, формула примет вид

$$\sigma_{сж} = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b' \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)}, \quad (\text{VI.17 a})$$

где β — угол спирали зуба; P — окружная сила; b' — длина линии контакта зубьев; r_1 и r_2 — радиусы начальных окружностей шестерен.

Знак плюс для внешнего, знак минус для внутреннего зацепления.

Расчет шестерен на долговечность имеет целью определить вероятность разрушения зубьев от усталости при заданном пробеге.

Суммарное число циклов нагружений, нарабатываемых шестерней за срок службы, может быть подсчитано по формуле

$$N_{\text{сум}} = \lambda i_i \frac{s_i}{2\pi r_k}, \quad (\text{VI.18})$$

где s_i — пробег автомобиля на данной передаче; i_i — передаточное число между шестерней и ведущим колесом автомобиля; λ — число циклов нагружения зуба за оборот шестерни.

Обычно число циклов $N_{\text{сум}}$ превосходит базовое число N_0 . Однако только часть спектра амплитуд напряжений превышает предел выносливости σ_r . Перегрузочные напряжения приводят к усталостному повреждению и снижению предела выносливости металла.

При отсутствии экспериментальных данных (рис. IV.11) принимается теоретическое распределение амплитуд напряжений по нормальному закону. Область изменения от $\sigma_{\text{min}} = 0$ до σ_{max} , вычисляемой по формуле (VI.12).

Характеристики распределения: среднее значение $\bar{\sigma}_a$, среднеквадратическое отклонение s_σ и коэффициент вариации v_σ определяются по формулам [IV.8].

Непрерывное распределение амплитуд можно заменить дискретным, если для каждой ступени нагрузки выбрать среднее значение амплитуды $\bar{\sigma}_a$ и вычислить соответствующее число циклов n_i :

$$n_i = \tilde{n}_i N_{\text{сум}}, \quad (\text{VI.19})$$

где \tilde{n}_i — относительное число циклов по кривой распределения, соответствующее $\sigma_{a,i}$.

Условно принимают, что все ступени действуют последовательно в порядке убывания амплитуд ($\sigma_{a,i} < \sigma_{a,i-1}$).

Новое значение предела выносливости в результате действия i -й ступени нагрузки может быть найдено по формуле

$$\sigma_{r,i} = \sigma_{r,i-1} \left[1 - \frac{n_i}{N_i} k \left(\frac{\sigma_{a,i}}{\sigma_{r,i-1}} - 1 \right) \right], \quad (\text{VI.20})$$

где $k = 1,8$ и $k = 1,65$ — коэффициенты соответственно для легированной и среднеуглеродистой сталей.

Разрушение от усталости наступит при условиях:

$$\sigma_{a,i} > \sigma_{r,i-1} \quad \text{и} \quad n_i > N_{i-1},$$

где N_{i-1} — число циклов, вычисленное по кривой усталости, после повреждений на $(i - 1)$ -й ступени, соответствующее амплитуде i -й ступени.

Отношение средних значений предела выносливости $\bar{\sigma}_r$ и амплитуд напряжений $\bar{\sigma}_a$ представляет коэффициент нагруженности $n = \frac{\bar{\sigma}_r}{\bar{\sigma}_a}$.

Предельное значение коэффициента нагруженности n_p определяет возможность возникновения усталостных разрушений. При $n < n_p$ они будут наступать в пределах заданного пробега, а при $n > n_p$ их не должно быть.

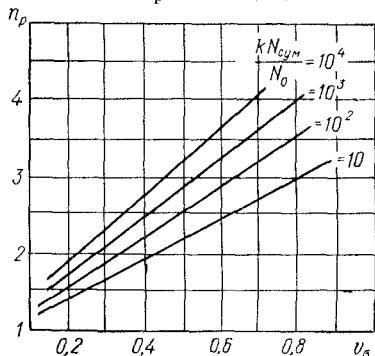


Рис. VI.13. График зависимости коэффициента нагруженности n_p от v_σ и числа циклов

Для нормального закона распределения значение n_p может быть найдено по номограмме на рис. VI.13 в зависимости от $N_{cум}$ и v_σ .

При данном режиме нагрузки вероятность разрушения зависит от рассеяния характеристик усталостной прочности металла, которые подчинены нормальному закону.

Квантиль нормального распределения случайной величины $(n - n_p)$ определяется формулой

$$u_p = - \frac{n - n_p}{\sqrt{n^2 v_r^2 + n_p^2 v_\sigma^2}}, \quad (VI.21)$$

где v_r — коэффициент вариации предела выносливости.

По величине квантиля, пользуясь методами теории вероятности, можно определить вероятность разрушения.

Расчет валов коробок передач производится на статическую прочность, выносливость по напряжениям изгиба и на жесткость.

Схема сил, действующих на валы коробки передач с неподвижными осями, показана на рис. VI.14, а.

Окружные силы P_i , действующие в горизонтальной плоскости, определяются формулой (VI.13). В вертикальной плоскости (в плоскости валов) действуют радиальные R_i и осевые силы Q_i :

$$R_i = P_i \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_i}, \quad (VI.22)$$

$$Q_i = P_i \operatorname{tg} \beta_i, \quad (VI.23)$$

где $i = 1, 2, 3, 4$ — номера шестерен по рис. VI.14.

По известным формулам статики и сопротивления материалов определяются составляющие опорных реакций A_b, B_b в верти-

кальной плоскости zox и A_r, B_r в горизонтальной плоскости xoy . При расчете вал рассматривается как балка, лежащая на опорах — подшипниках. В коробках передач применяются однорядные подшипники качения или двухрядные самоустанавливающиеся. Поэтому опоры можно считать шарнирными.

Напряжения от изгиба и кручения в опасном сечении вала вычисляются по формулам:

$$\sigma = \frac{M_{из}}{W_{из}} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}},$$

где $M_{из} = \sqrt{M_r^2 + M_b^2}$ — результирующий изгибающий момент; M_r — изгибающий момент в горизонтальной плоскости; M_b — изгибающий момент в вертикальной плоскости; $M_{кр}$ — крутящий момент; $W_{из}$ — момент сопротивления при изгибе; $W_{кр}$ — момент сопротивления при кручении.

Напряжениями растяжения (сжатия) от осевых сил пренебрегают.

При определении статической прочности напряжения определяют при действии максимального крутящего момента.

Запас прочности по пределу текучести обычно не менее 3:

$$n_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sqrt{\sigma_{\tau}^2 + \left(\frac{\sigma_{\tau}}{\tau}\right)^2 \tau^2}} \geq 3. \quad (\text{VI.24})$$

Расчет валов коробок передач на усталость проводится согласно указаниям в гл. IV, § 18. В практике эксплуатации усталостные поломки не наблюдаются, так как большие запасы прочности по пределу текучести обеспечивают усталостную прочность.

Валы планетарных коробок передач рассчитывают на кручение. Изгиб может иметь место при установке на валу ленточного тормоза от неуравновешенных радиальных сил.

Жесткость вала оценивается величиной прогиба и наклона сечения вала под шестерней.

На рис. VI.14, б показана схема деформации валов коробки передач под нагрузкой. Прогиб валов в плоскости их осей (zox) приводит к увеличению межцентрового расстояния и уменьшению степени перекрытия на величину $\Delta \varepsilon$. Например для шестерен 1 и 2

$$\Delta \varepsilon = \frac{f_1 + f_2}{\pi m_s \cos \alpha}, \quad (\text{VI.25})$$

где f_1 и f_2 — прогибы валов под шестернями 1 и 2.

С уменьшением степени перекрытия возрастают напряжения в зубьях.

Допустимое значение прогибов определяется из условия, чтобы при максимальном крутящем моменте коэффициент перекрытия был больше единицы. В выполненных конструкциях максимальные прогибы не превосходят 0,1 мм.

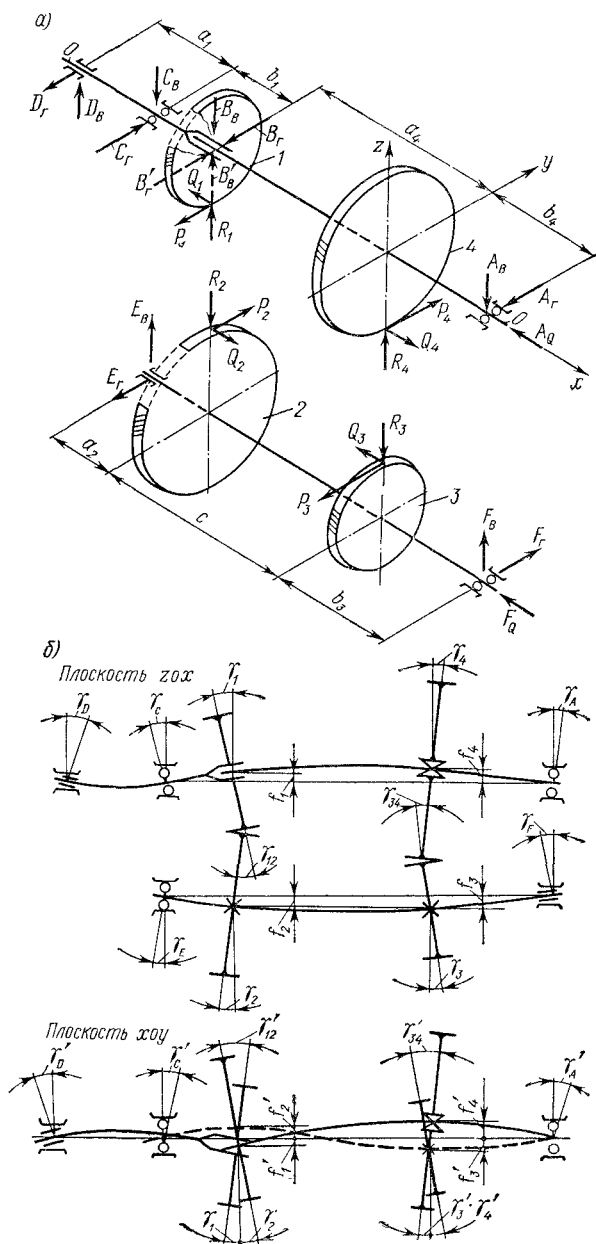


Рис. VI.14. Схема сил, действующих на шестерни коробки передач (а), и прогиба валов (б)

Сумма углов наклона сечений валов под сопряженными шестернями определяет угол их относительного перекоса. Например для шестерен 3 и 4

$$\gamma_{34} = \gamma_3 + \gamma_4,$$

где γ_3 и γ_4 — углы наклона сечений валов соответственно под шестернями 3 и 4.

Перекоос шестерен возникает как в плоскости валов, так и во взаимно перпендикулярной плоскости *хоу*. Он приводит к неравномерному распределению нагрузки по длине зубьев и к снижению их прочности.

Прогиб первичного вала в плоскости *зох* определяется формулой

$$f_1 = (R_1 + B'_B) \frac{b_1^2 (a_1 + b_1)}{3EJ} - Q_1 \frac{r_{o1} b_1 (2a_1 + 3b_1)}{6EJ}, \quad (\text{VI.26})$$

где B'_B — реакция переднего конца вторичного вала; r_{o1} — радиус начальной окружности шестерни 1.

Значение остальных сил и размеров ясно из схемы.

Угол наклона сечения под шестерней

$$\gamma_1 = (R_1 + B'_B) \frac{b_1 (2a_1 + 3b_1)}{6EJ} - Q_1 \frac{r_{o1} (a_1 + 3b_1)}{3EJ}. \quad (\text{VI.27})$$

Для повышения жесткости подшипник *C* располагают возможно ближе к шестерне, уменьшая тем самым консоль b_1 , вал изготавливают за одно целое с шестерней, а направление осевой силы Q_1 принимают в сторону двигателя.

Прогиб вторичного вала в плоскости *зох* под шестерней 4 определяется формулой:

$$f_4 = R_4 \frac{a_4^2 b_4^2}{3(a_4 + b_4)EJ} - Q_4 \frac{a_4 b_4 (b_4 - a_4) r_{o4}}{3(a_4 + b_4)EJ}. \quad (\text{VI.28})$$

Угол наклона сечения

$$\gamma_4 = R_4 \frac{a_4 b_4 (b_4 - a_4)}{3(a_4 + b_4)EJ} - Q_4 \frac{a_4^2 - a_4 b_4 + b_4^2}{3(a_4 + b_4)EJ} r_{o4}. \quad (\text{VI.29})$$

Для уменьшения прогиба вала более нагруженные шестерни низших передач располагают ближе к задней опоре, а направление осевых сил принимают от двигателя.

Уменьшение углов перекоса шестерен достигается также установкой их на валу без промежуточных втулок и подшипников с минимальными зазорами.

Подшипники коробки передач подбирают по коэффициенту работоспособности, исходя из среднего нагрузочного режима; они должны обеспечивать требуемую долговечность при минимальных габаритных размерах. В некоторых случаях размеры увеличивают по конструктивным соображениям, например условия сборки узла или повышения его жесткости.

Как правило, подшипники устанавливают непосредственно в расточках картера, вставные стаканы применяют, когда картер изготавливается из легких сплавов или когда толщина его стенок меньше ширины подшипниковых колец. Допуск на межосевое расстояние берется по 7-й степени точности (ГОСТ 1643—56).

Типовые примеры установки подшипников показаны на рис. VI.2 и VI.3. Долговечность подшипников должна соответствовать пробегу автомобиля до капитального ремонта.

Радиальные и осевые нагрузки на подшипники определяются силами, действующими на шестерни (см. рис. VI.14, а).

Для радиальных шарикоподшипников определяется приведенная радиальная нагрузка R_n по формуле

$$R_n = A + mQ, \quad (\text{VI.30})$$

где A — радиальная нагрузка на подшипник; Q — осевая нагрузка на подшипник; m — коэффициент приведения, учитывающий неодинаковое влияние на долговечность подшипника радиальной и осевой нагрузок.

Коэффициент приведения m зависит от типа и размеров подшипника и определяется по справочникам и каталогам.

У шариковых радиально-упорных и роликовых конических подшипников под действием радиальной нагрузки A возникает осевая составляющая S , разгружающая их в осевом направлении,

$$S = 1,3A \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол контакта тел качения.

Если осевые составляющие S_1 и S_2 радиальных нагрузок на два подшипника не уравниваются, то

$$R_n = A + m(Q - S_1 + S_2).$$

При определении статической нагрузки на подшипник расчет ведут по максимальному крутящему моменту, а при расчете долговечности — по среднему эксплуатационному значению, которое определяется по формуле

$$M_s = b_M M_{m \max},$$

где b_M — коэффициент использования крутящего момента.

Коэффициент использования крутящего момента зависит от удельной мощности автомобиля и определяется формулой

$$b_M = 0,96 - 0,136 \cdot 10^{-2} N_{\text{уд}} + 0,41 \cdot 10^{-6} N_{\text{уд}}^2,$$

где $N_{\text{уд}}$ — удельная мощность, Вт/Н.

Подшипники трансмиссии работают при переменном числе оборотов и переменных нагрузках. Поэтому расчет ведется на эквивалентную нагрузку и эквивалентное число оборотов.

Величина эквивалентной нагрузки определяется формулой

$$R_{\text{эkv}} = \sqrt[3,33]{\alpha_1 \beta_1 R_{n1}^{3,33} + \alpha_2 \beta_2 R_{n2}^{3,33} + \dots + \alpha_n \beta_n R_{nn}^{3,33}}, \quad (\text{VI.31})$$

где $\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_n$ — коэффициенты продолжительности работы подшипника на данной передаче; $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_n$ — коэффициенты, представляющие отношение средних оборотов подшипника на данной передаче к средним оборотам на основной передаче; $R_{п1}, R_{п2}, \dots, R_{пn}$ — приведенная радиальная нагрузка на подшипник для данной передачи.

За эквивалентное число оборотов $n_{\text{экв}}$ принимается число оборотов подшипника (вала), соответствующее средней скорости движения автомобиля на основной (прямой) передаче.

Для легковых автомобилей принимается средняя скорость 35—40 км/ч, для грузовых 35—30 км/ч.

Коэффициент работоспособности подшипника определяется по формуле

$$c = R_{\text{экв}} k_k k_\delta k_\tau (n_{\text{экв}} h)^{0,3}, \quad (\text{VI.32})$$

где k_k — коэффициент, учитывающий, какое кольцо подшипника вращается; k_δ — динамический коэффициент; k_τ — коэффициент, учитывающий влияние температурного режима на долговечность подшипника.

Если вращается внутреннее кольцо, то для всех типов подшипников $k_k = 1$. При вращающемся наружном кольце для сферических подшипников $k_k = 1,1$, а для остальных типов $k_k = 1,35$.

При расчете подшипников трансмиссии от коробки передач до ведущей шестерни главной передачи динамический коэффициент $k_\delta = 1$, а, начиная с ведомой шестерни главной передачи, $k_\delta = 1,5$.

Время работы на передачах в зависимости от типа автомобиля и условий эксплуатации выбирается по данным табл. IV.1.

§ 29. РАЗДАТОЧНЫЕ КОРОБКИ

Раздаточные коробки служат для раздачи мощности нескольким ведущим мостам многоприводных автомобилей (см. рис. II.13).

Часто раздаточную коробку объединяют в одном механизме с дополнительной, как правило, двухступенчатой коробкой передач. Такой механизм называют раздаточная и дополнительная коробки или сокращенно раздаточная коробка.

К конструкции такого механизма предъявляются два требования.

1. Увеличение крутящего момента при включении понижающей (первой) передачи и его распределение между ведущими мостами должно обеспечивать полное использование силы тяги по сцеплению колес с дорогой.

2. При движении автомобиля в его трансмиссии не должно возникать циркулирующей мощности.

Первому требованию наиболее полно отвечают раздаточные коробки с заблокированным приводом. На рис. VI.15, а показана схема трехвальной раздаточной коробки автомобиля ЗИЛ-131,

трансмиссия которого выполнена по схеме на рис. II.13, д, а на рис. VI.15, б схема раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66 (см. рис. II.13, е). У коробки автомобиля ЗИЛ-131 выходные валы вращаются в одном, а у коробки автомобиля ГАЗ-66 в противоположных направлениях. В конструктивном отношении первая несколько проще, имеет меньше шестерен и подшипников. Однако механизм переключения оказывается сложнее, так как включение передач производится двумя отдельными муфтами.

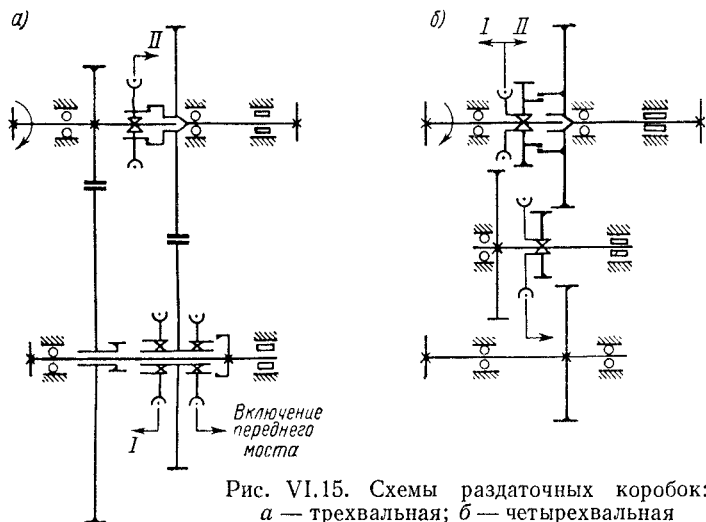


Рис. VI.15. Схемы раздаточных коробок:
а — трехвальная; б — четырехвальная

Блокированный привод обеспечивает полное использование силы сцепления колес передней и задней осей во всех случаях движения.

Однако он не отвечает второму требованию. Если колеса одной оси проходят путь больший, чем за то же время прошли колеса другой оси (поворот, движение по неровной дороге), то на забегавшей оси возникает тормозная сила, которая уравнивается приращением силы тяги отстающей оси. В результате в трансмиссии возникает циркулирующая мощность.

Циркулирующая мощность создает дополнительные нагрузки на механизмы силовой передачи, увеличивает их износ и износ шин. Отключение привода переднего моста исключает условия ее возникновения, но приводит к уменьшению сцепного веса.

Второму требованию отвечают раздаточные коробки с межосевым дифференциалом (рис. VI.16).

При наличии межосевого дифференциала выходные валы могут вращаться с неодинаковой угловой скоростью. Распределение крутящих моментов между валами привода переднего и заднего мостов определяется внутренним передаточным числом дифференциала (см. гл. X).

Чтобы полностью использовать силу сцепления колес с дорогой, распределение крутящих моментов между осями должно соответствовать распределению осевого веса.

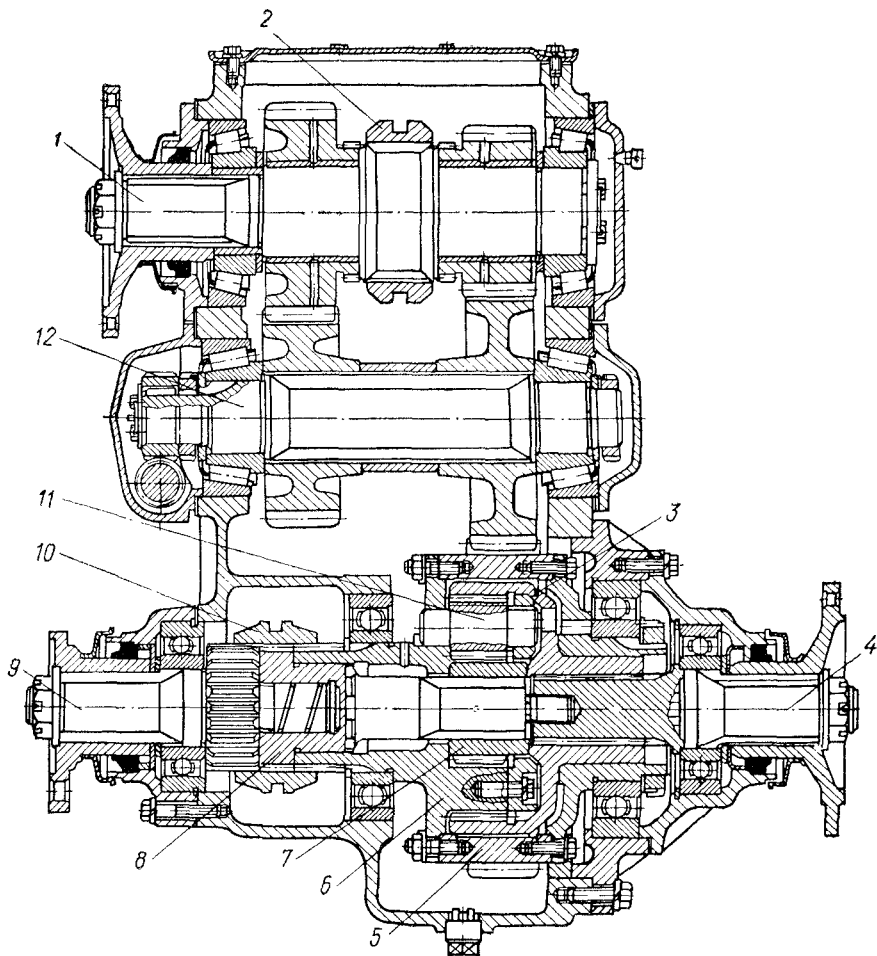


Рис. VI.16. Раздаточная коробка с межосевым дифференциалом:

1 — первичный вал; 2 — муфта переключения передач; 3 — коронная шестерня; 4 — вал привода задних мостов; 5 — ведомая шестерня; 6 — корпус дифференциала; 7 — солнечная шестерня; 8 — вал солнечной шестерни; 9 — вал привода переднего моста; 10 — муфта; 11 — сателлиты; 12 — промежуточный вал

Если при движении автомобиля у колес одной оси уменьшится осевой вес или коэффициент сцепления, они начнут пробуксовывать.

Чтобы исключить раздельное буксование колес, дифференциал снабжен муфтой блокировки 10.

Расчет раздаточных коробок производится по тем же формулам, что и основных коробок передач. Допускаемые напряжения несколько выше, так как раздаточная коробка большую часть времени работает на прямой передаче. Выходные валы и установленные на них шестерни рассчитываются по моменту сцепления колес с дорогой.

Список литературы к гл. VI

1. Бейзелман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. Справочник. Л.—М., Машгиз, 1959, 608 с.
2. Гапоян Д. Т. Фрикционы автоматических коробок передач. М., «Машиностроение», 1966, 166 с.
3. Гинцбург Л. Л., Есеновский-Лашков Ю. К., Полак Д. Г. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. М., «Транспорт», 1968, 192 с.
4. Дымшиц И. И. Коробки передач. М., Машгиз, 1960, 360 с.
5. Красеньков В. И., Егоркин В. В. Синхронизаторы в ступенчатых трансмиссиях. М., «Машиностроение», 1967, 197 с.
6. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. М., Машгиз, 1963, 503 с.
7. Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач. М., Машгиз, 1960, 440 с.

ГЛАВА VII

БЕССТУПЕНЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 30. ТРЕБОВАНИЯ К БЕССТУПЕНЧАТЫМ ПЕРЕДАЧАМ. КЛАССИФИКАЦИЯ

К бесступенчатым относятся такие силовые передачи, которые позволяют в известных пределах непрерывно изменять на ведущих колесах автомобиля момент и угловую скорость так, что с увеличением скорости автомобиля уменьшается на его колесах сила тяги, и наоборот. Мощность двигателя при этом, если водитель не изменяет положение педали подачи топлива, может оставаться постоянной. Следовательно, бесступенчатые передачи (БСП) приближают тяговую характеристику автомобиля к идеальной гиперболической. Изменение момента и угловой скорости на ведущих колесах автомобиля происходит за счет влияния дорожных условий (сил сопротивления движению) и осуществляется или автоматически или путем воздействия на БСП специальных регулирующих органов.

При наличии БСП двигатель автомобиля в состоянии работать в установившихся условиях на одном из выбранных режимов, что благотворно сказывается на повышении его моторесурса. В качестве такого режима может быть выбран, например, режим максимальной мощности ($N_{m \max}$, n_N), на котором дополнительно достигается также увеличение производительности автомобиля. Бесступенчатые передачи существенно облегчают труд водителя и повышают техническую культуру управления машиной, обеспечивают получение высоких тягово-динамических качеств автомобилей (высокие средние скорости движения), исключают появление в силовой передаче вибраций и ударов (для передач гидравлического типа), оказывают положительное влияние на увеличение проходимости в тяжелых дорожных условиях (за счет непрерывного и плавного подвода к ведущим колесам момента и уменьшения возможности их буксования).

Однако БСП в общем случае по сравнению с обычными ступенчатыми более сложны по конструкции и дороги, требуют совершенной технологии производства и тщательного технического контроля и обслуживания, имеют чаще всего более низкий к. п. д.

Бесступенчатые передачи с каждым годом находят все более широкое применение в силовых передачах автомобилей и являются

перспективными. В табл. VII.1 приводится классификация основных типов БСП.

К БСП предъявляются следующие основные требования.

1. Широкий диапазон регулирования факторов мощностного потока, при которых возможны высокие тягово-динамические качества автомобилей. Диапазон регулирования по моменту для

Т а б л и ц а VII.1

Классификация бесступенчатых (БСП) передач

Классификация	Типы бесступенчатых (БСП) передач
Способ преобразования мощности ($M\omega_m$) первичного двигателя	<p>Гидравлические: гидродинамические гидрообъемные (гидростатические)</p> <p>Электрические: на постоянном токе » переменном »</p> <p>Механические: фрикционные импульсные</p>
Способ использования мощности первичного двигателя (ДВС)	<p>Без разделения потока мощности первичного двигателя (однопоточные передачи)</p> <p>С разделением потока мощности первичного двигателя (двухпоточные передачи)</p>
Способ регулирования факторов мощности первичного двигателя	<p>Саморегулируемые с внутренней автоматичностью</p> <p>С принудительным регулированием за счет внешнего воздействия</p> <p>Комбинированный способ регулирования</p>

разных типов БСП примерно равен 2,0—5,5, а рабочий диапазон регулирования скорости, в пределах которого к. п. д. передачи не ниже 0,75, в среднем составляет 2—4.

2. Высокий к. п. д. в рабочем диапазоне оборотов выходного вала. Для выполненных конструкций БСП максимальный к. п. д. пока недостаточно высок и в среднем равен $\eta_{Tmax} = 0,80 - 0,87$.

3. Малый удельный вес БКП (вес на единицу передаваемой мощности). Этот показатель также пока для большинства типов БСП значительно (в 2—5 раз) уступает обычным ступенчатым коробкам передач.

4. Достаточная прозрачность БСП, позволяющая более полно использовать приспособляемость первичного двигателя и тем самым улучшить тягово-динамические качества машин.

5. Простота и надежность действия органов регулирования БСП, способных приблизить тяговую характеристику автомобилей к идеальной.

§ 31. ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ (ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ)

Общие свойства гидродинамических трансформаторов (ГДТ)

В ГДТ передача механической энергии с ведущего вала на ведомый осуществляется за счет гидродинамического напора рабочей жидкости, циркулирующей в замкнутом контуре лопаст-

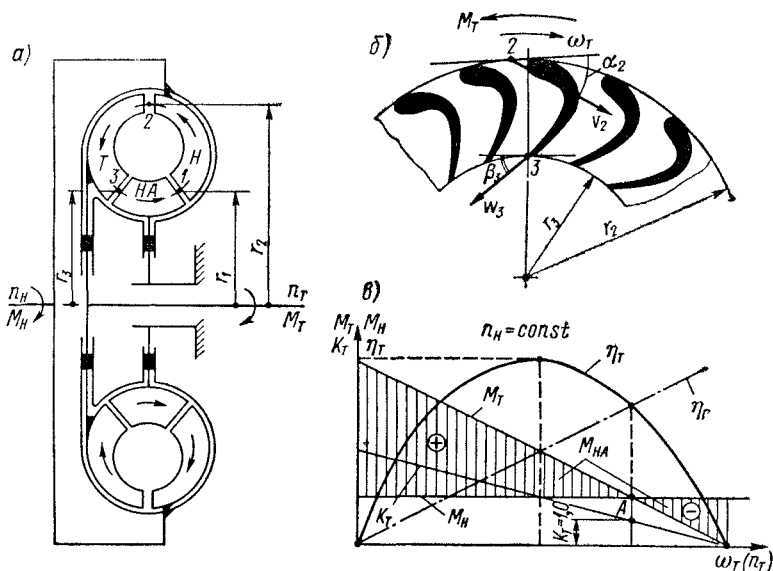


Рис. VII.1. Схема гидротрансформатора и его каноническая характеристика

ных колес. В простейшем виде ГДТ состоит минимум как из трех рабочих колес — насоса H , турбины T и направляющего аппарата HA (рис. VII.1. а).

В отличие от лопаток насоса, выполняемых практически радиальными, лопатки турбины и направляющего аппарата профилируются изогнутыми и имеют специальную форму поперечного сечения. Трансформация момента на ведомом вале обеспечивается исключительно HA , позволяющим использовать на турбине не только активный гидродинамический напор, но и реактивный. Поэтому направляющий аппарат называется также реактором.

Для любого из режимов работы гидротрансформатора алгебраическая сумма моментов всех его лопастных колес всегда равна нулю:

$$M_H + M_{H.a} - M_T = 0,$$

где M_H , $M_{H.a}$, M_T — моменты на насосном колесе, направляющем аппарате и турбине соответственно.

Основными оценочными параметрами ГДТ являются коэффициент трансформации k_T и к. п. д. Они равны:

$$\left. \begin{aligned} k_T &= \frac{M_T}{M_H} = 1 + \frac{M_{H.a}}{M_H}; \\ \eta_T &= \frac{M_T n_T}{M_H n_H} = k_T i_{T.H} \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.1})$$

где $i_{T.H} = n_T/n_H$ — передаточное отношение ГДТ.

Как видно, если мощность, потребляемая насосом, при работе ГДТ постоянна ($N_H = \text{const}$ при $M_H = \text{const}$), то коэффициент трансформации зависит только от величины момента на HA , т. е. $M_{H.a}$. В этом отношении роль HA идентична роли картера обычной ступенчатой коробки передач. Направляющий аппарат наряду с тем, что он позволяет на турбине реализовать реактивный момент, может решать в зависимости от типа ГДТ и ряд других задач:

увеличить за счет снижения гидростатического напора потока кинетическую энергию жидкости в круге циркуляции (каналы выполнены на выходе сужающимися);

развертывать закрученный турбиной поток жидкости и подавать его в насос под первоначальным углом входа;

обеспечить реверс (обратный ход турбины).

Гидродинамический трансформатор относится к числу автоматических и не требует для себя никаких дополнительных регулирующих органов. В этом заключается их главное достоинство по сравнению с другими типами бесступенчатых коробок передач. Нетрудно доказать, что момент на турбине в общем случае равен (рис. VII.1, а, б):

$$M_T = \frac{Q\gamma}{g} (\omega_3 \cos \beta_3 r_3 + v_2 \cos \alpha_2 r_2 - \omega_T r_3^2), \quad (\text{VII.2})$$

где Q — расход жидкости в круге циркуляции, м³/с; γ — удельный вес рабочей жидкости, Н/м³ (кгс/м³); g — ускорение силы тяжести, м/с²; ω_3 — относительная скорость жидкости на выходе из турбины, когда $n_T = 0$, м/с; β_3 — угол профиля лопатки турбины на выходной кромке; v_2 — абсолютная скорость потока жидкости на входе в турбину (на выходе из насоса), м/с; α_2 — угол входа жидкости на лопатки насоса (угол выхода жидкости из насоса); ω_T — угловая скорость турбины, 1/с; r_1 — радиус насоса на входе (точка 1); r_2 , r_3 — радиусы турбины на входе (точка 2) и выходе (точка 3) соответственно, м.

В выражении (VII.2) все параметры, в том числе с достаточной степенью точности Q , v_2 , α_2 постоянны, за исключением ω_T . Угловая скорость ω_T турбины зависит исключительно от величины внешней нагрузки на нее. Следовательно, $M_T = f(\omega_T)$ описывается у ГДТ только уравнением прямой линии, а не гиперболой, что требуется идеальной характеристикой.

Графическая (или табличная) зависимость момента на турбине M_T от ее угловой скорости ω_T , полученная при фиксированных неизменных оборотах насоса ($n_n = \text{const}$), называется внешней или канонической (рис. VII.1, в). Для зоны слева от точки A момент на турбине $M_T = M_n + M_{н.а}$, $k_T > 1$, а $M_{н.а} > 0$ (положителен). Зона справа от точки A является нерабочей: направляющий аппарат превращается в тормоз и дает отрицательное значение реактивного момента ($M_{н.а} < 0$), при этом $M_T < M_n$, а $k_T < 1$. Коэффициент полезного действия гидротрансформатора изменяется по закону, близкому к квадратичной параболе. Такое изменение к. п. д. определяется преимущественно характером ударных потерь жидкости в круге циркуляции. Для сравнения на рассматриваемом графике приведен закон изменения к. п. д. гидромурфты (штрих-пунктирная прямая) $\eta_r = i_{T,н}$. Из сравнения вытекает важный вывод: до тех пор, пока $k_T > 1$, $\eta_T > \eta_r$. Следовательно, ГДТ по сравнению с гидромурфтой на основном режиме работы не только обеспечивает автомобилям лучшую динамику, но также существенно улучшает и их экономичность.

Из структуры выражения (VII.2) можно установить, что любой его компонент пропорционален квадрату угловой скорости насоса (ω_n^2) и диаметру ГДТ в пятой степени D^5 .

Тогда для любого из рабочих колес гидротрансформатора можно записать:

$$M_T = \frac{\gamma}{g} \lambda_T \omega_n^2 D^5; \quad (\text{VII.3a})$$

$$M_n = \frac{\gamma}{g} \lambda_n \omega_n^2 D^5; \quad (\text{VII.3б})$$

$$M_{н.а} = \frac{\gamma}{g} \lambda_{н.а} \omega_n^2 D^5. \quad (\text{VII.3в})$$

В этих выражениях λ_T , λ_n и $\lambda_{н.а}$ — безразмерные коэффициенты, называемые далее коэффициентами моментов турбины, насоса и направляющего аппарата соответственно. Из формул (VII.3) видно, что потребляемые лопастными колесами ГДТ моменты пропорциональны, в первую очередь, ω_n^2 и D^5 , при этом самым чувствительным параметром является D : увеличение D всего на 1/10 дает рост момента в 1,6 раза, а увеличение D в два раза приводит к скачку момента в 32 раза.

В соответствии с последними выражениями для моментов лопастных колес получим

$$k_T = \frac{\lambda_T}{\lambda_n} = 1 + \frac{\lambda_{н.а}}{\lambda_n}. \quad (\text{VII.4})$$

Типы гидротрансформаторов, их схемы и характеристики

Большинство ГДТ за редким исключением выполняются только с одним насосным колесом H . Число же турбин и направляющих аппаратов может быть несколько. В зависимости от числа турбин и способа соединения их между собой ГДТ различают: z -ступенчатые (одно-, двух-, многоступенчатые), у которых все турбины на выходном валу ГДТ связаны между собой жестко (на рис. VII.2, *a* показан двухступенчатый гидротрансформатор «Ультраматик»); z -турбинные (одно-, двух-, многотурбинные), у которых турбины между собой связаны через дифференциальный механизм (на рис. VII.2, *б* приведена схема двухтурбинного ГДТ «Дайнафлоу», США).

В отличие от z -ступенчатых ГДТ z -турбинные ГДТ обладают более гибкой характеристикой, поддающейся корректировке за счет подбора наиболее выгодного внутреннего передаточного числа i_{12} дифференциала.

Многоступенчатые и многотурбинные ГДТ имеют высокие преобразующие свойства ($k_T = 3,5 \div 5,5$), однако низкий к. п. д. ($\eta_T = 0,75 - 0,80$) и сложность конструкции ограничивают области их применения на автомобилях. Основным типом ГДТ является одноступенчатый.

Важнейшим параметром ГДТ служит прозрачность, оцениваемая коэффициентом прозрачности P . Он показывает, в каком направлении изменяется момент на насосном колесе с изменением режима работы турбины (ω_T). Коэффициент P равен

$$P = \frac{M_n(\omega_T=0)}{M_n(k_T=1,0)} = \frac{\lambda_n(i_{T,H}=0)}{\lambda_n(k_T=1,0)},$$

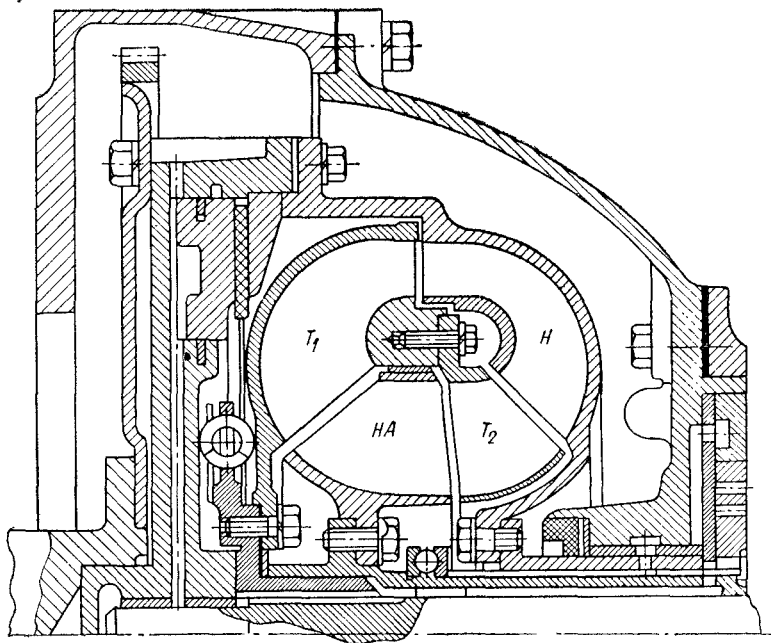
где $M_n(\omega_T=0)$ — момент, потребляемый насосом при максимальной нагрузке на турбине, когда последняя не вращается (застопорена); $M_n(k_T=1,0)$ — момент, потребляемый насосом при коэффициенте трансформации, равном единице (для комплексных ГДТ — режим гидромукты).

Трансформаторы, имеющие $P > 1$, обладают прямой прозрачностью, если $P = 1$ — ГДТ непрозрачен, т. е. насос не реагирует на изменение нагрузки на турбине. Если же $P < 1$, то ГДТ относится к числу ГДТ с обратной прозрачностью. На прозрачность ГДТ решающее влияние оказывает способ размещения рабочих колес в круге циркуляции и профилировка (углы наклона лопаток насоса).

В зависимости от способа размещения турбины в круге циркуляции гидротрансформаторы разделяются на ГДТ с центростремительной турбиной (ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ), с центробежной турбиной и осевой турбиной.

Гидротрансформаторы с центростремительной турбиной (рис. VII.3, *a*) характеризуются,

a)



б)

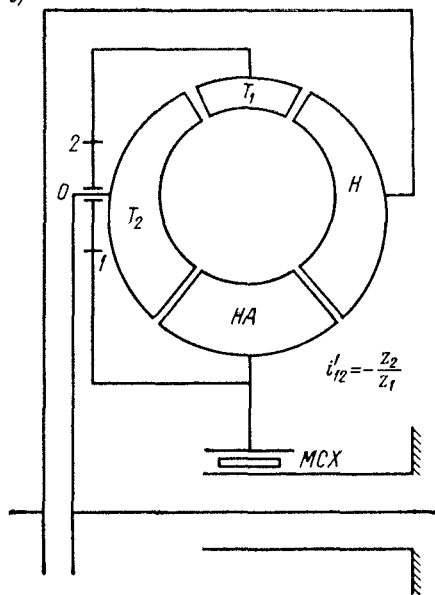


Рис. VII.2. Типы гидротрансформаторов: а — двухступенчатый простой; б — двухтурбинный дифференциальный

как правило, прямой прозрачностью; с увеличением оборотов турбины в круге циркуляции растет противодействие (турбинное), что приводит к некоторому снижению расхода жидкости, а следовательно, и снижению M_H . Как видно из характеристики (рис. VII.3, б), для такого ГДТ $\lambda_H = \text{var}$ (при $n_T = \text{var}$). В связи с этим входная характеристика ГДТ с прямой прозрачностью

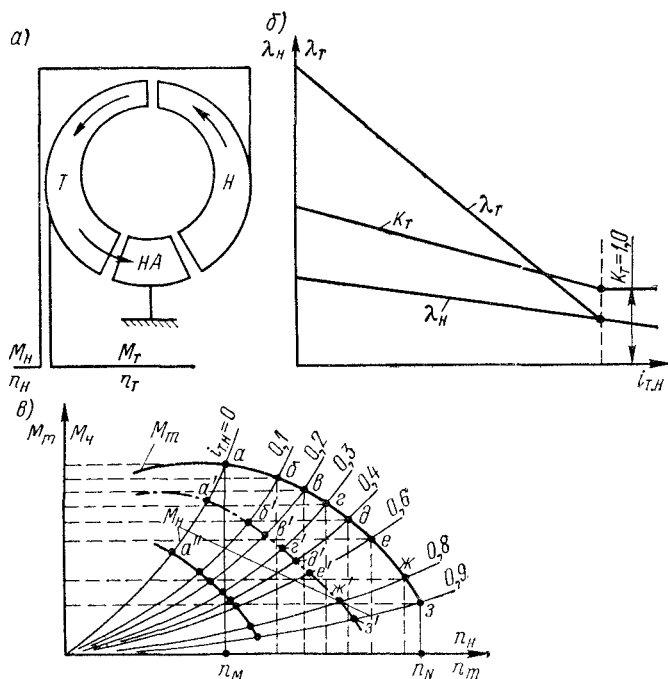


Рис. VII.3. Гидротрансформатор с центробежной турбиной: а — схема; б — безразмерная характеристика; в — характеристика совместной работы

(рис. VII.3, в) выражается семейством квадратичных парабол, дающих целую область точек совместной работы с ДВС (кривая с точками а, б, в, г, д, е, ж, з соответствует режиму максимальной подачи топлива, остальные кривые с точками а', а'' и т. д. — частичной). В процессе разгона автомобиля обороты насоса у ГДТ с прямой прозрачностью возрастают.

Гидротрансформаторы с прямой прозрачностью выгодно применять с карбюраторными ДВС, у которых довольно высок коэффициент приспособляемости $k_n = \frac{M_{m \max}}{M_{mN}}$. С увеличением оборотов турбины ГДТ с прямой прозрачностью способствуют повышению использования максимальной мощности двигателя, а с уменьшением оборотов турбины — в полной мере реализуется

приспосабливаемость двигателя, что приводит к более энергичному росту k_t , повышению средних скоростей движения (двигатель меньше «садится» по оборотам). Большинство ГДТ, которыми оснащаются автомобили, имеющие карбюраторные двигатели, выполняются с центробежными турбинами.

Гидротрансформаторы с центробежной турбиной (рис. VII.4, а) обладают, как правило, обратной прозрачностью: с увеличением оборотов турбины расход жидкости в круге циркуляции возрастает. Поэтому у ГДТ с обратной прозрачностью, как и у ГДТ с прямой прозрачностью, на безразмер-

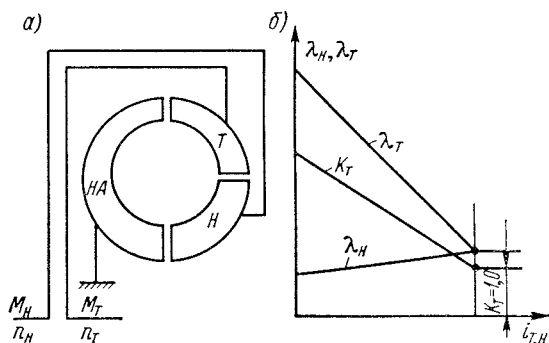


Рис. VII.4. Гидротрансформатор с центробежной турбиной: а — схема; б — безразмерная характеристика

ной характеристике $\lambda_H = \text{var}$ (рис. VII.4, б) и существует семейство нагрузочных кривых и целая область точек совместной работы ГДТ и ДВС. Отличие от ГДТ с прямой прозрачностью состоит только в чередовании нагрузочных кривых: они идут справа налево от $i_{T,H} = 0$ до $i_{T,H} = \text{max}$ и, следовательно, в процессе разгона автомобиля обороты насоса не растут, а падают.

Гидротрансформаторы с обратной прозрачностью на автомобилях применяются редко, область их использования — силовые передачи тепловозов и стационарные установки.

Гидротрансформаторы с осевой турбиной (рис. VII.5, а) являются непрозрачными: расход жидкости у них в круге циркуляции не изменяется. Для такого ГДТ $\lambda_H = \text{const}$ для всех $i_{T,H}$ (рис. VII.5, б) и имеется только одна кривая входа по насосу. В соответствии с этим в зависимости от нагрузки двигателя существует только одна точка совместной работы ГДТ с ДВС (например, при диаметре трансформатора D_3 — точка 3 или 3' и 3'' (рис. VII.5, в). Эти точки лежат на кривых момента двигателя при полной, промежуточной и минимальной подачах топлива. Подбирая диаметр гидротрансформатора, можно заставить двигатель работать на том режиме, какой с точки зрения условий эксплуатации автомобилей, является наиболее

выгодным. В частности, можно входную кривую насоса M_H направить через точку 1, где двигатель развивает $N_{m \max}$, через точку 2, где двигатель работает на минимальном расходе топлива, или, например, через точку 3, где двигатель способен отдать в силовую передачу максимальный момент $M_{m \max}$. Непрозрачные ГДТ целесообразно использовать в комплексе с дизелями, имеющими низкую приспособляемость и хуже реагирующих на изменение нагрузки.

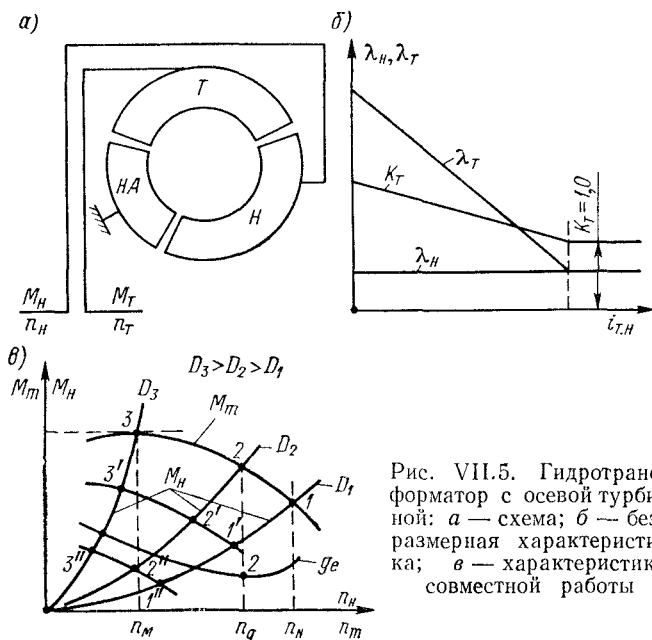


Рис. VII.5. Гидротрансформатор с осевой турбиной: а — схема; б — безразмерная характеристика; в — характеристика совместной работы

Как уже отмечалось, на прозрачность ГДТ значительное влияние оказывает профилирование лопаток насоса. За счет профилирования лопаток прозрачность ГДТ в ходе его работы можно автоматически дополнительно корректировать в нужном направлении. В этой связи следует указать, что существуют ГДТ с так называемой смешанной прозрачностью (гидротрансформаторы МАЗ). Хотя эти ГДТ имеют центростремительную турбину, однако они обладают смешанной прозрачностью: сначала при малых $i_{T,H}$ ГДТ работают в режиме обратной прозрачности, а затем (при $i_{T,H}$ — больших) — в режиме прямой прозрачности. Отмеченное в равной мере может относиться и к другим типам турбин. Радиальные лопатки насоса (рис. VII.6, а) на прозрачность ГДТ не влияют, прямолинейные лопатки с углом наклона против вращения насоса (рис. VII.6, б) приводят к тенденциям обратной прозрачности, прямолинейные лопатки с углом наклона по ходу вращения обуславливают прямую прозрачность (рис. VII.6, в).

Лопатки насоса могут быть и криволинейные, тогда прозрачность будет зависеть от направления криволинейности и от величины углов входа и выхода. Например, при профиле кривой, направленной против хода вращения, и угле входа, меньшем угла выхода, с увеличением оборотов турбины обнаруживается тенденция к обратной прозрачности. Итоговая прозрачность ГДТ складывается из прозрачности, зависящей от способа расположения рабочих колес в круге циркуляции и от прозрачности, зависящей от варианта профилирования лопаток насоса.

Одноступенчатые (однотурбинные) ГДТ независимо от типа турбины могут быть разделены на простые, у которых имеется

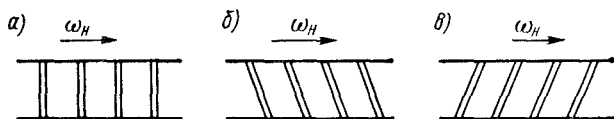


Рис. VII.6. Основные варианты форм лопаток насоса ГДТ: а — радиальные; б — с обратным наклоном; в — с наклоном по ходу вращения насоса

только один направляющий аппарат (рис. VII.2, а), и на полимерические, у которых число направляющих аппаратов больше двух.

Полимерические ГДТ имеют по $i_{т.н}$ более широкую зону высоких к. п. д. (рис. VII.7, а, кривые 2), однако само значение максимальных к. п. д. ($\eta_{г. \max} = 0,78 \div 0,82$) несколько ниже, чем у простых ($\eta_{г. \max} = 0,85 - 0,91$, кривая 1). По мере увеличения оборотов турбины к. п. д. ГДТ, достигнув максимума, начинает затем быстро падать. Направляющий аппарат не только трансформирует момент, но, наоборот, начинает мешать этому. Поэтому как только момент на *НА* меняет знак на отрицательный, следует его отключать и ГДТ переводить на работу в режим гидромурфты. Это достигается установкой *НА* на муфте свободного хода (МСХ). Трансформаторы, могущие переходить на работу в режим гидромурфты, называются комплексными. Большинство современных ГДТ выпускаются именно такими.

Для комплексных ГДТ после отключения *НА* (точки а или б, рис. VII.7, а) $\eta_t = \eta_g = k_t i_{т.н} = i_{т.н}$, так как $k_t = 1$, т. е. к. п. д. равен передаточному отношению и растет линейно с увеличением оборотов турбины (прямая линия на участке *ав* или *бв*). Однако, как ни высоко значение к. п. д. ГДТ в режиме гидромурфты, оно всегда меньше единицы и равно $\eta_{г. \max} = 0,95 \div 0,97$. Дальнейшим шагом повышения к. п. д. ГДТ является его блокировка (скачок в точке в до точки г), когда достигается получение $\eta_t = 1,0$. Блокируемые трансформаторы стали применяться все более широко. Блокировка осуществляется блокировочным фрикционом ФБ (рис. VII.7, б), который соединяет жестко между собой *H* и *T*.

В зависимости от направления вращения турбины ГДТ различаются на трансформаторы прямого хода и трансформаторы обратного хода (реверсивные).

У трансформаторов прямого хода *НА* может размещаться как за турбиной, так и перед ней. У трансформаторов обратного

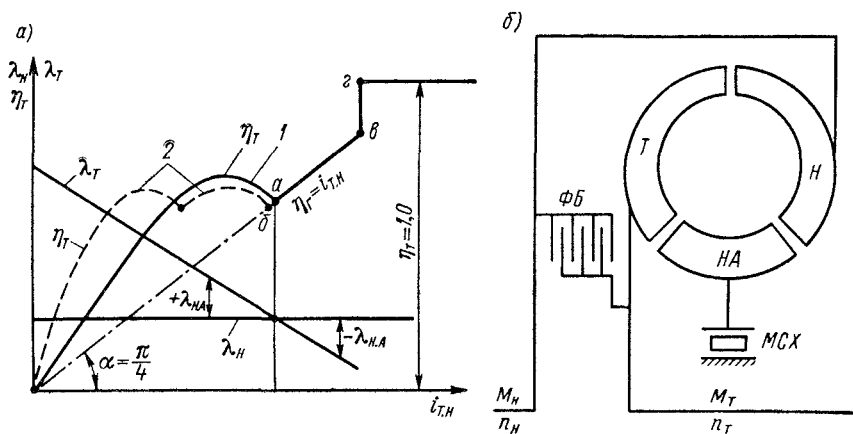


Рис. VII.7. Способы повышения к. п. д. гидротрансформаторов: а — ход изменения к. п. д.; б — блокировка ГДТ ($\eta_T = 1$)

хода — только перед турбиной, так как только реверсом межлопастных каналов можно заставить вращаться турбину в обратном направлении.

Существуют и другие менее существенные признаки разделения ГДТ на те или иные типы. В частности, известны ГДТ с изменяющимися автоматически углами лопаток.

Типы силовых передач автомобилей с ГДТ

Гидротрансформаторы из-за недостаточности преобразующих свойств и узкой зоны высоких к. п. д. в автономном виде на автомобилях не устанавливаются. ГДТ комплектуются всегда с дополнительной ступенчатой коробкой передач (ДКП), которая позволяет расширить диапазон регулирования момента до нужных пределов. ГДТ в блоке в ДКП образуют так называемую гидромеханическую передачу (ГМП). Такие передачи обеспечивают непрерывно-ступенчатую тяговую характеристику автомобиля. В зависимости от способа использования мощности ДВС гидромеханические передачи могут быть двух типов [VII-5]: однопоточные ГМП (ГМП без разделения мощности ДВС) и двухпоточные ГМП (ГМП с разделением мощности ДВС). Однопоточные ГМП наиболее распространены, они установлены на отечественных автомобилях ЗИЛ-114, МАЗ-543П, БелАЗ-540 и др. Однопоточные ГМП компактны, удобно компонуются и

выполнены конструктивно проще, чем двухпоточные. Схема однопоточной передачи показана на рис. VII.8.

Коэффициент трансформации $k_{гм.п}$ однопоточной ГМП будет

$$k_{гм.п}^* = k_T k_{к.п} = \frac{M_T M_2}{M_H M_1} = \frac{M_2}{M_H}, \quad (VII.5)$$

к. п. д. той же передачи

$$\eta_{гм.п}^* = \eta_T \eta_{к.п} = k_T i_{Т.н} k_{к.п} i_{21} = k_T k_{к.п} \frac{\omega_2}{\omega_H}, \quad (VII.6)$$

где k_T , $k_{к.п}$ — коэффициенты трансформации ГДТ и ДКП соответственно; $i_{Т.н} = \frac{\omega_T}{\omega_H}$; $i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$ — передаточные отношения

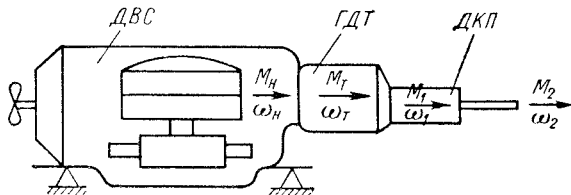


Рис. VII.8. Компоновочная схема однопоточной ГМП

ГДТ и ДКП соответственно; M_H , M_T — моменты насоса и турбины ГДТ; M_1 , M_2 — моменты первичного (входного) и вторичного (выходного) валов ДКП ($M_1 = M_T$); ω_1 , ω_2 — угловые скорости первичного и вторичного валов ДКП ($\omega_1 = \omega_T$).

Как видно из формулы (VII.5), общий $k_{гм.п}^*$ равен произведению коэффициентов трансформации ГДТ и ДКП. Что касается к. п. д. ГМП, то он ниже самого низкого к. п. д. составляющих ГМП агрегатов, т. е. $\eta_{гм.п}^* < \eta_T$.

Невысокие значения к. п. д. однопоточных ГМП является самым существенным их недостатком (на расчетных режимах $\eta_{гм.п}^* \leq 0,7 - 0,8$).

Типоразмеры и контрольные параметры однопоточных ГМП отечественных автомобилей определены отраслевой нормалью ОН025/201-63, которой предусматривается производство ГМП на мощность в диапазоне от 147 до 370 кВт (от 200 до 500 л. с.). Коэффициент трансформации k_T нормированных ГДТ лежит в пределах 2,5—3,6, число передач в ДКП от 2—3 (легковые автомобили) до 4—6 (большегрузные автомобили).

Попытки повышения к. п. д. ГМП с сохранением за ними свойств автоматичности привели к появлению двухпоточных ГМП. Такие передачи имеют будущее и уже нашли практическое применение на ряде зарубежных автомобилей (автомобили фирм «Илломатик», «Дивабус» и др). Структурные схемы двухпоточных ГМП в отличие от однопоточных чрезвычайно разнообразны.

Поэтому приведем для примера (рис. VII.9) лишь одну из возможных схем двухпоточной ГМП в варианте РД (разветвляющая точка — дифференциал).

Мощность ДВС разделяется в разветвляющей точке P на два потока: первый поток проходит через механический ступенчатый

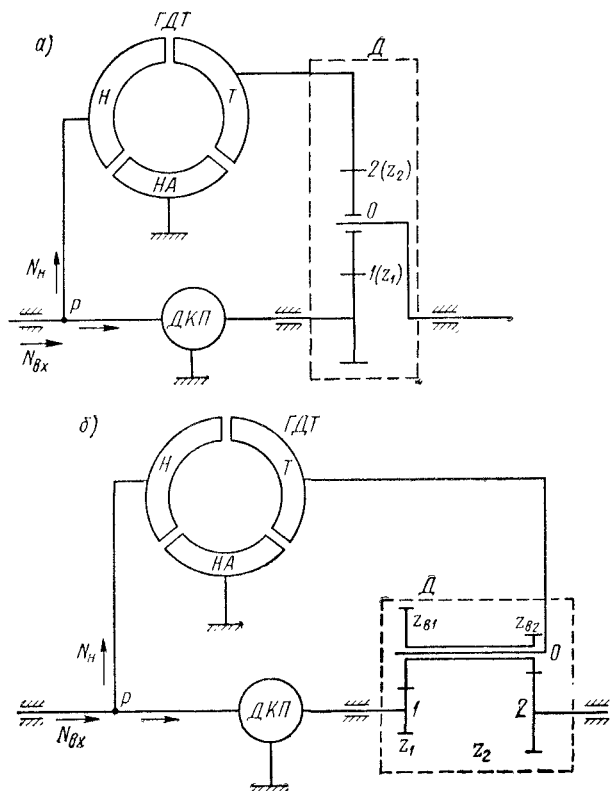


Рис. VII.9. Схемы двухпоточных ГМП: а — с дифференциалом $i'_{12} < 0$; б — с дифференциалом $i'_{12} > 0$

трансформатор ДКП, имеющий высокий к. п. д., второй поток — через ГДТ. Оба потока затем суммируются в дифференциале Δ и далее следуют к ведущим колесам автомобиля. На рис. VII.9 показаны два типа дифференциалов: а) однорядный эпицикл (рис. VII.9, а), б) двухрядный механизм с внешним зацеплением (рис. VII.9, б). Установим величину коэффициента распределения мощности по потокам, равного

$$\chi = \frac{N_H}{N_{\text{вх}}},$$

где N_H — мощность, потребляемая насосом ГДТ; $N_{\text{вх}}$ — входная мощность ГМП (мощность ДВС).

Если раскрыть значение мощностей N_{Π} и $N_{\text{вх}}$, то для одно-
рядного эпицикла (рис. VII.9, а) получим

$$\chi = \frac{k_{\text{к.п}}}{\frac{k_{\text{т}}}{i'_{12}} - k_{\text{к.п}}}, \quad (\text{VII.7})$$

где $i'_{12} = -\frac{z_2}{z_1}$ — внутреннее передаточное число дифференциала;
 $k_{\text{т}}$, $k_{\text{к.п}}$ — коэффициенты трансформации соответственно ГДТ
и ДКП; 1, 2, 0 — элементы D , где 1 — солнце, 2 — эпицикл,
0 — водило.

Из формулы (VII.7) видно, что с увеличением модуля i'_{12} одно-
рядного эпицикла растет χ , т. е. растет нагрузка на ГДТ и ГМП
по своим свойствам приближается к свойствам гидротрансформа-
тора. На загрузку потоков влияют также и коэффициенты
трансформации, а именно с увеличением $k_{\text{т}}$ загрузка ГДТ умень-
шается, а с увеличением $k_{\text{к.п}}$ загрузка ГДТ увеличивается.

Коэффициент распределения χ может быть как отрицательным,
так и положительным. При отрицательном значении χ — мощ-
ность от точки P отводится к насосу ГДТ, при положительном χ —
мощность к точке P подводится от насоса (например, при трогании
автомобиля с места, когда в схеме на рис. VII.9, а водило O
еще неподвижно или имеет малую скорость вращения).

Нетрудно показать, что для рассмотренной схемы двухпоточ-
ной гидромеханической передачи¹

$$k_{\text{ГМ.п}}^{**} = k_{\text{т}} k_{\text{к.п}} \frac{1 - i'_{12}}{k_{\text{т}} - i'_{12} k_{\text{к.п}}}; \quad (\text{VII.8})$$

$$\eta_{\text{ГМ.п}}^{**} = \eta_{\text{т}} \eta_{\text{к.п}} \frac{\eta_{\text{к.п}} - i'_{12} i'_{\text{т.п}} i'_{\text{к.п}} \eta_{\text{к.п}}}{\eta_{\text{т}} - i'_{12} i'_{\text{т.п}} i'_{\text{к.п}} \eta_{\text{к.п}}}. \quad (\text{VII.9})$$

На коэффициент трансформации $k_{\text{ГМ.п}}^{**}$ и к. п. д. двухпоточ-
ной передачи накладывает свое влияние внутреннее передаточное
число i'_{12} дифференциала. Если сравнить формулы (VII.5) и (VII.8),
то видно, что коэффициент $k_{\text{ГМ.п}}^{**}$ для двухпоточной передачи отли-
чается от $k_{\text{ГМ.п}}^*$ однопоточной передачи множителем $\frac{1 - i'_{12}}{k_{\text{т}} - i'_{12} k_{\text{к.п}}}$.

При отрицательном внутреннем передаточном числе i'_{12} (рис. VII.9, а)
этот множитель всегда меньше 1,0 и, следовательно, при тех же
значениях $k_{\text{т}}$ и $k_{\text{к.п}}$ двухпоточная передача будет иметь и меньший
 $k_{\text{ГМ.п}}^{**}$, чем $k_{\text{ГМ.п}}^*$ однопоточной передачи. Нетрудно получить
аналогичные выводы и в отношении свойств двухпоточных

¹ Для того чтобы не усложнять выводов к. п. д. дифференциала D принят
равным $\eta_{\text{д}} = 1,0$.

передач, у которых дифференциал имеет положительное внутреннее передаточное число (рис. VII.9, б, $i'_{12} = \frac{z_{B1}z_2}{z_1z_{B2}}$).

Что касается к. п. д. двухпоточной передачи $\eta_{гм.п}^{**}$, то он всегда больше, чем к. п. д. однопоточной передачи $\eta_{гм.п}^*$: числитель выражения (VII.9) при любом i'_{12} всегда больше, чем знаменатель, так как $\eta_{к.п} > \eta_r$.

Таким образом, двухпоточные ГМП обладают большими резервами по улучшению энергетических показателей и преобразующих свойств силовых передач автомобилей. Они позволяют создать преобразующие устройства, которые не уступают однопоточным передачам в отношении автоматического регулирования момента в нужном диапазоне и превосходят последние по экономичности (по к. п. д.).

Следует иметь в виду, конечно, что двухпоточные передачи существенно сложнее, чем однопоточные (хотя бы уже потому, что нужен дифференциал), требуют для компоновки большей габаритной ширины машины и применения ряда дополнительных согласующих механизмов, могут загружаться значительной циркулирующей мощностью (в зависимости от схемы), которая не может не влиять на конструктивные показатели двухпоточных ГМП и их работоспособность.

Конструкция основных узлов гидродинамических коробок передач (ГДТ)

Лопастные колеса ГДТ изготавливаются литьем (МАЗ) или штамповкой с последующей подборкой отдельных частей (лопаток, чашек, торовых колец) пайкой, точечной сваркой (ЗИЛ) или развальцовкой (ГАЗ). Литые колеса применяются для высокомоментных, сравнительно тихоходных ГДТ большой мощности, штампованные — для быстроходных ГДТ (легковые автомобили). Для лопаток 1 (рис. VII.10, а), изготавливаемых штамповкой, употребляется листовая сталь (сталь 20, 45 и др.), толщиной 0,8—1,5 мм. Преимуществом штампованных колес является высокая чистота обработки поверхности (не ниже $\nabla 5$), малый вес, технологичность и простота их изготовления.

Литые 1 рабочие колеса (рис. VII.10, б) изготавливают чаще всего из алюминиевых сплавов (АЛ-4, АЛ-9), содержащих значительное количество кремния (до 6%). Такие сплавы отличаются хорошими литейными качествами, имеют малую усадку, обладают достаточной механической прочностью и высокой коррозионной стойкостью. После отливки рабочие колеса подвергаются термической обработке. Нагрев до 530°C , выдержка в течение 5—6 ч, закалка в воде при $t = 80 \div 100^\circ\text{C}$ с последующим отпуском при $t = 175^\circ\text{C}$ и охлаждение на воздухе. Недостатком литых колес является большая шероховатость рабочих поверхностей (чистота не выше $\nabla 3$), сложность технологии обработки, а также усадочные явления, искажающие форму лопаток при литье.

Рабочие колеса после изготовления тщательно балансируются. Допустимый дисбаланс обычно не превышает $(2 \div 5) 10^{-3} \text{Н} \cdot \text{м}$ (20—50 гс·см).

Опоры рабочих колес. Все рабочие колеса ГДТ строго соосны. Валы насоса и турбины установлены в подшипниках. В качестве подшипников используются бронзовые или стальные втулки скольжения 2 (ГДТ легковых автомобилей, например ЗИЛ-114, рис. VII.10, а), подшипники 2 качения (ГДТ грузовых автомобилей, например МАЗ-543, БелАЗ-540 на рис. VII.10, б) или комбинация тех и других.

Возникающие на лопастных колесах осевые усилия воспринимаются специальными упорными втулками 3 (рис. VII.10, а), основными несущими подшипниками 2 (рис. VII.10, б) или автономными упорными подшипниками (рис. VII.2, а). Смазка подшипников производится рабочей жидкостью гидротрансформатора.

Муфты свободного хода (МСХ) направляющего аппарата. Они могут быть роликовыми (автомобили МАЗ-543, БелАЗ-540 и др.) или кулачковыми. Подробное описание конструкции муфт изложено в предыдущей главе.

Уплотнительные устройства ГДТ. Они должны быть надежными, чтобы в течение длительного срока не допускать течи рабочей жидкости из внутренней полости, находящейся под напором подпитки 0,2—0,4 МПа (2—4 кгс/см²) и динамического давления. Течь рабочей жидкости считается одной из серьезных неисправностей ГДТ. Особенно в напряженных и неблагоприятных условиях работают уплотнительные устройства в местах установки рабочих колес на опорах (уплотнения $У_1$ и $У_2$ на рис. VII.10). В качестве уплотнительных устройств в указанных местах используются лабиринтные или манжетные уплотнения. Правильным выбором геометрии колец и канавок, формы и числа рабочих кромок, величин удельных давлений и соответствующих материалов удастся создавать надлежащую герметизацию рабочих полостей ГДТ.

Подпитка и охлаждение ГДТ. Подпитка обеспечивает постоянное поддержание в рабочей полости ГДТ некоторого избыточного давления с целью предупреждения кавитационных явлений. Последние возникают в зонах пониженного давления, какими являются чаще всего участки круга циркуляции на входе рабочей жидкости в насосное колесо. Следовательно, давление подпитки целесообразно подавать на стыке между $НА$ и $Н$. Во всех случаях давление подпитки должно быть больше давления насыщенного пара рабочей жидкости.

Кавитация приводит к разрушению лопаток рабочих колес (эрозия поверхностей), их вибрации и шуму, а также снижению к. п. д. ГДТ.

Подпитка необходима и для пополнения ГДТ рабочей жидкостью, часть которой вследствие утечек может теряться. Подпитка

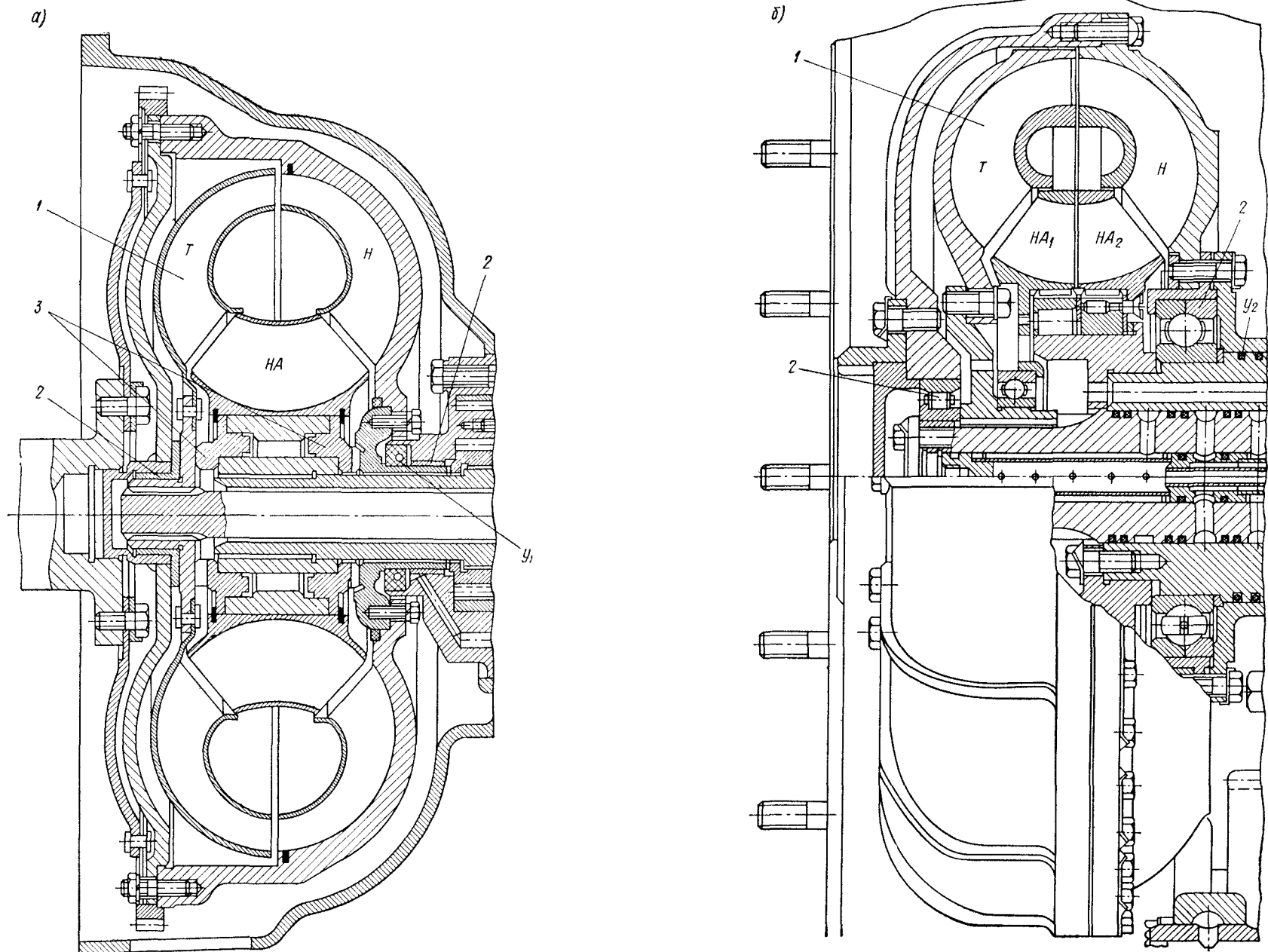


Рис. VII.10. Конструкция отечественных гидротрансформаторов: *a* — одноступенчатый простой неблокируемый ГДТ ГАЗ; *б* — одноступенчатый полимерный неблокируемый ГДТ БелАЗ

осуществляется от основного насоса ГМП, а давление подпитки регулируется специальным клапаном.

Вследствие скольжения рабочих колес и наличия потерь (гидравлические и механические) рабочая жидкость ГДТ нагревается. Для поддержания ее нормального температурного режима ($t \leq 70 - 110^\circ \text{C}$) в гидросистему ГДТ включается радиатор, через который непрерывно циркулирует рабочая жидкость.

Конструкция радиаторов ни чем не отличается от конструкции радиаторов автомобильных систем смазок и систем охлаждения. Прокатка жидкости через радиатор осуществляется автономным насосом (шестеренчатым, лопастным и др.).

Рабочие жидкости ГДТ. В качестве рабочих жидкостей используются минеральные масла и их смеси. Так для ГДТ автомобилей БелАЗ-540 рекомендуется всесезонное масло марки А по ТУ 38-1-110-67, а также смеси масел: для летнего периода эксплуатации—смесь из 30% масла МТ-16П по ГОСТ 6360-58 (или МС-20 по ГОСТ 1013-49) и 70% веретенного масла АУ по ГОСТ 1642-50; для зимних условий — смесь из 30% масла МТ-16П (или МТ-14П или МС-14) и 70% веретенного масла АУ.

Гидродинамические передачи ГАЗ и ЗИЛ, включающие автоматизированные системы, требуют рабочие жидкости более высокого качества типа ВНИИНП-1.

В ряде случаев, в связи с тем, что гидросистемы ГДТ и дополнительные КП объединены, для устранения коррозии деталей КП в рабочую жидкость (ГДТ МАЗ) вводятся антикоррозионные присадки типа АКОР-1 (СТУ 36-1315-64). Количество присадки составляет 10% от веса приготовленной смеси рабочей жидкости.

Возможно применение вместо стандартизованных рабочих жидкостей их заменителей — турбинного, трансформаторного или индустриального масел.

Подбор гидротрансформатора

Выбор типа и размера ГДТ для вновь проектируемой машины производится преимущественно на основании использования законов подобия, для чего по опыту выполненных конструкций, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации, отбирается подходящий прототип. Параметры прототипа — коэффициент прозрачности P , к. п. д. ($\eta_{т\max}$), коэффициент трансформации $k_{т\max}$ известны и приемлемы, функция $\lambda_n = f(i_{т.н})$ задана, а конструктивные формы и прочие факторы (форма и углы лопаток, их число и др.) в отношении возможностей будущего производства осуществимы.

Анализ многих ГДТ, в том числе и отечественного производства (ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ), показывает, что в качества расчетного режима их работы при определении активного диаметра D по законам подобия принят режим начала работы ГДТ как гидромурфты. На этом режиме ДВС развивает наибольшую мощность

$N_{m \max}(M_{mN}, n_N)$, где M_{mN} , n_N — момент ДВС и его обороты при максимальной мощности. Поэтому этой проверенной методики обычно и придерживаются. Для двигателя проектируемого автомобиля $N_{m \max}$, M_{mN} и n_N — известны, а $\lambda_n^{\text{пр}} = f(i_{т.н})$ берется по прототипу. Тогда из формулы (VII.3б), поскольку $M_n = M_{mN}$, а $n_n = n_N$ имеем

$$D = \sqrt[5]{\frac{M_{mN}g}{\gamma \lambda_n^{\text{пр}} \omega_N^2}}. \quad (\text{VII.10})$$

Из характеристики прототипа при $k_T = 1$

$$\lambda_n^{\text{пр}} = \frac{M_n^{\text{пр}} g}{\gamma_{\text{пр}} (\omega_n^{\text{пр}})^2 (D_{\text{пр}})^5}. \quad (\text{VII.11})$$

После подстановки в формулу (VII.10) значения $\lambda_n^{\text{пр}} = \lambda_n$ окончательно получим

$$D = D_{\text{пр}} \sqrt[5]{\frac{\gamma_{\text{пр}} (\omega_n^{\text{пр}})^2 M_{mN}}{\gamma (\omega_N)^2 M_n^{\text{пр}}}}. \quad (\text{VII.12})$$

В приведенных формулах индекс «пр» означает принадлежность того или иного параметра к прототипу.

Нередко один и тот же подобранный ГДТ применяют для нескольких двигателей, к одному из которых он точно подобран, а для других спроектированный ГДТ нужно приспособлять, чтобы полностью загрузить ДВС. Для этой цели между двигателем и ГДТ устанавливают согласующий редуктор (СР). Он может быть как ускоряющим, так и замедляющим. Передаточное число СР находится из уравнения (к. п. д. СР $\eta_{\text{ср}} = 1,0$):

$$M_{mN} i_{\text{ср}} = \lambda_n \frac{\gamma}{g} \left(\frac{\omega_N}{i_{\text{ср}}} \right)^2 D^5, \quad (\text{VII.13})$$

откуда

$$i_{\text{ср}} = \sqrt[3]{\frac{\lambda_n \gamma D^5 \omega_N^2}{M_{mN}}}. \quad (\text{VII.14})$$

Как и раньше коэффициент момента насоса λ_n выбирается для $k_T = 1,0$ ($i_{т.н}$ при $k_T = 1$).

Оценка эксплуатационных преимуществ ГДТ и ГМП

По опытным данным [VII.7] при установке на городских автобусах ГДТ увеличивается средний пробег агрегатов трансмиссии до капитального ремонта по сравнению с механической ступенчатой КП по полуосям и главным передачам ведущих мостов более чем в 2 раза, а по моторесурсу двигателей в 1,85 раза. Это обусловлено меньшими динамическими нагрузками, отсутствием

резонансных колебаний агрегатов трансмиссии, плавным троганием и разгоном автомобилей, более стабильным режимом работы ДВС.

Увеличение ресурса агрегатов трансмиссии и двигателей существенно снижает и эксплуатационные расходы. Кроме того, при наличии ГДТ (ГМП) значительно облегчается труд водителей: с механической КП водитель на автобусе в городских условиях делает от 700 до 2000 различных переключений в силовой передаче за смену, в то время как на автобусах с ГМП число переключений снижается на 58—60%.

§ 32. ГИДРООБЪЕМНЫЕ ПЕРЕДАЧИ (ГИДРООБЪЕМНЫЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ)

Типы гидрообъемных трансформаторов

В отличие от гидротрансформаторов, где используется динамический напор рабочей жидкости $H = \frac{v^2}{2g}$ (v — скорость жидкости в м/с, g — ускорение силы тяжести, м/с²), в гидрообъемных трансформаторах реализуется в основном гидростатический напор $H = \frac{p}{\gamma}$ (p — давление рабочей жидкости, Па, γ — удельный вес жидкости, Н/м³) или иначе напор вытесняемых объемов рабочей жидкости.

Различают три типа гидрообъемных передач (ГОП):

в варианте гидрообъемного трансформатора (ГОТ);

в варианте «гидровала» или «гидроредуктора»;

двухпоточная, в которой через гидрообъемный трансформатор пропускается лишь часть общей мощности ДВС. Этот тип находится в стадии прогнозирования и пока недостаточно исследован.

На автомобилях, оборудуемых гидрообъемными трансформаторами (ГОТ), факторы мощностного потока (момент и обороты) на ведущих колесах изменяются за счет изменения рабочих параметров гидромашин, составляющих ГОТ при возможном постоянстве мощности первичного двигателя (ДВС). В ГОП типа «гидровал» и «гидроредуктор» параметры гидромашин постоянны, изменение факторов мощностного потока на ведущих колесах осуществляется регулированием потребляемой мощности ДВС.

Гидрообъемные трансформаторы в силовой передаче автомобиля являются агрегатами постоянного действия в отличие от ГОП типа «гидровал» (или «гидроредуктора»), которые относятся к числу передач периодического (бустерного) действия, например, при помощи «гидровала» легко осуществляется временная активизация осей прицепов (полуприцепов).

Гидрообъемные передачи и в первую очередь ГОТ относятся к числу перспективных, к их преимуществам причисляются [VII.1]:

возможность бесступенчатого изменения факторов мощностного потока (M , ω) на ведущих колесах в широком диапазоне эксплуатационных режимов;

дистанционность (отсутствие необходимости иметь карданную передачу), простота и удобство разделения мощности по ведущим колесам (отсутствуют раздаточные коробки, главные передачи, межколесные и межосевые дифференциалы и др.);

возможность осуществления за счет ГОТ торможения автомобиля с различной интенсивностью (в том числе длительного торможения, например, на горных спусках).

Эти важные достоинства ГОТ непрерывно привлекают внимание конструкторов и настойчиво ищутся пути к их более широкому практическому применению на автомобилях. Причинами, затрудняющими реализацию положительных свойств ГОП, являются следующие:

необходимость применения высоких рабочих давлений жидкости до 25—50 МПа (250—500 кгс/см²), так как только в этом случае можно получить ГОТ умеренных габаритов и веса, сопоставимых с агрегатами механических передач;

высокие требования к точности изготовления (2-й класс точности) и качеству рабочих поверхностей (чистота обработки $\nabla 9$ — $\nabla 10$) гидроагрегатов; при недостаточной точности и низком качестве поверхностей резко возрастают утечки, что приводит к снижению эффективных показателей гидромашин;

сравнительно невысокие значения общего к. п. д. ГОТ, составляющего для лучших образцов $\eta_T = 0,85 \div 0,90$, а чаще всего $\eta_T = 0,75 \div 0,85$.

необходимость применения высокосортных масел стабильной вязкости и надежных высокопроизводительных фильтров для их очистки.

Варианты компоновки ГОТ и их общие свойства

Любой ГОТ должен включать по крайней мере два гидроагрегата — насос (H), приводимый от ДВС и создающий в гидросистеме требуемое рабочее давление, и гидромотор (M), связанный с ведущими колесами автомобиля и реализующий энергию гидростатического потока жидкости. Один из указанных гидроагрегатов должен быть обязательно регулируемым.

Рассмотрим основные варианты компоновки ГОТ.

Первый вариант компоновки (рис. VII.11, *a*) применим для неполноприводных и полноприводных автомобилей с числом осей не более двух-трех. Питание гидромоторов здесь может быть осуществлено одним насосом, поскольку расход жидкости в магистралях сравнительно небольшой. Для многоосных полноприводных машин одного насоса, как правило, уже недостаточно (по соображениям сохранения умеренных габаритов и надежности), поэтому прибегают к использованию двух (но не более трех)

насосов, каждый из которых питает колеса или своего борта (рис. VII.11, б), или группу своих мостов (например, на каждый насос по два ведущих моста). Многоосные машины, как правило, являются машинами специальными, работающими в тяжелых дорожных и климатических условиях (например, трубовозы нефтегазовой промышленности и пр.), исходя из чего они должны отличаться повышенной надежностью. Применение нескольких

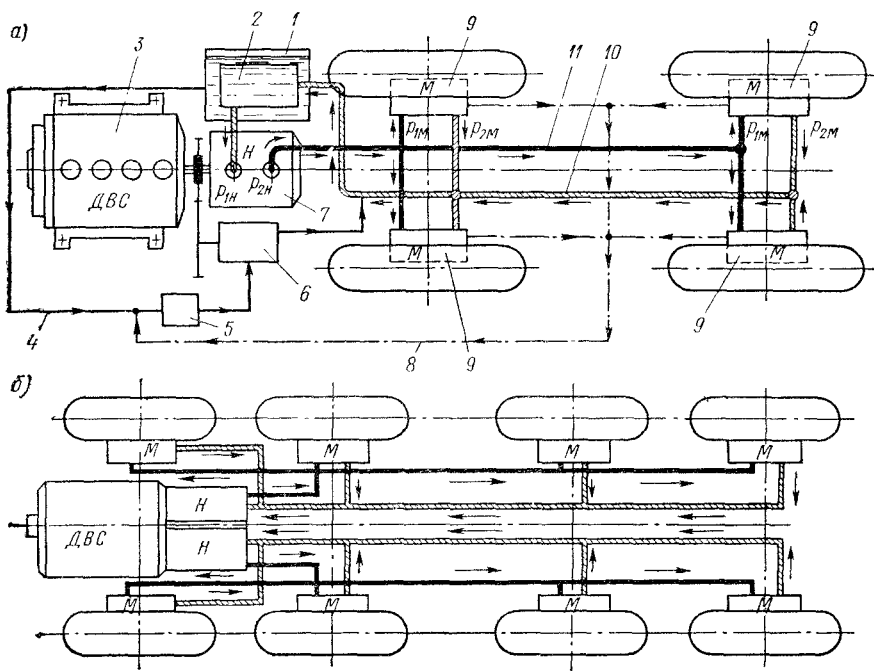


Рис. VII.11. Варианты компоновки основных элементов гидрообъемного трансформатора: а — компоновка с одним насосным агрегатом с обозначением основных узлов и приборов гидросистемы; б — компоновка с автономным бортовым приводом ведущих колес:

1 — бак охладителя; 2 — основной бак; 3 — двигатель внутреннего сгорания; 4 — магистраль подпитки; 5 — фильтр; 6 — насос подпитки; 7 — гидронасос; 8 — дренажные магистрали; 9 — гидромотory; 10 — магистраль низкого давления; 11 — магистраль высокого давления

параллельно действующих насосов и магистралей повышает эксплуатационную надежность транспортных средств: при выходе из строя одной из автономных магистралей, движение возможно на другой исправной магистрали. Кроме того, автономный побортовой гидрообъемный привод (рис. VII.11, б) позволяет за счет реверсирования одного из бортов создавать длинобазную машину высокой маневренности.

Установим основные соотношения для ГОТ на примере наиболее простой его схемы (рис. VII.11, а), включающей один насос

и несколько моторов. Для других схем в предложенный метод необходимо внести некоторые коррективы.

Основным оценочным параметром гидромашины является удельный теоретический объем A , равный объему рабочей жидкости, которую он вытесняет за один оборот. Тогда, если гидромашина делает n (об/с), то ее теоретическая производительность будет

$$Q = An = \frac{A\omega}{2\pi} \text{ м}^3/\text{с}, \quad (\text{VII.15})$$

где A — удельный теоретический (геометрический) объем гидроагрегата, м³/об; ω — угловая скорость вращения ротора гидромашины, 1/с.

«Сработанный» напор гидромашины будет равен разности напоров наибольшего и наименьшего

$$H' = H_{\max} - H_{\min} = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} \text{ м}.$$

У мотора наибольший напор H_1 ($p_{1\text{м}}$ на входе, наименьший H_2 ($p_{2\text{м}}$) на выходе, а у гидронасоса — наоборот. Допуская отсутствие потерь в соединительных трубопроводах, можно считать, что

$$p_{1\text{м}} = p_{2\text{н}}, \text{ а } p_{2\text{м}} = p_{1\text{н}}.$$

Уравнение баланса расхода жидкости в ГОТ будет иметь вид

$$\frac{A_n \omega_n}{2\pi} \eta_{\text{о. н}} = i \frac{A_m \omega_m}{2\pi \cdot \eta_{\text{о. м}}}, \quad (\text{VII.16})$$

где A_n , A_m — удельные теоретические объемы соответственно насоса и мотора; ω_n , ω_m — угловые скорости валов указанных гидроагрегатов; i — число гидромоторов; $\eta_{\text{о. н}}$, $\eta_{\text{о. м}}$ — объемные к. п. д. насоса и мотора соответственно.

Тогда из уравнения (VII.16) получим выражение для определения передаточного числа $i_{\text{н. м}}$ ГОТ

$$i_{\text{н. м}} = \frac{\omega_n}{\omega_m} = i \frac{A_m}{A_n} \frac{1}{\eta_{\text{о. н}} \eta_{\text{о. м}}}. \quad (\text{VII.17})$$

Из этого выражения видно на какие параметры и в каком направлении нужно влиять, чтобы менять передаточное число ГОТ.

Подведенная к насосу механическая мощность преобразуется в гидравлическую. Тогда из уравнения баланса мощностей для насоса получим

$$M_n \omega_n \eta_{\text{в. н}} \eta_{\text{о. н}} = \gamma Q_{\text{н. ф}} H'_{21} = Q_{\text{н. ф}} (p_{2\text{н}} - p_{1\text{н}}), \quad (\text{VII.18})$$

где $\eta_{\text{в. н}}$ — к. п. д. насоса, учитывающий его внутренние потери (любые потери, не являющиеся объемными, например механиче-

ские, диффузорные, дисковые и пр.); $Q_{н.ф} = \frac{A_H \omega_H}{2\pi} \eta_{о.н}$ — фактическая производительность насоса.

Если учесть выражения для $Q_{н.ф}$, то окончательно получим выражение для определения момента, потребляемого насосом

$$M_H = \frac{A_H(p_{2H} - p_{1H})}{2\pi\eta_{в.н}}. \quad (\text{VII.19})$$

Гидравлическая мощность, подведенная к моторам, преобразуется в первоначальную форму — механическую. Из уравнения баланса мощностей для одного мотора имеем:

$$\frac{\eta_{о.м}\eta_{в.м}iQ_{м.ф}H'_{12}}{i} = M_M\omega_M. \quad (\text{VII.20})$$

Так как фактическое количество жидкости, перерабатываемой моторами (их фактическая производительность) $Q_{м.ф} = \frac{A_M\omega_M}{2\pi\eta_{о.м}}$, то после подстановки в выражение (VII.20) вместо $Q_{м.ф}$ его значения, получим формулу для определения момента, развиваемого одним гидромотором

$$M_M = \frac{A_M(p_{1M} - p_{2M})}{2\pi} \eta_{в.м}. \quad (\text{VII.21})$$

Используя выражения (VII.19) и (VII.21), находим коэффициент трансформации ГОТ

$$k_T = i \frac{M_M}{M_H} = i \frac{A_M}{A_H} \eta_{в.н}\eta_{в.м}. \quad (\text{VII.22})$$

Это выражение показывает, на какие параметры следует воздействовать, чтобы изменять k_T в нужном направлении. Сравнивая k_T и $i_{н.м}$ нетрудно установить, что для ГОТ коэффициент трансформации и передаточное число отличаются только формами к. п. д. и их положением в дроби.

Определим общий к. п. д. ГОТ, равный отношению суммарной полезно-использованной мощности всех гидромоторов к подведенной мощности насоса,

$$\eta_T = \frac{\sum N_M}{N_H} = \frac{iM_M\omega_M}{M_H\omega_H} = k_T i_{м.н}. \quad (\text{VII.23})$$

Если подставить вместо k_T и $i_{м.н}$ их значения из выражений (VII.17) и (VII.22), окончательно получим

$$\eta_T = \eta_{в.н}\eta_{в.м}\eta_{о.н}\eta_{о.м}.$$

Для выполненных конструкций гидроагрегатов объемный к. п. д. $\eta_{о.н} \approx \eta_{о.м} = 0,94 \div 0,98$, а внутренний к. п. д. $\eta_{в.н} \approx \eta_{в.м} = 0,92 \div 0,96$.

Характеристики и способы регулирования ГОТ

Гидрообъемные трансформаторы не относятся как ГДТ к числу автоматических и требуют для своего регулирования специальной автоматизированной системы, реагирующей как на изменение внешней нагрузки, так и на положение педали подачи топлива (нагрузку двигателя). Наиболее удобным способом регулирования ГОТ является регулирование геометрического объема насоса, т. е. $A_n = \text{var}$ (при $A_m = \text{const}$). При таком способе регулирования достаточно иметь только одну-две (по числу насосов) автоматизированных системы, воздействующих на величину A_n . Регулирование моторов по A_m (при $A_n = \text{const}$) является более сложным, поскольку число моторов всегда значительно превосходит число насосов (в зависимости от схемы в 4 и более раз), а сами моторы размещены на шасси машины рассредоточенно. Следовательно, регулирование ГОТ по A_m требует нескольких (по числу моторов) синхронно работающих параллельных автоматизированных систем. В связи с изложенным обрабатываемые ГОТ для промышленного применения на автотранспорте регулируются исключительно по первому способу.

Если считать при этом, что ГОТ непрозрачен и мощность, потребляемая насосом, постоянна, т. е. $N_n = M_n \omega_n = \text{const}$ (при $\omega_n = \text{const}$), то согласно выражению (VII.16) скорость автомобиля ($v \sim \omega_m$) будет прямо пропорциональна производительности насоса ($\omega_m = \omega_n \eta_{o. n} \eta_{o. m} \frac{A_n}{i A_m}$) и обратно пропорциональна числу i работающих моторов. Таким образом, изменением A_n и i осуществляется регулирование скорости движения автомобиля.

Момент на выходном вале гидромоторов (ведущих колес) согласно выражению (VII.21) прямо пропорционален перепаду давления $\Delta p = p_{1m} - p_{2m}$ в гидросистеме. В свою очередь, перепад давления в гидросистеме равен [(см. выражение (VII.19)]

$$\Delta p = \frac{2\pi M_n}{A_n} \eta_{в. н.}$$

Следовательно, при регулировании насоса перепад давления будет обратно пропорционален величине регулирования A_n . Назовем отношение текущего значения A_n к его максимальному значению параметром регулирования и обозначим через $\zeta = \frac{A_n}{A_{n \text{ max}}}$. На рис. VII.12, а показана характеристика регулирования (для одного мотора), а на рис. VII.12, б — каноническая характеристика ГДТ. Из рис. VII.12 следует, что, во-первых, ГОТ с регулированием по A_n обеспечивает гиперболическую характеристику (в отличие от ГДТ), что соответствует требованиям идеальной тяговой характеристики, и, во-вторых, создает благоприятные условия для плавного трогания и разгона автомобиля.

Важным вопросом регулирования ГОТ является его реверсирование, т. е. образование заднего хода, автомобиля. Реверсирование ГОТ может быть осуществлено по одному из трех возможных способов:

обращением вращения вала насоса, для чего между ДВС и насосом должен устанавливаться специальный реверс-редуктор; этот способ наиболее простой и доступный;

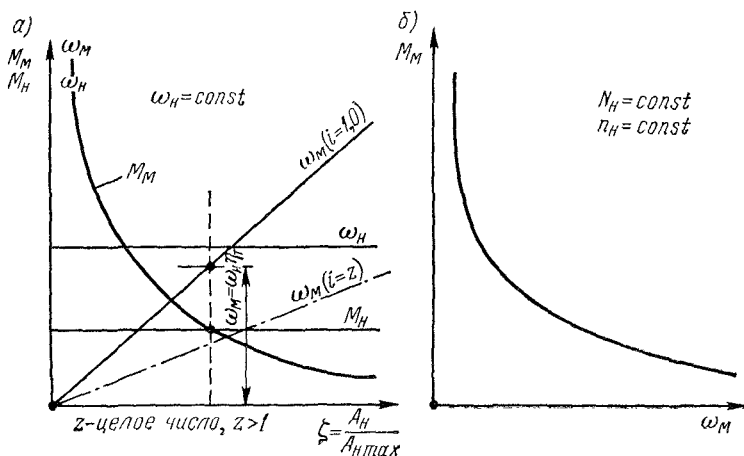


Рис. VII.12. Характеристики гидрообъемного трансформатора: а — характеристика регулирования; б — каноническая характеристика

установкой в магистральных трубопроводах между насосом и моторами специальной распределительной коробки, которая бы допускала переключение направления потока жидкости к моторам; этот способ реверсирования сложнее первого (для многоприводных машин), но вполне осуществим;

применением насосов с двухсторонним регулированием A_N , при котором параметр регулирования ζ мог бы изменяться в пределах от 0 до $+\zeta$ ($\zeta_{\max} = +1,0$) и от 0 до $-\zeta$ ($\zeta_{\min} = -1,0$). Последний способ реверсирования в принципе доступен для большинства типов гидронасосов, но не в одинаковой мере для них целесообразен.

Для гидронасосов с параметром регулирования по эксцентриситету (радиально-поршневые машины) этот способ приводит к чрезмерному усложнению конструкции, в то время как для гидронасосов с параметром регулирования по углу (аксиально-поршневые машины) он легко осуществим и уже нашел практическое применение.

Конструкция ГОТ

В практике машиностроения нашли применение гидроагрегаты различных типов: шестеренчатые, винтовые, шиберные (лопастные) и поршневые. По всем показателям наиболее приемлемыми для ГОТ являются поршневые гидроагрегаты. Другие типы гидроагрегатов используются в ГОП в качестве вспомогательных (в системе подпитки, охлаждения и пр.).

Поршневые гидроагрегаты развивают высокое рабочее давление в напорных магистралях $p = 30\text{—}50$ МПа ($300\text{—}500$ кгс/см²), обладают достаточной быстроходностью (до $2000\text{—}4000$ об/мин), хорошо поддаются регулированию, весьма энергоемки (до $150\text{—}300$ кВт) и обратимы, т. е. могут работать как в режиме насоса, так и в режиме мотора.

Следует иметь в виду, что повышением рабочего давления конструкторы добиваются значительного снижения веса гидроагрегатов и силовой передачи в целом. Вместе с этим, однако, возрастают требования в отношении точности изготовления гидромашин и снижается моторесурс их работы. По данным технической литературы [VII.1] гарантийный моторесурс гидроагрегатов доведен до $5000\text{—}10\,000$ ч их непрерывной работы.

Гидроагрегаты поршневого типа делятся на две группы: радиальные и аксиальные. Те и другие в зависимости от типа распределительного устройства (золотниковой системы) различаются на гидромашин с цапфенным распределением и на гидромашин с торцевым распределением. Клапанное распределение из-за сложности пока не применяется, хотя оно и обеспечивает за счет лучшей герметичности более высокий напор — до $35\text{—}50$ МПа ($350\text{—}500$ кгс/см²).

Радиально-поршневые машины выпускаются с цилиндрической, цилиндро-конической и профильной направляющими. Под направляющей понимается рабочая поверхность радиально-поршневой машины, с которой взаимодействуют поршни и по которой они скользят. Выбором типа направляющей можно получить тот или иной положительный эффект. Например, при цилиндро-конической направляющей поршни совершают не только возвратно-поступательное радиальное перемещение, но и совершают вращательное движение вокруг своих осей, что способствует повышению герметичности и уменьшению потерь на трение. Профильные направляющие позволяют получать гидроагрегаты многократного действия (высокомоментные гидромашин).

Пример конструкции регулируемой радиально-поршневой машины (насоса) с цилиндроконической направляющей и цапфенным распределением показан на рис. VII.13. Ведущий вал 1 через зубчатый венец 2 жестко связан с ротором 4, в котором в два ряда размещены поршни 6. Ротор и ведущий вал установлены в подшипниках качения. Поршни взаимодействуют с цилиндро-коническими направляющими 5 (угол конуса $10\text{—}12^\circ$). На

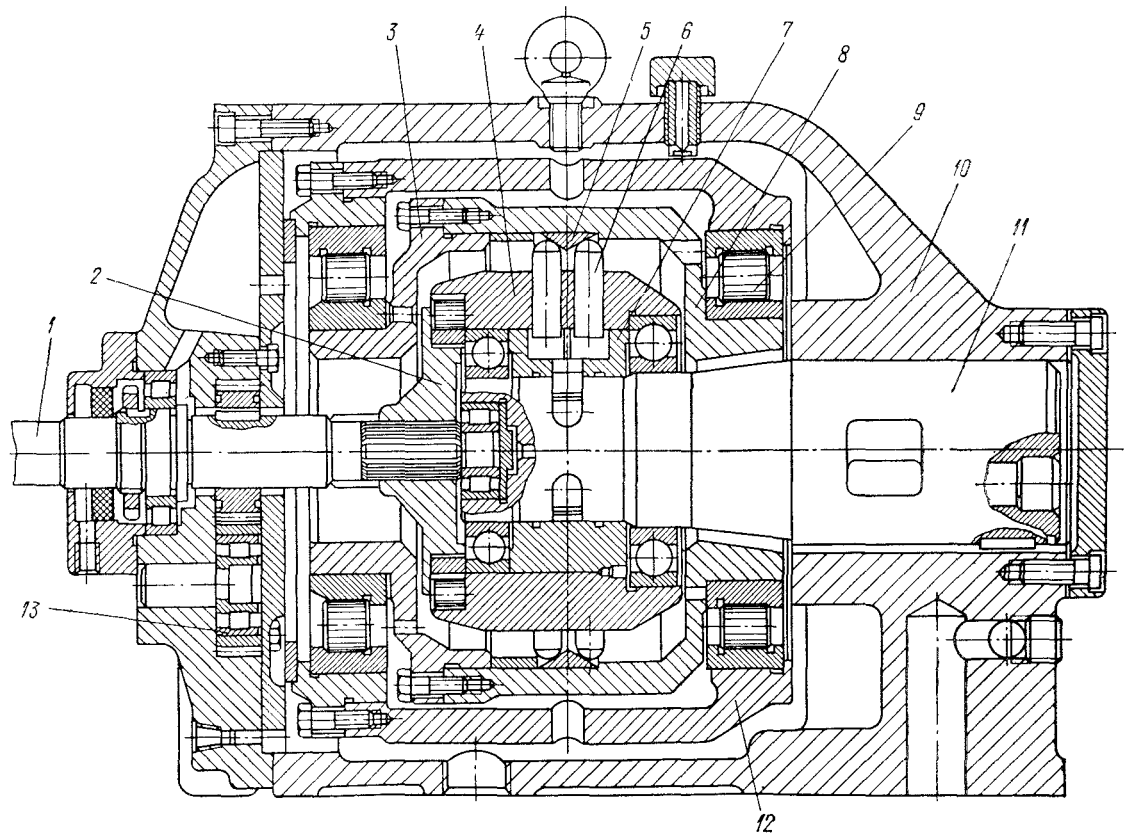


Рис. VII.13. Конструкция радиально-поршневого регулируемого насоса

цапфе 11 размещен распределитель 7, соединенный трубопроводами с напорной и сливной магистралями. Направляющие 5 запрессованы в обойму 8 и поджаты фланцем 3. Обойма может под действием сил трения, возникающими между поршнями и направляющими, в окружном направлении проворачиваться (в подшипниках 9), что обеспечивает ее равномерный износ и высокий срок службы.

Реактивный момент ротора воспринимается обоймой 8 и далее через блок 12 передается на корпус 10. В конструкции насоса предусмотрено перемещение блока 12 в пределах 15—17 мм по отношению к ротору 4 (перпендикулярно плоскости чертежа). Этим осуществляется изменение геометрического объема гидронасоса (A_n и ζ). От ведущего вала 1 приводится в действие подпиточный насос 13.

Принцип поршневого гидроагрегата (например, в режиме насоса) заключается в следующем. При вращении вала 1 часть поршней 6 вследствие наличия между ротором 4 и направляющими 5 эксцентриситета перемещается в направлении к центру, создавая напор жидкости, в то время как другая часть перемещается от центра, засасывая в поршневое пространство очередной объем жидкости. Прижатие поршней к направляющим осуществляется или только центробежными силами или также еще и с помощью прижимных пружин.

Важным положительным свойством радиально-поршневых гидроагрегатов является возможность достижения малых осевых габаритов, позволяющих производить установку гидромоторов непосредственно в ведущих колесах автомобилей. Получение необходимого момента на колесах в этом случае осуществляется применением специальных высокомоментных моторов (ВММ), могущих работать в широких пределах оборотов (7—400 об/мин) и не требующих механического редуцирования. На рис. VII.14 показан один из вариантов ВММ девятикратного действия (за один оборот ротора в каждом цилиндре совершается девять рабочих циклов). Статор 2 закреплен жестко на раме автомобиля. В статоре выполнена профильная направляющая, состоящая из девяти сегментных ячеек. По направляющей перекатываются парные ролики 3, которые посажены на осях ползунов 4. Ползуны взаимодействуют с поршнями 5, которых в роторе 1 установлено в каждом ряду по два (а всего 34). Подвод и отвод жидкости к гидромотору производится через цапфенный распределитель 6.

Гидроагрегаты с профильными направляющими в отличие от гидроагрегатов с цилиндрическими направляющими не могут регулироваться за счет изменения геометрического объема. Поэтому в таких гидроагрегатах возможно лишь частичное регулирование, осуществляемое выключением из работы части рабочих цилиндров. Это производится принудительным поворотом распределителя 6, который может занимать несколько (шесть) фиксированных положений.

Для любого из положени ротора примерной половина поршней находится под напором и создает момент (вращение ведущих колес), а другая часть — соединена с магистралью вытеснения жидкости (слива).

Основным недостатком радиально-поршневых гидроагрегатов является их меньшая быстроходность, чем аксиально-поршневых из-за большого момента инерции ротора.

Аксиально-поршневые гидроагрегаты по кинематическим свойствам бывают с вращающимся и невращающимся блоком цилин-

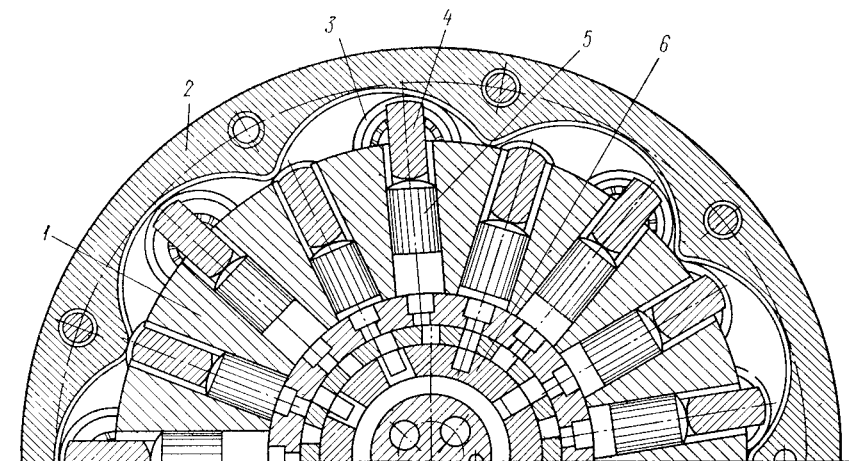


Рис. VII.14. Элементы конструкции радиально-поршневого высокомоментного гидромотора с профильной направляющей статора

дров, а по конструкции — с наклонным блоком цилиндров, с наклонной шайбой или наклонным диском.

На рис. VII.15 показана типичная конструкция аксиально-поршневого нерегулируемого мотора с вращающимся блоком цилиндров и наклонным диском. В корпусе (статоре) 1 установлен составной блок цилиндров 2, который может вращаться в подшипниках 3 и в расточке корпуса. Между блоком цилиндров и приставкой 7 корпуса закреплен торцовый распределитель 8. В расточках цилиндров блока размещены поршни 6, головки которых завальцованы в наклонном подвижном диске 5 (угол наклона диска $\gamma =$ до 25°).

Блок цилиндров через шлицы жестко связан с валом 9 привода колес автомобиля. Постоянное поджатие блока цилиндров к распределителю и наклонного диска к опоре осуществляется разжимной пружиной 4. Подвод и отвод жидкости производится через каналы А и В.

При подаче в канал А высокого давления поршни, лежащие за плоскостью чертежа, будут выдвигаться из блока цилиндров

и воздействовать на наклонный диск. На этом диске возникают окружные составляющие давления, которые и заставят его вращаться. Вращающийся диск поведет за собой поршни, а через них и сам блок цилиндров, а следовательно и ведущие колеса автомобиля. Поршни, лежащие перед плоскостью чертежа, будут вытеснять жидкость в сливную магистраль.

В выполненных конструкциях применяются следующие типовые материалы: для поршней, распределительных цапф и распре-

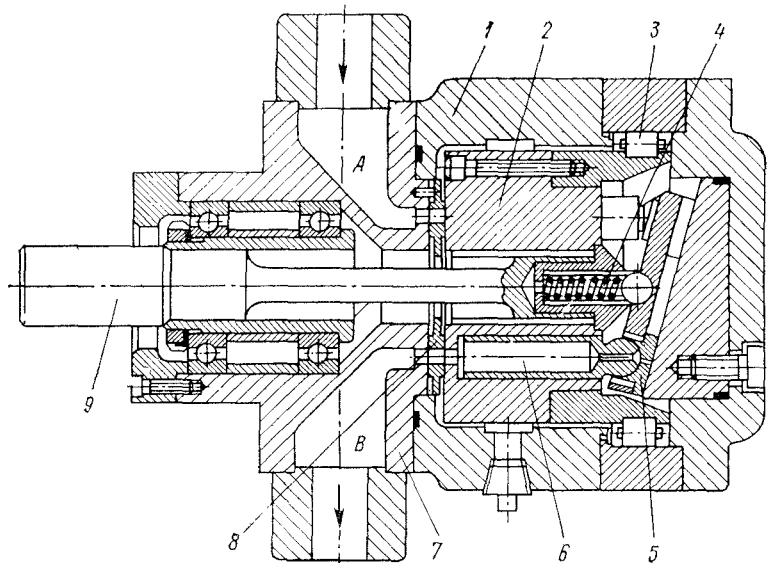


Рис. VII.15. Конструкция аксиально-поршневого нерегулируемого гидромотора

делительных дисков стали марок 20X и 40X с твердостью после термообработки поверхностей трения $HRC\ 56-62$; для направляющих — стали марки ШХ-15, для роторов и блоков цилиндров — чугуны марки СЧ 32—52, для распределительных втулок — антифрикционные бронзы Бр.ОСН10-2-3, Бр.ОФ10-1 или Бр.СЧЖ7-2.

При изготовлении гидроагрегатов выдерживаются жесткие нормы на точность изготовления и чистоту обработки поверхностей: овальность и конусность распределительных цапф, цилиндров и поршней не должны превышать 5 мкм, чистота обработки направляющих и зеркала цилиндров — $\nabla 9 - \nabla 10$.

Для обеспечения нормальной работы гидрообъемных передач применяются жидкости, удовлетворяющие требованиям, предъявляемым к ним как к рабочему телу, так и как к смазочному материалу. Таким требованиям отвечают углеводородные полимеры

минеральных масел и некоторые кремнийорганические и фтороуглеродные полимеры. Из числа полимеров минеральных масел наиболее универсальными и подходящими для ГОТ являются авиационные жидкости АМГ-10 и АГМ, имеющие весьма стабильную вязкость в широком диапазоне температур (от $+50$ до -60°C), хорошие смазывающие и антикоррозионные свойства и отличающиеся низкой растворимостью воздуха. Указанные масла содержат специальные присадки, повышающие их свойства и работоспособность. Для среднеклиматических условий возможно применение менее дефицитных минеральных масел типа АУ, а также индустриальных масел 20 и 45.

Кремниевополимерные жидкости (ЖРМ-1 и др.) по своим свойствам не уступают минеральным жидкостям, однако по сравнению с последними они более агрессивны по отношению к уплотнительным устройствам, шлангам и прочей резиновой арматуре.

Подбор гидроагрегатов ГОТ

Конкретное содержание расчета зависит от типа гидроагрегата, режима его работы и особенностей его конструкции, однако общий подход при этом будет примерно одинаков для всех разновидностей гидромашин. Рассмотрим, для примера, радиально-поршневой гидроагрегат с цилиндрической направляющей (рис. VII.16). Центр O_1 ротора P по отношению к центру статора O сдвинут на величину эксцентриситета ϵ . Величина его может принудительно средствами автоматики или вручную меняться (для насосов) или оставаться постоянной (для моторов). На приведенном рисунке в крупном масштабе показан лишь один силовой элемент гидромашин для положения, когда эксцентриситет максимален ($\epsilon = \epsilon_{\max}$). Пусть гидроагрегат работает в режиме мотора. Тогда направление вращения ротора будет против часовой стрелки. Полезный момент сопротивления M_c на валу ротора преодолевается моментом M_m , возникающим на роторе от поршней, находящихся в данный момент времени под напором жидкости.

На поршень со стороны статора действуют две силы: нормальная сила N (составляющие T и R) и касательная сила трения $F = \mu N$ (составляющие F_T и F_R).

Из уравнения моментов сил относительно центра ротора (точка O_1) получим выражение для M_{m0} одного цилиндра (положение его относительно исходного положения $H - H$ определяется углом α)

$$M_{m0} = (T - F_T) \cdot x - (R + F_R) y. \quad (\text{VII.24})$$

Так как

$$T = R \operatorname{tg} \beta, \quad F_T = F \cos \beta, \quad F_R = F \sin \beta,$$

$$F = \mu N = \mu \frac{R}{\cos \beta},$$

где μ — коэффициент трения в контактной паре поршень—направляющая; β — текущий угол направления силы N ; x , y — плечи приложения сил относительно оси вращения O_1 ротора, то после подстановки в выражение (VII.24) и некоторых преобразований

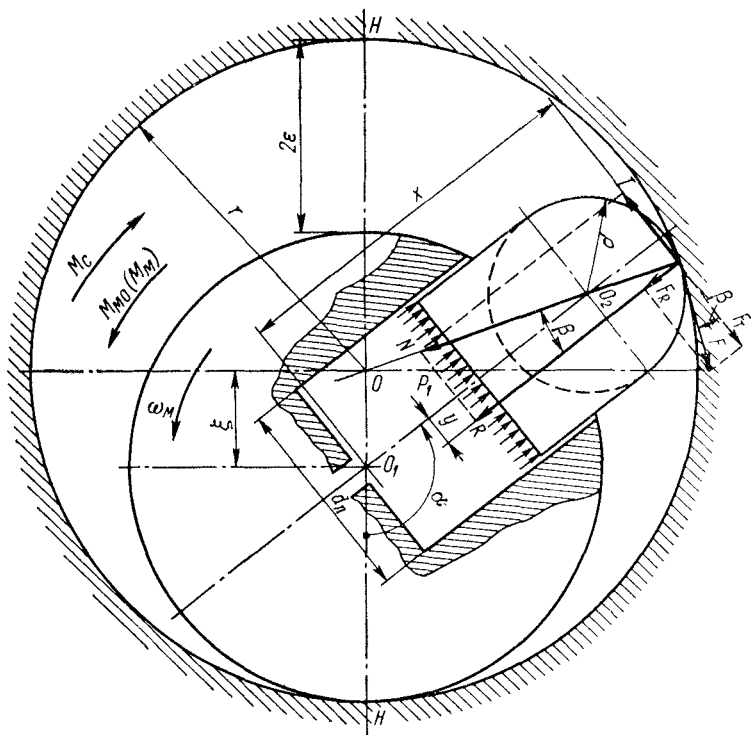


Рис. VII.16. Расчетная схема радиально-поршневого гидроагрегата (режим мотора)

получим:

$$M_{m0} = R [(\operatorname{tg} \beta - \mu) x - (1 + \mu \operatorname{tg} \beta) y]. \quad (\text{VII.25}).$$

Нетрудно показать, что, в свою очередь,

$$\left. \begin{aligned} \sin \beta &= \frac{\varepsilon}{r - \rho} \sin \alpha; \\ x &= \rho \cos \beta + (r - \rho) \left(\cos \beta - \frac{\varepsilon}{r - \rho} \cos \alpha \right); \\ y &= \rho \sin \beta, \end{aligned} \right\} \quad (\text{VII.26})$$

где r — радиус цилиндрической направляющей статора; ρ — радиус сферы поршня (ролика поршня); α — текущее значение угла поворота ротора, отсчитываемое от нейтрального положения HH .

В большинстве существующих конструкций взаимодействие поршней ротора с направляющими осуществляется через ролики, поэтому в исходном выражении для M_{M0} (VII.24) допустимо пренебрежение силами трения μN ($\mu = 0,001 \div 0,002$). С учетом сделанного замечания и приняв во внимание геометрические зависимости (VII.26) окончательное выражение для момента, развиваемого одним поршнем ротора, будет

$$M_{M0} = \varepsilon R \sin \alpha \left[1 - \frac{\frac{\varepsilon}{r-\rho} \cos \alpha}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{r-\rho} \sin \alpha\right)^2}} \right]. \quad (\text{VII.27})$$

Значения R находятся из очевидного соотношения:

$$R = p_1 \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4},$$

где p_1 — давление рабочей жидкости на входе в мотор; d_{Π} — диаметр поршней ротора.

Для многопоршневой машины итоговый крутящий момент на валу гидромотора равен сумме моментов всех поршней, находящихся под напором, за вычетом момента сопротивления тех поршней, которые для рассматриваемого мгновения времени соединены через распределитель сливной магистрали, т. е.

$$M_M = \varepsilon q \frac{\pi d_{\Pi}^2}{4} \left\{ p_1 \sum_{i=1}^{i=m'} \sin \alpha_i \left[1 - \frac{\frac{\varepsilon}{r-\rho} \cos \alpha_i}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{r-\rho} \sin \alpha_i\right)^2}} \right] - p_2 \sum_{i=1}^{i=m''} \sin \alpha_i \left[1 - \frac{\frac{\varepsilon}{r-\rho} \cos \alpha_i}{\sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon}{r-\rho} \sin \alpha_i\right)^2}} \right] \right\}, \quad (\text{VII.28})$$

где p_1 , p_2 — высокое (на входе) и низкое (на выходе) давление гидромотора соответственно; α_i — угол, определяющий положение данного ряда поршней от начала отсчета HN ; m' , m'' — число рядов цилиндров ротора, находящихся под напором и под сливом соответственно; q — число поршней в каждом ряду ротора.

Из формулы VII.28 видно, что при всех прочих равных условиях развиваемый гидромотором момент (или потребляемый насосом момент) тем больше, чем больше эксцентриситет ε (в общем случае — параметр регулирования ζ), давление напора p_1 , диаметр поршня d_{Π} , число рядов цилиндров q и число поршней m' . Число рядов цилиндров (поршней) в гидроагрегатах выбирается всегда нечетным (7, 9 или 11), так как при этом удается снизить пульсацию жидкости и обеспечить более равномерный рабочий процесс гидропривода.

Найдем удельный теоретический (геометрический) объем радиально-поршневого гидроагрегата с цилиндрической направляющей. Обозначим ход поршня через S . Максимальное значение хода

$$S_{\max} = x_{\alpha=\pi} - x_{\alpha=0} = 2e.$$

За один оборот ротора все поршни срабатывают один раз (для машин однократного действия). Тогда

$$A_{\text{м(н)}} = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} m q S = \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4} m q 2e,$$

где $m = m' + m''$ — общее число рядов цилиндров в роторе.

Один и тот же гидроагрегат может работать как в режиме насоса (н), так и в режиме мотора (м).

Методика подбора гидроагрегатов для ГОТ изложена в специальной литературе [VII.1].

§ 33. ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ (ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ ТРАНСФОРМАТОРЫ)

Типы электрических передач

Электротрансформаторы бывают двух типов [VII.3]:

а) без разделения потока мощности ДВС (однопоточные, с последовательным потоком), когда вся мощность ДВС в генераторе преобразуется в электрическую мощность, а в электромоторах — в первоначальную механическую, поступающую к ведущим колесам автомобиля;

б) с разделением потока мощности ДВС (двухпоточные), когда часть мощности ДВС пропускается через ЭТ (генератор-электромотор), а другая ее часть — через механическую ветвь трансмиссии; суммирование параллельных потоков осуществляется в дифференциальном механизме (аналогично двухпоточным ГМП, см. рис. VII.9). Электрические передачи с параллельными потоками в литературе принято называть электромеханическими трансформаторами (ЭМТ) в отличие от однопоточных, называемых просто электрическими трансформаторами (ЭТ).

Однопоточные передачи являются довольно распространенными, наиболее простыми, имеют высокие преобразующие свойства (применялись на автобусах ЗИЛ-154), однако в отличие от двухпоточных они обладают более низким к. п. д. и большим весом.

Так же как и ГДТ и ГОТ электрические трансформаторы (и ЭМТ) могут для расширения диапазона регулирования использоваться в комплексе с дополнительной ступенчатой коробкой передач (см. рис. VII.8 и VII.9).

В зависимости от рода тока ЭТ (ЭМТ) делятся на передачи постоянного тока и передачи переменного тока. Передачи на пере-

менном токе более компактны и легче по весу, чем на постоянном токе. Однако сложность регулирования машин переменного тока затрудняет практическое применение их на автотранспорте. По этой причине промышленное использование пока получили ЭТ на постоянном токе.

ЭТ и ЭМТ на постоянном токе в свою очередь различаются по числу электромоторов (одномоторные, многомоторные), по особенностям конструкции электромашин (одинарного вращения, двойного вращения), способу регулирования (саморегулируемые, регулируемые принудительно) и пр.

Внимание к ЭТ за последние годы резко возросло в связи с потребностями в создании большегрузных высокоподвижных транспортных средств на 1—2 МН (100—200 *тс*), которые могут быть из-за ограничительных дорожных нормативов только многозвенными (многозвенные автопоезда типа Ле-Турно и др.). ЭТ позволяют легко при помощи электропроводки обеспечивать передачу энергии ДВС на прицепные звенья, находящиеся на большом расстоянии друг от друга и от ДВС (длина транспортных средств достигает 150—300 м), и осуществлять рациональную компоновку ведущих движителей (разместить в каждом колесе прицепных звеньев электромотор). Применение карданных передач и обычной механической трансмиссии для указанных транспортных средств нерентабельно из-за громоздкости, сложности и малой надежности. В отношении «дистанционности» и «гибкости» компоновки ЭТ значительно превосходят даже ГОТ.

Главными недостатками ЭТ являются:

большой вес 59—110 Н/кВт (8—15 кгс/л. с.), превосходящий вес обычной механической передачи при сопоставимых условиях в 4—5 раз;

сравнительно низкий к. п. д. (для лучших ЭТ $\eta_T = 0,75 \div 0,80$);

дефицитность материалов, расходуемых на изготовление электромашин (медь и др.);

возможность травматизма и пожарная опасность (высокое напряжение, возможность короткого замыкания и др.).

Специфические требования, которые формулируются в отношении ЭТ, в основном касаются устранения недостатков и слабых мест этих передач.

Типовые схемы и общие свойства однопоточных ЭТ

Типовая схема однопоточного ЭТ многоприводной машины понятна из рис. VII.11, б, если на этом рисунке считать насосы генераторами Γ (примем далее для расчетов один Γ), гидромоторы электродвигателями, а трубопроводы электрическими проводами. Осуществленная схема ЭТ (электропередачи) сложнее и содержит еще ряд дополнительных устройств: органы регулирования, защиты, распределительные щиты и пр. Конструкция этих устройств рассмотрена в специальной литературе (VII.3, 8).

Найдем основные соотношения ЭТ.

Мощность, подводения к генератору, равна сумме мощностей, расходуемых электромоторами

$$M_{\Gamma}\omega_{\Gamma}\eta_{\Gamma} = M_{\text{м}}\omega_{\text{м}}i \frac{1}{\eta_{\text{м}}}, \quad (\text{VII.29})$$

где M_{Γ} , $M_{\text{м}}$ — моменты на валах генератора и электромоторах; i — число электромоторов; ω_{Γ} , $\omega_{\text{м}}$ — угловые скорости роторов генератора и электромоторов; η_{Γ} , $\eta_{\text{м}}$ — механические к. п. д. генератора и электромоторов.

Из выражения (VII.29) имеем

$$\eta_{\Gamma}\eta_{\text{м}} = i \frac{M_{\text{м}}\omega_{\text{м}}}{M_{\Gamma}\omega_{\Gamma}}. \quad (\text{VII.30})$$

Назовем произведение $\eta_{\Gamma}\eta_{\text{м}}$ — к. п. д. электротрансформатора, а отношение $iM_{\text{м}}/M_{\Gamma} = k_{\text{т}}$ — коэффициентом трансформации, т. е.

$$k_{\text{т}} = \frac{iM_{\text{м}}}{M_{\Gamma}}, \quad (\text{VII.31})$$

Кроме того, $\omega_{\text{м}}/\omega_{\Gamma} = i_{\text{м.г}}$ — есть передаточное отношение ЭТ. Тогда

$$\eta_{\Gamma} = k_{\text{т}}i_{\text{м.г}}.$$

В свою очередь,

$$\begin{aligned} M_{\Gamma} &= c_{\Gamma}\Phi_{\Gamma}I_{\Gamma}; \\ M_{\text{м}} &= c_{\text{м}}\Phi_{\text{м}}I_{\text{м}}, \end{aligned}$$

где c_{Γ} , $c_{\text{м}}$ — постоянные электрических машин, равные $c = \frac{pN}{2\pi a}$ (p — число пар полюсов электромашины, N — число проводов в якоре, а a — число пар параллельных ветвей обмотки якоря); Φ_{Γ} , $\Phi_{\text{м}}$ — магнитные потоки в обмотках возбуждения генератора и электромоторов, Вб; I_{Γ} , $I_{\text{м}}$ — сила тока в якорях генератора и электромоторов, А.

Тогда для общего случая ЭТ

$$k_{\text{т}} = \frac{ic_{\text{м}}\Phi_{\text{м}}I_{\text{м}}}{c_{\Gamma}\Phi_{\Gamma}I_{\Gamma}}. \quad (\text{VII.32})$$

Коэффициент трансформации $k_{\text{т}}$ зависит прежде всего от способа включения электромоторов в главную электрическую цепь. Рассмотрим способы возможного включения электромоторов в главную электрическую цепь ЭТ, рис. VII.17, а.

При трогании с места и разгоне, при преодолении тяжелых участков дороги, когда скорости движения малы, к ведущим колесам необходимо подводить большие тяговые усилия. Все тяговые электромоторы на этих режимах движения включаются в главную цепь последовательно (рис. VII.17, б, включены контакторы 4К, 1К, 5К). Такое включение обеспечивает максимальную силу

тока в якорях и максимальное возбуждение в обмотках, а следовательно и максимальные крутящие моменты на колесах. Для последовательного соединения электродвигателей $I_{\Gamma} = I_{\text{м}}$, а $U_{\text{м}} = \frac{U_{\Gamma}}{i}$ и тогда из общего выражения (VII.32)

$$k_{\Gamma} = \frac{i c_{\text{м}} \Phi_{\text{м}}}{c_{\Gamma} \Phi_{\Gamma}}.$$

По мере увеличения скорости движения автомобиля (увеличения частоты вращения ведущих колес) возрастает противо-

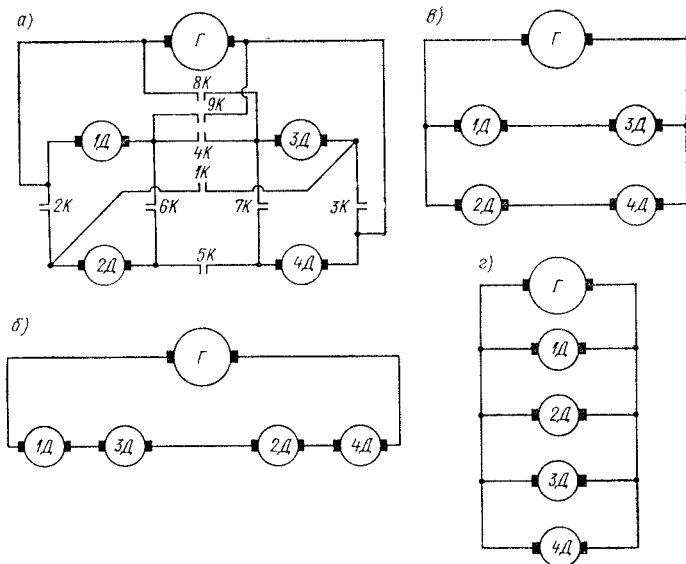


Рис. VII.17. Способы включения электрических машин электротрансформатора в главную цепь: а — исходная схема; б — последовательное соединение; в — параллельно-последовательное соединение; г — параллельное соединение

электродвижущая сила и вследствие этого растет напряжение в главной цепи, а сила тока в ней уменьшается. Последующее плавное увеличение скорости при той же отдаваемой мощности генератора (считается, что мощность генератора при всех возможных способах включения электродвигателей $N_{\Gamma} = U_{\Gamma} I_{\Gamma} = \text{const}$) возможно за счет дальнейшего повышения напряжения на зажимах электродвигателей и снижения силы тока в якорях. Для этого необходимо переключить электродвигатели с последовательного на параллельно-последовательное соединение (рис. VII.17, в, включены контакторы 2К, 3К, 4К и 5К, остальные разомкнуты).

При параллельно-последовательном соединении электромоторов

$$I_M = \frac{I_r}{m}, \text{ а } U_M = \frac{U_r}{q},$$

где m — число параллельно-последовательных ветвей; q — число электромоторов в одной ветви.

В соответствии с изложенным коэффициент трансформации

$$k_T = \frac{i}{m} \frac{c_M \Phi_M}{c_r \Phi_r}.$$

Поскольку m — целое число, большее единицы, то k_T уменьшилось по сравнению с k_r в режиме последовательного соединения всех электромоторов.

Большие скорости движения (эксплуатация па хороших дорогах) достигаются путем предельного увеличения напряжения на зажимах электромоторов и предельного снижения силы тока в якорях. Это можно осуществить, если все электромоторы соединить параллельно (включены контакторы 2К, 3К, 6К, 7К, 8К, 9К, остальные разомкнуты, рис. VII.17, з). Для этого случая $I_M = I_r/i$, а $U_M = U_r$. Тогда

$$k_T = \frac{c_M \Phi_M}{c_r \Phi_r}.$$

В этом случае коэффициент трансформации по сравнению с k_T при параллельно-последовательном соединении еще больше уменьшился.

Таким образом схема главной цепи электрических машин каждый раз должна соответствовать режиму движения автомобиля. Рациональная схема главной цепи устанавливается автоматически работой специальной следящей системы, реагирующей на величину скорости (центробежный датчик). Изменение k_T внутри каждого из трех рассмотренных способов включения электромашин в нужном направлении производится регулированием магнитных потоков. Это регулирование может быть автоматическим (электромашины с серийным возбуждением) или принудительным (электромашины с независимым возбуждением).

На рис. VII.18, а показан примерный вид требуемой характеристики генератора. В диапазоне величин тока в главной цепи $I_{r \min} - I_{r \max}$ напряжение генератора должно изменяться по гиперболической характеристике так, чтобы $N_r = I_r U_r = \text{const}$. Участок, в пределах которого $0 < I_r < I_{r \min}$, пусковой, а участок справа от $I_{r \max}$ — ограничительный. Максимальное значение напряжения генератора ограничивается условиями нагрева обмотки возбуждения, прочностью изоляции и др. Искрение под щетками коллекторов и опасность перегрева обмотки главной цепи ограничивают величину $I_{r \max}$.

Преобразующие свойства ЭТ оцениваются его канонической характеристикой (рис. VII.18, б, вариант генератор-электромотор).

Момент генератора M_r во всем диапазоне работы электромотора практически постоянен, что соответствует $N_r = \text{const}$ (см. рис. VII.18, а). Коэффициент k_T трансформации изменяется в пределах от 2 до 0,3 (при $\omega_m \approx 150$ 1/с, $k_T = 1,0$), а к. п. д. η_T — в пределах от 0,53—0,55 до 0,75.

Наиболее рациональной компоновкой ЭТ является размещение электромоторов непосредственно в ведущих колесах (мотор-колеса). Она компактна, число механических узлов в ней сведено до ми-

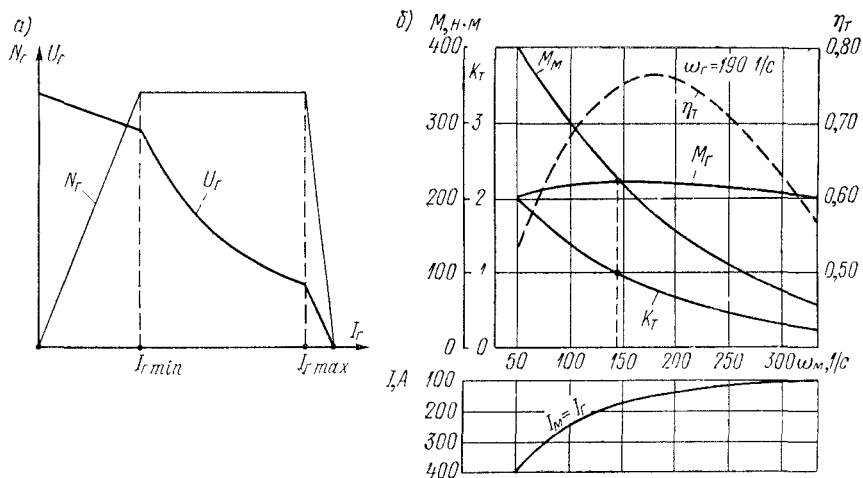


Рис. VII.18. Характеристики электротрансформатора: а — характеристика генератора; б — каноническая характеристика ЭТ

нимума, позволяет получить транспортные средства высокой проходимости и практически любой грузоподъемности.

Типовая схема электромотор-колеса приведена на рис. VII.19. Несущий кожух 3 мотор-колеса посредством фланца закреплен на раме машины. На выступающей его цилиндрической части установлена на двух конических роликоподшипниках 6 ступица 7 колеса. Внутри кожуха 3 смонтированы статор 4 и ротор 8 электромотора. Ротор электромотора через шестеренчатый редуктор (шестерни 11—10 и 9—2) приводит в движение колесо. Эпициклическая шестерня 2 запрессована в ступицу колеса и застопорена. Электромотор охлаждается воздухом, засасываемым через патрубок 1 и выбрасываемым через жалюзи 5.

Передаточное число существующих редукторов электромотор-колес не превышает 4—5, хотя иногда требуется редуцирование значительно большее — до 10—20. Оригинальная отечественная конструкция электромотор-колеса с большим внешним передаточным числом и высоким к. п. д., разработанная для большегрузных автомобилей БелАЗ [VII.8], показана на рис. VII.20. Главной особенностью схемы БелАЗ является применение двух одноряд-

ных планетарных механизмов *a* и *б* (элементы 1, 2, 0 в каждом), работающих параллельно.

Суммирование потоков мощности производится ободом колеса, с которым жестко связаны обе эпициклические шестерни. Внешнее

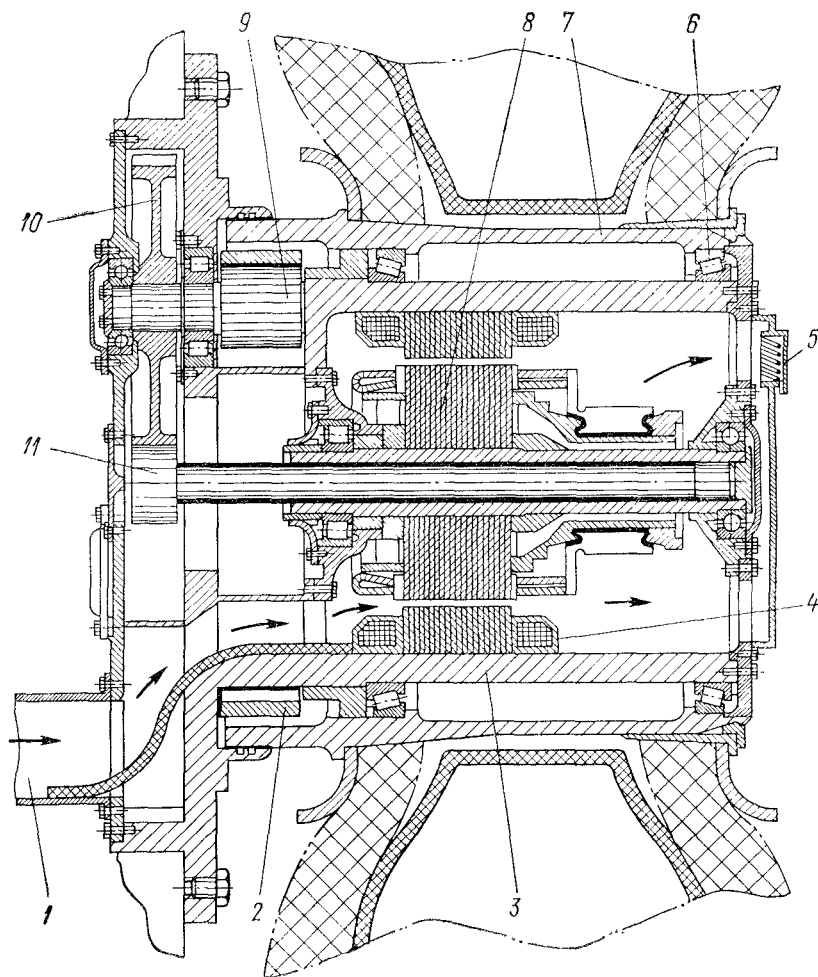


Рис. VII.19. Конструкция электромотор-колеса с бортовым редуктором

редаточное число двухпоточного редуктора

$$i_{1a-2a} = \frac{\omega_{1a}}{\omega_{2a}},$$

где ω_{1a} — угловая скорость вращения солнечной шестерни 1а (входной вал редуктора); ω_{2a} — угловая скорость колеса (эпициклические шестерни 2а и 2б).

Из уравнений кинематических характеристик планетарных механизмов *a* и *б* соответственно имеем:

$$\omega_{1a} - i'_{12a} \omega_{2a} + (i'_{12a} - 1) \omega_{0a} = 0;$$

$$\omega_{1б} - i'_{12б} \omega_{2б} + (i'_{12б} - 1) \omega_{0б} = 0,$$

где $i'_{12a} = -\frac{z_{2a}}{z_{1a}}$ — внутреннее передаточное число планетарного механизма *a*; $i'_{12б} = -\frac{z_{2б}}{z_{1б}}$ — внутреннее передаточное число планетарного механизма *б*.

Цифры 1, 2 и 0 и буквы *a* и *б* в уравнениях кинематических характеристик в индексах обозначают угловые скорости соответствующих элементов планетарных механизмов *a* и *б*. Так как $\omega_{0б} = 0$, $\omega_{0a} = \omega_{1б}$, $\omega_{2a} = \omega_{2б}$, а $\frac{\omega_{1б}}{\omega_{2б}} = i'_{12б}$, то из уравнения кинематических характеристик

$$i_{1a-2a} = i'_{12a} - i'_{12б} (i'_{12a} - 1).$$

(VII.33)

Из чертежа имеем $i'_{12a} = -3$, а $i'_{12б} = -4$, тогда $i_{1a-2a} = -19$.

Следовательно, действительно внешнее передаточное число рассмотренного двухпоточного колесного редуктора весьма значительное (знак минус показывает, что колесо вращается в сторону обратную вращению входного вала редуктора).

Рис. VII.20. Схема электромотор-колеса с двухпоточным колесным редуктором

Наличие относительного потока (вращается водило 0) в планетарном механизме *a* полезно: это приводит к снижению потерь мощности в электромотор-колесе и повышению к. п. д. Это является вторым достоинством рассмотренной конструкции колесного редуктора.

Типовые схемы и общие свойства двухпоточных ЭМТ

Стремление конструкторов к повышению к. п. д. и снижению веса привело к появлению двухпоточных (и даже многопоточных, например, трехпоточных) передач. Известно значительное количество серийных и опытных образцов двухпоточных передач (отечественные: С. П. Лебедева, 1955 г.; Н. С. Сиунова, 1957 г.; Е. И. Магидовича, 1963 г.; зарубежные: Гельца, ФРГ; Сузедика, Чехословакия; Превеля, Франция).

На рис. VII.21, а показан один из вариантов двухпоточной передачи (ЭМТ). Передача включает две электрические машины m_1 и m_2 и дифференциальный механизм в виде однорядного эпицикла. Корпуса (статоры машин) K_1 и K_2 неподвижны, а якоря $Я_1$ и $Я_2$ (роторы) приводятся в движение элементами дифференциала 1 и 2. Следует здесь же указать, что электрические узлы двухпоточных

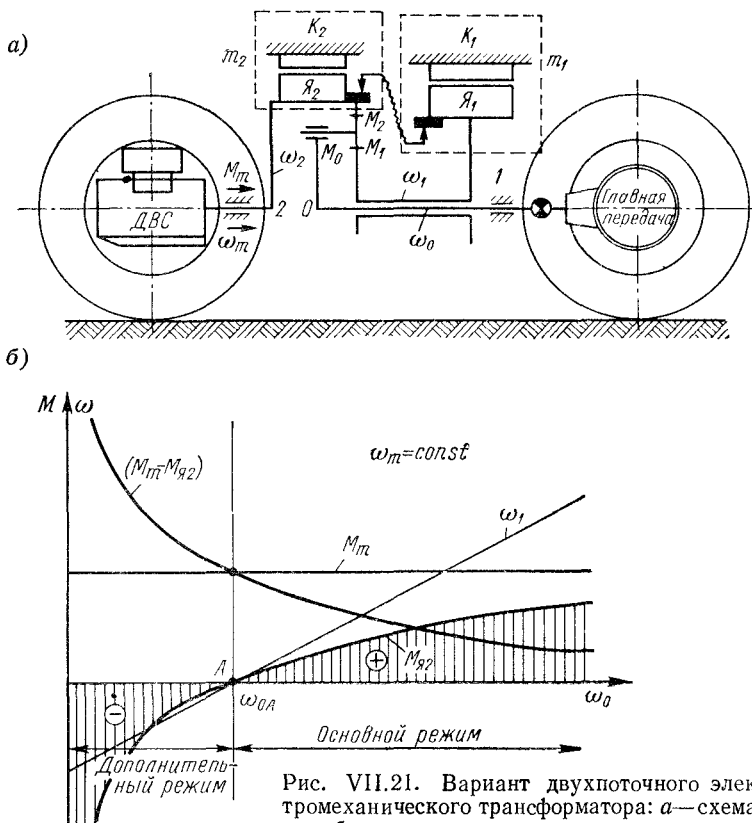


Рис. VII.21. Вариант двухпоточного электромеханического трансформатора: а — схема; б — характеристики регулирования

ЭМТ называются просто машинами. Это объясняется тем, что электромашин в общем случае могут работать в различных режимах, как генераторном, так и моторном, т. е. они обладают обратимостью.

Мощность ДВС частично проходит непосредственно к выходному валу O механическим путем (через эпицикл 2), частично отдается электрическим машинам, где после преобразования механическим потоком поступает на солнечную шестерню 1, а от нее отдается тому же выходному валу O . Следовательно, мощность на выходной вал подается двумя параллельными потоками, при этом один из них испытывает двухкратное преобразование в ЭТ.

Рассмотрим характерные режимы работы двухпоточных ЭМТ, приняв допущение о постоянстве оборотов ($n_m = n_2 = \text{const}$).

Основным эксплуатационным режимом работы ЭМТ является режим, при котором в дифференциале осуществляется суммирование потоков мощности. При этом обороты электромашины m_1 с увеличением скорости движения автомобиля ($v \sim \omega_0$) возрастают, так как из кинематической характеристики

$$\omega_1 = i'_{12}\omega_2 - \omega_0(i'_{12} - 1),$$

где $i'_{12} = -\frac{z_2}{z_1}$ — внутреннее передаточное число дифференциала.

Нагрузка, приходящаяся на ЭТ, оценивается коэффициентом

$$\chi = \frac{M_{я2}\omega_2}{M_m\omega_m} = \frac{M_{я2}}{M_m},$$

где $M_{я2}$ — момент, расходуемый двигателем на привод якоря машины m_2 ; M_m — момент ДВС, подведенный к ЭМТ; $\omega_m = \omega_2$ — угловые скорости ДВС и якоря m_2 .

С увеличением χ мощность электрического потока возрастает, при этом всегда $M_{я2} = c_2\Phi_2I_2$.

По мере уменьшения ω_0 (скорости автомобиля) скорость солнечной шестерни ω_1 уменьшается. При определенных условиях она (а значит и якорь $Я_1$ машины m_1) может остановиться. Уменьшение ω_1 приводит к уменьшению потока электрической энергии и увеличению мощности механического потока. Это обуславливает рост к. п. д. ЭМТ. Когда $\omega_1 = 0$, мощность ДВС на ведущие колеса передается только механическим потоком, при этом $\omega_0 =$

$$= \omega_2 \frac{i'_{12}}{i'_{12} - 1}.$$

При $\omega_0 < \omega_2 \frac{i'_{12}}{i'_{12} - 1}$ якорь $Я_1$ электромашины m_1 начинает вра-

щаться в обратную сторону. В электрическом потоке возникает обращение (циркуляция) мощности. Если раньше к солнечной шестерни 1 подводился момент с якоря $Я_1$, то теперь якорь $Я_1$ становится ведомым и приводится от солнечной шестерни 1 .

Машина m_1 переходит на работу в генераторный режим, а машина m_2 — в моторный. Направление тока в машинах m_1 и m_2 остается прежним, но, чтобы момент $M_{я2}$ машины m_2 стал отрицательным, нужно изменить в ней направление магнитного потока. Это сделают органы регулирования.

Остановимся на основных положениях регулирования двухпоточных ЭМТ.

Будем считать, что ДВС работает при постоянной мощности, при этом $n_m = \text{const}$ и $M_m = \text{const}$.

Для схемы, изображенной на рис. VII.21, а,

$$k_T = -\frac{M_0}{M_m} = -\left(1 - \frac{M_{я2}}{M_m}\right) \left(\frac{i'_{12} - 1}{i'_{12}}\right), \quad (\text{VII.34})$$

а

$$\eta_{эм.т} = (1 - \chi)(1 - \eta_T), \quad (\text{VII.35})$$

где M_0 — момент на выходном вале дифференциального механизма (водиле); η_T — к. п. д. электротрансформатора (в контуре электромашин $m_2 - m_1$);

Из формулы VII.34 видно, что изменение k_T в нужном направлении можно достичь только за счет $M_{я2}$ (χ), так как $i'_{12} = \text{const}$ и $M_m = \text{const}$. Характеристика $k_T = f(\omega_0)$ должна быть гиперболической, следовательно, и регулирование необходимо подчинить этому требованию: с увеличением ω_0 $M_{я2}$ должен возрастать и наоборот. На рис. VII.21, б показано желаемое изменение $M_{я2}$, а также изменение параметров ЭМТ ($M_m - M_{я2}$), ω_1 , M_m .

В точке А электрические машины проходят нулевой режим. Для машины m_1 , переходящей в генераторный режим, механическая мощность $N_{m1} = M_{я1}\omega_1 = 0$, поскольку $\omega_1 = 0$, а для машины m_2 , вступающей в моторный режим, $N_{m2} = M_{я2}\omega_2 = 0$ поскольку $M_{я2} = 0$. Параллельный электрический контур обесточен ($\Phi_2 = 0$) и поэтому не несет потока энергии. Вся мощность от ДВС на выходной вал 0 передается механическим потоком через солнечную шестерню 2. Но для этого в дифференциальном механизме солнечная шестерня 1 должна быть нагружена тормозным моментом $M_T = M_{я1}$. Величина его не может быть меньше, чем $M_1 = -i'_{12}M_2$, где M_1 и M_2 — моменты солнечной и эпициклической шестерен.

Для получения тормозного момента M_T в ЭМТ предусмотрен механический тормоз, автоматически включающийся при нулевом режиме.

Диапазон скоростей $\omega_0 > \omega_{0A}$ является основным режимом работы электромашин, диапазон скоростей $\omega_0 < \omega_{0A}$ реализуется дополнительным режимом их работы за счет обращения.

Обычно регулирование машин m_1 и m_2 ЭМТ осуществляется на всех режимах только изменением Φ_1 и Φ_2 при постоянстве токов нагрузки в якорях.

Необходимый закон изменения потоков возбуждения устанавливается уравнением (VII.34) и уравнениями связи дифференциала:

$$M_2 = -(M_m - M_{я2});$$

$$M_1 \cdot i'_{12} + M_2 = 0;$$

$$M_{я1} = -M_1.$$

Кроме того,

$$M_{я1} = c_1 \Phi_1 I_1; \quad M_{я2} = c_2 \Phi_2 I_2,$$

а

$$I_1 = I_2 = I = \text{const}.$$

Из уравнения для k_T при известных i'_{12} , M_m , M_0 (внешними сопротивлениями задаем) устанавливаются требуемые значения главного параметра регулирования — $M_{я2}$ и далее находятся M_2 , M_1 и $M_{я1}$. В выражениях для $M_{я1}$ и $M_{я2}$ коэффициенты c_1 и c_2 известны из паспорта электрических машин, а значения I задаются исходя из допустимого нагрева якорей и возможностей сечения их обмоток. Тогда по найденным значениям $M_{я1}$ и $M_{я2}$ определяются требуемые для данного режима нагрузки (M_0) величины Φ_1 и Φ_2 .

В соответствии с необходимыми значениями Φ_1 и Φ_2 настраивается автоматизированная система на обеспечение регулирования по нужному закону.

Осталось связать скорость выходного вала ω_0 с главным параметром регулирования. Для этого, в первом приближении, можно принять к. п. д. ЭМТ постоянным по величине, т. е. $\eta_{э.т} = \text{const}$. Тогда

$$\omega_0 = - \frac{M_m \omega_m}{M_0} \eta_{э.т}.$$

Если теперь вместо M_0 подставить его значение $M_0 = -(M_1 + M_2)$, то

$$\omega_0 = - \eta_{э.т} \frac{M_m \omega_m i'_{12}}{M_m - M_{я2} (1 - i'_{12})}.$$

Для выполнения конструкций ЭМТ $\eta_{э.т} = 0,85 - 0,90$.

Все необходимые данные для построения канонической характеристики ЭМТ (рис. VII.21, б) имеются. Окончательный вид характеристики ЭМТ может быть уточнен экспериментальным путем.

Механические бесступенчатые передачи, в частности фрикционные и импульсные, рассмотрены в специальной литературе [VII.2, VII.6].

Список литературы к гл. VII

1. Антонов А. С., Запрягаев М. М. Гидрообъемные передачи транспортных и тяговых машин. Л., «Машиностроение», 1968, 211 с.
2. Есипенко Я. И. Механические вариаторы скорости. Киев. Гостехиздат УССР, 1961, 218 с.
3. Иванченко П. Н., Савельев Н. М. и др., Электромеханические передачи. Л., Машгиз, 1962, 431 с.
4. Нарбут А. Г. Гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1966, 306 с.
5. Петров А. В. Планетарные и гидромеханические передачи колесных и гусеничных машин. М., «Машиностроение», 1966, 382 с.
6. Мальцев В. Ф. Импульсные вариаторы. М., Машгиз, 1963, 279 с.
7. Мазалов Н. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач. М., «Машиностроение», 1971, 290 с.
8. Яковлев А. И. Конструкция и расчет электромотор—колес. М., «Машиностроение», 1970, 238 с.

ГЛАВА VIII

КАРДАННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 34. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Карданная передача служит для передачи крутящего момента между валами, оси которых не лежат на одной прямой: обычно оси валов пересекаются под углом γ , величина которого не является постоянной. У автомобилей с механической или гидромеханической трансмиссиями с помощью карданной передачи осуществляется подвод момента от коробки передач или раздаточной коробки к ведущим мостам. Карданная передача применяется также при передаче момента к ведущим и управляемым колесам и к отдельным механизмам автомобиля (лебедки, дополнительное оборудование и др.). Карданная передача должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) обеспечить передачу момента от ведущего вала к ведомому при числах оборотов в минуту n и углах между осями валов γ , имеющих место во всем диапазоне эксплуатационных режимов;
- 2) вибрационные нагрузки и шум при работе карданной передачи должны быть малыми, резонансные явления в зоне эксплуатационных скоростей должны отсутствовать;
- 3) к. п. д. карданной передачи должен быть высоким даже при значительных углах γ .

Классификация карданных передач приведена в табл. VIII.1.

Т а б л и ц а VIII.1

Классификация карданных передач

Классификация	Характеристика передач
Назначение	<p>Для передачи момента от коробки передач или раздаточной коробки к ведущим мостам (максимальный угол между осями карданных валов $\gamma_{\max} = 15 \div 20^\circ$)</p> <p>Для передачи момента к ведущим колесам с независимыми подвесками ($\gamma_{\max} = 20^\circ$); к ведущим и управляемым колесам ($\gamma_{\max} = 30 \div 40^\circ$)</p> <p>Для передачи момента к агрегатам, установленным на раме и имеющим малые относительные перемещения ($\gamma_{\max} = 3 \div 5^\circ$)</p> <p>Для передачи момента к вспомогательным редко используемым механизмам ($\gamma_{\max} = 15 \div 20^\circ$)</p>

Классификация	Характеристика
Число шарниров карданных	Одиночные (одинарные), с одним карданным шарниром Двойные, с двумя карданными шарнирами Многошарнирные
Конструкция	Простые карданы (с неравной угловой скоростью): жесткие мягкие Карданы равных угловых скоростей: сдвоенные простые кулачковые дисковые шариковые с делительным рычагом и др.

§ 35. КИНЕМАТИКА КАРДАННЫХ ШАРНИРОВ

Как известно из теории механизмов, соотношение между углами поворота α для вала A и β для вала B (рис. VIII.1) простого одиночного карданного шарнира определяется выражением

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma. \quad (\text{VIII.1})$$

Соотношение угловых скоростей $\omega_A = \frac{d\alpha}{dt}$ и $\omega_B = \frac{d\beta}{dt}$ можно найти дифференцируя формулу (VII.7),

$$\frac{d\alpha}{\cos^2 \alpha} = \frac{d\beta}{\cos^2 \beta} \cos \gamma \quad \text{или} \quad \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos \gamma}. \quad (\text{VIII.2})$$

Представим угол β в функции углов α и γ . Получим

$$\cos^2 \beta = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \beta + 1} = \frac{\cos^2 \gamma}{\operatorname{tg}^2 \alpha + \cos^2 \gamma}.$$

Подставляя значение $\cos^2 \beta$ в формулу (VIII.2), находим

$$\frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\cos \gamma}{\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma}.$$

Как видно из последней формулы, при равномерной скорости вращения вала A , вал B будет вращаться неравномерно, причем степень неравномерности зависит от величины угла γ между валами. При $\gamma = 0^\circ$ $\omega_A = \omega_B$. Колебания угловой скорости вала B при малых углах γ незначительны (0,5% при $\gamma = 4^\circ$). С увеличением угла γ колебания скорости возрастают.

В двойном кардане для первого шарнира соотношение между углами поворота α (вал *A*) и β (вал *B*) выражаются формулой

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_1.$$

Для второго шарнира соотношения между углами поворота α (вал *C*) и β (вал *B*) будут $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_2$.

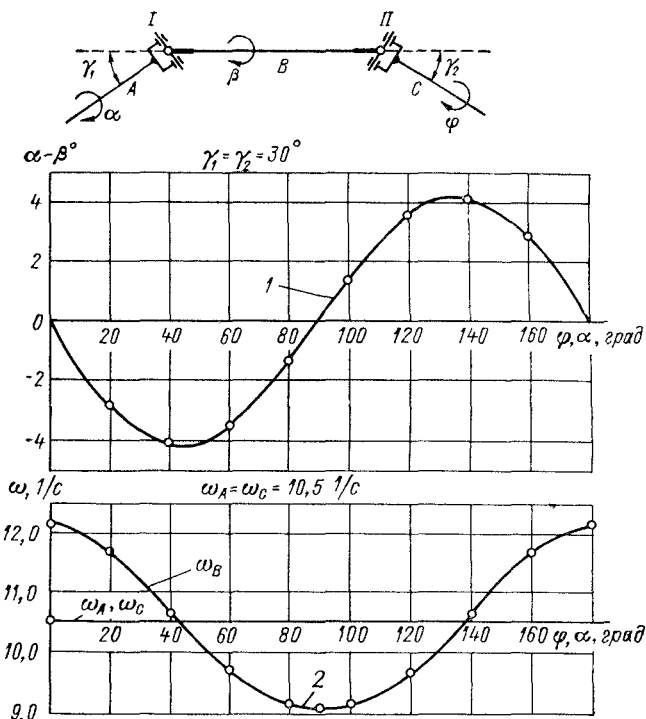


Рис. VIII.1. Углы поворота и угловые скорости вращения карданных валов:

1 — изменение разности $\alpha - \beta$ за половину оборота вала *A*; 2 — изменение угловых скоростей валов *A*, *B* и *C* за половину оборота вала *A*

Приравнявая $\operatorname{tg} \beta$ из двух последних формул для шарниров I и II, получим

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \gamma_1} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\cos \gamma_2},$$

откуда

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1}. \quad (\text{VIII.3})$$

При $\gamma_1 = \gamma_2$ получим $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha$, т. е. вал *C* повернется на угол φ , равный углу α поворота вала *A*.

Угловая скорость вала C может быть найдена из графика (рис. VIII.1) угловых скоростей валов A и B первого шарнира и B и C второго шарнира при условии, что вилки валов A и B расположены друг относительно друга под углом 90° . График на рис. VIII.1 построен для углов $\gamma = 30^\circ$.

Необходимым условием, определяющим равенство угловых скоростей ω_A и ω_C , является равенство углов $\gamma_1 = \gamma_2$. Это условие удовлетворяется или же конструкцией крепления опор валов A и C (при передаче момента от КПП на ведущий мост), или специальными осями 2 и 5 (рис. VIII.7) при сдвоенном карданном шарнире.

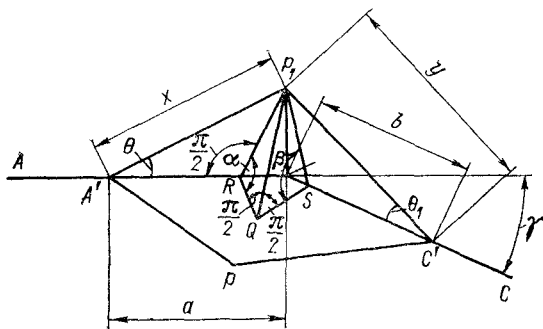


Рис. VIII.2. Кинематика кардана равных угловых скоростей

Рассмотрим кинематику кардана равных угловых скоростей с делительными канавками, применяемого в приводах на передние и управляемые колеса многих автомобилей (VIII.2). На схеме (рис. VIII.2) реальный кардан заменяется двумя валами A и C со стержнями длиной x и y , соприкасающимися в точке p и передающими усилие от вала A к валу C . Если повернуть вал A на угол α , то вал C повернется на угол β . Точка p соприкосновения стержней займет положение p_1 .

Если опустить перпендикуляр из точки p_1 на плоскость $A'pC'$, то он пересечет эту плоскость в точке Q . Из точки Q опускаются перпендикуляры QR и QS на продолжение осей валов A и C .

Имеем:

$$\text{из } \triangle p_1QR \quad p_1Q = p_1R \sin \alpha;$$

$$\text{из } \triangle p_1QS \quad p_1Q = p_1S \sin \beta;$$

$$\text{из } \triangle A'p_1R \quad p_1R = x \sin \theta;$$

$$\text{из } \triangle C'p_1S \quad p_1S = y \sin \theta_1.$$

Из последних уравнений можно найти:

$$p_1Q = x \sin \alpha \sin \theta; \quad p_1Q = y \sin \beta \sin \theta_1,$$

откуда

$$\sin \beta = \frac{x \sin \theta \sin \alpha}{y \sin \theta_1}. \quad (\text{VIII.4})$$

Выразим x и y через известные величины. Для этого из треугольников $A'Op_1$ и $C'Op_1$ найдем, полагая $Op_1 = z$

$$z^2 = x^2 + a^2 - 2ax \cos \theta \quad \text{и} \quad z^2 = y^2 + b^2 - 2by \cos \theta_1,$$

откуда

$$x = \pm \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cos \theta;$$

$$y = \pm \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \theta_1} + b \cos \theta_1.$$

Подставляя x и y в формулу (VIII.4), получим

$$\sin \beta = \sin \alpha \frac{\sin \theta \sqrt{z^2 - a^2 \sin^2 \theta_1} + a \cos \theta}{\sin \theta_1 \sqrt{z^2 - b^2 \sin^2 \theta_1} + b \cos \theta}. \quad (\text{VIII.5})$$

Если $\theta = \theta_1$ и $a = b$, то $\sin \alpha = \sin \beta$, т. е. углы поворота валов A и C , а следовательно, и угловые скорости ω_A и ω_C будут одинаковыми, а это и требуется от карданного шарнира равных угловых скоростей.

§ 36. КОНСТРУКЦИИ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ АНАЛИЗ

Схемы размещения карданных валов на автомобиле и передачи момента на ведущие мосты представлены на рис. VIII.3.

Момент от коробки передач или раздаточной коробки к мосту двухосного автомобиля традиционной компоновки 2×4 обычно подводится валом с двумя или тремя карданными шарнирами. В трех- и четырехосных автомобилях для подвода момента к мостам, расположенным далеко от раздаточной коробки, находят применение многошарнирные карданные передачи (рис. VIII.3, в).

При наличии карданного вала с двумя шарнирами и подвески, представленной на рис. VIII.3, a вертикальная реакция дороги Z_2 ; тяговая P_p или тормозная P_τ силы; осевые (боковые) силы $\pm Y = Z_2 \varphi$, приложенные к колесу (точка O^*), а также реактивные моменты от сил P_p или P_τ $M_p = P_p r_k$ или $M_\tau = P_\tau r_k$ воспринимаются рессорами.

Кроме крутящего момента на карданный вал воздействуют осевые силы Q , возникающие при колебаниях ведущего моста на рессорах вследствие трения в шлицевом соединении вала. Осевые перемещения вала имеют место из-за несовпадения центров качания моста O_1 и карданного вала O_2 . Радиусы R_1 и R_2 не равны друг другу. Величина осевого перемещения на преобладающих режимах эксплуатации незначительна и составляет 2—4 мм.

У автомобилей с одинарным шарниром и карданной трубой (рис. VIII.3, б) силы P_p или P_τ , также реактивные моменты M_p или M_τ воспринимаются и передаются на раму автомобиля через карданную трубу с шаровым соединением. В этом случае кардан-

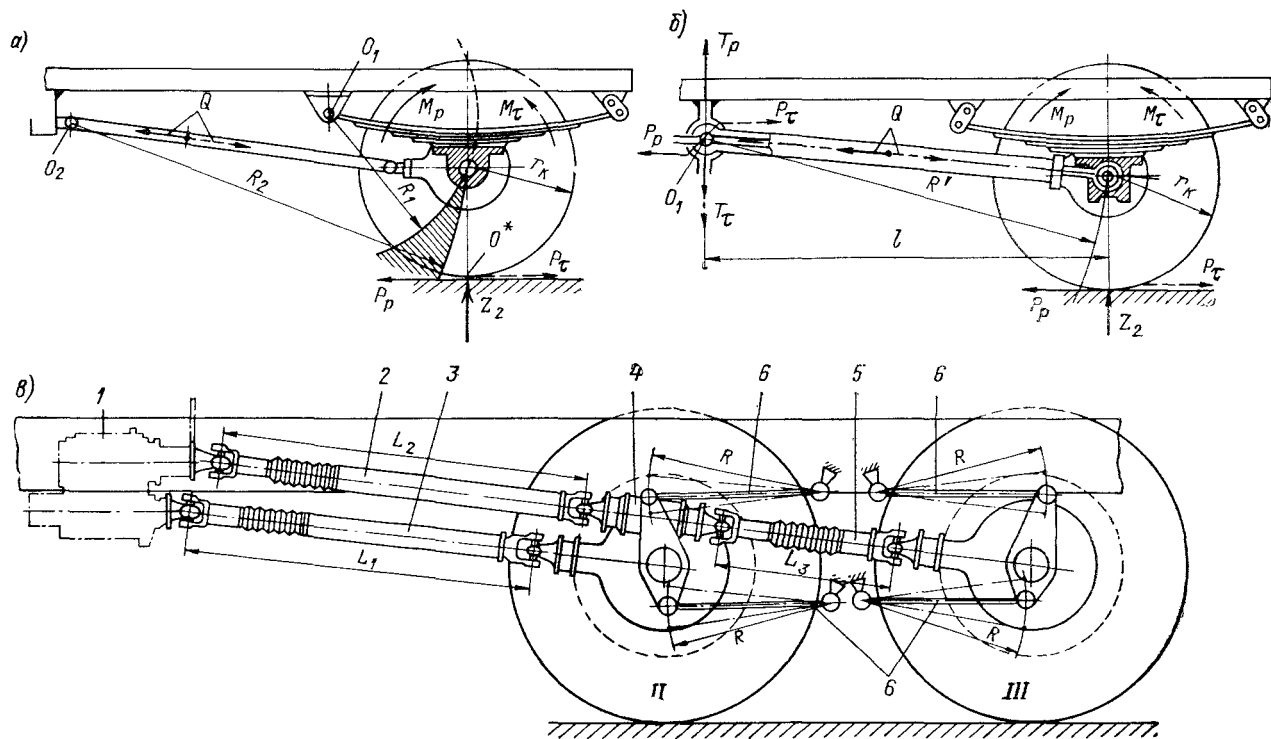


Рис. VIII.3. Схемы передачи момента на ведущие мосты карданными валами в двух- и трехосных автомобилях: а — валом с двумя карданными шарнирами; б — валом с одним шарниром и карданной трубой; в — двумя карданными валами — к среднему и заднему мостам

ный вал передает только крутящий момент. Осевые силы Y воспринимаются рессорами, оба конца которых имеют в известных пределах подвижность в продольном направлении. Наличие карданной трубы усложняет конструкцию и увеличивает вес карданной передачи.

Конструкция промежуточного карданного вала грузового автомобиля с двумя одинарными шарнирами неравных угловых скоростей представлена на рис. VIII.4. Значительный диаметр как трубчатой 1, так и шлицованной 2 телескопической частей вала способствует повышению критического числа оборотов (гл. VIII, § 37). Промежуточной опорой является шариковый подшипник 3, размещенный в резиновом блоке 4. Сальник 5 защищает телескопическое соединение от пыли и грязи. Таким образом, весь карданный вал, считая от коробки передач до главной передачи ведущего моста, имеет три карданных шарнира.

В задней тележке трехосного автомобиля с двумя карданными валами момент к среднему мосту II подводится от раздаточной коробки I валом 3 (рис. VIII.3, в) с двумя шарнирами. К заднему мосту III момент подводится проходными валами 2 и 5 с четырьмя шарнирами, имеющими промежуточную опору 4 на балке моста II. Цифрой 6 обозначены реактивные штанги, воспринимающие реактивные крутящие моменты на двух мостах задней тележки.

Карданный вал 5, расположенный между двумя мостами II и III, работает в неблагоприятных условиях, так как длина L_3 мала и углы γ при перекосах мостов достигают высоких значений. Также велики осевые перемещения в шлицованной части вала, что увеличивает износ шлицевого соединения. Вал, передающий момент от раздаточной коробки к мосту II, работает в лучших условиях.

В задней талейке трехосного автомобиля сквозным или проходным карданным валом (рис. VIII.5, б и рис. IX.3) момент подводится последовательно к мостам II и III. Число карданных шарниров в этом случае меньше, чем в двухвальной трансмиссии (4 против 6). Однако двухступенчатый редуктор в каждом мосту усложняет конструкцию и увеличивает вес. Тем не менее в настоящее время передача к задней тележке трехосного автомобиля одним карданным валом получает заметное распространение.

Карданные валы к задним мостам трехосных автомобилей передают крутящий момент и нагружены осевыми силами, возникающими в шлицевых соединениях при относительных перемещениях мостов.

Для передачи момента при углах γ , не превышающих 5° , применяются резиновые блоки вместо шарниров (упругий кардан). Максимальная величина угла определяется возможной деформацией резиновых блоков. Преимуществом упругого кардана является то обстоятельство, что в нем отпадает необходимость в смазке вследствие отсутствия трущихся пар. Кроме того, резиновые блоки уменьшают крутильную жесткость передачи и тем

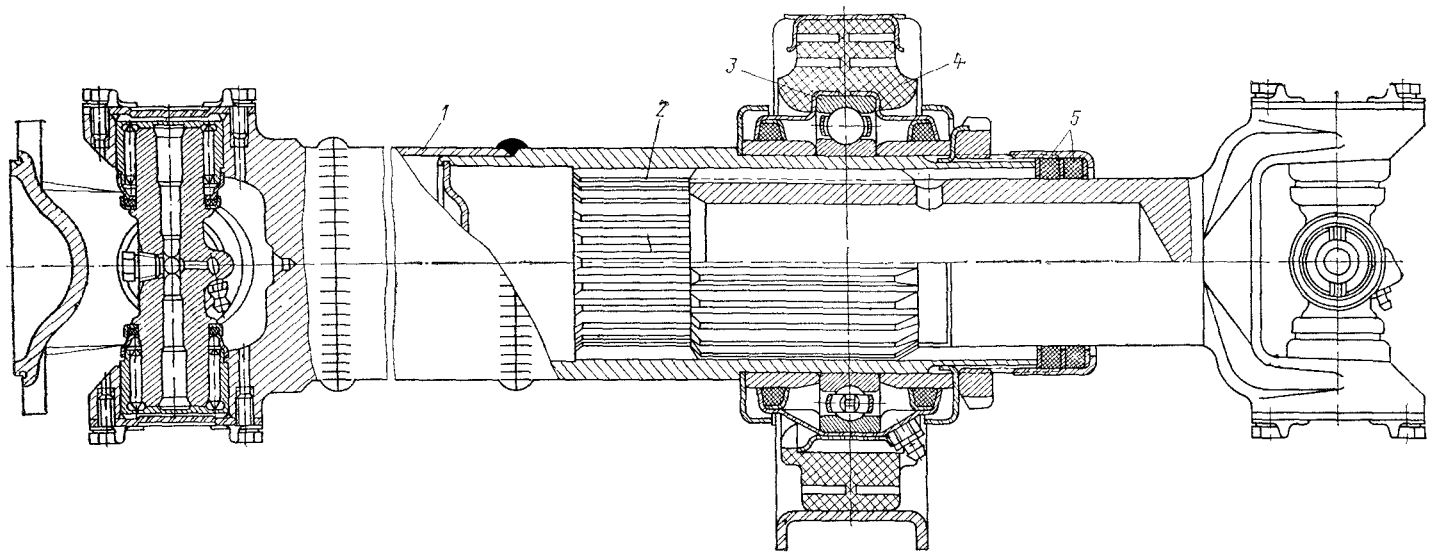


Рис. VIII.4. Промежуточный карданный вал с опорой между шарнирами

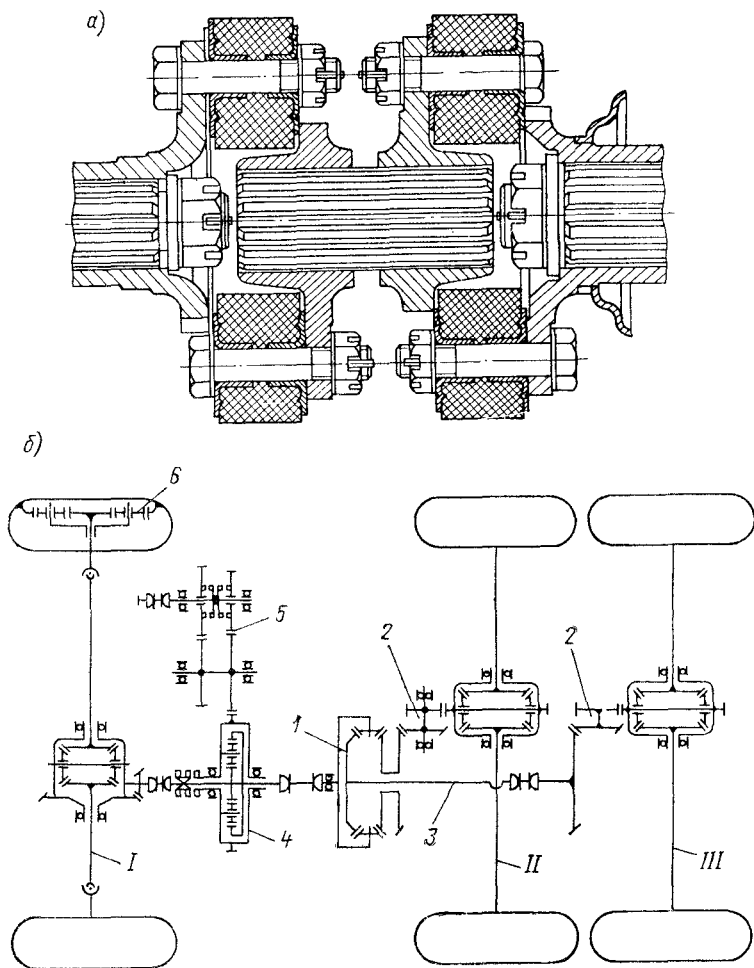


Рис. VIII.5. Типы карданных передач: *a* — сдвоенный карданный шарнир с резиновыми кольцами; *б* — схема передачи момента у трехосного автомобиля с одним карданным валом:

1 — межосевой симметричный дифференциал; *2* — двухступенчатый редуктор моста; *3* — проходной вал заднего моста; *4* — несимметричный дифференциал, распределяющий момент на два задних и передний мосты; *5* — дополнительная коробка передач; *6* — колесный редуктор; *I, II, III* — передний, средний и задний мосты

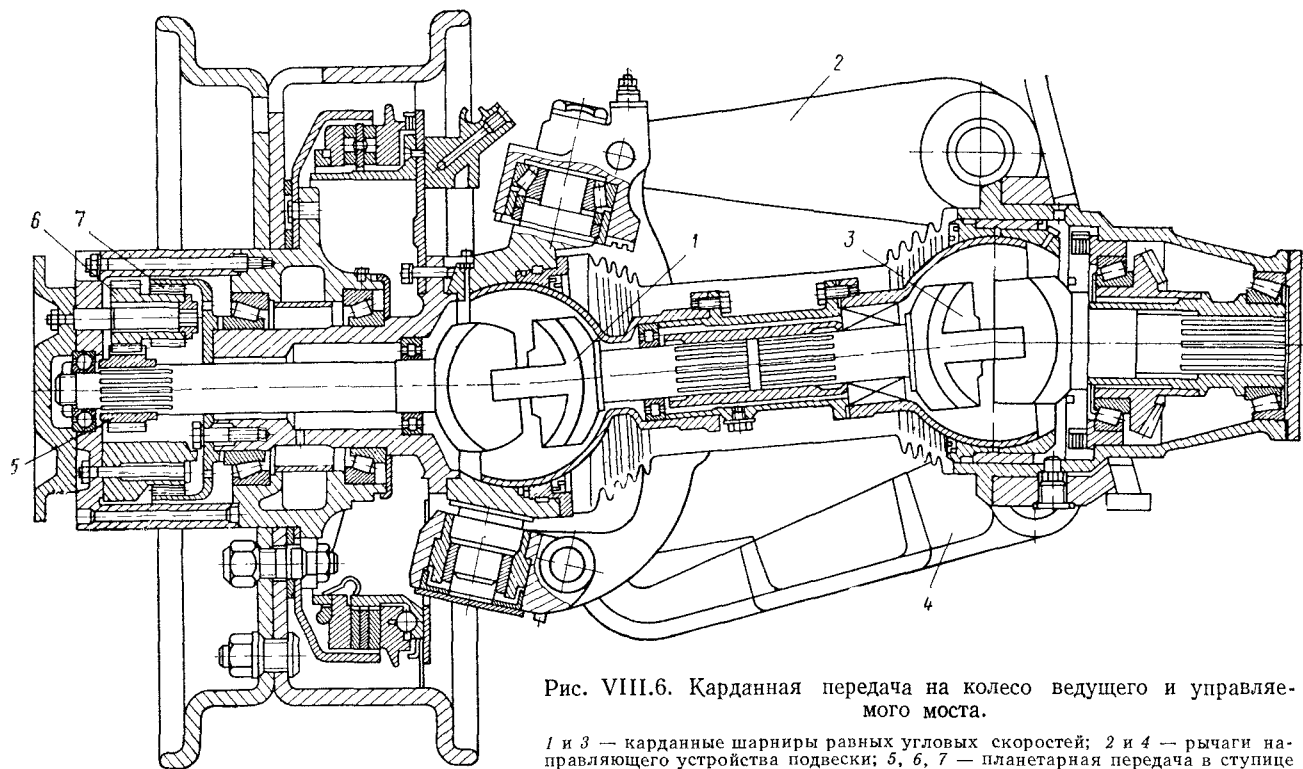


Рис. VIII.6. Карданная передача на колесо ведущего и управляемого моста.

1 и 3 — карданные шарниры равных угловых скоростей; 2 и 4 — рычаги направляющего устройства подвески; 5, 6, 7 — планетарная передача в ступице колеса

самым снижают величины динамических нагрузок при резком включении сцепления (см. рис. VIII.5, а).

Пример карданной передачи на ведущие и управляемые колеса автомобиля с независимой подвеской колес представлен на рис. VIII.6. Момент от главной передачи к ведущему колесу подводится валами с двумя шарнирами равных угловых скоростей кулачкового типа 1 и 3. Направляющим устройством подвески являются рычаги 2 и 4, которые воспринимают силы и моменты, действующие от дороги на колесо.

Типичная конструкция карданных шарниров неравной угловой скорости приведена на рис. VIII.4 и VIII.12. Крестовина кардана с игольчатыми подшипниками, размещенными в колпачках, обеспечивает надежную работу и высокий к. п. д. при хорошей смазке.

Надежность и долговечность работы карданной передачи в значительной степени зависят от конструкции и состояния сальниковых уплотнений игольчатых подшипников крестовины. Карданные шарниры работают в пыли, грязи, воде, попадание которых влечет за собой разрушение иголок и колпачков, изготовленных с высокой точностью. Уплотнительные манжеты должны удерживать смазку в шарнире в течение срока между заправками.

Существенное повышение эксплуатационных характеристик автомобиля будет иметь место при применении пар трения крестовина — вилка, не требующих смазки.

Карданные шарниры разных угловых скоростей (синхронные шарниры) применяются преимущественно при передаче момента на ведущие и управляемые колеса. На рис. VIII.7 представлен сдвоенный карданный шарнир, состоящий из двух простых карданных шарниров 1 и 6 с укороченным валом между ними. Деталь 4 выполняет роль промежуточного вала, связывающего между собой шарниры 1 и 6. Равенство углов γ_1 и γ_2 каждого из шарниров обеспечивается осями 2 и 5, соединенными шаровым шарниром 3.

Карданный шарнир кулачкового типа (фирма «Тракта») представлен на рис. VIII.8, а. Он состоит из двух вилок 1 и 4, изготовленных за одно целое с соответствующими валами, и двух кулачков специальной формы 2 и 3. Вилки 1 и 4 могут перемещаться в вертикальной плоскости по канавкам соответствующих кулачков. В свою очередь кулачки 2 и 3 могут смещаться друг относительно друга в горизонтальной плоскости. Весь шарнир заключен в кожух 5. Максимальный угол поворота, при котором может работать кардан этого типа, составляет около 40° .

Сопряженные детали этого карданного шарнира работают в условиях трения скольжения. Поэтому шарнир данного типа имеет более низкий к. п. д., чем карданные шарниры с трением качения. При хорошей смазке износостойкость и надежность работы этих карданных шарниров значительна.

На автомобиле «Урал-375» применен карданный шарнир кулачкового-дискового типа, представленный на рис. VIII.8, б. Между ведущей и ведомой валками 1 и 5 размещены детали 2 и 4, а также диск 3, обеспечивающие равенство угловых скоростей вилок 5 и 1.

Шарниры этого типа в зависимости от их размеров передают крутящий момент на ведущие и управляемые колеса 8000—30 000 Н·м (800—3000 кгс·м)¹.

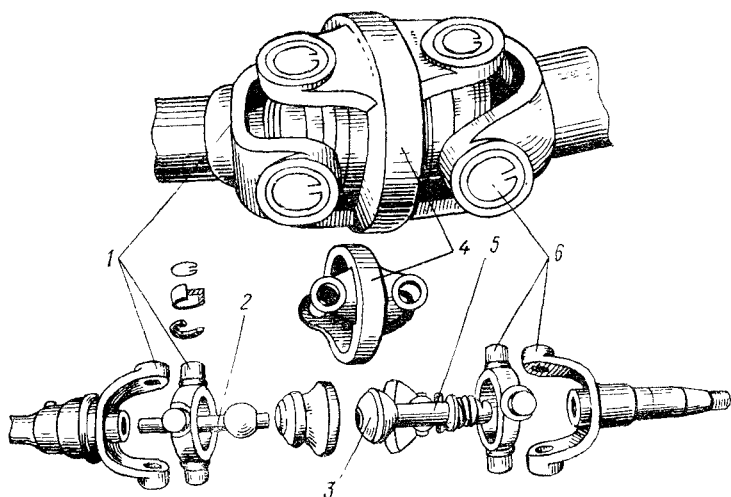


Рис. VIII.7. Карданный шарнир равных угловых скоростей, состоящий из двух одиночных карданов

Большое распространение на автомобилях высокой проходимости имеют карданные шарниры равных угловых скоростей шарикового типа. Распространенная конструкция карданного шарнира с делительными канавками, применяемая на автомобилях ЗИЛ и УАЗ, представлена на рис. VIII.8, в. Шарнир состоит из двух вилок 1 и 2, изготовленных за одно целое с валами. В канавки 3 вилок помещены четыре шарика 4, передающие момент от ведущей вилки к ведомой. Пятый шарик 5 является центрирующим.

Конструкция шарнира обеспечивает при изменении угла между осями валов расположение шариков в плоскости, делящей этот угол пополам. При этом достигается равенство угловых скоростей ведущего и ведомого валов.

Карданный шарнир этого типа успешно работает при углах поворота γ до 30—32°. Он относительно дешев и прост в изготовлении. В зависимости от размеров шарниры этого типа рассчи-

¹ Нормаль ОН 025 315—68.

таны на передачу крутящего момента от 1,34 до 7,60 кН·м (134—760 кгс·м).

На рис. VIII.9 представлена вторая модификация карданного шарнира шарикового типа с делительным рычажком 7. Карданный шарнир состоит из сферического корпуса 2, изготовленного

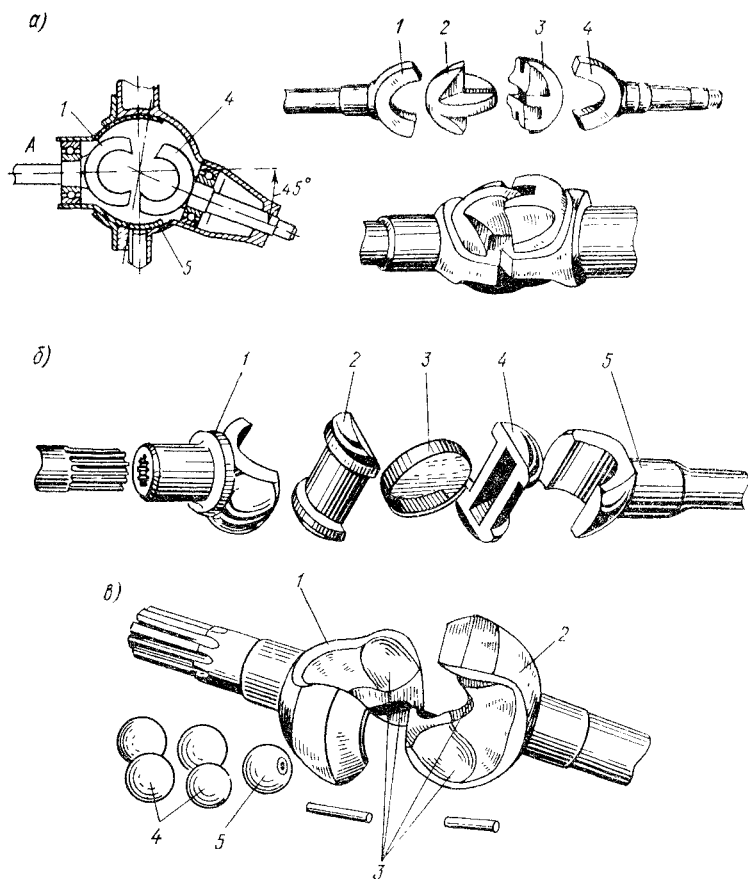


Рис. VIII.8. Карданные шарниры равных угловых скоростей: *a* — карданный шарнир равных угловых скоростей кулачкового типа (фирма «Тракта»); *б* — то же автомобиля «Урал-375»; *в* — карданный шарнир равных угловых скоростей шарикового типа с делительными канавками

за одно целое с ведомым валом 1, ведущей звездочки 4, смонтированной на шлицах ведущего вала 8, сепаратора 3, делительного рычажка 7, направляющей чашки 6 и шести шариков 5. Передача момента осуществляется звездочкой 4 через шесть шариков 5 на канавки сферического корпуса 2 и далее, вал 1. При изменении угла между валами делительный рычажок 7 перемещает

направляющую чашку 6 и вместе с ней сепаратор 3 таким образом, что центры шариков располагаются в плоскости, делящей этот угол пополам.

Карданные шарниры данного типа отличаются высокой надежностью и долговечностью и работают при углах между осями до $35\text{--}38^\circ$.

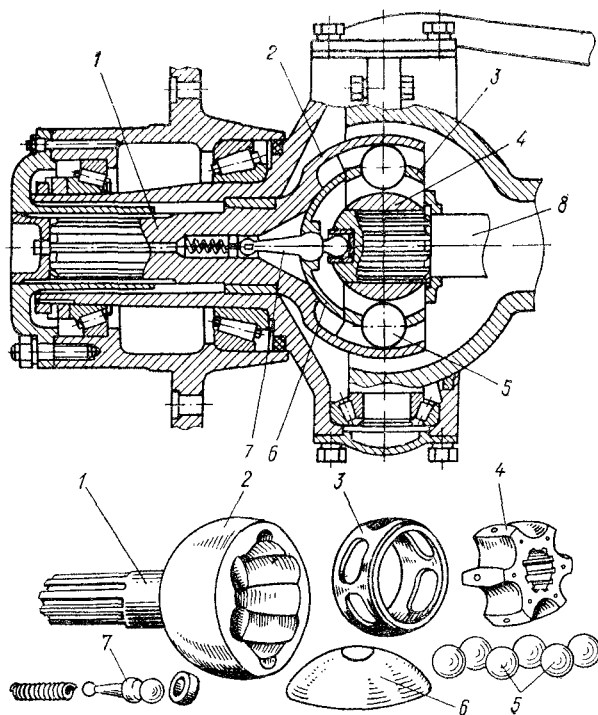


Рис. VIII.9. Карданный шарнир равных угловых скоростей шарикового типа с делительным рычагом

Однако в изготовлении эти карданные шарниры сложнее и дороже карданного шарнира с делительными канавками. Шарниры с делительными рычагами применяются преимущественно у автомобилей, работающих в тяжелых условиях эксплуатации, в частности у автомобилей большой грузоподъемности.

В зависимости от размеров шарниры этого типа рассчитаны на передачу крутящего момента для передней оси в пределах от 7,8 до 29,5 кН·м (800—3000 кгс·м).

§ 37. КРИТИЧЕСКОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ КАРДАННОГО ВАЛА

При увеличении скорости вращения могут возникать поперечные колебания карданного вала. В случае приближения скорости вращения к критической возникает явление резонанса и

амплитуда поперечных колебаний вала значительно возрастает, в результате чего возможен его выход из строя. Повреждение карданного вала при высокой скорости движения автомобиля может явиться причиной тяжелых аварий.

Поперечный изгиб вала происходит за счет центробежных сил, возникающих вследствие несовпадения оси вращения вала с его

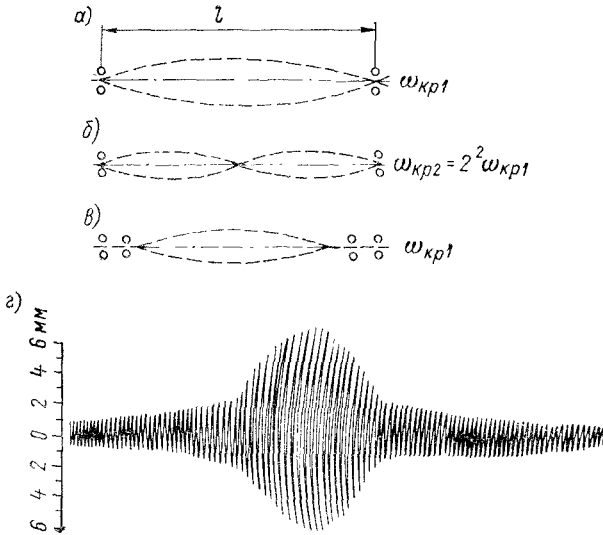


Рис. VIII.10. Характер поперечных колебаний карданного вала: а, б — первая и вторая ступени критического числа оборотов вала со свободно опертыми концами (опоры не воспринимают изгибающих моментов); в — первая ступень критического числа оборотов при заземленных опорах вала (т. е. воспринимающих изгибающие моменты на концах вала); г — поперечные колебания вала в зоне критического числа оборотов

центром тяжести. Это несовпадение имеет место за счет неизбежных неточностей изготовления, неточности балансировки, прогиба вала под действием собственного веса и других причин.

На величину критической угловой скорости влияют характер защемления вала в опорах, жесткость опор, величины зазоров в соединениях и подшипниках, несоосность деталей, некруглость и разностенность трубы и другие факторы.

Опуская вывод формулы расчетной величины критической угловой скорости $\omega_{кр}$, приведенной в литературе [VIII.4], дадим окончательное ее значение для вала постоянного сечения с равномерно распределенной нагрузкой, равной собственному весу. Вал свободно лежит на опорах, которые не воспринимают изгибающих моментов (рис. VIII.10, а).

$$\omega_{кр} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{E J_{II} g}{\gamma}} = \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{E J_{II}}{m}}, \quad (\text{VIII.6})$$

где $i = 1, 2, \dots$, — ступени критических угловых скоростей; l — длина вала между опорами; J_{Π} — момент инерции сечения вала; g — ускорение силы тяжести; γ' , m' — вес (сила тяжести) и масса единицы длины вала.

На том же рисунке представлен характер поперечных колебаний вала при достижении первой ступени критической угловой скорости $\omega_{кр}$. Если угловая скорость $\omega > \omega_{кр 1}$, то колебания вала прекращаются. При дальнейшем увеличении ω наступает вторая ступень критической угловой скорости, причем $\omega_{кр 2} = = 2^2 \omega_{кр 1}$ (рис. VIII.10, б) и т. д.

Угловая скорость карданного вала автомобиля не должна достигать первой ступени критической скорости $\omega_{кр 1}$, которая в дальнейшем и имеется в виду $\omega_{кр} = \omega_{кр 1}$.

Подставляя значения отдельных величин в формулу (VIII.6), получим для вала, свободно лежащего на опорах (рис. VIII.10, а), следующие расчетные значения $\omega_{кр}$ и $n_{кр}$. Модуль упругости принят $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²). Сила тяжести и масса единицы длины (м) стального вала сечения F (м²): $\gamma' = = 78\,000F$ Н/м; $m' = 7800F$ кг/м.

1. Сплошной вал круглого сечения диаметром d и длиной l ;

$$J_{\Pi} = \frac{\pi d^4}{64}; \quad m' = \frac{7800\pi d^2}{4};$$

$$\omega_{кр} = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \pi d^4 \cdot 4}{64 \cdot 7800 \pi d^2}} \approx 12\,500 \frac{d}{l^2} \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (\text{VIII.7})$$

$$n_{кр} \approx 12 \cdot 10^4 \frac{d}{l^2} \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad (\text{VIII.8})$$

2. Трубчатый вал с наружным и внутренним диаметрами D и d и длиной l :

$$J_{\Pi} = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} \text{ м}^4;$$

$$m' = 7800 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \frac{\text{кг}}{\text{м}};$$

$$\omega_{кр} = \frac{\pi^2}{l^2} \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \pi (D^4 - d^4) 4}{64 \cdot 7800 \pi (D^2 - d^2)}} \approx 12\,500 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad (\text{VIII.9})$$

$$n_{кр} \approx 12 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2} \frac{\text{об}}{\text{мин}}. \quad (\text{VIII.10})$$

В аналогичных формулах для вала с концами, защемленными в опорах (рис. VIII.10, в), критическое число оборотов больше в $1,5^2 = 2,25$ раза.

Действительные значения критического числа оборотов обычно меньше расчетных вследствие недостаточной жесткости опор, недостаточной балансировки вала и точности центровки шлицевых соединений. Соответствующий поправочный коэффициент для новой (неизношенной) карданной передачи $K_{к. в} = 0,9 \div 0,95$.

С учетом этого коэффициента действительное значение критического числа оборотов карданного вала $n'_{кр}$ будет

$$n'_{кр} = K_{к.в} n_{кр}. \quad (\text{VIII.11})$$

По мере износа соединений вала, прежде всего шлицевых, коэффициент $K_{к.в}$ уменьшается до $K_{к.в} = \frac{n'_{кр}}{n_{кр}} = 0,7 \div 0,8$.

Согласно опытным данным ЗИЛ [VIII.1], изменение коэффициента $K_{к.в}$ в зависимости от пробега автомобиля представлено

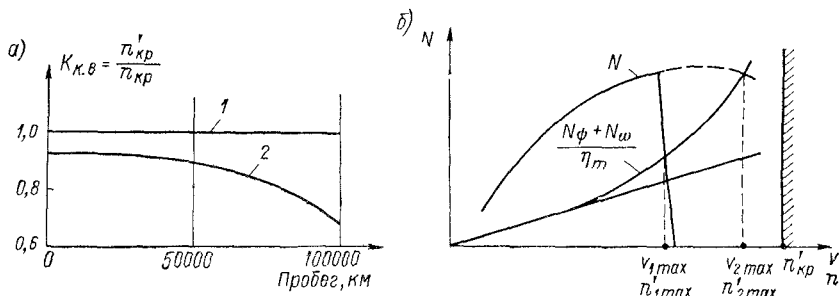


Рис. VIII.11. К определению критического числа оборотов карданного вала: а — величины коэффициента $k_{к.в}$ в зависимости от пробега;

1 — теоретические; 2 — фактические значения; б — значения скоростей v_{1max} и v_{2max} и числе оборотов двигателя n'_{1max} и n'_{2max} с индексами 1 (по регуляторной ветви характеристики) и 2 (по внешней характеристике)

кривой 2 на рис. VIII.11, а. Фактически $n'_{кр}$, характеризующее сильными вибрациями вала и появлением остаточных деформаций изгиба, наступает при $K_{к.в} = 0,92$ для нового вала и $K_{к.в} = 0,69$ после пробега 100 000 км, т. е. критическое число оборотов для изношенного шарнира существенно снижается. Линия 1 соответствует расчетным значениям.

Критическое число оборотов $n_{кр}$ для трубчатого вала выше, чем для сплошного того же веса, особенно при большом диаметре и малой толщине стенок трубчатого вала. Поэтому карданные валы современных автомобилей с быстроходными двигателями изготавливаются из тонкостенных труб большого диаметра.

При значительной базе автомобиля применяется не сплошной (по длине) карданный вал, а разрезной, состоящий из нескольких валов, каждый из которых подвешен на опорах. Вследствие этого длина каждого отрезка вала будет незначительной, что повысит $n'_{кр}$.

Величина $n'_{кр}$ должна быть больше n'_{2max} , где n'_{2max} — максимальное число оборотов карданного вала, $n_{кр} = (1,2 \div 1,35) n'_{2max}$. Максимальное число оборотов карданного вала определяется по скорости v_{1max} (рис. VIII.11, б) для автомобиля с ограничителем оборотов двигателя и v_{2max} для автомобиля, не имеющего ограничителя числа оборотов.

Колебания карданного вала в зоне критического числа оборотов и вне этой зоны представлены на рис. VIII.10, з. Опыт проводился при снижении числа оборотов вала от $n > n'_{кр}$.

Карданный вал при изготовлении подвергается динамической балансировке, причем допустимый дисбаланс составляет от $(15 \div 25) \cdot 10^{-4}$ Н·м ($15—25$ гс·см) для автомобилей малой и средней грузоподъемности, до $100 \cdot 10^{-4}$ Н·м (100 гс·см) для машин грузоподъемностью 5 т и выше. Для балансировки к валу привариваются точечной сваркой пластины, представленные на рис. VIII.12.

Величина биения карданного вала в сборе не должна превосходить 0,5—0,8 мм.

Кроме рассмотренных колебаний изгиба при работе карданной передачи возникают крутильные колебаний. Эти колебания возникают как за счет рассмотренных выше колебаний угловой скорости валов карданной передачи (рис. VIII.10), так и вследствие переменных нагрузок в трансмиссии. Однако величины дополнительных напряжений от крутильных колебаний обычно не достигают опасных для прочности передачи значений.

§ 38. ОСНОВЫ РАСЧЕТА КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

В карданной передаче рассчитываются:

- а) карданный вал (на кручение, растяжение — сжатие, угол закручивания);
- б) вилка и крестовина кардана (на прочность и износ);
- в) подшипники карданного шарнира (долговечность, тепловой режим);
- г) критическое число оборотов вала.

Силы P , действующие на шипы крестовины карданного шарнира, вызывают смятие, изгиб и срез шипа (рис. VIII.12, а). Величина силы P определяется по формуле:

$$P = \frac{M_m i_k i_d k_d}{D_k} \quad (\text{VIII.12})$$

Расчет шипа на изгиб, смятие, срез производится по общеизвестным формулам по силе P .

При наличии игольчатых подшипников максимально допустимая величина P_b подсчитывается по формуле

$$P \leq P_b = 7800 \frac{i_p d_p l_p}{\sqrt[3]{\frac{n_m}{i_{кл}} \operatorname{tg} \gamma}} H, \quad (\text{VIII.13})$$

где i_p — число игловок (роликов); l_p и d_p — рабочая длина и диаметр иглы (ролика), см; n_m — число оборотов вала двигателя в минуту при $M_{m \max}$.

Если P_b в кгс, то численный коэффициент в правой части формулы (VIII.13) принимается равным 780.

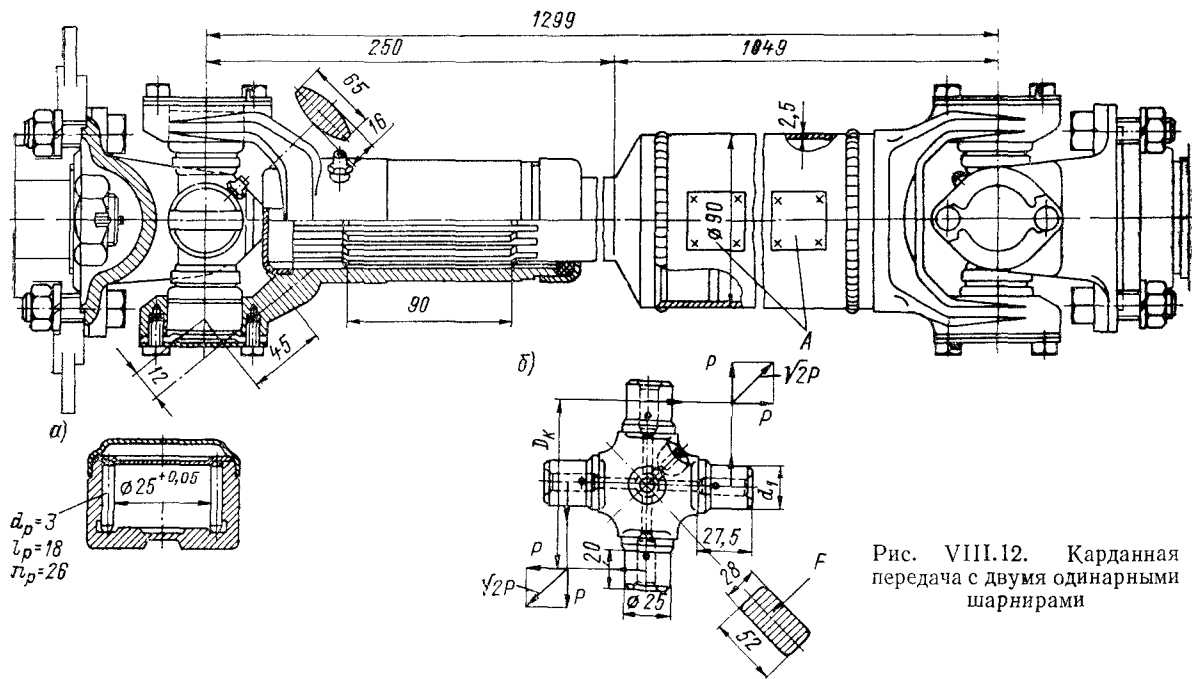


Рис. VIII.12. Карданная передача с двумя одинарными шарнирами

Коэффициент запаса надежности $\delta' = \frac{P_v}{P}$ должен быть больше единицы.

Крестовина карданного шарнира рассчитывается на разрыв (рис. VIII.12, б) по площади сечения F по формуле

$$\sigma = \frac{P \sqrt{2}}{F}. \quad (\text{VIII.14})$$

Карданный вал, изготовляемый из мало- или среднеуглеродистой стали, работает на кручение, растяжение или сжатие и изгиб (при поперечных колебаниях вала). Максимальные напряжения кручения ($k_d = 1$)

$$\tau = \frac{M_{\text{тmax}} i_{\text{к1}} i_{\text{д}} k_d}{\omega_{\text{кр}}}, \quad (\text{VIII.15})$$

составляют $\tau = 100 \div 300$ МПа (1000—3000 кгс/см²).

Величина углов закручивания

$$\theta = \frac{180 M_{\text{тmax}} i_{\text{к1}} k_{\theta} l}{\pi G J_{\text{кр}}} \quad (\text{VIII.16})$$

составляет на низшей передаче от 3 до 9° на один метр длины (в зависимости от сечения вала).

В приведенных формулах $\omega_{\text{кр}}$ — момент сопротивления вала при кручении; $J_{\text{кр}}$ — момент инерции сечения вала при кручении; G — модуль упругости при кручении; $G = 85$ ГПа (850 000 кгс/см²); l — длина вала.

Величина осевой силы Q , действующей на карданный вал (рис. VIII.1, а), при колебаниях автомобиля будет

$$Q = \frac{4 M_{\text{к.в}} \mu}{D'_{\text{ш}} + d'_{\text{ш}}}, \quad (\text{VIII.17})$$

где $M_{\text{к.в}}$ — момент на карданном валу; $D'_{\text{ш}}$ и $d'_{\text{ш}}$ — диаметры шлицев данной части вала по выступам и впадинам.

Коэффициент трения μ стали по стали в телескопическом соединении карданного вала существенно зависит от качества смазки шлицевого соединения, составляя при хорошей смазке $\mu = 0,06 \div 0,10$.

По опытам А. К. Фрумкина, в случае недостаточной смазки μ значительно возрастает, достигая при заедании 0,35—0,40. При этом величина осевой силы достигает больших значений. Так, для 4-тонного грузового автомобиля величина $Q_{\text{max}} = 20\,000$ Н (2000 кгс).

Значительные дополнительные растягивающие и сжимающие усилия, возникающие при плохом техническом обслуживании, действуют на вал карданной передачи и нагружают подшипники коробки передач, а также главной передачи. Поэтому систематической смазке шлицевого соединения карданной передачи необходимо уделять должное внимание.

Существенное снижение осевой нагрузки будет иметь место при наличии соединения, в котором трение скольжения при осевом перемещении заменено трением качения (шлицы с шариками или роликами, или нейлоновым покрытием).

Конструкция карданного вала с роликами *1*, снижающими величину осевой силы *Q*, представлена на рис. VIII.13. Величина коэффициента трения при осевом перемещении для вала этой конструкции значительно меньше, чем при скользящем шлицевом соединении.

Резиновые элементы в карданной передаче увеличивают податливость трансмиссии; тем самым уменьшается величина динамических пиковых нагрузок.

§ 39. ИЗНОС И НАГРЕВ КАРДАННОГО ШАРНИРА

Как показывает опыт эксплуатации автомобилей, срок службы карданной передачи при плохом техническом обслуживании резко сокращается вследствие значительного износа и нагрева трущихся пар. Это происходит за счет повышенной работы трения прежде всего в шарнирных соединениях крестовины и вилки.

Работа трения *L* в карданном шарнире имеет место при перемещении шипов крестовины, нагруженных силой *P*, относительно вилки на угол δ .

Величина угла δ для вилки ведущего вала (простой кардан) может быть найдена по формуле

$$\operatorname{tg} \delta = \operatorname{tg} \gamma \sin \alpha, \quad (\text{VIII.18})$$

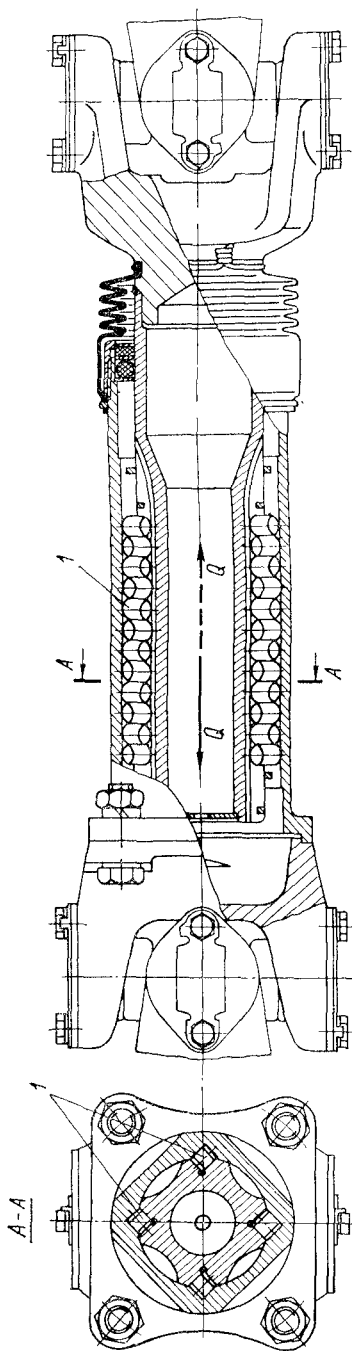


Рис. VIII.13. Карданная передача с роликами, снижающими величину осевой силы *Q*

где α — угол поворота ведущего вала. Сила P ($i_d = 1$), действующая на шип в плоскости крестовины, равна

$$P = \frac{M_{m i_k} 1}{D_k \cos \delta}.$$

Элементарная работа трения dL при повороте на угол $d\delta$

$$dL = P \mu \frac{d_1}{2} d\delta = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k} \frac{d\delta}{\cos \delta}, \quad (\text{VIII.19})$$

где μ — коэффициент трения между шипом ивилкой; D_k — расстояние между точками приложения сил P квилке кардана; d_1 — диаметр шипа крестовины.

Интегрируя последнее выражение в пределах от $\delta_1 = 0$ до $\delta_2 = \gamma$, что соответствует повороту вала на угол $\frac{\pi}{2}$, найдем работу трения L' для одного шипавилки ведущего вала

$$L' = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k} \int_0^{\gamma} \frac{d\delta}{\cos \delta} = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k} \ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right). \quad (\text{VIII.20})$$

Соответственно, длявилки ведомого вала угол δ' поворота шипа относительновилки будет

$$\cos \delta' = \frac{\cos \gamma}{\cos \delta}. \quad (\text{VIII.21})$$

Подставляя значение $\cos \delta$ в формулу (VIII.20), получим

$$dL' = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k} \frac{\cos \delta'}{\cos \gamma} d\delta'.$$

Интегрируя последнее равенство в пределах от $\delta_1 = \gamma$ до $\delta_2 = 0$, что соответствует также одной четверти оборота, находим работу трения L'' для одного шипавилки ведомого вала

$$L'' = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k \cos \gamma} \int_{\gamma}^0 \cos \delta' d\delta = \frac{M_{m i_k} \mu d_1}{2 D_k} \operatorname{tg} \gamma. \quad (\text{VIII.22})$$

Так как принимаются положительные значения работы, то L'' берется с плюсом.

Работа трения за один оборот карданного вала для четырех шипов будет

$$L = 4(L' + L'') 2 = \frac{4 M_{m i_k} \mu d_1}{D_k} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]. \quad (\text{VIII.23})$$

Коэффициент полезного действия (к. п. д.) карданной передачи η_k , если учитывать потери на трение в шарнирах, может быть представлен формулой

$$\eta_k = 1 - \frac{L_1}{L_0},$$

где L_1 — полная работа трения для четырех шипов карданного шарнира за один оборот вала; L_0 — работа, переданная карданному шарниру за один оборот.

Подставляем значение L_1 из формулы (VIII.23) для одного полного оборота вала и, имея в виду, что

$$L_0 = 2\pi M_m i_k,$$

получим

$$\eta_k = 1 - \frac{2\mu d_1}{\pi D_k} \left[\ln \operatorname{tg} \left(\frac{\pi}{4} + \frac{\gamma}{2} \right) + \operatorname{tg} \gamma \right]. \quad (\text{VIII.24})$$

Как видно из последней формулы, величина к. п. д. карданной передачи при заданных ее размерах зависит от коэффициента трения μ и угла γ между осями валов. При нормальном техническом состоянии величина η_k высока, составляя для одиночного кардана неравной скорости $\eta_k = 0,985 \div 0,99$ (при угле между валами не более 15°). Однако в многоосных автомобилях при наличии нескольких последовательно включенных шарниров общий к. п. д. заметно снижается.

При увеличении углов между осями валов к. п. д. карданного механизма падает.

Величины коэффициентов трения поверхностей шарниров, имеющих относительные знакопеременные перемещения на малые углы, изучены недостаточно.

Проведенные опыты с втулками из пластмасс показали, что коэффициенты μ при относительных знакопеременных перемещениях на малые углы больше соответствующих значений μ при вращательном движении. Коэффициенты μ при относительных знакопеременных перемещениях увеличиваются при уменьшении угла δ . Так, если δ уменьшается с 90° до 20° , то коэффициент μ увеличивается на 20—25%.

Определим удельную работу трения C на единицу рабочей поверхности F' всех четырех шипов $F' = 4\mu d_1 b$, где b — длина втулки, соприкасающейся с шипом.

Тогда

$$C = \frac{\gamma L}{F'} = \frac{\gamma L}{4d_1 b}. \quad (\text{VIII.25})$$

Работа трения на шипах карданного шарнира вызывает его нагрев.

Уравнение теплового баланса имеет следующий вид:

$$Q dt = m_d c d\tau + F' k \tau dt, \quad (\text{VIII.26})$$

где Q — количество тепла, выделяющегося за единицу времени за счет работы трения в карданных шарнирах; t — время; $\tau = T_1 - T_2$ — повышение температуры нагреваемых деталей карданного шарнира; T_1, T_2 — значения температуры нагреваемых деталей и окружающего воздуха; γ — коэффициент, учитывающий какая часть работы трения воспринимается нагреваемой

деталью; m_d — масса нагреваемых деталей; F' — поверхность охлаждения нагреваемых деталей; c — теплоемкость металла (сталь), $c = 484$ Дж/(кг·К); k — коэффициент теплопередачи между поверхностью нагреваемой детали и воздухом (Вт/(м²·К).

Значения k составляют 16—40 Вт/(м²·К) или 14—34 ккал/(м²·град·ч). Большие значения соответствуют хорошо обдуваемым воздухом шарнирам.

Таблица VIII.2

Нагрев карданного шарнира в зависимости от времени работы

Время работы карданного шарнира мин	Нагрев карданного шарнира °С
0	0
4	6,5
10	13,3
16	17,7
24	21,9
28	26,7
72	27,7

Решая последнее уравнение и полагая начальную разность температур $T_1 - T_2 = 0$, получим прирост температуры шипа кардана в конце времени t

$$\tau = \frac{Q}{Fk} \left(1 - e^{-\frac{t}{A}} \right). \quad (\text{VIII.27})$$

В последней формуле $A = \frac{m_d P c}{Fk}$.

Величина коэффициента теплопередачи в зависимости от скорости воздушного потока v_b может быть подсчитана по формуле

$$k = \\ = (1,6 + 2,8 \sqrt{v_b}) 10^{-3} \text{ ккал/ (м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{с)} = \\ = 4,186 (1,6 + 2,8 \sqrt{v_b}) \text{ Вт/ (м}^2 \cdot \text{К)},$$

где v_b — скорость омывания нагреваемой детали воздухом в м/с.

Зависимость температуры нагреваемых деталей карданного шарнира от времени работы представлена в табл. VIII.2.

Список литературы к гл. VIII

- Егоров Л. А., Розов Д. К. Об испытаниях автомобильных карданных передач. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 2, с. 6—11.
- Лысов М. И. Карданные механизмы. М., Машгиз, 1945, 158 с.
- Малаховский Я. Э., Лапин А. А., Веденеев Н. К. Карданные передачи. М., Машгиз, 1962, 155 с.
- Маслов Г. С. Расчеты колебаний валов. М., «Машиностроение», 1968, 271 с.
- Haines Charles W. Drivelines of high performance. — SAE, Preprints N 700742.

ГЛАВА IX

ГЛАВНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

§ 40. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

К конструкции главных передач предъявляются следующие требования:

1) обеспечение необходимого передаточного числа или передаточных чисел i_{01} и i_{02} (в двухступенчатой передаче) при минимальных габаритах и весе с сохранением необходимых дорожных просветов;

Т а б л и ц а IX.1

Классификация главных передач

Классификация	Характеристика передач
Тип главной передачи	<p>Передача коническими шестернями с криволинейным зубом: оси шестерен пересекаются в одной точке оси шестерен перекрещиваются (гипоидная передача)</p> <p>Передача цилиндрическими шестернями Червячная Комбинированная</p>
Число пар шестерен в зацеплении	<p>Одинарная передача с одной парой шестерен $i_0 = 3 \div 7$</p> <p>Двойная передача с двумя парами шестерен $i_0 = 5 \div 12$: конические и цилиндрические шестерни в главной передаче конические шестерни в главной и цилиндрические шестерни в бортовой передачах</p>
Число ступеней главной передачи	<p>С одной ступенью</p> <p>С несколькими, обычно двумя ступенями (высшей и низшей)</p>

2) высокий и мало меняющийся при изменении температуры и скорости вращения к. п. д.;

3) высокая жесткость корпуса, опор и валов.

Классификация главных передач представлена в табл. IX.1. Большое распространение на автомобилях всех типов получили конические шестерни с криволинейным зубом. Червячные передачи находят ограниченное применение только на отдельных моделях автомобилей. (в частности трехосных).

На легковых автомобилях и грузовых (грузоподъемностью до 3—4 т) применяются одинарные главные передачи, отличающиеся большой простотой.

Двойные передачи, состоящие обычно из конической или гипоидной и цилиндрической пары, применяются на грузовых автомобилях преимущественно большой грузоподъемности и автомобилях высокой проходимости.

Двухступенчатые главные передачи, позволяющие получить две ступени передаточных чисел в ведущем мосту, применяются на некоторых моделях грузовых автомобилей и седельных тягачах средней и большой грузоподъемности. Применение двухступенчатых передач целесообразно при работе в горных условиях и переменных нагрузках (например, с прицепами).

§ 41. КОНСТРУКЦИИ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ И ИХ АНАЛИЗ

Преимуществами гипоидных передач с перекрещивающимися осями по сравнению с обычными коническими, имеющими пересекающиеся оси, являются:

1) смещение оси ведущей шестерни относительно ведомой (гипоидное смещение E на рис. IX.2) на величину до 0,2 от диаметра начальной окружности ведомой шестерни, что позволяет при стандартной компоновке легкового автомобиля несколько снизить его центр тяжести;

2) больший диаметр ведущей шестерни и ее вала по сравнению с той же шестерней обычной конической пары с пересекающимися осями, имеющей то же i_0 и рассчитанной на передачу того же момента, позволяющий получить более прочную и жесткую конструкцию, что способствует повышению ее долговечности и бесшумности работы;

3) более бесшумная работа по сравнению с коническими передачами со спиральным зубом той же размерности;

4) наличие повышенного скольжения между зубьями гипоидных передач, определяющее необходимость применения специальной гипоидной смазки с сернистыми, свинцовыми, фосфорными и другими присадками, образующей на поверхностях зубьев прочную пленку.

Одинарная гипоидная передача автомобиля с передаточным числом $i_0 = 6,5$ представлена на рис. IX.1. Жесткость зацепления обеспечивается размещением ведущей шестерни 2 между двумя

подшипниками 1 и 3, из которых два подшипника 1 воспринимают как радиальные, так и осевые нагрузки, а подшипник 3 — только радиальные нагрузки. Упор 5 ограничивает перекус ведомой шестерни (колеса) по оси zz при передаче значительных моментов.

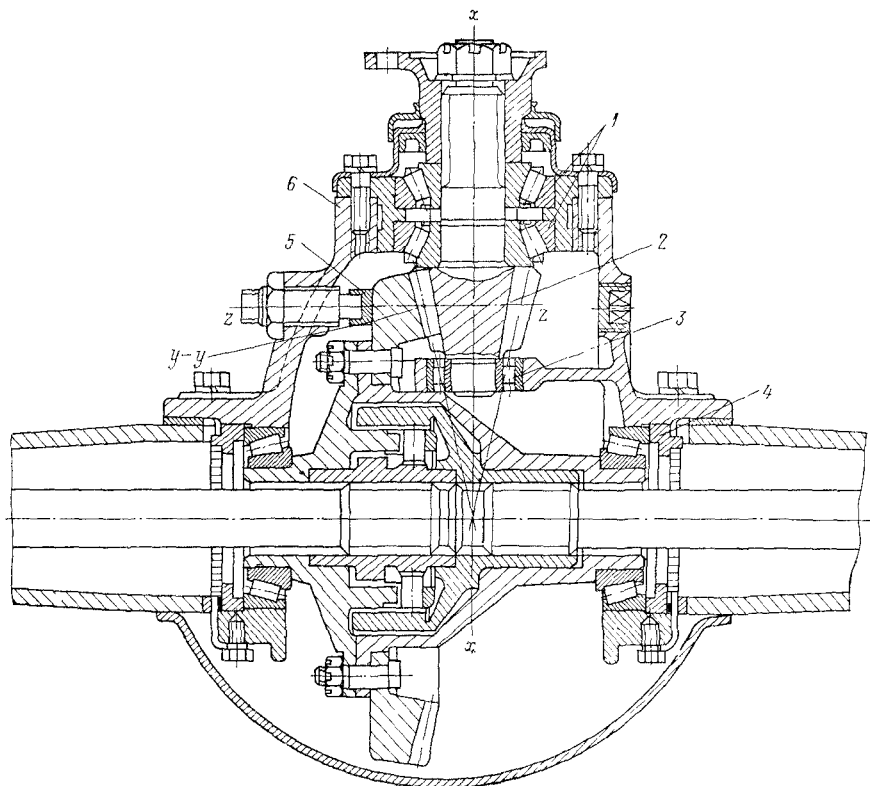


Рис. IX.1. Одинарная главная передача гипоидного типа грузового автомобиля

Регулировка зацепления в осевых направлениях осуществляется по оси xx прокладками 6; по оси zz регулировочными гайками 4.

Пример гипоидной передачи легкового автомобиля дан на рис. IX.2. В отличие от рассмотренных выше передач в данной конструкции применена консольная схема монтажа вала ведущей шестерни на двух радиально-упорных конических подшипниках 1 и 2. Для повышения жесткости зацепления вал ведущей шестерни имеет значительный диаметр и правый подшипник расположен в непосредственной близости к ведущей шестерне.

Шестерни гипоидных передач и дифференциала покрываются противозадирной предохранительной пленкой из марганцово-железного фосфата или меди. Эти покрытия предупреждают износ

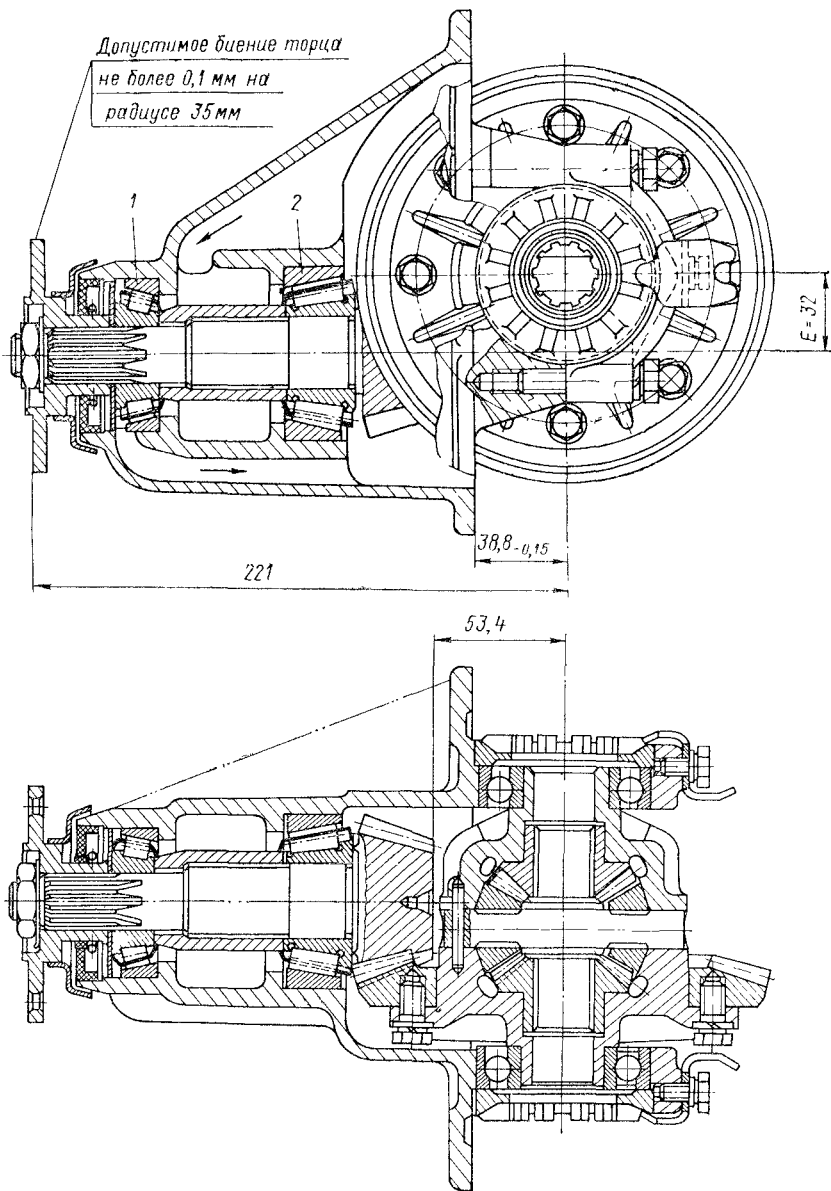
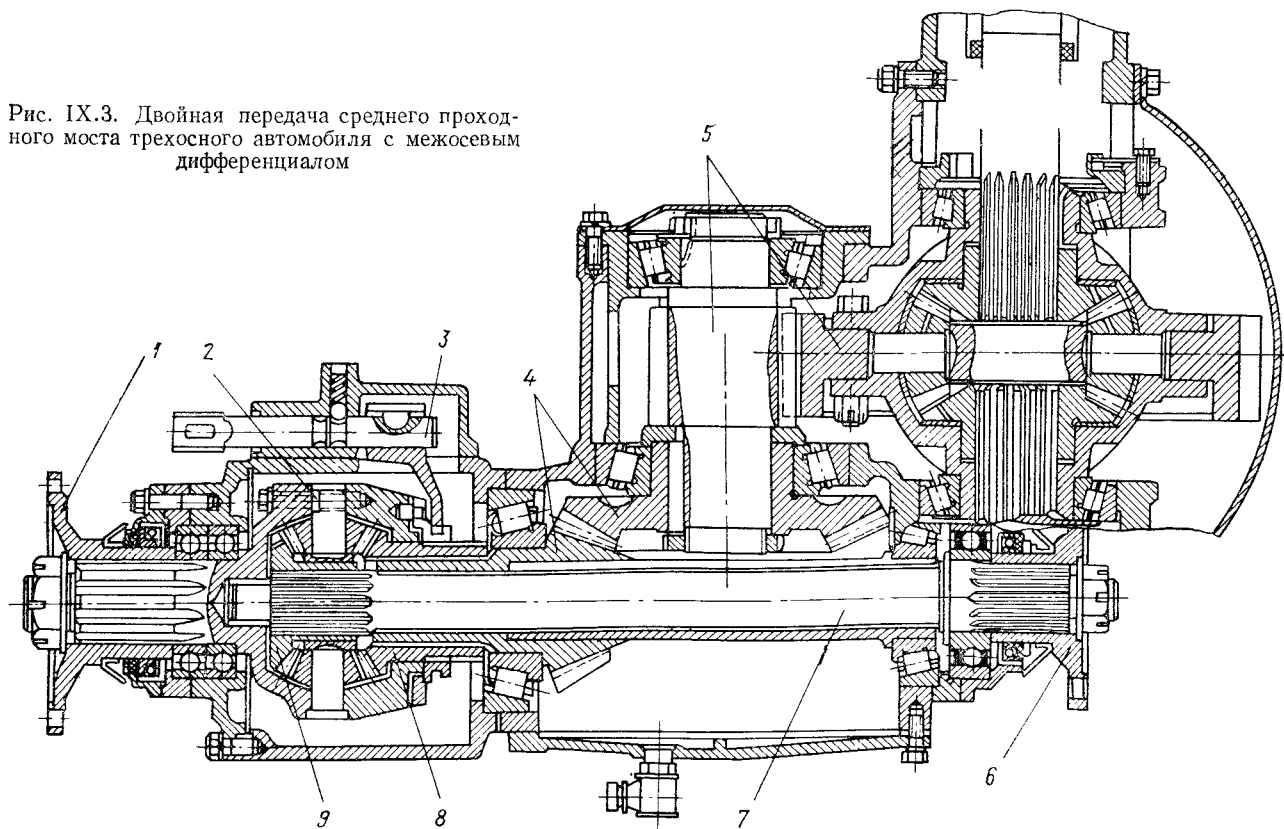


Рис. IX.2. Одинарная главная передача гипоидного типа легкового автомобиля (МЗМА-408)

Рис. IX.3. Двойная передача среднего проходного моста трехосного автомобиля с межосевым дифференциалом



и задиры, особенно в период приработки, однако, естественно, не могут компенсировать недостаток смазки.

Конструктивная схема двойной передачи трехосного автомобиля (средний проходной мост) с межосевым дифференциалом 2 изображена на рис. IX.3. Блокировка межосевого дифференциала осуществляется муфтой, перемещаемой тягой 3.

Момент от карданного вала подводится к фланцу 1. Передача осуществляется конической парой 4 с консольно расположенной ведомой шестерней и цилиндрической парой 5. Передача момента на смежный задний мост осуществляется валом 7 с фланцем 6. На корпусе межколесного дифференциала сидит ведомая шестерня 5. Подобная конструкция позволяет осуществить передачу момента на каждый из мостов одним карданным валом (проходной вал), что упрощает компоновку автомобиля. Заметим, что вес двойных передач больше, чем одинарных, рассчитанных на тот же момент.

На рис. IX.4 представлен ведущий мост грузового автомобиля (ЗИЛ-130В) с двойной двухступенчатой передачей. Эта передача позволяет получить широкую гамму передаточных чисел, так как общее число передач равно произведению чисел ступеней основной и дополнительной коробок передач и главной передачи. При этом может отпасть необходимость в применении многоступенчатых коробок передач и дополнительных коробок. Включение отдельных передач осуществляется осевым перемещением шлицованной муфты 2 с помощью дистанционного привода (механического, гидравлического, пневматического, электрического) с места водителя. При перемещении муфты 2 вправо блокируется шестерня 1 на валу, что соответствует высшей передаче, при перемещении муфты 2 влево блокируется шестерня 3 низшей передачи.

Бортовые передачи и планетарные редукторы в ступицах колес позволяют увеличить дорожный просвет, и поэтому применяются на некоторых автомобилях высокой проходимости.

Благодаря наличию бортовых редукторов моменты в дифференциале и на полуосях снижаются, что позволяет уменьшить их размеры и вес. Ведущий и управляемый мост грузового автомобиля (МАЗ) с бортовой передачей представлен на рис. XII.3.

В случае применения червячных передач упрощается привод к мостам многоосных автомобилей и уменьшаются габариты передачи. Однако при обычных условиях эксплуатации червячные передачи имеют меньший (по сравнению с коническими передачами) к. п. д., значительно изменяющийся в зависимости от скорости вращения, и дороже в производстве. Поэтому эти передачи применяются относительно редко.

Повышению долговечности главной передачи будет способствовать хорошая смазка подшипников. На рис. IX.2 представлен пример конструкций главной передачи с циркуляционной смазкой подшипников ведущего вала.

Шестерни из малоуглеродистой стали подвергаются цементации на глубину 0,9—1,8 мм и закалке в масле с последующим отпуском. Твердость поверхности зубьев HRC 58—65, сердцевинны зубьев HRC 35—45.

К. п. д. главной передачи зависит от ряда факторов: геометрии зацепления, точности изготовления, жесткости опор, быстроходности передачи, условий эксплуатации, качества смазки, температурного режима и др.

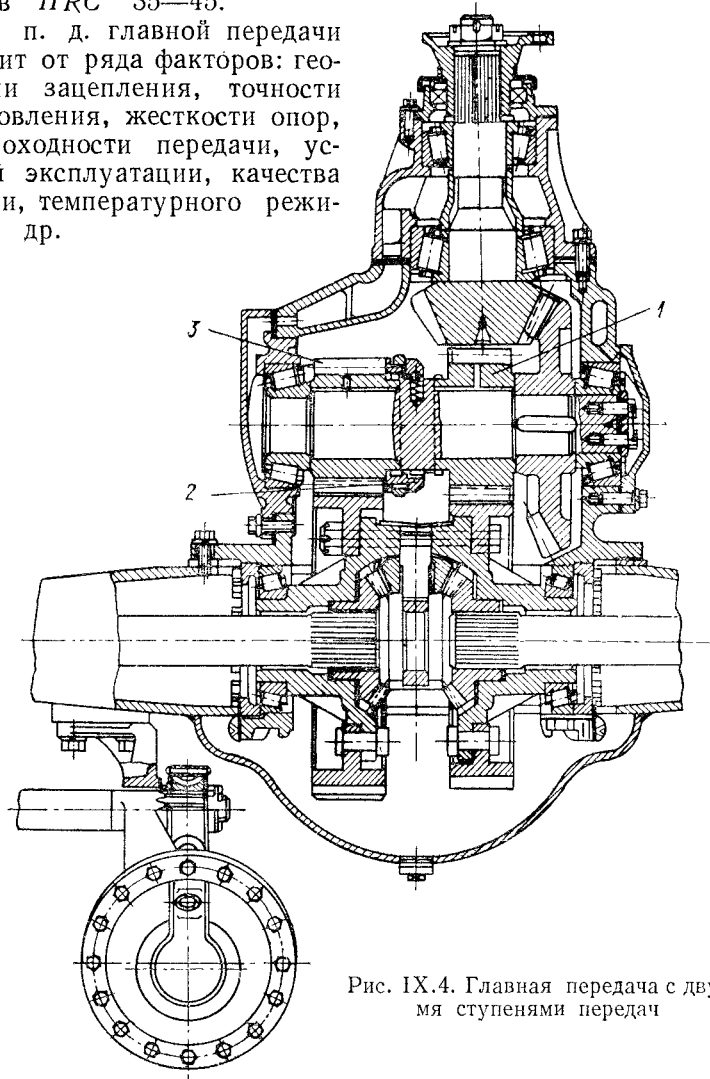


Рис. IX.4. Главная передача с двумя ступенями передач

Величина к. п. д. η для гипоидной пары подсчитывается по формуле (IX.1).

$$\eta = \frac{1 + f \operatorname{tg} \beta_2}{1 + f \operatorname{tg} \beta_1}, \quad (\text{IX.1})$$

где $f \approx 0,05$ — коэффициент трения между профилями зубьев; β_2 и β_1 — углы спиралей шестерни и колеса.

В нормальных условиях к. п. д. главных передач автомобилей имеют следующие значения:

Одинарная передача — коническая пара с криволинейным зубом	0,96—0,98
Двойная передача — коническая и цилиндрическая пара	0,93—0,96
Одинарная червячная передача	0,90—0,94

§ 42. СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В КОНИЧЕСКОЙ ПАРЕ С КРИВОЛИНЕЙНЫМ ЗУБОМ

Коническая пара с пересекающимися осями

Схема сил, действующих на коническую шестерню с криволинейным зубом, представлена на рис. IX.5. При этом результирующая сила давления на зуб P_2 принимается приложенной на

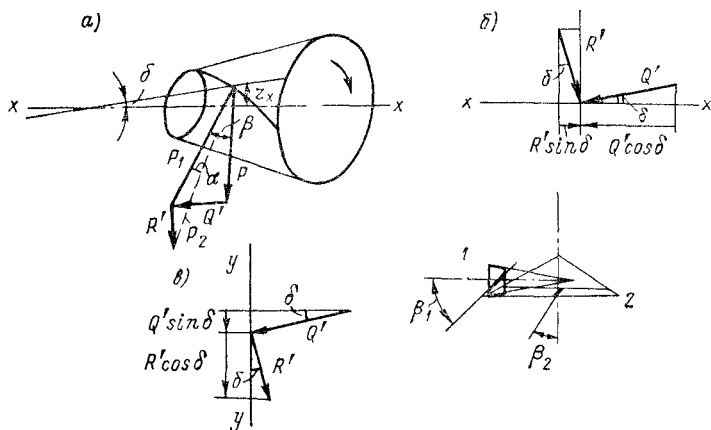


Рис. IX.5. Схема сил, действующих на коническую шестерню с криволинейным зубом

среднем радиусе r_x , равном

$$r_x = r_0 - \frac{b}{2} \sin \delta,$$

где r_0 — радиус основания начального конуса шестерни; b — ширина шестерни; δ — половина угла при вершине начального конуса.

Сила P_2 разложена на составляющие: окружную силу $P = \frac{M}{r_x}$, силы $Q' = P \operatorname{tg} \beta$ и $R' = \frac{P \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$. Проектируя силы Q' и R' на оси xx и yy , где $xx \perp yy$, получим осевую и радиальную силы, действующие на шестерню.

Осевая сила (рис. IX.5, б)

$$Q = R' \sin \delta \left(\begin{smallmatrix} - \\ + \end{smallmatrix} \right) Q' \cos \delta = \frac{P}{\cos \beta} \left[\operatorname{tg} \alpha \sin \delta \left(\begin{smallmatrix} - \\ + \end{smallmatrix} \right) \sin \beta \cos \delta \right]. \quad (\text{IX.2})$$

Радиальная сила (рис. IX.5, в)

$$R = R' \cos \delta \left(\begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix} \right) Q' \sin \delta = \frac{P}{\cos \beta} \left[\operatorname{tg} \alpha \cos \delta \left(\begin{smallmatrix} + \\ - \end{smallmatrix} \right) \sin \beta \sin \delta \right]. \quad (\text{IX.3})$$

Осевая сила Q , направленная к основанию конической шестерни, принята положительной, а к вершине — отрицательной.

На рис. IX.5, а представлена шестерня правого вращения с правой спиралью (одноименные направление вращения и направление спирали). При разноименных направлении вращения и направлении спирали (правое вращение — левая спираль или левое вращение — правая спираль) знаки перед вторым членом скобок меняются на обратные. Знаки для этого случая приведены в скобках.

Осевая сила Q , направленная к основанию начального конуса, исключает возможность заклинивания шестерен. Поэтому применение малой ведущей шестерни главной передачи, имеющей обычно при движении автомобиля вперед правое вращение с левой спиралью зуба, целесообразно. Следует иметь в виду, что при движении автомобиля задним ходом может иметь место заклинивающее действие у шестерен, однако величина крутящего момента на заднем ходу обычно незначительна.

Шестерни конических пар главной передачи имеют углы спирали $\beta_1 = 30 \div 45^\circ$, углы зацепления $\alpha = 16 \div 18^\circ$.

Величина осевой силы Q у шестерен главной передачи с криволинейным зубом значительно больше, чем у конических шестерен с прямым зубом, что должно быть учтено при конструировании опор.

В зависимости от числа зубьев ведущей шестерни z_1 , могут быть приняты следующие углы спирали β , град:

z_1	5	6	7 и более
β, град	42—45	40—42	35—40

Коническая пара с перекрещивающимися осями (гипоидная передача)

Если для конических, не гипоидных шестерен $\beta_1 = \beta_2$, то для гипоидных шестерен имеем $\beta_1 \neq \beta_2$. Силы $P_{(1)}$, $Q_{(1)}$, $R_{(1)}$, действующие на ведущую шестерню 1, не равны силам $P_{(2)}$, $R_{(2)}$, $Q_{(2)}$, действующим на ведомую шестерню 2. Поэтому, если для конических не гипоидных шестерен ($P_{(1)} = -P_{(2)}$, $Q_{(1)} = -R_{(2)}$, $R_{(1)} = -Q_{(2)}$) достаточно определить три составляющих P , Q , R , то для гипоидной пары шестерен необходимо определить шесть составляющих $P_{(1)}$, $P_{(2)}$, $Q_{(1)}$, $Q_{(2)}$, $R_{(1)}$, $R_{(2)}$.

Результирующая сила давления P_2 равна по величине как для ведущей, так и для ведомой шестерен (рис. VIII.5, а и з):

для ведущей шестерни 1

$$P_2 = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)} \cos \alpha}; \quad (\text{IX.4})$$

для ведомой шестерни 2

$$P_2 = \frac{P_{(2)}}{\cos \beta_{(2)} \cos \alpha}, \quad (\text{IX.5})$$

где $P_{(1)}$ и $P_{(2)}$ — окружные силы для шестерен 1 и 2.

Из последних двух формул находим

$$\frac{P_{(1)}}{P_{(2)}} = \frac{\cos \beta_{(1)}}{\cos \beta_{(2)}}. \quad (\text{IX.6})$$

Составляющие силы, на которые может быть разложена результирующая сила P_2 , будут:

для шестерни 1

$$P_{(1)} = \frac{M}{r_{x(1)}}; \quad (\text{IX.7})$$

$$Q_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[\text{tg } \alpha \sin \delta_{(1)} \left(\overline{+} \right) \sin \beta_{(1)} \cos \delta_{(1)} \right]; \quad (\text{IX.8})$$

$$R_{(1)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[\text{tg } \alpha \cos \delta_{(1)} \left(\overline{+} \right) \sin \beta_{(1)} \sin \delta_{(1)} \right]; \quad (\text{IX.9})$$

для шестерни 2

$$P_{(2)} = P_{(1)} \frac{\cos \beta_{(2)}}{\cos \beta_{(1)}}; \quad (\text{IX.10})$$

$$Q_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[\text{tg } \alpha \sin \delta_{(2)} \left(\overline{+} \right) \sin \beta_{(2)} \cos \delta_{(2)} \right]. \quad (\text{IX.11})$$

$$R_{(2)} = \frac{P_{(1)}}{\cos \beta_{(1)}} \left[\text{tg } \alpha \cos \delta_{(2)} \left(\overline{+} \right) \sin \beta_{(2)} \sin \delta_{(2)} \right]. \quad (\text{IX.12})$$

Минимальное число зубьев ведущей шестерни гипоидной передачи автомобиля составляет для грузовых автомобилей 5, а для легковых — 9.

Величина угла спирали ведущей шестерни $(\beta_{(1)} = \beta_{(2)} + E \arcsin \frac{E}{r_{2x}})$ $\beta_{(1)} = 45 \div 50^\circ$.

Угол спирали ведомой шестерни $\beta_{(2)} = 20 \div 30^\circ$.

Величина гипоидного смещения E составляет для легковых автомобилей и грузовиков малого веса (до 3 т) $E \leq 0,2 D_{(02)}$ и автомобилей большого веса $E \leq 0,125 D_{(02)}$, где $D_{(02)}$ — диаметр

начальной окружности ведомой шестерни по основанию начального конуса.

Диаметр $D_{(02)}$ может быть подсчитан по формуле

$$D_{(02)} = k\sqrt[3]{M_{\max}}$$

где M_{\max} (кгс·см) — максимальный момент на ведомой шестерне главной передачи, определяемой по сцеплению ведущих колес с дорогой, полагая $\varphi = 0,65$ (легковые автомобили) и $\varphi = 0,85$ (грузовые автомобили).

Величина коэффициента k составляет 0,58—0,665 [IX.2].

Ширина зубчатого венца ведомой шестерни главной передачи b по данным фирмы «Глисон» в зависимости от величины окружного усилия P может быть найдена из табл. IX.2.

Таблица IX.2

Значения $\frac{P}{b}$, кН/м или кгс/см

Автомобили	На 1-й передаче	На прямой передаче	По сцеплению колес с дорогой
Легковые	800—900	300—500	850—950
Грузовые	1400—1500	250—300	1400—1450
Автобусы	900—1000	200—250	—

Подбор подшипников для главных передач производится аналогично приведенному в гл. VI. При этом необходимо учесть передаточные числа дополнительной коробки и главной передачи.

§ 43. ЖЕСТКОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ВЫНОСЛИВОСТЬ

Надежная и бесшумная работа главной передачи имеет место при высокой точности установки, определяемой жесткостью валов и их опор, схемой расположения и износостойкостью подшипников, точностью их регулировки, жесткостью картера главной передачи.

Смещение конических шестерен главной передачи автомобиля не должно превышать по осям xx и yy $\pm 0,075$ мм и по осям zz 0,25 мм (рис. IX.1).

Стрела прогиба вала ведущей шестерни уменьшается при его монтаже на двух опорах, расположенных по обе стороны от шестерни (рис. IX.1). При обычной компоновке главной передачи это возможно, когда между корпусом дифференциала и ведущей

конической шестерней имеется достаточное пространство для размещения подшипника. Если ведущая шестерня главной передачи расположена между опорами, длина вала шестерни может быть меньшей, что повысит компактность передачи.

Конические роликовые подшипники с большим углом конуса наружного кольца (рис. IX.1 и IX.2) хорошо воспринимают осевые нагрузки и смещение вала в осевом направлении незначительно. Однако жесткость их в радиальном направлении относительно невелика.

В случае консольного расположения ведущей шестерни прогиб вала возрастает. Для повышения жесткости зацепления необходимо увеличить моменты сопротивления вала, уменьшить плечо консоли, увеличить расстояние между подшипниками (рис. IX.2).

Жесткость и прочность гипоидных передач при прочих равных условиях обычно выше, чем конических со спиральным зубом вследствие большего диаметра как ведущей шестерни гипоидной передачи, так и ее вала.

Предварительный натяг подшипников главной передачи увеличивает жесткость зацепления. Предварительный натяг производится при сборке передачи и контролируется путем измерения момента, необходимого для проворачивания вала. Величина предварительного натяга подшипников конических шестерен главной передачи автомобилей малой и средней грузоподъемности составляет 0,020—0,040 мм. Соответствующий момент, необходимый для проворачивания шестерен 2—4 Н·м (0,2—0,4) кгс·м.

Повышение точности зацепления может быть достигнуто при высокой жесткости картера главной передачи, обеспечиваемой соответствующим усилением и оребрением отдельных его участков. Так как расчетные методы не позволяют правильно оценить величины деформаций картера главной передачи, то необходима опытная проверка. На рис. IX.6, а и б представлены схема размещения индикаторов на картере двойной главной передачи 4-тонного автомобиля (материал картера — ковкий чугун) и величины деформаций в местах установки индикаторов (опыты ЗИЛ). Соответствующие деформации в зависимости от величины момента на валу ведущей шестерни представлены на рис. IX.6, б.

Расчет на прочность зубьев конических шестерен главной передачи по деформациям изгиба и сжатия производится по следующей приближенной формуле:

$$\sigma = \frac{M_m \max i_k k_d}{y b t s r_0 \left(1 - \frac{b}{2r_0} \sin \delta\right)^2 \cos \beta}, \quad (\text{IX.13})$$

где y — коэффициент формы зуба; берется по таблицам для приведенного числа зубьев $z_{\text{пр}}$ [IX.3,4]

$$z_{\text{пр}} = \frac{z}{\cos^3 \beta \cos \delta};$$

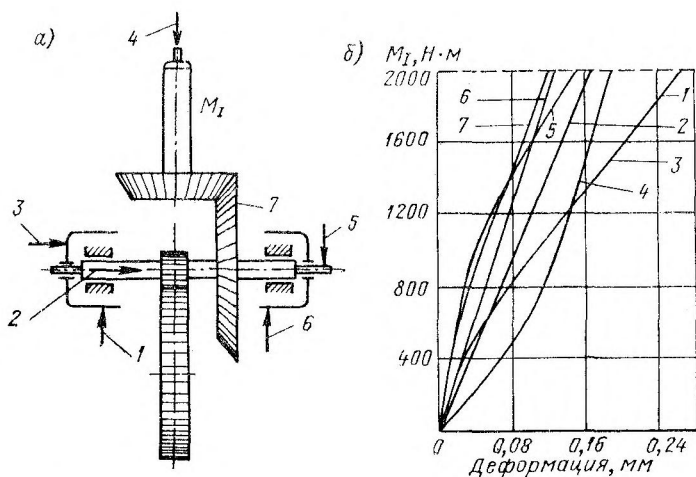


Рис. IX.6. Упругие деформации картера и деталей главной передачи:
a — схема размещения индикаторов для измерения перемещений;

1, 3 — вертикальное и осевое смещения крышки левого подшипника; 2 — продольное смещение промежуточного вала; 4 — продольное смещение вала ведущей шестерни; 5 — вертикальное смещение правого конца промежуточного вала; 6 — вертикальное смещение правой крышки промежуточного вала; 7 — осевое смещение ведомой конической шестерни

b — кривые упругих деформаций

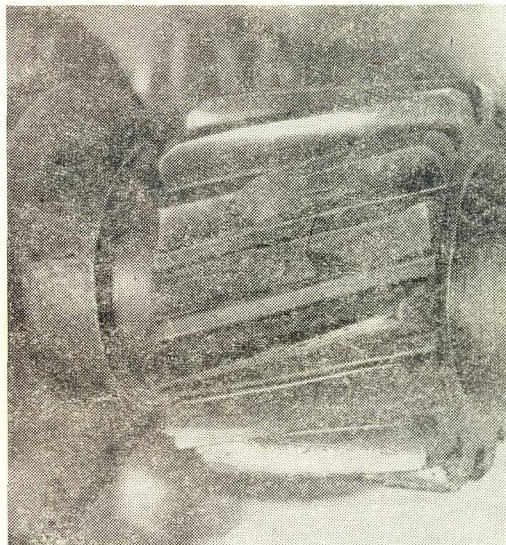


Рис. IX.7. Фотография излома зубов ведущей шестерни главной передачи

t_s — торцовый шаг по основанию начального конуса; b — длина зуба по образующей начального конуса; z — фактическое число зубьев.

Напряжение смятия, характеризующее износ профиля зуба, определяются по формуле

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r'_s} + \frac{1}{r''_s} \right)}. \quad (\text{IX.14})$$

Эквивалентные радиусы ведущего и ведомого зубчатых колес r'_s и r''_s подсчитываются по формуле

$$r_s = \frac{r_x}{\cos^2 \beta \cos \delta}.$$

Выполненные конструкции автомобилей имеют на низшей передаче $\sigma_c = 700 \div 900$ МПа (7000—9000 кгс/см²) в зависимости от типа автомобиля и режима его работы.

В преобладающих условиях эксплуатации напряжения составляют 20—60% от приведенных.

Допустимые нагрузки на зубья шестерен главной передачи зависят от типа трансмиссии. При применении в трансмиссии автомобиля гидротрансформатора или гидромукфы величины динамических нагрузок, передаваемых на карданный вал и главную передачу, снижаются по сравнению с аналогичной трансмиссией, имеющей механическую ступенчатую коробку. Поэтому для автомобилей с гидродинамической передачей допускаются нагрузки на зубья шестерен главной передачи в 1,5 раза выше, чем для автомобилей со ступенчатыми коробками передач, что позволяет соответственно снизить вес главной передачи.

На рис. IX.7 представлена фотография ведущей цилиндрической шестерни двойной главной передачи автомобиля — самосвала с номинальной грузоподъемностью в 4,5 т после пробега 28 300 км. Фактический вес перевозимого груза был выше номинального на 10—20%.

Как видно из фотографии, кроме поломки зубьев с признаками усталостных перенапряжений имел место «осповидный износ» (питтинг) на боковых поверхностях зуба.

Наибольшее значение в оценке выносливости имеют экспериментальные данные, полученные в результате многочисленных испытаний. На рис. IX.8 приведены результаты испытаний на выносливость конических и гипоидных передач общего назначения с цементированными шестернями [IX.4] в зависимости от числа циклов нагружения (по данным фирмы «Глисон»). Ниже линии, обозначенной цифрой 95%, выходит из строя не свыше 5% шестерен от общего числа. Выше линии 5% лишь 5% передач не выходит из строя. Практически надежность конструкции может быть признана удовлетворительной в случае если напряжения не превысят линии 95%.

Как было сказано в гл. IV, пиковые нагрузки в трансмиссии автомобиля возникают относительно редко. Поэтому число циклов пиковых нагрузок за весь срок службы автомобиля невелико и лежит в левой части графика IX.8 с высокими напряжениями по пределу выносливости.

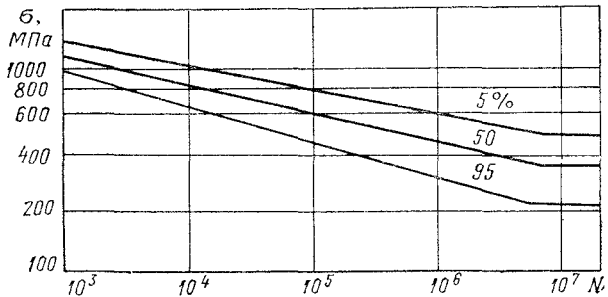


Рис. IX.8. Кривые выносливости зубьев шестерен главной передачи

Напряжения в зубьях, приведенные в данном графике, подсчитаны по формулам, применяемым фирмой «Глисон».

Наиболее нагружена в главной передаче ведущая шестерня, число оборотов которой в i_0 раз больше, чем ведомой.

Список литературы к гл. IX

1. Дехтяр Б. А. Задний мост автомобиля ГАЗ-24. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 9, с.
2. Дехтяр Б. А. Расчет гипоидных передач — «Автомобильная промышленность», 1960, № 2, 3, с. 26—31.
3. Писманик К. М. Гипоидные передачи. М. «Машинноестроение», 1964. 227 с.
4. Проектирование зубчатых конических и гипоидных передач. Под ред. В. Ф. Родионова. М., Машгиз, 1963, 243 с.
5. Coleman W. Design and manufacture of spiral bevel and hypoid gears for heavy duty axles. — EAE. Spec. Publ, 1962, N 221, 22 p.

ГЛАВА X

ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

§ 44. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Дифференциалы должны удовлетворять следующим требованиям.

1. Распределять в заданном соотношении моменты, подводимые к корпусам дифференциалов межколесных, межосевых и межбортовых. Для повышения проходимости автомобиля распределение ведущих моментов по отдельным колесам и мостам должно осуществляться пропорционально их сцепному весу.

2. Одновременно с подводом момента обеспечивать различное число оборотов ведущих колес при повороте, движении автомобиля по неровной дороге и в других случаях.

Схемы расположения межколесных и межосевых дифференциалов в трансмиссии автомобилей даны на рис. II.13.

На схеме рис. II.13, *г* вместо межосевого дифференциала применен межбортовой дифференциал, при наличии которого на ведущие колеса правого и левого бортов автомобиля подводятся одинаковые моменты (если пренебречь трением в механизме дифференциала). Наличие межбортового дифференциала не исключает возможности возникновения циркулирующей мощности в заблокированном приводе колес соответствующего борта.

Применение межосевых дифференциалов усложняет и удорожает трансмиссию автомобиля, а также в некоторых случаях увеличивает число органов для управления (блокировки).

Трансмиссия многоосного автомобиля упрощается при применении вместо межосевых дифференциалов механизмов свободного хода (см. гл. VI). Классификация механизмов дифференциала приведена в табл. X.1.

§ 45. ВЛИЯНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛА НА ТЯГОВЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

У многих грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости сила тяги на колесах по двигателю обеспечивает устойчивое движение автомобиля по наиболее плохим дорогам и поэтому предельные тяговые свойства определяются сцеплением ведущих колес с дорогой. В зависимости от наличия и типа дифференциала в трансмиссии автомобиля предельная сила тяги по сцеплению существенно меняется.

Классификация механизмов дифференциалов

Классификация	Характеристика дифференциалов
Назначение	<p>Межколесный</p> <p>Межосевой:</p> <p> симметричный, делит подводимый к корпусу момент M_0 пополам (полагая $M_r = 0$)</p> <p> несимметричный, делит M_0 в заданном соотношении</p> <p>Межбортовой</p>
Степень автоматичности	<p>Без блокировки ($k_6 \approx 0$)</p> <p>С ручной блокировкой, осуществляемой водителем</p> <p>Самоблокирующийся</p>
Конструкция	<p>С коническими шестернями</p> <p>С цилиндрическими шестернями</p> <p>Повышенного трения с фрикционными элементами:</p> <p> кулачковые</p> <p> червячные</p> <p>С гидравлическим трением</p> <p>С переменным передаточным числом</p> <p>Свободного хода</p>
<p>Величина коэффициента блокировки $k_6 = \frac{M_r}{M_0}$, где M_r — момент трения дифференциала; M_0 — момент на обоих полуосях (корпус дифференциала)</p>	<p>С малым внутренним трением $k_6 = 0 \div 0,2$</p> <p>С повышенным внутренним трением, $k_6 = 0,21 \div 0,7$</p> <p>Блокированный дифференциал $k_6 > 0,7$</p>

Если обозначить через M_0 момент, приложенный к корпусу межколесного дифференциала, то величина моментов на забегающей M' и отстающей M'' полуосях будет:

$$M' = \frac{M_0}{2} - \frac{M_r}{2}; \quad (X.1)$$

$$M'' = \frac{M_0}{2} + \frac{M_r}{2}. \quad (X.2)$$

Если момент трения в дифференциале $M_r = M_0$, то дифференциал будет полностью заблокирован.

Коэффициент блокировки дифференциала k_6 [подсчитывается по формуле

$$k_6 = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{M_r}{M_0}. \quad (X.3)$$

При отсутствии потерь на трение в механизме дифференциала $M_r = 0$. Тогда $k_6 = 0$.

В этом случае предельная сила тяги автомобиля по сцеплению без буксования одного из колес может быть достигнута лишь при одинаковых величинах φ под всеми ведущими колесами.

При полностью заблокированном дифференциале $M_r = M_0$ и коэффициент блокировки дифференциала $k_6 = 1$.

Однако для того чтобы использовать полностью силу сцепления ведущих колес с грунтом даже при весьма значительной разнице в коэффициентах сцепления под отдельными колесами, нет надобности иметь полностью заблокированный дифференциал с $k_6 = 1$. Максимальные величины коэффициента блокировки могут быть найдены из формулы (X.3), если подставить в нее значения M'' и M' для практически максимально возможной разницы в коэффициентах φ .

При $\varphi_{\max} = 0,8$ и $\varphi_{\min} = 0,1$

$$M_2 = 0,5Z_2\varphi_{\max}r_k; \quad M_1 = 0,5Z_2\varphi_{\min}r_k,$$

тогда коэффициент блокировки для автомобиля с колесной формулой 4×2 (нагрузка на правое и левое ведущие колеса одинаковы) будет

$$k_6 = \frac{0,5Z_2(\varphi_{\max} - \varphi_{\min})r_k}{0,5Z_2(\varphi_{\max} + \varphi_{\min})r_k} = \frac{0,8 - 0,1}{0,8 + 0,1} \approx 0,78,$$

где r_k — радиус колеса.

Более высокие значения k_6 не улучшат тяговых свойств автомобиля.¹ Так как столь значительная разница в коэффициентах φ_{\max} и φ_{\min} редка, то обычно ограничиваются величиной $k_6 \approx 0,3 \div 0,5$.

¹ Кроме частного случая, когда одно из колес моста утратило контакт с дорогой (вывешивание колеса), желательно иметь $k_6 = 1$.

Следует иметь в виду, что при высоких значениях k_6 ухудшается управляемость автомобиля, возрастает износ шин.

Для дифференциала обычной конструкции с коническими сателлитами, величина коэффициента блокировки составляет $k_6 = 0,1$.

Редко коэффициент блокировки дифференциала рассматривается как отношения моментов на отстающей и забегающей полуосях

$$k'_6 = \frac{M''}{M'} \quad (X.4)$$

Отметим, что если значения коэффициента k_6 изменяются в пределах от 0 до 1, то значения коэффициента k'_6 изменяются в пределах от 1 до ∞ . С точки зрения физического существа вопроса первый коэффициент является более наглядным и поэтому может быть рекомендован для расчетов.

При отсутствии межосевого дифференциала (блокированный привод) и при заблокированных межколесных дифференциалах предельная сила тяги сцеплению для n -осного автомобиля будет

$$P_p = Z'_1 \varphi'_1 + Z''_1 \varphi''_1 + \dots + Z'_n \varphi'_n + Z''_n \varphi''_n, \quad (X.5)$$

где $Z'_1, Z''_1, \dots, Z'_n, Z''_n$ — вертикальные реакции дороги на соответствующие колеса ведущих мостов; φ'_1, φ''_n — значения коэффициентов сцепления для отдельных колес.

Если привод заблокированный, а межколесные дифференциалы обычного типа, то, пренебрегая потерями на трение в механизме дифференциала (т. е. полагая, что дифференциал делит пополам момент, подведенный к корпусу дифференциала, что соответствует $k_6 = 0$), можно представить предельную силу тяги по сцеплению в следующем виде:

$$P_p = Z_1 \varphi_{\min}^1 + \dots + Z_n \varphi_{\min}^n, \quad (X.6)$$

где Z_1, Z_n — вертикальные реакции дороги на отдельные мосты; $\varphi_{\min}^1, \varphi_{\min}^n$ и т. д. — минимальная величина коэффициента сцепления с дорогой колеса для соответствующего моста.

Последняя формула справедлива в случае, если на каждое колесо приходится половина силы тяжести (веса) моста.

При наличии межосевого дифференциала симметричного типа и межколесных дифференциалов без блокировки сила тяги по сцеплению будет (для двухосного автомобиля с колесной формулой 4×4)

$$P_p = 2Z_{n\min} \varphi_{\min}. \quad (X.7)$$

В этом случае при большой разнице в величинах Z или коэффициентах φ под отдельными колесами тяговые свойства автомобиля будут падать особенно значительно.

Сила тяги на ведущих колесах в зависимости от коэффициента блокировки дифференциала k_b может быть подсчитана по следующим формулам:

забегающее колесо

$$P'_p = \frac{M_0}{2r_k} (1 - k_b); \quad (X.8)$$

отстающее колесо

$$P''_p = \frac{M_0}{2r_k} (1 + k_b). \quad (X.9)$$

График $P'_p = f(k_b)$ и $P''_p = f'(k_b)$ для грузового автомобиля с колесной формулой 4×2 полной массой 5,4 т представлен на

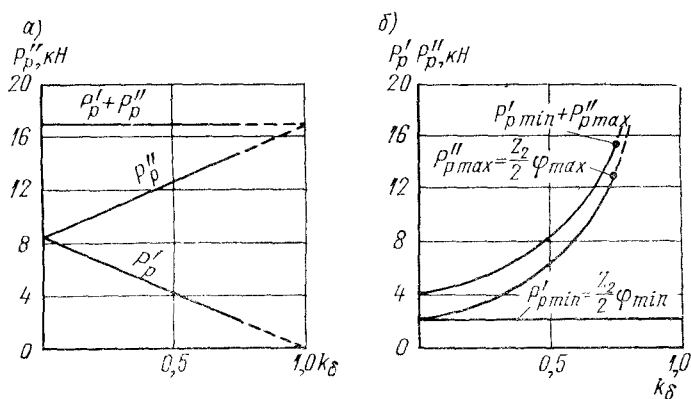


Рис. X.1. Графики тяговых усилий на колесах P'_p и P''_p в зависимости от коэффициента блокировки k_b

рис. X.1, а. Правая часть линий P''_p показана штрихами, так как столь высокие значения силы тяги возможны лишь при $\varphi > 0,75$.

Влияние коэффициента блокировки k_b на тяговые свойства того же автомобиля при существенно различающихся коэффициентах сцепления φ ($\varphi_{\min} = 0,1$; $\varphi_{\max} = 0,7$) видно из рис. X.1, б. Сила P_p подсчитана по формуле

$$P''_p = P'_p \frac{1 + k_b}{1 - k_b}, \quad (X.10)$$

где

$$P'_p = \frac{Z_2}{2} \varphi_{\min}.$$

§ 46. МЕЖОСЕВЫЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

Межосевой дифференциал распределяет подводимый к нему момент на отдельные мосты обычно пропорционально их сцепному весу. При этом полагается равенство коэффициентов сцепления φ под всеми колесами автомобиля.

Для двухосного автомобиля

$$\frac{M_1}{M_2} = \frac{Z_1}{Z_2},$$

где

$$M_1 = Z_1 \varphi r_k; \quad M_2 = Z_2 \varphi r_k;$$

M_1 и M_2 — моменты на переднем и заднем ведущих мостах автомобиля.

Применение межосевого дифференциала позволяет снизить, а в случае применения дифференциала с малым внутренним трением практически устранить вредное влияние циркулирующей мощности в трансмиссии. При этом исключается перегрузка элементов трансмиссии многоосных автомобилей.

В дифференциале симметричного типа момент, подводимый к корпусу дифференциала, делится, если пренебречь трением в механизме дифференциала, пополам. Симметричные межосевые дифференциалы включают между двумя ведущими мостами, несущими примерно одинаковые нагрузки.

Симметричный межосевой дифференциал с коническими сателлитами трехосного автомобиля, распределяющий момент на два ведущих моста задней тележки, представлен на рис. 1X.3. Момент от дополнительной коробки с помощью вала 1 подводится к крестовине дифференциала 2. Сателлиты сцеплены с конической шестерней 8, подводящей момент к главной передаче среднего моста, и 9, передающей момент на вал 7 и далее к главной передаче заднего моста.

Блокировка дифференциала осуществляется муфтой, включаемой вилкой 3.

Конструкция несимметричного межосевого дифференциала с цилиндрическими сателлитами, распределяющего момент на передний и задний мосты трехосного автомобиля («Урал-375»), представлена на рис. VI.16. Момент от промежуточного вала 12 раздаточной коробки передается на шестерню 5, приболченную к корпусу 6 межосевого дифференциала. Момент от корпуса передается на оси сателлитов 11 и далее на шестерни 3 и 7. Шестерня 7 передает через вал 8 момент на передний мост, а шестерня 3 с внутренним зацеплением, жестко посаженная на вал 4 — на задние мосты.

Для повышения проходимости при движении автомобиля по скользким дорогам дифференциал блокируется муфтой 10 (среднее положение муфты). В правом положении муфты передний мост отключен; в левом — передний мост и дифференциал включены.

Если пренебречь трением в дифференциале, то момент между валами 4 и 9 распределится в отношении $\frac{r_5}{r_7}$.

Соответствующие моменты, передаваемые на передний M_1 и задний M_2 мосты, будут

$$M_1 = \frac{M_m i_k i_d \eta' r_2}{2r_{11}}, \quad (X.11)$$

$$M_2 = \frac{M_m i_k i_d \eta' r_3}{2r_{11}}, \quad (X.12)$$

где i_k , i_d — передаточные числа КП и дополнительной коробки; η' — к. п. д. трансмиссии от двигателя до дифференциала.

Выбирая величины радиусов r_2 и r_3 можно распределить момент, подводимый к корпусу дифференциала в заданном соотношении.

Как показали проведенные исследования [X.4], применение межосевого дифференциала в близко расположенных задних мостах не является обязательным. Наоборот, межосевой дифференциал, включенный между ведущими мостами, расположенными на значительном расстоянии друг от друга (например, передним и задним) весьма целесообразен, так как при этом снижаются нагрузки в трансмиссии особенно на поворотах.

На рис. X.2 представлены кривые моментов на полуосях трехосного автомобиля (полная масса 20 т) при повороте с минимальным радиусом по дороге с твердым покрытием.

При отключенном переднем мосте (рис. X.2, а) и блокировке межосевого дифференциала мостов задней

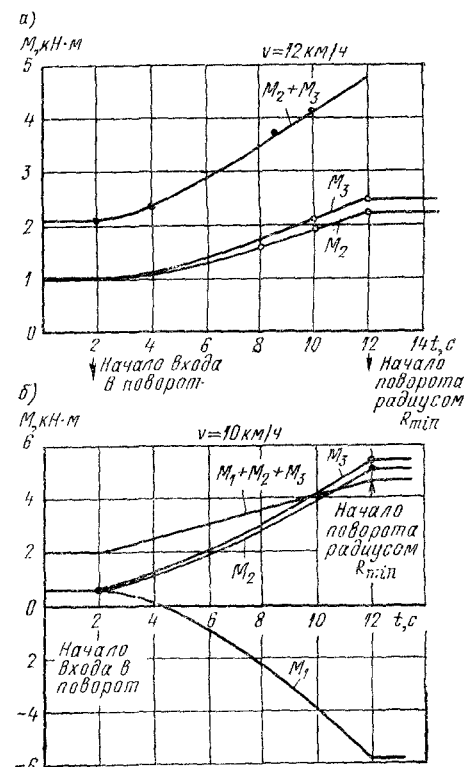


Рис. X.2. Моменты на мостах трехосного автомобиля при повороте

талежки величины моментов на среднем M_2 и заднем M_3 мостах близки друг к другу.

В случае включения переднего моста при одновременной блокировке межосевого дифференциала (рис. X.2, б) моменты M_2 и M_3 также близки друг к другу. Величина момента M_1 на переднем мосту уменьшается, принимая отрицательные значения.

Расход мощности на движение автомобиля увеличивается. Скорость движения автомобиля $v = 12$ км/ч показана на рис. X.2, а и $v = 10$ км/ч — на рис. X.2, б.

§ 47. МЕЖКОЛЕСНЫЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЫ

Дифференциалы с малым внутренним трением у некоторых автомобилей имеют ручную блокировку с рукояткой, расположенной на балке ведущего моста или выведенной к сиденью водителя. Крупным недостатком механизма ручной блокировки является то обстоятельство, что водитель обычно включает этот механизм лишь после того, как автомобиль забуксовал и утратил способность самостоятельно двигаться. При этом сопротивление движению автомобиля может возрасти настолько, что даже при заблокированном дифференциале автомобиль уже не сможет возобновить движение без посторонней помощи.

Включение механизма блокировки дифференциала не всегда производится водителем сразу же после преодоления трудного участка пути. Движение же с невыключенным механизмом блокировки повышает износ шин и ухудшает поворачиваемость автомобиля.

В силу указанного ручная блокировка дифференциала усложняет работу водителя и в то же время не является достаточно эффективным средством повышения проходимости автомобиля.

Значительное распространение на автомобилях высокой проходимости получили дифференциалы с повышенным внутренним трением.

Схема дифференциала повышенного трения, применяющегося на автомобилях МАЗ, представлена на рис. X.3.

На торцах сателлитов 1 смонтированы шайбы 2 большего диаметра, имеющие кольцевой фрикционный пояс по наружной части. Дополнительное трение в механизме дифференциала будет при скольжении шайбы 2, прижимаемой сильной пружиной 4 к вкладышу 3.

Дифференциал кулачкового типа с повышенным внутренним трением выпускается в различных конструктивных модификациях — с радиальным и осевым расположением кулачков. Общий вид дифференциала ГАЗ с радиальным расположением кулачков дан на рис. X.4. Момент от ведомой шестерни главной передачи подводится к обойме 1, в пазах которой расположены плунжеры 2. Наружные концы плунжеров соприкасаются с внутренней поверхностью обоймы 3, связанной шлицевыми соединениями с правой полуосью. Внутренние концы плунжеров соприкасаются с шайбой 4, насаженной на шлицах на левую полуось. Внутренняя поверхность обоймы 3 и наружная поверхность детали 4 имеет кулачки, очерченные по определенному профилю. При повороте автомобиля плунжеры

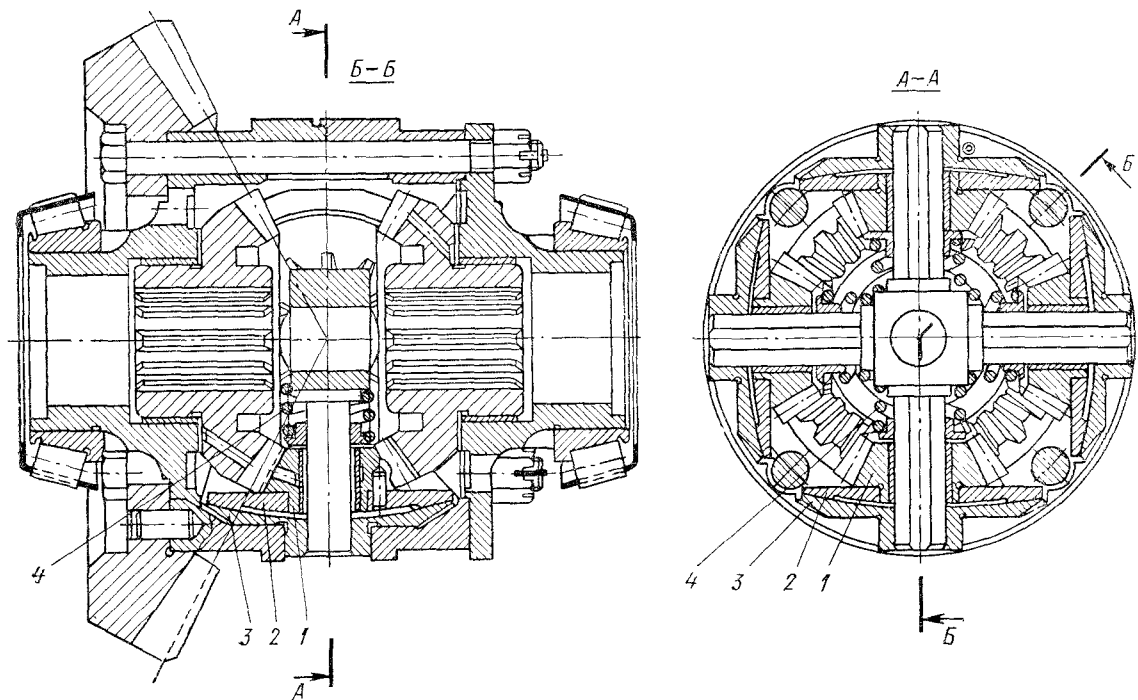


Рис. X.3. Межколесный дифференциал повышенного трения

перемещаются в радиальном направлении в обойме 1 и, скользя по кулачкам деталей 3 и 4, обеспечивают разные числа оборотов полуосей.

Величина коэффициента блокировки k_b кулачкового дифференциала зависит от коэффициента трения μ между плунжерами

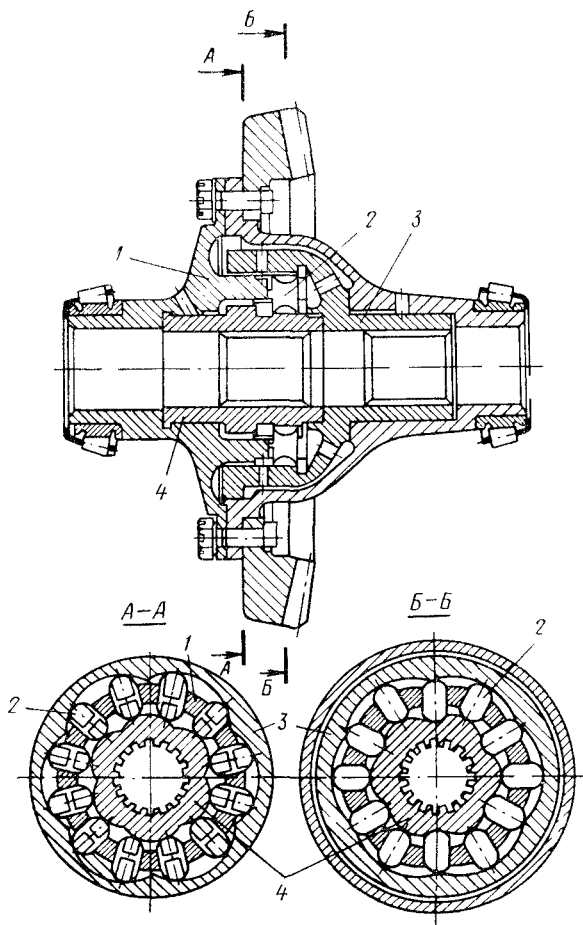


Рис. X.4. Дифференциал повышенного трения кулачкового типа

и рабочей поверхностью деталей 3 и 4 и от угла наклона α профилей кулачков, изменяясь от $k_b = 0,3$ при $\alpha = 35^\circ$ до $k_b = 1$ при $\alpha = 6^\circ$. Обычно применяется значение $k_b = 0,4 \div 0,5$. Заметное влияние на величину k_b оказывает вязкость масла.

Достоинствами кулачковых дифференциалов являются относительная простота их устройства и малый вес. Износостойкость кулачковых дифференциалов удовлетворительна.

К числу дифференциалов с повышенным внутренним трением относится также червячный дифференциал (рис. X.5, а). На концах полуосей на шлицах расположены полуосевые червячные шестерни 1 и 5, находящиеся в зацеплении с сателлитами (червяками) 2 и 4. Сателлиты 2 и 4 сцеплены с червячными сателлитами 3. Кинематическая связь правой и левой

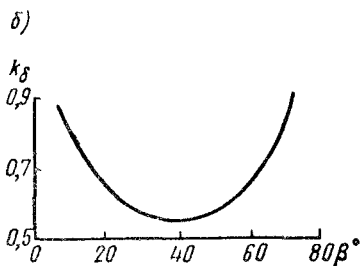
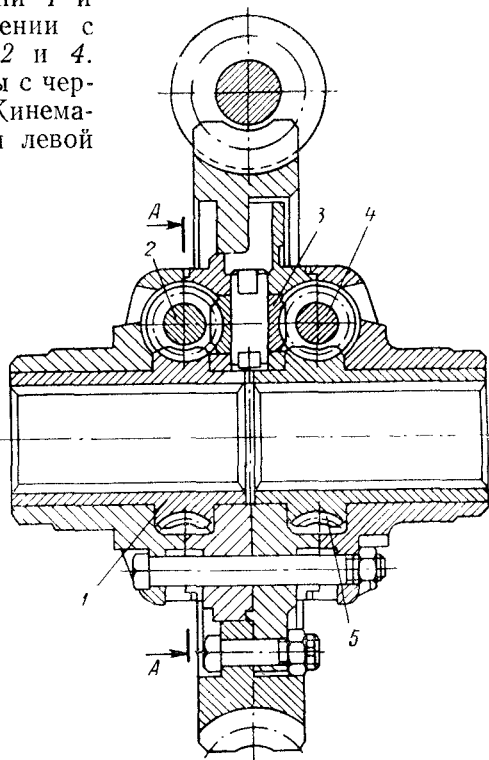
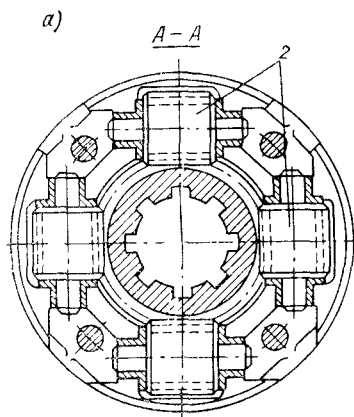


Рис. X.5. Дифференциал повышенного трения червячного типа: а — схема конструкции; б — величина коэффициента блокировки k_g в зависимости от угла подъема витков червяка β

полуосей осуществляется через пять червячных элементов, образующих четыре последовательные червячные пары. Угол подъема витков червяка выбирается таким, чтобы получить пару с обратимостью, обеспечивающей заданный коэффициент блокировки k_g .

В червячном дифференциале ЗИЛ осевая нагрузка 3700 кгс (37 000 Н), полуосевые шестерни имеют угол винтовой линии 60° , а сателлиты — 30° левого направления. Нормальный модуль $m_n = 3,75$. Дифференциал червячного типа отличается повышенной износостойкостью и плавностью в работе. Конструктивно он сложнее и дороже дифференциалов кулачкового типа.

Кривая изменения величины коэффициента блокировки k_6 в зависимости от угла β представлена на рис. X.5, б.

Вязкость масла, залитого в картер червячного дифференциала, существенно влияет на величину k_6 . При низких температурах, когда вязкость масла возрастает, коэффициент блокировки будет увеличиваться. Поэтому существенно важно при- менять для дифференциалов червячного типа масла с вязкостью мало меняющейся в широком диапазоне температур.

Дифференциалы с гидравлическим трением (рис. X.6, а и б) имеют характеристику момента трения

$$M_r = A_2(n' - n'')^2,$$

где n' и n'' — числа оборотов в минуту забегающей и отстающей полуосей; A_2 — коэффициент. Соответствующая величина коэффициента блокировки будет

$$k_6 = \frac{M_r}{M_0} = \frac{A_2(n' - n'')^2}{M_0}. \quad (X.13)$$

Момент трения в дифференциале этого типа создается дросселированием потока жидкости от гидравлического насоса объемного типа Н, включенного между корпусом дифференциала и одной из полуосей.

Параболическая характеристика момента трения M_r гидравлического дифференциала (кривая 2 на рис. X.6, б) более целесообразна, чем характеристика $M_2 = \text{const}$, соответствующая некоторым типам дифференциалов (линия 1). Это объясняется тем, что даже при наиболее крутом повороте автомобиля, разность угловых скоростей полуосей $n' - n''$ весьма невелика. При буксовании одного из колес разность $n' - n''$ значительно возрастает. Поэтому желательно иметь дифференциал, момент трения которого сильно возрастает при увеличении $n' - n''$. Тогда поворот автомобиля будет происходить при незначительном трении в механизме дифференциала, а при буксовании одного из колес величина M_r быстро возрастет, что повысит проходимость автомобиля (рис. X.6, б).

Дифференциал свободного хода представлен на рис. X.7. Момент от ведомой шестерни главной передачи передается на корпус 1 и далее ведущей муфте 3 с зубьями прямоугольного сечения, находящимися в зацеплении с соответствующими зубьями муфт 4 и 8, передающих момент через шлицованные ступицы 5

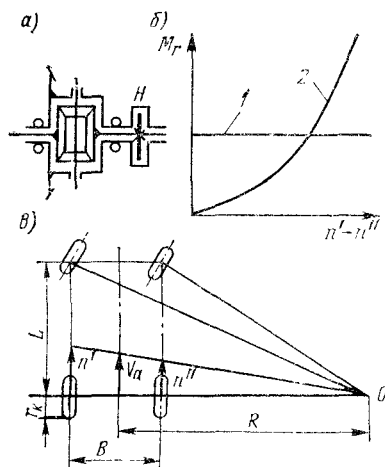


Рис. X.6. Дифференциал с гидравлическим трением: а — схема дифференциала; б — характеристика дифференциалов; в — схема поворота

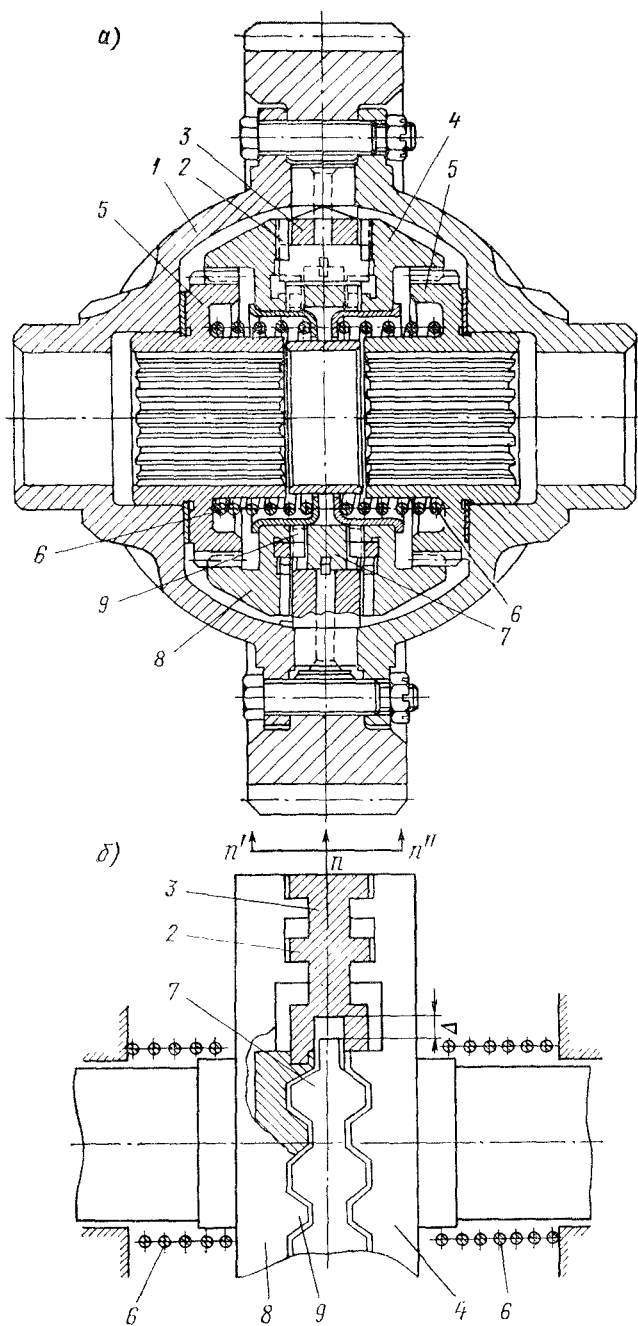


Рис. X.7. Дифференциал свободного хода

полуосям. Описанная работа механизма будет при одинаковых скоростях вращения левой и правой полуосей.

Если угловая скорость одной из полуосей, например левой, возрастет, то муфта 8, перемещаясь в осевом направлении, выйдет из зацепления с зубьями 2 ведущей муфты 3, и момент на эту полуось передаваться не будет. Осевое перемещение муфты 8 осуществляется за счет скольжения трапецидальных зубьев 9 муфты 8 по зубьям центрального кольца 7.

При выравнивании угловых скоростей полуосей спиральные пружины 6 отжимают обратно муфту 8 до сцепления ее зубьев с зубьями ведущей муфты.

Так как при повороте отключается забегающая полуось и весь крутящий момент передается через отстающую полуось, то сила тяги по сцеплению и устойчивость автомобиля с дифференциалом свободного хода снижаются.

При эксплуатации в условиях низких температур имеют место случаи замедленного включения муфт 4 и 8 под действием пружин вследствие значительного сопротивления загустевшего масла в картере моста.

Нормальная работа дифференциала наступает после подогрева масла при движении автомобиля.

Материалы деталей дифференциалов¹ ковкий чугун, различные стали. Чашки дифференциала изготовляются из ковкого чугуна, стали 40. Твердость колеблется в пределах *HB* 121—163 (ковкий чугун), *HB* 156—197 (сталь 40).

У кулачкового дифференциала обойма и внутренняя шайба изготовляются из цементируемой стали 18ХНВА с поверхностной твердостью *HRC* 60—65.

Плунжеры изготовляются из шарикоподшипниковой стали ШХ15. Твердость *HRC* 60—65. Указанные детали во избежание задиrow фосфатируются.

У червячного дифференциала червяки изготовляются из стали 12Х2Н4А. Цементация на глубину 0,8—1,2 мм. Твердость поверхности *HRC* 58—62, сердцевины *HRC* 30—42.

§ 48. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ

Дифференциал с коническими сателлитами. Рассмотрим основные кинематические соотношения для симметричного дифференциала. Угловые скорости при прямолинейном движении будут (рис. X.8) $\omega' = \omega'' = \omega_0$, где ω' и ω'' — угловые скорости забегающей и отстающей полуосей; ω_0 — угловая скорость корпуса дифференциала.

Подсчеты показывают, что число оборотов в минуту сателлитов n_c на повороте не превосходит 20—30, поэтому расчет

¹ См. также гл. III.

сателлитов и их осей на износ не является обязательным. При буксовании одного из колес n_c резко возрастет. Однако этот случай при нормальных условиях движения не имеет места.

Радиальные силы, действующие в обычном дифференциале с симметрично расположенными коническими сателлитами (рис. X.8), взаимно уравниваются, осевые же силы воспринимаются корпусом дифференциала и не передаются на подшипники корпуса.

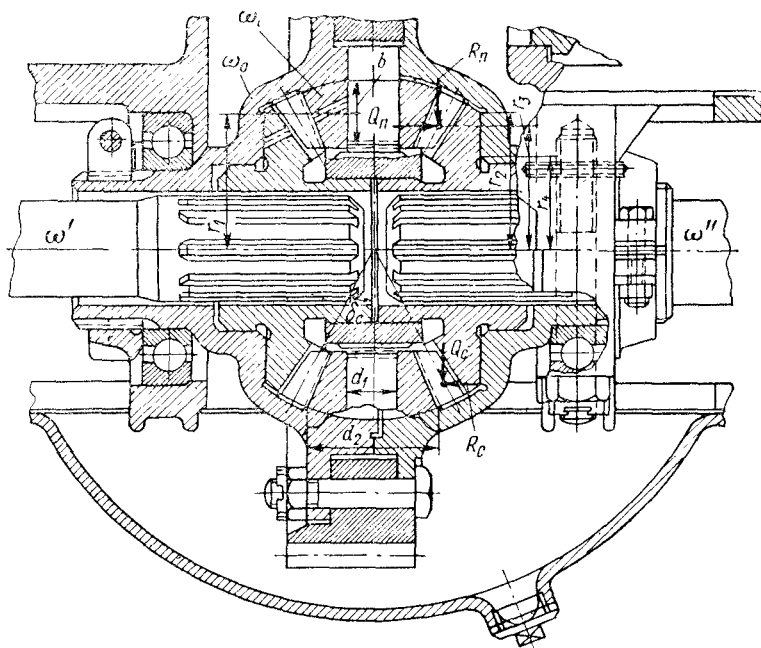


Рис. X.8. Дифференциал с коническими сателлитами

Расчет пальца сателлита на смятие и срез производится по формулам:

$$\sigma = \frac{M_0}{r_1 d_1 b i_c}; \quad (X.14)$$

$$\tau = \frac{4M_0}{r_1 \pi d_1^2 i_c}. \quad (X.15)$$

Торцы сателлитов рассчитываются на смятие под действием сил Q_c :

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= \frac{M_0}{2r_3 i_c} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_c; \\ \sigma &= \frac{2.4Q_c}{\pi (d_2^2 - d_1^2)}. \end{aligned} \right\} \quad (X.16)$$

Торцы полуосевых шестерен рассчитываются на смятие под действием сил $Q_{\text{п}}$

$$\left. \begin{aligned} Q_{\text{п}} &= \frac{M_0}{2i_c r_3} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_c; \\ \sigma &= \frac{i_c Q_{\text{п}}}{\pi (r_2^2 - r_4^2)}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{X.17})$$

где M_0 — момент на корпусе дифференциала; i_c — число сателлитов; n_c — число оборотов сателлита в минуту; d_1, d_2 — диаметры торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевые силы Q_c ; r_4, r_2 — радиусы торцевой поверхности полуосевых шестерен, воспринимающей осевые силы $Q_{\text{п}}$; δ_c — половина угла при вершине начального конуса сателлита; α — угол зацепления; $Q_c, Q_{\text{п}}$ — осевые силы, действующие на сателлит и полуосевую шестерню.

Расчет на прочность и контактные напряжения зубьев сателлитов производится по формулам, приведенным в гл. IX при расчете конических шестерен главной передачи.

Напряжения выполненных конструкций на 1-й передаче в коробке передач при $k_d = 1$ составляют: напряжения смятия и среза в пальце сателлита $\sigma = 50 \div 60$ МПа (500—600 кгс/см²); $\tau = 60 \div 100$ МПа (600—1000 кгс/см²); напряжения смятия в торцах сателлитов $\sigma = 10 \div 20$ МПа (100—200 кгс/см²); то же в полуосевых шестернях $\sigma = 4 \div 10$ МПа (40—100 кгс/см²).

Напряжение изгиба в зубьях сателлитов $\sigma_{\text{н}} = 700 \div 900$ МПа (7000—9000 кгс/см²); напряжения смятия в контакте зубьев шестерен $\sigma_c = 1 \div 2$ ГПа (10 000—20 000 кгс/см²).

Кулачковый дифференциал. Схема сил, действующих на радиально расположенный плунжер дифференциала, представлена на рис. X.9, а [X.5]. На плунжер (толкатель) действуют следующие силы: со стороны наружной кулачной обоймы N_1 , со стороны внутренней шайбы N_2 и со стороны ведущей обоймы (водила) R . Угол трения обозначен через φ .

Из треугольника сил (рис. X.9, б) по теореме синусов можно написать

$$\frac{N_1}{\sin [90 - (\beta_2 + 2\varphi)]} = \frac{N_2}{\sin [90 - (\beta_1 - 2\varphi)]},$$

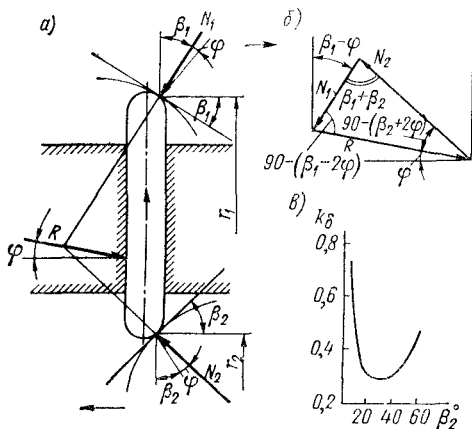


Рис. X.9. К расчету дифференциала кулачкового типа а и б — схемы сил, действующих на плунжер; в — величина коэффициента блокировки $k_b = f(\beta_2)$

откуда

$$N_2 = N_1 \frac{\sin [90 - (\beta_1 - 2\varphi)]}{\sin [90 - (\beta_2 + 2\varphi)]} = N_1 \frac{\cos (\beta_1 - 2\varphi)}{\cos (\beta_2 + 2\varphi)}. \quad (\text{X.18})$$

Момент M'' на внутренней шайбе, связанной с отстающим колесом,

$$M'' = N_2 \sin (\beta_2 + \varphi) r_2. \quad (\text{X.19})$$

Момент M' на наружной обойме, связанной с забегающим колесом,

$$M' = N_1 \sin (\beta_1 - \varphi) r_1. \quad (\text{X.20})$$

Коэффициент блокировки k_6

$$k_6 = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{N_2 \sin (\beta_2 + \varphi) r_2 - N_1 \sin (\beta_1 - \varphi) r_1}{N_2 \sin (\beta_2 + \varphi) r_2 + N_1 \sin (\beta_1 - \varphi) r_1}.$$

Заменяя N_2 его значением по формуле (X.18), получим

$$k_6 = \frac{\cos (\beta_1 - 2\varphi) \sin (\beta_2 + \varphi) r_2 - \cos (\beta_2 + 2\varphi) \sin (\beta_1 - \varphi) r_1}{\cos (\beta_1 - 2\varphi) \sin (\beta_2 + \varphi) r_2 + \cos (\beta_2 + 2\varphi) \sin (\beta_1 - \varphi) r_1}. \quad (\text{X.21})$$

График $k_6 = f(\beta_2)$ для дифференциала с $r_1 = 2r_2$ и углом трения $\varphi = 6^\circ$ представлен на рис. X.9, в. Минимальные значения $k_6 = 0,3$ при $\beta_2 = 25 \div 30^\circ$.

Из уравнения (X.21) видно, что при $\beta_1 = \varphi$ $k_6 = 1$, т. е. дифференциал будет заблокирован.

Расчет плунжеров и кулачковых шайб производится на смятие в контакте с кулачками для случая прямолинейного движения автомобиля

$$\sigma_c = 0,418 \sqrt{\frac{N_{1(2)} E}{l} \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (\text{X.22})$$

где N_1 и N_2 — результирующие силы, действующие на плунжеры со стороны наружной кулачковой обоймы и внутренней шайбы, отнесенные к одному плунжеру; E — модуль упругости первого рода; l — длина контакта между плунжером и обоймами; ρ_1 и ρ_2 — радиусы кривизны плунжера и соприкасающегося с ним кулачка.

Знак плюс в последней формуле соответствует случаю, когда центры окружностей соприкасающихся деталей расположены по разные стороны от точки касания, а знак минус, когда центры окружностей соприкасающихся деталей расположены по одну сторону от точки касания.

При расчете по максимальному моменту сцепления колес с грунтом допустимы значения $\sigma_c = 1,5 \div 2,5$ ГПа (15 000—25 000 кгс/см²). Следует иметь в виду, что столь высокие значения σ_c наблюдаются весьма непродолжительное время.

Червячный дифференциал. Величина коэффициента блокировки червячного дифференциала определяется величиной k . п. д. всех последовательно включенных червячных пар. У дифферен-

циала, представленного на рис. X.5, *a*, момент от одной полуоси передается на вторую через четыре червячных пары. При этом

$$M' = M'' \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4, \quad (X.23)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_4$ — к. п. д. каждой из червячных пар с учетом трения в зацеплении, осях и торцовых поверхностях червяков и червячных шестерен.

Величина коэффициента блокировки k_6 будет

$$k_6 = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{1 - \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4}{1 + \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4}. \quad (X.24)$$

Расчет на прочность и износ элементов червячного дифференциала производится по методам, изложенным в курсе «Детали машин».

Список литературы к гл. X

1. Бухарин Н. А., Малюков А. А. Исследование дифференциала с гидравлическим трением. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 3, с. 18—20.
2. Гредескул А. Б. Шестеренчатые дифференциалы с конусными и дисковыми блокирующими муфтами. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 3, с. 26—30.
3. Коротышко Н. И. Автомобили высокой проходимости. М., Машиз, 1957, 227 с.
4. Лужиковский П. А. О затратах мощности и нагрузках в трансмиссии при повороте трехосных автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 6, с. 9—14.
5. Решетов Д. П. Кулачковые механизмы. М., Машиз, 1948. 424 с.
6. Селиванов И. И. Автомобили и транспортные гусеничные машины высокой проходимости. М., «Наука», 1967. 272 с.
7. Степанова Е. А., Лефоров А. X. Блокирующиеся дифференциалы грузовых машин. М., Машиз, 1960. 127 с.
8. Веккер М. G. Theory of land locomotion. The University of Michigan, 1956.

ПРИВОДЫ К ВЕДУЩИМ КОЛЕСАМ

§ 49. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Привод к ведущим колесам осуществляет передачу момента от главной передачи к ведущим колесам. При неразрезных мостах (зависимые подвески) момент обычно передается полуосями. В случае независимых подвесок, а также при передаче момента управляемым колесам привод осуществляется валами с карданными шарнирами (см. гл. VIII). Каждый из мостов может быть неуправляемым и управляемым. Привод к ведущим колесам не должен иметь пульсации угловой скорости при передаче момента как неуправляемым, так и управляемым колесам.

Классификация приводов ведущих колес представлена в табл. XI.1.

Таблица XI.1

Классификация приводов ведущих колес

Классификация	Характеристика приводов
Конструкция	При неразрезном мосте момент передается полуосями При разрезном мосте — валами с карданными шарнирами
Степень нагруженности радиальными и осевыми силами (неразрезной мост)	Полуразгруженная полуось. На нее действуют следующие силы и моменты при торможении центральным тормозом: со стороны дороги $Z_k; P_p$ или $P_\tau; \pm Y;$ $M = Z_k b; M_p = P_p r_k$ или $M_\tau = P_\tau r_k; M_Y = \pm Y r_k$ со стороны дифференциала реакции $R;$ $\pm Y; M_p$ или M_τ Полностью разгруженная полуось при торможении центральным тормозом: со стороны дороги $M_p = P_p r_k$ или $M_\tau = P_\tau r_k$ со стороны дифференциала M_p или M_τ Момент $M_3 = \pm Y r_k$ воспринимается подшипниками колеса

Силы и моменты, действующие на полуоси представлены на рис. XI.1, где P_p или P_{τ} — тяговая или тормозная сила на колесах; Y — осевая сила, возникающая при повороте, боковом крене

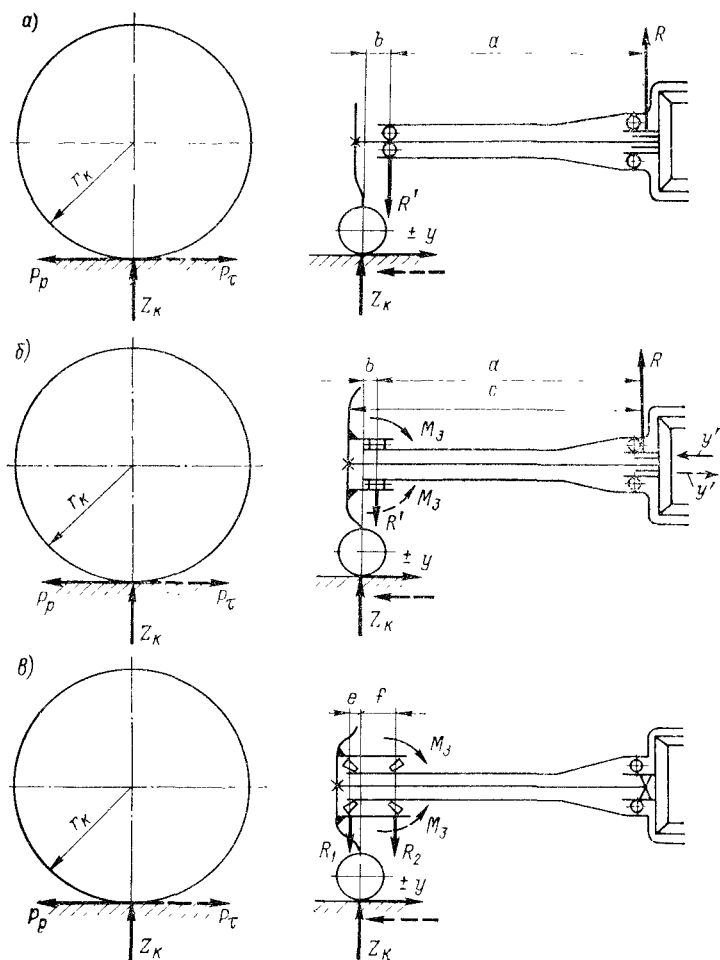


Рис. XI.1. Схема сил, действующих на полуоси неразрезных мостов: а — полуразгруженная; б — на три четверти разгруженная; в — полностью разгруженная

или заносе; R — реакция со стороны корпуса дифференциала на шейку полуоси; M_3 — момент защемления подшипников колеса; $M_p = P_p r_k$ и $M_{\tau} = P_{\tau} r_k$ — моменты на полуоси от тяговой или тормозной силы.

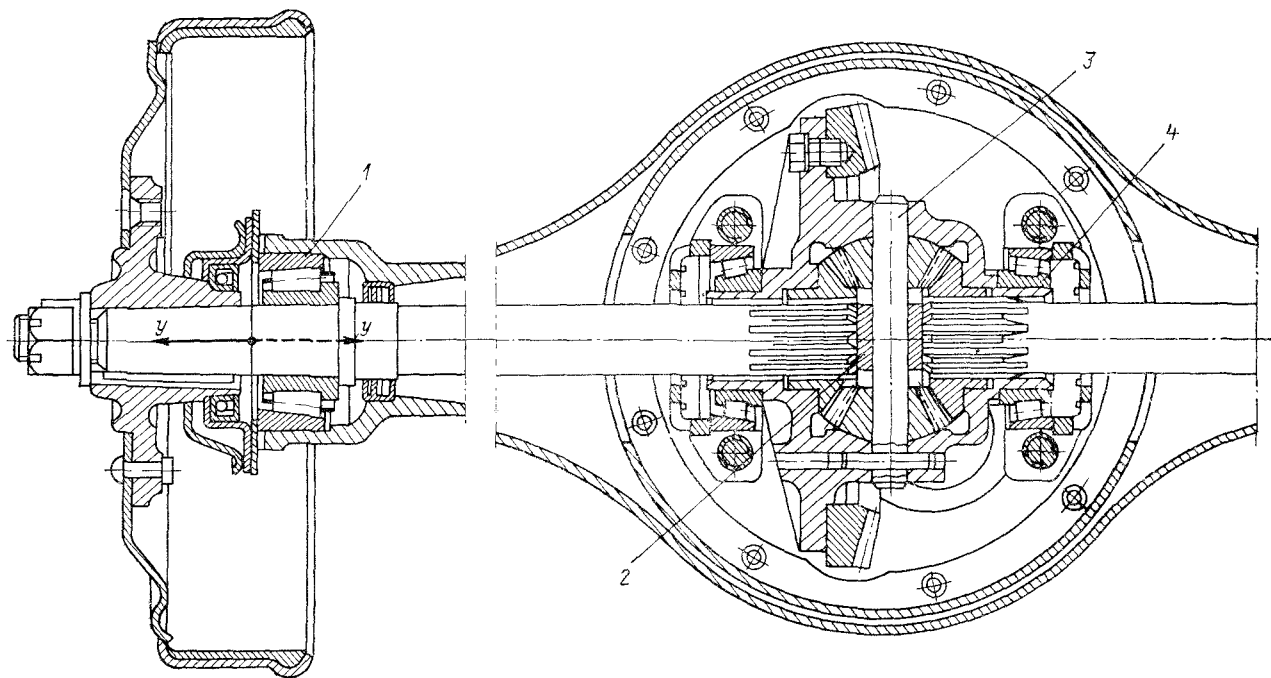


Рис. XI.2. Схема полуразгруженной полуоси

§ 50. КОНСТРУКЦИИ ПОЛУОСЕЙ

Схема полузагруженной полуоси представлена на рис. XI.2. Силы и моменты, действующие со стороны дороги, вызывают сложные напряжения изгиба и кручения полуоси. Сила Y , действующая вдоль оси влево, воспринимается радиально-упорным роликовым подшипником 1, а действующая вдоль оси вправо правым подшипником 4 через сухарь 2, палец 3 и корпус дифференциала.

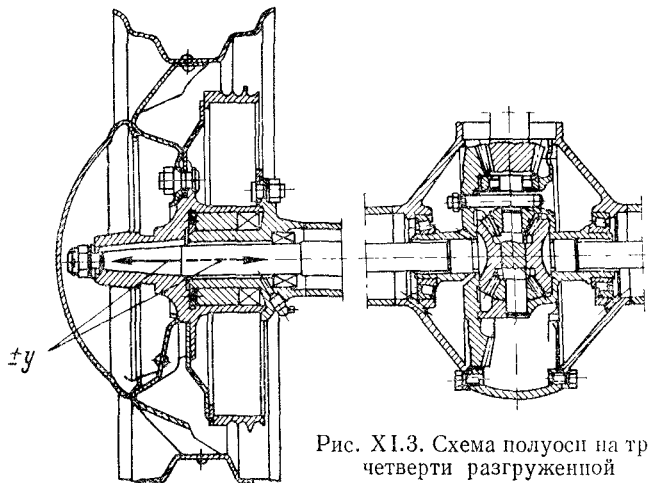


Рис. XI.3. Схема полуоси на три четверти разгруженной

Полузагруженная полуось применяется преимущественно на легковых автомобилях и легких грузовиках. Изгибающий момент достигает наибольшего значения под подшипником 1. Поэтому момент сопротивления полуоси в этом сечении обычно имеет большие значения.

В полуоси, разгруженной на $3/4$ (рис. XI.3), силы и моменты, воздействующие на наружный конец полуоси, в большей или меньшей степени воспринимаются роликовым подшипником, смонтированным на балке моста. Осевые силы Y полностью передаются на полуось и воспринимаются радиально-упорными роликовыми подшипниками корпуса дифференциала.

Необходимо отметить, что в случае поломки полуразгруженной или на $3/4$ разгруженной полуоси буксировка автомобиля без использования дополнительных устройств невозможна. Если ось полностью разгружена, то в случае ее поломки поврежденный автомобиль может быть взят на буксир без использования дополнительных устройств.

При полностью разгруженной полуоси (рис. XI.4, а) теоретически полуось 3 воспринимает только крутящий момент. Однако в действительности вследствие упругой деформации балки моста,

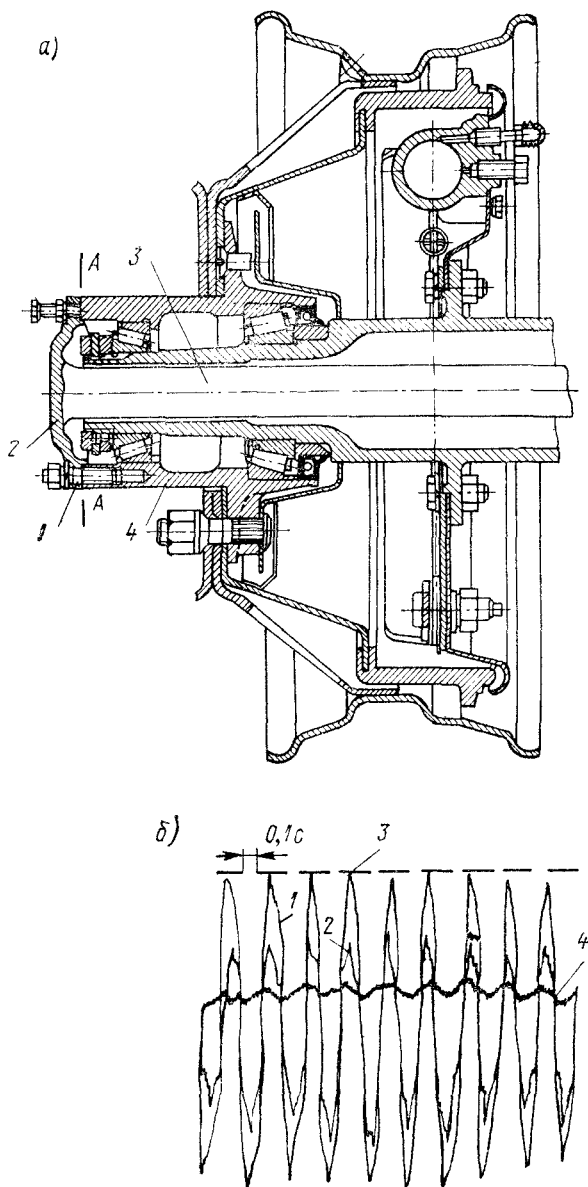


Рис. XI.4. Колесо с полностью разгруженной полуосью: *a* — продольный разрез по оси; *б* — осциллограмма напряжений изгиба и кручения полностью разгруженной полуоси 2,5-тонного грузового автомобиля

технологических неточностей — несоосности ступицы колеса 4 и полуосевой шестерни дифференциала — необходимая перпендикулярность полуоси 3 к плоскости А—А фланца 2 трудно достижима. В результате при затяжке гаек на шпильках 1 возникают деформации изгиба полуоси, правый конец которой опирается на стенку отверстия полуосевой конической шестерни.

На рис. XI.4, б представлена осциллограмма деформаций (и соответственно напряжений) в полностью разгруженной полуоси автомобиля при движении по дороге с твердым покрытием. Изгибающие моменты правой полуоси в среднем ее сечении (кривая 1) и у фланца (кривая 2) соответствуют установившемуся режиму нагружения, по симметричному циклу, с частотой, равной числу оборотов полуоси (отметки оборотов колеса представлены линией 3). Цифрой 4 обозначена кривая крутящих моментов правой полуоси.

Напряжения изгиба достигают 5—70 МПа (50—700 кгс/см²), составляя 15—20% от напряжений кручения.

Пример конструкции привода к управляемым колесам неразрезного моста тяжелого многоосного автомобиля приведена на рис. XI.5. Полуось 4 разгруженного типа, с шарниром равных угловых скоростей. В отличие от конструкции, представленной на рис. XI.4, а, фланец 2, передающий через шпильки 1 крутящий момент на колесо, съемный и соединен с валом 3 с помощью шлицевого соединения.

Привод к ведущим управляемым колесам автомобиля с независимой подвеской колес (разрезной мост) представлен на рис. VIII.6. Карданный вал с двумя двойными шарнирами 1 и 3 передает только крутящий момент. Связь колеса с рамой автомобиля осуществляется рычагами 2 и 4 подвески, воспринимающими все силы и моменты.

§ 51. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПОЛУОСЕЙ НА ПРОЧНОСТЬ

Расчет полуосей на прочность проводится (см. гл. IV) по максимальному динамическому моменту, имеющему место при резком включении сцепления или сцеплению ведущих колес с грунтом при максимальном значении φ .

Расчет по максимальному сцеплению ведущих колес с грунтом.

Первый расчетный режим — прямолинейное движение. Действуют силы Z_k и моменты:

$$P_{p \max} = Z_k \varphi_{\max}$$

или

$$\begin{aligned} P_{\tau \max} &= Z_k \varphi_{\max}; \\ M_{p \max} &= P_{p \max} r_k \end{aligned}$$

или

$$M_{\tau \max} = P_{\tau \max} r_k.$$

Соответствующие сложные напряжения изгиба и кручения определяются по следующим формулам (расчет по $P_{p \max}$):

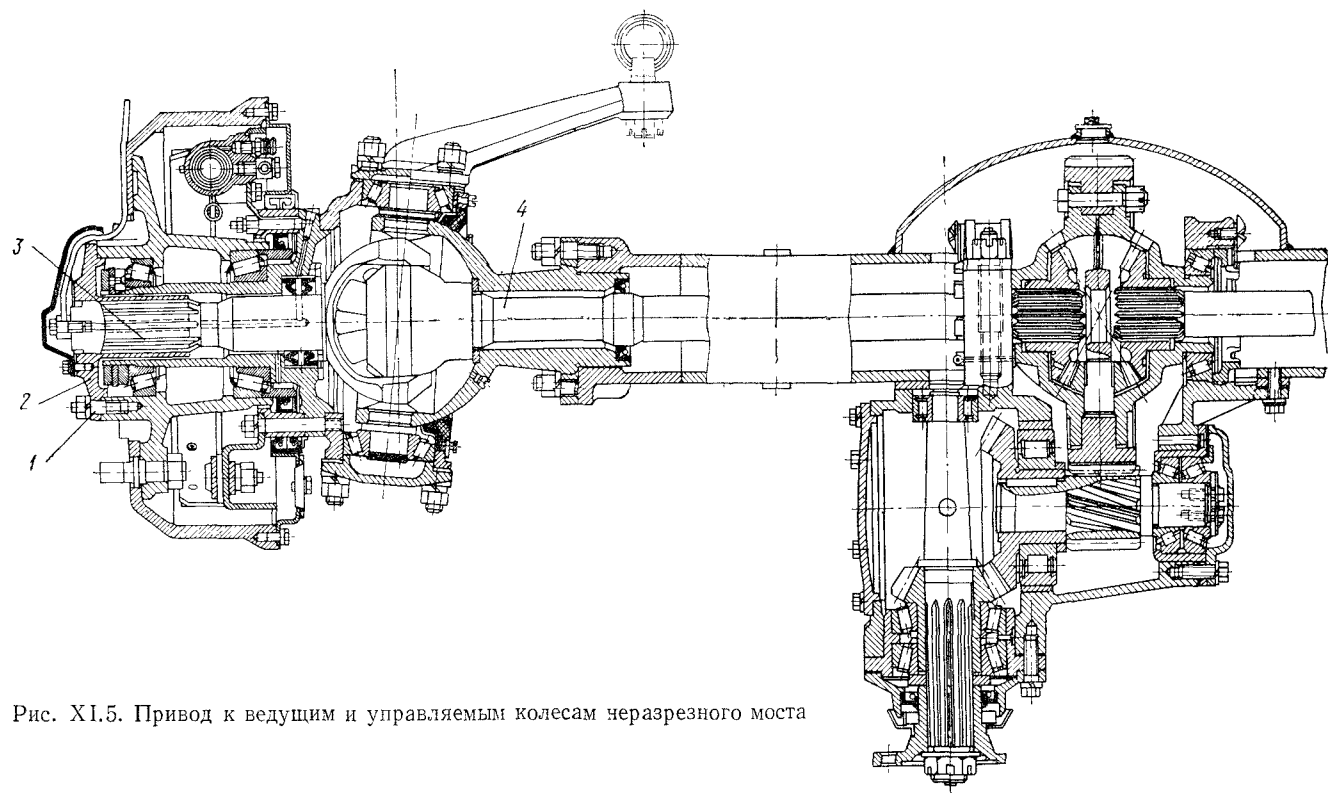


Рис. XI.5. Привод к ведущим и управляемым колесам неразрезного моста

для полуразгруженной полуоси (рис. XI.1, а)

$$\sigma' = \frac{\sqrt{b^2 [(P_p)_{\max}^2 + Z_{\kappa}^2] + (P_p)_{\max}^2 r_{\kappa}^2}}{0,1d^3}; \quad (XI.1)$$

для полуоси на $3/4$ разгруженной (рис. XI.1, б)

$$\sigma = \frac{\sqrt{(P_p)_{\max}^2 r_{\kappa}^2 + R^2 c^2}}{0,1d^3}. \quad (XI.2)$$

Для полностью разгруженной полуоси при рассмотрении только кручения (рис. XI.1, в)

$$\tau = \frac{P_p \max r_{\kappa}}{0,2d^3}. \quad (XI.3)$$

В этих формулах d — диаметр полуоси в опасном сечении. Для осей задних колес $P_p \max > P_{\tau} \max$ вследствие больших значений Z_{κ} за счет перераспределения нагрузки. Для переднего моста $P_p \max < P_{\tau} \max$. Поэтому для переднего моста расчет ведется по силе $P_{\tau} \max$. При этом имеется в виду, что торможение осуществляется центральным тормозом, действующим на карданный вал, так как при торможении тормозами, расположенными на колесах, момент $M_{\tau} \max$ на полуоси не передается. Значения $\Phi_{\max} = 0,8 \div 0,9$.

Второй расчетный режим — поворот или занос. Наибольшие значения осевой силы при повороте или заносе будут иметь место при P_p или $P_{\tau} = 0$, что ниже и принято.

Действуют силы Z_{κ} и $\pm Y = Z_{\kappa} \Phi_{1 \max}$ (так как осевая сила Y может быть направлена и влево, и вправо), где Φ_1 — коэффициент сцепления колеса с дорогой в поперечном направлении. Принимаем, что $\Phi_{1 \max} \approx \Phi_{\max}$.

Соответствующие напряжения изгиба определяются по следующим формулам:

для полуразгруженной полуоси

$$\sigma = \frac{Z_{\kappa} b \pm Y r_{\kappa}}{0,1d^3}; \quad (XI.4)$$

для полуоси на $3/4$ разгруженной (при условии, что момент защемления $M_3 \approx 0$)

$$\sigma = \frac{Rc}{0,1d^3}. \quad (XI.5)$$

Величина реакции R на внутренний конец полуоси со стороны дифференциала подсчитывается по формуле:

$$R = \frac{Z_{\kappa} b \pm Y r_{\kappa}}{a}.$$

Так как момент защемления M_3 принят равным нулю, то напряжение σ , подсчитанное по формуле (XI.5), является максимальным.

Если не учитывать возможные деформации изгиба, возникающие при сборке полуоси вследствие технологических неточностей, то полностью разгруженная полуось при повороте или заносе не испытывает деформаций изгиба, растяжения или сжатия, так как соответствующие силы и моменты воспринимаются подшипниками колес и балкой моста.

Третий расчетный режим — максимальная динамическая нагрузка при резком включении сцепления. Расчет производится по формуле (IV.3) (автомобиль с колесной формулой 4×2).

$$M = \frac{M_m \max i_{к1} i_u k_d (1 + k_6)}{2}, \quad (\text{XI.6})$$

где

$$k_6 = \frac{P_p'' - P_p'}{P_p'' + P_p'}.$$

Коэффициент динамичности k_d , в зависимости от условий эксплуатации, принимается $k_0 = 1,1 \div 1,5$.

При полностью заблокированном дифференциале $k_d = 1$ и весь момент может быть передан на одну полуось.

Полуось рассчитывается также на угол закручивания по формуле

$$\theta^\circ = \frac{Ml \cdot 180}{GJ_{кр}\pi},$$

где M — максимальный момент, передаваемый полуосью; l — длина полуоси; G — модуль упругости 2-го рода; $J_{кр} = \frac{\pi d^4}{3L}$ — момент инерции сечения полуоси при кручении.

Полуоси автомобиля изготавливаются из прутковой стали или отковываются. Материал — среднеуглеродистая, легированная сталь марок 40X, 40XHM, 40XГТР, 30ГСА и др., а также простая углеродистая сталь марок 35, 40. После нормализации поковки производится закалка в масле, с последующим отпуском. Твердость для полуосей, изготовленных из легированной стали HB 350—420.

Полуоси, воспринимающие значительные нагрузки, являются ответственными деталями автомобиля, поэтому их упрочнению должно уделяться соответствующее внимание.

Дробеструйная обработка и накатка роликами существенно увеличивает долговечность полуосей. Даже незначительная концентрация напряжений может повлечь за собой поломку оси. На рис. XI.6 представлена полуось автомобиля с характерным усталостным изломом, вызванным концентрацией напряжений около фланца полуоси.

Напряжения выполненных конструкций при максимальных нагрузках составляют ($k_d = 1$): сложные напряжения изгиба и кручения $\sigma = 600 \div 750$ МПа; кручения $\tau = 500 \div 650$ МПа ($6000 \div 7500$ и $5000 \div 6500$ кгс/см²). Угол закручивания на 1 м

длины $\theta = 6 \div 15^\circ$. Максимальный угол закручивания до разрушения 300° .

На рис. XI.7 приведены результаты стендовых испытаний полуосей на выносливость, выполненные на ЗИЛе. Переменная нагрузка осуществлялась по следующим циклам: симметричному полуоси из стали 40X кривые 3 (Δ) и 4 (\times), из стали 40ХГТР кривая 5 (\bullet), асимметричному при $r = -0,5$ и пульсирующему из стали 40X кривые 1 (0) и 2 (\square).

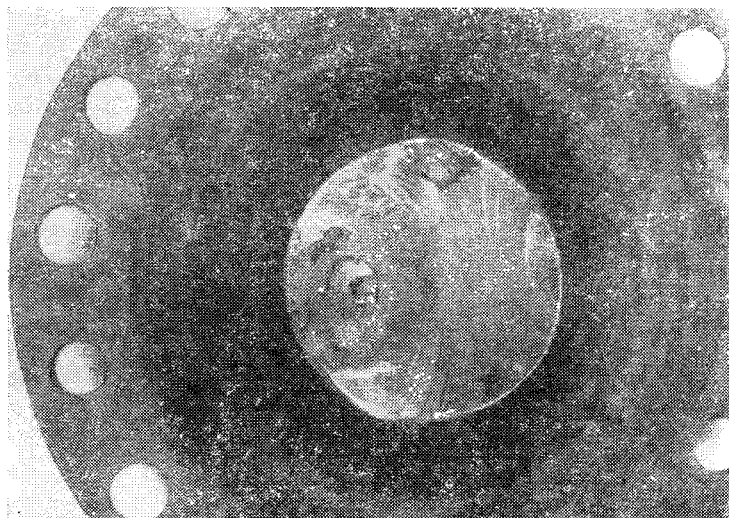


Рис. XI.6. Усталостный излом ведущей полуоси 4-тонного автомобиля

Усталостные разрушения имели место на шлицевой части полуоси, на гладкой ее части в месте перехода к утолщению шлицевого наконечника и по утолщению при переходе к фланцу.

Выбор размеров подшипников полуосей и колес производится для случая прямолинейного движения с учетом преобладающих эксплуатационных нагрузок и оборотов (см. гл. VI). Реакции опор подшипников составляют (рис. XI.1):

полузагруженная полуось и полуось разгруженная на $3/4$

$$R' = \frac{a+b}{a} \sqrt{Z_k^2 + P_p^2}; \quad (XI.7)$$

полностью разгруженная полуось:

$$R_1 = \frac{f}{e+f} \sqrt{Z_k^2 + P_p^2}; \quad (XI.8)$$

$$R_2 = \frac{e}{e+f} \sqrt{Z_k^2 + P_p^2}. \quad (XI.9)$$

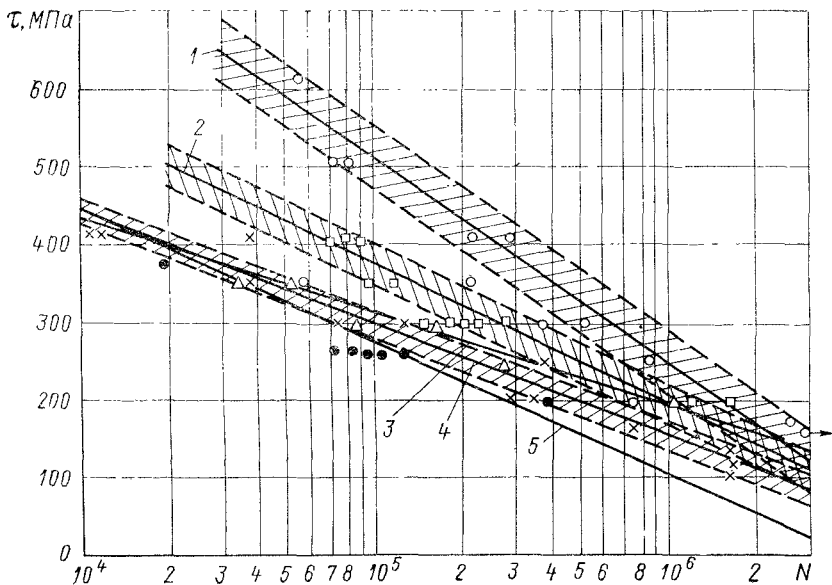


Рис. XI.7. Результаты стендовых испытаний по определению выносливости полуосей автомобиля

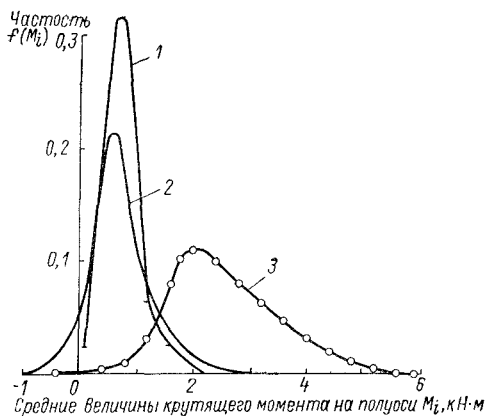


Рис. XI.8. Кривые распределения крутящего момента на полуосях грузового автомобиля:

1 — асфальт за городом;
 2 — магистральные улицы
 в городе; 3 — разбитая
 грунтовая дорога

По зарубежным данным, средний срок службы полуосей грузовых автомобилей, в зависимости от условий эксплуатации составляет (в км пробега).

Коммунальный транспорт — $93 \cdot 10^3$.

Грузовой транспорт общего пользования — $237 \cdot 10^3$.

Заметим, что срок службы уплотнений (сальников) полуосей составляет соответственно 47 000 и 109 000 км пробега, т. е. в 2—2,2 раза меньше.

Условия эксплуатации существенно влияют на нагруженность полуосей автомобиля, что видно из рис. XI.8. Наибольшие величины и разброс M_i (кгс·м) имеет место на разбитой грунтовой дороге (кривая 3), характеристики которой изменяются в широких пределах. Величина M_i колеблется от $-0,5$ до $+6$ кН·м ($-50 \div +600$ кгс·м).

Наименьший разброс от 0 до 2,2 кН·м (от 0 до 220 кгс·м) на дороге с асфальто-бетонным покрытием (кривая 1).

§ 52. РАСЧЕТ ПОЛУОСЕЙ НА УСТАЛОСТЬ

Определение усталостной долговечности полуоси грузового автомобиля

Рассчитывается долговечность полуосей автомобиля-самосвала грузоподъемностью 4,5 тс с колесной формулой 4×2 , условия эксплуатации которых в Ленинграде и области представлены в табл. XI.2. Наблюдения за эксплуатацией автомобилей показали: среднее квадратическое отклонение загрузки в кузове $\sigma_m = 0,6$ тс; все многообразие дорог, на которых эксплуатируются автомобили, может быть сведено к двум: асфальтированное покрытие в городе и грунтовые дороги, причем пробег по асфальту $\alpha_a = 90\%$, а на грунтовых дорогах $\alpha_r = 10\%$.

Приведенные в табл. XI.2 средние числа циклов на 1 км пути при движении на k -й передаче $\omega_{ик}$ определяются по формуле

$$\omega_{ик} = \frac{n_k \cdot 3600}{v_{ик}},$$

где n_k — низшая собственная частота колебательной системы трансмиссии на k -й передаче; $v_{ик}$ — средняя скорость на передачах, км/ч.

Средние значения $\tau_{ик}$ и средние квадратические отклонения $\sigma_{\tau_{ик}}$ касательных напряжений в полуоси равны

$$\tau_{ик} = \frac{M_{ик}}{W}; \quad \sigma_{\tau_{ик}} = \frac{\sigma_M}{W},$$

где W — момент сопротивления, $W = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 0,05^3 = 25 \times 10^{-6}$ м³; здесь $d = 0,05$ м — диаметр полуоси.

Статистические данные об условиях эксплуатации
автомобилей-самосвалов (к расчету нагрузочных режимов
элементов трансмиссии)

Вид покрытия	Передача *	\bar{v}_{ik} км/ч	n_k Гц	$\omega_{цк}$ цикл/км	Использование передач, %				
					по времени	по пути			
Асфальт в городе	II	6	1,5	900	1,5	3,5			
	III	18	2,3	460	8,5	9,5			
	IV	32,4	4,0	440	38	40,8			
	V	42	5,3	450	42	47,2			
Грунтовая дорога	II	10	1,5	—	45	—			
	III	14	2,3	—	55	—			
Вид покрытия	Передача *	\bar{M}_{ik}^{**}		$\bar{\tau}_{ik}$		σ_M		$\sigma_{\tau k}$	
		Н·м	кгс·м	МПа	кгс/см ²	Н·м	кгс·м	МПа	кгс/см ²
Асфальт в городе	II	2800	280	112	1120	600	60	24	240
	III	1700	170	68	680	300	30	12	120
	IV	920	92	36,8	368	250	25	10	100
	V	520	52	20,8	208	150	15	6	60
Грунтовая дорога	II	1100	110	44	440	1100	110	44	440
	III								

* При движении по асфальту в городе накат составил 10% по времени.
** Данные получены в результате обработки экспериментальных заездов.

1. Плотность распределения напряжений обобщенного нагрузочного режима (IV.9) может быть использована в качестве $f(\tau)$ для расчета долговечности полуосей по формуле (IV.17) в том случае, если $\omega_{ц}$ и τ_{max} соответственно равны для всех покрытий. Если $\omega_{ц}$ и τ_{max} для разных покрытий различны, то для нахождения L_{Σ} следует воспользоваться выражением (IV.27), определив необходимые плотности распределения на каждом i -м виде покрытия по формуле (IV.9) без учета коэффициентов α_i .

Анализ осциллограмм показывает, что учет специфики условий эксплуатации позволяет сократить число членов в формуле (IV.9) за счет следующих факторов:

а) на некоторых видах дорог (карьер, разбитая дорога и т. п.) движение на повышенных передачах невозможно. Это приводит к сокращению числа членов по k на i -м покрытии, т. е. β_{ik} . Нагрузочный режим может быть отнесен к неустановившемуся;

б) на хороших дорогах (асфальт, цементобетон и т. п.) число членов можно уменьшить за счет объединения установившихся и неустановившихся режимов нагружения, причем на низших передачах преобладающим является неустановившееся движение; на высших передачах — установившееся;

в) второе слагаемое в формуле (IV.9), относящееся к незагруженному автомобилю, в ряде случаев можно не учитывать. Коэффициент использования пробега q , например, для самосвалов принять равным $q = 0,5$.

2. С учетом сделанных допущений формула для плотности распределения напряжений в полуоси для обобщенного нагрузочного режима $g_A(\tau)$ при движении по асфальту запишется в виде

$$g_A(\tau) = \sum_{k=1}^{k=V} \beta'_{ik} f_k(\bar{\tau}_k, \sigma_{\tau k}), \quad (XI.10)$$

где

$$\beta'_{ik} = \frac{\omega_{ик} \beta_{ik}}{\sum_{k=1}^{k=V} \omega_{ик} \beta_{ik}},$$

$\omega_{ик}$, β_{ik} — приведены в табл. XI.2.

Результаты обработки показали, что плотности распределения $f_k(\bar{\tau}_k, \sigma_{\tau k})$ на передачах могут быть описаны с помощью нормального закона.

Параметры распределения $\bar{\tau}_{ik}$ и $\sigma_{\tau k}$ приведены в табл. XI.2.

Расчеты $g_A(\tau)$ приведены в табл. XI.3.

Значения плотности распределения напряжений $f_k(\tau)$ для соответствующих τ_i определялись по формуле

$$f_k(\tau_i) = \frac{\Delta\tau}{\sigma_{\tau k} \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau_i - \bar{\tau}_k)^2}{2\sigma_{\tau k}^2}},$$

где $\Delta\tau$ — величина интервала.

Так на второй передаче при $\tau_i = 55$ МПа (550 кгс/см²); $\Delta\tau = 20$ МПа (200 кгс/см²)

$$f_{II}(\tau_i) = \frac{20}{24 \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(55-112)^2}{2 \cdot 24^2}} = 0,0203;$$

$$f_{II}(\tau_i) \beta'_{II} = 0,0203 \cdot 0,035 = 0,0007.$$

Расчет плотности распределения напряжений в полуоси $g_A(\tau_i)$
при движении по асфальтовому покрытию (городские улицы)

Интервал		Середина интервала τ_i		II		III		IV		V		$g_A(\tau_i)^*$
МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²	$f_{II}(\tau_i)$	$\beta_{II}f_{II}(\tau_i)$	$f_{III}(\tau_i)$	$\beta_{III}f_{III}(\tau_i)$	$f_{IV}(\tau_i)$	$\beta_{IV}f_{IV}(\tau_i)$	$f_V(\tau_i)$	$\beta_V f_V(\tau_i)$	
5—25	50—250	15	150	—	—	—	—	0,0735	0,0300	0,835	0,3940	0,42400
25—45	250—450	35	350	0,0020	0,00007	0,054	0,0051	0,700	0,3110	0,088	0,0415	0,36767
45—65	450—650	55	550	0,0203	0,00070	0,554	0,0526	0,153	0,0625	—	—	0,11580
65—85	650—850	75	750	0,101	0,00353	0,376	0,0355	—	—	—	—	0,03903
85—105	850—1050	95	950	0,262	0,00916	0,015	0,0014	—	—	—	—	0,01056
105—125	1050—1250	115	1150	0,320	0,01120	—	—	—	—	—	—	0,01120
125—145	1250—1450	135	1350	0,218	0,00762	—	—	—	—	—	—	0,00762
145—165	1450—1650	155	1550	0,0695	0,00243	—	—	—	—	—	—	0,00243
165—185	1650—1850	175	1750	0,0107	0,00037	—	—	—	—	—	—	0,00037

* Значения $g_A(\tau_i)$ получены суммированием числовых значений:

$$\beta_{II}f_{II}(\tau_i); \beta_{III}f_{III}(\tau_i); \beta_{IV}f_{IV}(\tau_i); \beta_V f_V(\tau_i).$$

3. Определяется число циклов на 1 километр пути. Среднее число циклов для асфальтированного покрытия определяем по приближенной формуле

$$\omega_{ц}^A = \sum_{k=11}^{k=V} \beta_{ik} \frac{n_k \cdot 3600}{v_{ik}} = \sum_{k=11}^{k=V} \beta_{ik} \omega_{цk}. \quad (XI.11)$$

Подставляя данные таблицы (XI.2) в формулу (XI.11), получим:

$$\omega^A = 0,015 \cdot 900 + 0,085 \cdot 460 + 0,38 \cdot 440 + 0,42 \cdot 450 = 410 \frac{\text{н}}{\text{км}}.$$

4. Определим среднее значение нагрузочного режима по формуле.

$$\bar{\tau} = \tau_m = \int_{-\infty}^{\infty} \tau g_A(\tau) d\tau = \sum_{k=11}^{k=V} \beta'_{ik} \bar{\tau}_k. \quad (XI.12)$$

Подставляя в формулу XI.12 данные из табл. XI.2, находим:

$$\begin{aligned} \bar{\tau} &= 0,035 \cdot 112,0 + 0,095 \cdot 68,0 + 0,408 \cdot 36,0 + 0,472 \cdot 20,4 = \\ &= 35,0 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Найдем параметры предела выносливости, соответствующие полученному среднему значению.

Стендовые испытания полуосей производились при симметричном и пульсирующем циклах

$$\begin{aligned} \tau_{-1} &= 85 \text{ МПа (850 кгс/см}^2\text{); } \tau_0 = 143 \text{ МПа (1430 кгс/см}^2\text{);} \\ m &= 2,6; N_0 = 5,6 \cdot 10^6 \text{ циклов.} \end{aligned}$$

Воспользовавшись формулой (IV.1) определим зависимость предела выносливости от среднего значения цикла

$$\begin{aligned} \tau_r &= \tau_{-1} + \left(\frac{\tau_0 - \tau_{-1}}{0,5\tau_0} \right) \tau_m = 8,5 + 0,813 \cdot 35 = \\ &= 113,5 \text{ МПа (1135 кгс/см}^2\text{)}. \end{aligned}$$

Величину корректирующего коэффициента a_p [см. формулу (IV.25)] представим в следующем виде:

$$a_p = \frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i t_i - \bar{k} \tau_{-1}}{\tau_{\max} - \bar{k} \tau_{-1}} = \frac{\frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i g_A(\tau_i)}{\tau_{\min}} - \tau_{\min}}{\frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} g_A(\tau_i)}{\tau_{\min}}}, \quad (XI.13)$$

где $\tau_{\min} = 0,6\tau_r = 0,6 \cdot 113,5 = 68 \text{ МПа (680 кгс/см}^2\text{)}$. Учитывая разбивку интервалов в табл. XI.3, принимаем $\tau_{\min} = 65 \text{ МПа (650 кгс/см}^2\text{)}$.

К расчету долговечности полуоси при движении по асфальтовому покрытию в городе

Интервал		Середина интервала τ_i		$g_A(\tau_i)$	$\tau_i g_A(\tau_i)$	$\tau_i^{2,6} \cdot 10^{-4}$	$\tau_i^{2,6} g_A(\tau_i)$
МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²				
65—85	650—850	75	750	0,03903	2,920	7,6	—
85—105	850—1050	95	950	0,01056	1,000	14,0	—
105—125	1050—1250	115	1150	0,01120	1,290	20,1	2580 *
125—145	1250—1450	135	1350	0,00762	1,030	34,4	2640
145—165	1450—1650	155	1550	0,00243	0,377	49,4	1200
165—185	1650—1850	175	1750	0,00037	0,065	79,0	290
Итого				0,0712	6,682	—	5680

* При нахождении $\sum_{\tau_r}^{\tau_{\max}} \tau_i^{2,6} g_A(\tau_i)$ в интервале 105—125 МПа в расчете принято значение $0,6\tau_i^{2,6} g_A(\tau_i) = 1550$, так как $\tau_r = 113,5$ МПа.

Дальнейшие вычисления представлены в табл. XI.4.

$$a_p = \frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i g_A(\tau_i)}{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} g_A(\tau_i)} - \tau_{\min} = \frac{6,682}{0,7122} - 65 = 0,242.$$

Формула для определения средней долговечности полуоси с учетом пробега незагруженного автомобиля запишется в виде

$$L_A = \frac{N_{\text{сум}}}{\omega_{\text{ц}}^A} = \frac{a_p}{\omega_{\text{ц}}^A q \sum_{\tau_r}^{\tau_{\max}} \frac{g_A(\tau_i)}{N(\tau_i)}} = \frac{a_p (\tau_r)^m N_0}{q \omega_{\text{ц}}^A \sum_{\tau_r}^{\tau_{\max}} \tau_i^m g_A(\tau_i)} \quad (\text{XI.14})$$

Подставляя необходимые значения, находим

$$L_A = \frac{0,242 \cdot 113,5^2 \cdot 6 \cdot 5,6 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 410 \cdot 5680} = 254 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

5. Частота колебаний крутящего момента в трансмиссии на грунтовой дороге определяется главным образом частотой колебаний подрессоренных масс. Поэтому число циклов на 1 км пути можно определить по формуле

$$\omega_{и}^r = \frac{1}{2\pi} \frac{3600}{\bar{v}} \sqrt{\frac{c_p}{M}} = \frac{1}{2\pi} \frac{3600}{12,5} \sqrt{\frac{860}{5,1}} = 590 \frac{\text{ц}}{\text{км}},$$

где c_p — жесткость рессор, $c_p = 842$ кН/м (860 кгс/см); M — подрессоренная масса, приходящаяся на ведущие колеса, $M = 5,1$ т.

Плотность распределения напряжений в полуоси автомобиля-самосвала на грунтовых дорогах $f(\tau_i)$ (карьер, подъездные пути и т. п.) в первом приближении может быть описана нормальным законом.

Среднее значение крутящего момента на полуоси 1100 Н·м (110 кгс·м).

Соответственно

$$\bar{\tau} = \frac{\bar{M}}{W} = 44 \text{ МПа (440 кгс/см}^2\text{)}.$$

Среднее квадратическое отклонение крутящего момента и напряжений τ , полученные по результатам обработки экспериментальных заездов, составило также $\sigma_m = 1100$ Н·м (110 кгс·м); $\sigma_\tau = 44$ МПа (440 кг/см²).

Предел выносливости определим по формуле

$$\tau_r = 85 + 0,813\tau_m = 85 + 0,813 \cdot 44 = 121 \text{ МПа (1210 кгс/см}^2\text{)}.$$

Расчеты для определения a_p и L по формулам (XI.13) и (XI.14) приведены в табл. XI.5.

Корректирующий коэффициент

$$a_p = \frac{\frac{24,31}{0,2391} - 75}{215 - 75} = 0,194.$$

Долговечность полуосей при эксплуатации на грунтовых дорогах

$$L_r = \frac{0,194 \cdot 121^{2,6} \cdot 5,6 \cdot 10^6}{0,5 \cdot 590 \cdot 13785} \approx 69 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

Долговечность полуосей в смешанных условиях эксплуатации определим по формуле (IV.27)

$$\bar{L}_\Sigma = \frac{1}{\frac{\alpha_A}{L_A} + \frac{\alpha_r}{L_r}} = \frac{L_A L_r}{\alpha_A L_r + \alpha_r L_A} = \frac{254 \cdot 10^3 \cdot 69 \cdot 10^3}{0,9 \cdot 69 \cdot 10^3 + 0,1 \cdot 254 \cdot 10^3} \approx 200 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

К расчету долговечности полуоси при движении по грунтовым дорогам

Интервал		Середина интервала		$f(\tau_i)$	$\tau_i f(\tau_i)$	$\tau_i^{2,6} \cdot 10^{-4}$	$\tau_i^{2,6} f(\tau_i)$
МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²				
75—95	750—950	85	850	0,1175	10,0	—	—
95—115	950—1150	105	1050	0,0695	7,30	—	—
115—135	1150—1350	125	1250	0,0333	4,16	29	9 630 *
135—155	1350—1550	145	1450	0,0136	1,97	42	5 720
155—175	1550—1750	165	1650	0,0043	0,71	58	2 480
175—195	1750—1950	185	1850	0,0007	0,13	80	560
195—215	1950—2150	205	2050	0,0002	0,04	105	200
Итого				0,2391	24,31	—	13 785

* При вычислении суммы в интервале 115—135 МПа в расчет принято значение $\sim 0,5 \tau_i^{2,6} f(\tau_i) = 4815$, так как $\tau \approx 125$ МПа.

Рассчитанная величина средней долговечности полуосей совпадает с результатами поломок полуосей в эксплуатации.

6. Для нахождения плотности распределения долговечности полуосей определим среднее квадратическое отклонение $\sigma_{lg L}$ логарифма долговечности по формуле (IV.8).

$$\sigma_{lg L} = \sqrt{\sigma_{lg \bar{L}}^2 + \sigma_{\tau_a}^2}, \quad (XI.15)$$

где $\sigma_{lg \bar{L}} = 0,434 m \sqrt{v_{\tau_{-1}}^2 + v_{\tau_a}^2}$, $v_{\tau_{-1}}$ — коэффициент вариации предела усталости, вызванный межплавочным рассеиванием механических свойств и отклонениями фактических размеров от номинальных, $v_{\tau_{-1}} \approx 0,07$; v_{τ_a} — коэффициент вариации нагрузочного режима, порождаемый случайными вариациями параметров спектра. Предположив, что это рассеивание можно оценить коэффициентом вариации загрузки в кузове, получим

$$v_{\tau_a} = \frac{\sigma_m}{m_r} = \frac{0,6}{4,5} = 0,13;$$

$\sigma_{lg \bar{L}}$ — среднее квадратическое отклонение, полученное за счет рассеивания характеристики усталости в пределах одной плавки, $\sigma_{lg \bar{L}} = 0,2—0,6$, примем $\sigma_{lg \bar{L}} = 0,3$.

Подставляя значение величины в формулу (XI.15), определим

$$\sigma_{\lg L} = \sqrt{0,434^2 \cdot 2,6^2 (0,07^2 + 0,13^2) + 0,3^2} = 0,33.$$

Определим долговечность полуосей соответствующих вероятности неразрушения $P = 0,997\%$ (условный гарантированный ресурс) и гамма-процентный ресурс полуосей ($P_\gamma = 90\%$). Расчет проведем по формуле

$$\lg L = \lg \bar{L}_\Sigma - u_p \sigma_{\lg L},$$

где u_p — квантили нормального распределения, таблицы значений которых приведены, например, в [IV.6]. Результаты расчетов представлены в табл. XI.6.

Т а б л и ц а X I . 6

Расчет ресурса полуоси

Ресурс	P	u_p	$\lg \bar{L}_\Sigma$	$\sigma_{\lg L}$	$u_p \sigma_{\lg L}$	$\lg L$	L , км
Гарантированный	0,997	2,748	5,300	0,33	0,915	4,385	$24 \cdot 10^3$
Гамма-процентный	0,90	1,282			0,424	4,876	$75 \cdot 10^3$

Следует указать, что несмотря на все возрастающий объем исследований ряд вопросов расчета на выносливость остается нерешенным. Поэтому в настоящее время можно говорить о некоторой условной методике определения средней долговечности.

Определение усталостной долговечности полуоси автобуса

Параметры кривой усталости полуосей приняты

$$\tau_{-1} = 90 \text{ МПа (900 кгс/см}^2\text{);}$$

$$N_0 = 5,7 \cdot 10^6 \text{ и } \mu = 0,021 \text{ МПа}^{-1}.$$

При определении нагрузочного режима в реальных условиях эксплуатации автобусов ЛИАЗ-158 был выбран один из типичных маршрутов (№ 7), проходящий по улицам Ленинграда с интенсивным движением. Тип дорожного покрытия на всем пути следования — асфальт, протяженность маршрута в один конец — 12 300 м; общий дневной пробег автобусов на маршруте составляет 320 км.

На рис. XI.9 представлена диаграмма загрузки автобуса пассажирами (n) на маршруте в течение одного дня работы

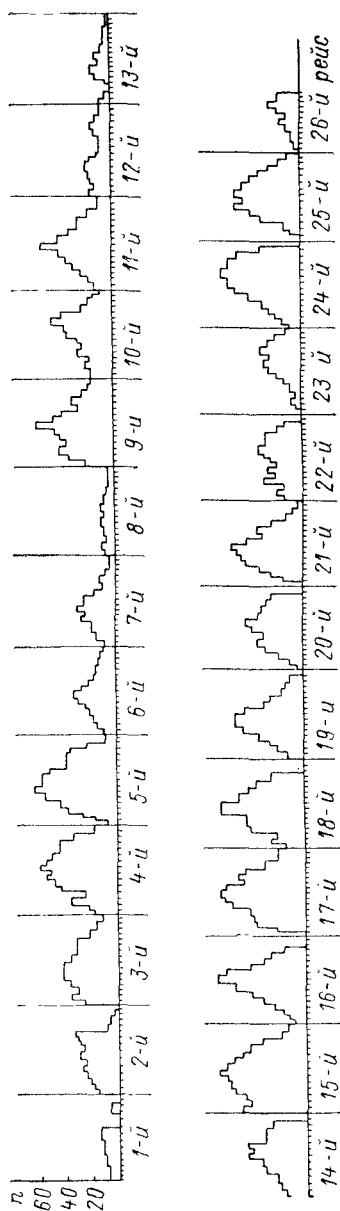


Рис. XI.9. Диаграмма распределения пассажиров по времени при суточной работе автобуса маршрута № 7 (Ленинград)

Цифрами на оси абсцисс обозначены номера рейсов. Нечетные рейсы осуществлялись по маршруту: Синопская набережная—Гавань, четные—Гавань—Синопская набережная. Данные тензометрирования полуосей, полученные в результате заездов по маршруту на специально оборудованном автомобиле с нагрузками 2, 4 и 6 т, эквивалентным 10, 26 и 50 пассажирам в салоне автобуса, и с учетом специфики движения (частые трогания, переключения, торможения и т. д.) были обработаны по способу корреляционных таблиц.

Пример корреляционной таблицы, соответствующий заезду по указанному маршруту с нагрузкой 6 т, приведен на рис. IV.15.

Для расчета коэффициента a_p [см. формулу (IV.25)] по скорректированной гипотезе суммирования повреждений воспользуемся гистограммой распределения максимумов. Расчет произведем в табличной форме. Для этого в табл. XI.7 занесем значения τ_i и соответствующее количество циклов N_{i6} .

Минимальная величина τ_{\min} выбирается из условия $\tau_{\min} \approx \approx k\tau_{-1}$, при $k = 0,6$ получим

$$\begin{aligned} \tau_{\min} &= 0,6 \cdot 90 = \\ &= 54 \text{ МПа (540 кгс/см}^2\text{)}. \end{aligned}$$

В табл. XI.7 заносятся величины отношений $t_i = \frac{N_{i6}}{\sum N_{i6}}$,

$$\begin{aligned} \text{например } t_2 &= \frac{N_{26}}{\sum N_{i6}} = \frac{284}{1316} = \\ &= 0,216, \text{ произведения величин} \end{aligned}$$

Расчет долговечности полуосей автобуса

τ_i		N_{i6}	$t_i = \frac{N_{i6}}{\sum N_{i6}}$	$t_i \tau_i$	$N(\tau_i) \cdot 10^{-6}$	$\frac{N_{i6}}{N(\tau_i)} \cdot 10^6$
МПа	кгс/см ²					
54	540	434	0,330	17,80	∞	0
61,2	612	284	0,216	13,21	∞	0
68,4	684	175	0,133	9,10	∞	0
75,6	756	142	0,108	8,16	∞	0
82,8	828	98	0,0745	6,15	∞	0
90	900	66	0,0502	4,51	5,7	11,60
97,2	972	60	0,0456	4,43	4,9	12,21
104,4	1044	24	0,0182	1,90	4,2	5,72
111,6	1116	15	0,0114	1,27	3,58	4,19
118,8	1188	15	0,0114	1,35	3,09	4,86
126	1260	3	0,0023	0,29	2,64	1,14
Итого:		1316	—	69,18	—	40,0

$t_i \tau_i$ и находится их сумма $\sum_{\tau_{\min}=5,4}^{\tau_{\max}=126} t_i \tau_i = 69,18$. Величина корректирующего коэффициента a_p будет равна

$$a_p = \frac{\sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} \tau_i t_i - \bar{k} \tau_{-1}}{\tau_{\max} - \bar{k} \tau_{-1}} = \frac{69,18 - 54}{126 - 54} = 0,21.$$

При наличии аналитического выражения для плотности распределения нагрузочного режима $f(\tau)$ дальнейший расчет долговечности производится по формуле (IV.17).

Если аналитическое выражение для $f(\tau)$ отсутствует, то расчет средней долговечности можно произвести, продолжив табл. XI.7, по формуле

$$L = \frac{N_{\text{сум}}}{\omega_{\text{ц}}} = \frac{a_p}{\frac{N_6}{s^*} \sum_{\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \frac{t_i}{N(\tau_i)}} = \frac{a_p s^*}{\sum_{\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \frac{N_{i6}}{N(\tau_i)}}, \quad (\text{XI.16})$$

где $t_i = \frac{N_{i6}}{N_6}$;

$\omega_{ц} = \frac{N_6}{s^*}$ — число циклов на 1 км пути; $N_6 = \sum_{\tau_{\min}}^{\tau_{\max}} N_{i6}$ — суммарное число циклов, активно участвующих в накоплении усталостного повреждения на пути s^* км; s^* — длина пути в км; на котором производилась запись нагрузочного режима.

Для вычисления $\sum \frac{N_{i6}}{N(\tau_i)}$ записываем число циклов $N(\tau_i)$, найденные из выражения для кривой выносливости для соответствующих значений τ_i

$$N(\tau_i) = 5,7 \cdot 10^6 e^{-0,021(\tau_i - 90)}.$$

При этом для значений $\tau_i < \tau_{-1}$ величина $N(\tau_i)$ принимается равной ∞ , так как считается, что правая ветвь кривой выносливости параллельна оси абсцисс.

Подставляя значения рассчитанных величин в формулу (XI.16) при $s^* = 12,3$ км, получим

$$L = \frac{0,21}{40,0 \cdot 10^{-6}} 12,3 = 64,0 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

Пробег невелик, так как условия эксплуатации тяжелые. Полученные расчетные величины долговечности по пробегу согласуются с полученными в условиях эксплуатации.

БАЛКИ МОСТОВ И ПОВОРОТНЫЕ УСТРОЙСТВА

§ 53. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Балки моста применяются у автомобилей с зависимыми подвесками. Балка моста должна удовлетворять следующим требованиям:

- 1) иметь форму и сечение, обеспечивающие хорошую сопротивляемость действию вертикальных, горизонтальных и осевых сил, а также скручивающего момента;
- 2) обладать высокой жесткостью при малом весе;
- 3) надежно защищать от проникновения воды, загрязнения и повреждения механизмы ведущего моста;
- 4) обеспечивать необходимую кинематику поворота при всех режимах движения автомобиля.

Классификация балок мостов приведена в табл. XII.1.

Балка неведущего управляемого моста представлена на рис. XII.1. Обычное сечение балки по $x-x$ (см. рис. XII.4) — двутавровое с малым отношением $\frac{H}{B} = 1,1 \div 1,5$. При указанном отношении $\frac{H}{B}$ момент сопротивления кручения будет наибольшим (при том же весе).

Балка изогнута в вертикальной плоскости, что позволяет установить двигатель ниже. При низком расположении двигателя улучшается обзор с места водителя.

Поворотный кулак 1 (рис. XII.1) может поворачиваться относительно шкворня 3, закрепленного в сверлении балки шпилькой 4. Подшипники колеса смонтированы на оси 2 поворотного кулака 1. Положение шкворня определяется углами α и β , характеризующими наклон в поперечной и продольной плоскостях (рис. XII.2). Величины углов составляют: α от 0 до 8° и β от $-0,5^\circ$ (у некоторых легковых автомобилей) до 3° .

За счет угла α создается весовой стабилизирующий момент, за счет угла β — скоростной стабилизирующий момент.

Как известно из курса «Теория эксплуатационных свойств автомобиля», углы α и β и сходимость колес $A-B = 1,5 \div 3$ мм моста обеспечивают правильное положение и стабилизацию управляемых колес.

Угол развала γ составляет $1-2^\circ$.

На отдельных автомобилях (МАЗ) балка, по конструкции близкая к рассмотренной, используется для ведущего и управ-

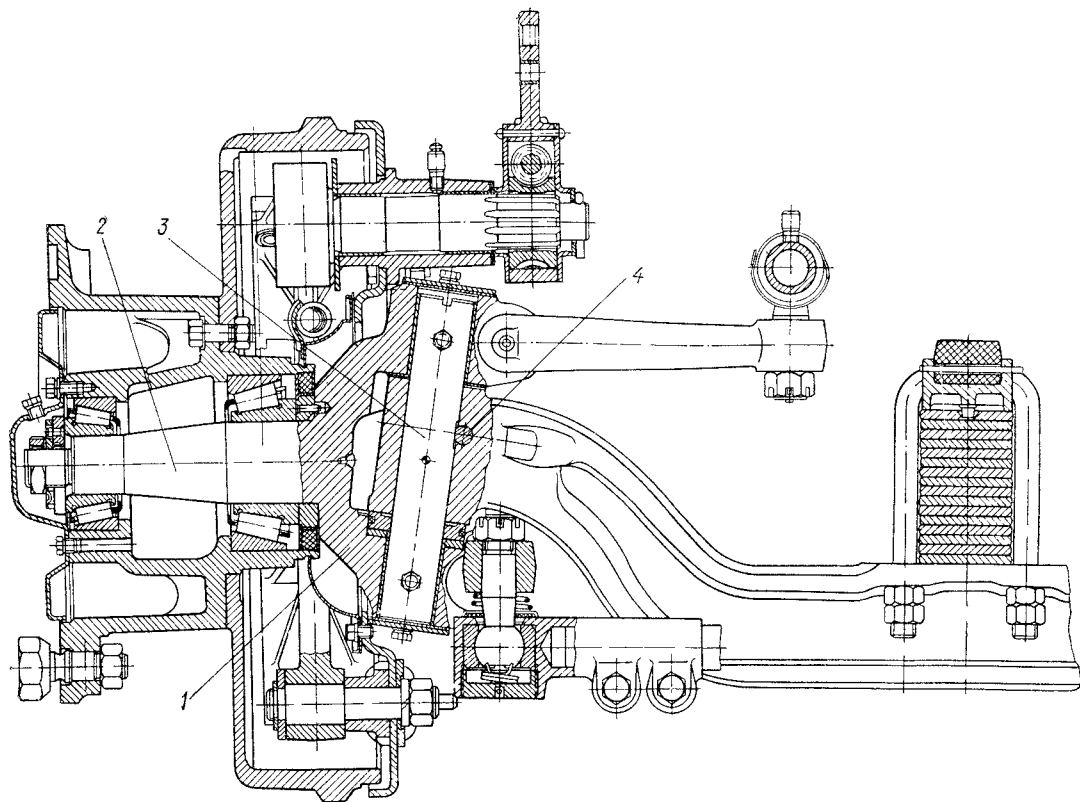


Рис. XII.1. Неведущий мост с управляемыми колесами

ляемого моста (рис. XII.3). В этом случае нагрузки, имеющие место при движении автомобиля, воспринимаются балкой 6. Момент к ведущим колесам передается конической парой 5 и 4 и бортовой передачей 2 и 1. Полуось 3 передает крутящий момент.

Таблица XII.1

Классификация балок мостов

Классификация	Характеристика балок
Конструкция	Балка неведущего моста: неуправляемого управляемого Балка ведущего моста: неуправляемого управляемого
Способ изготовления (для ведущих мостов)	Штампованная сварная Полученная путем высадки Литая Комбинированная

Высокую прочность при малом весе имеют трубчатые балки переднего моста круглого или эллиптического сечения, хорошо работающие как на изгиб в двух взаимноперпендикулярных плоскостях, так и на кручение. Однако балка трубчатого сечения сложна в производстве и дороже двутавровой балки.

Балка неведущего управляемого моста отковывается из среднеуглеродистой стали 35, 40, 45 и других марок с последующей термообработкой.

Поворотный кулак куется под штампом из стали 30X, 40X и др.

Шкворень поворотного кулака изготавливается из малоуглеродистых легированных сталей 20ХН, 18ХГТ, 20Х и других марок с последующей цементацией на глубину 1,0—1,5 мм с за-

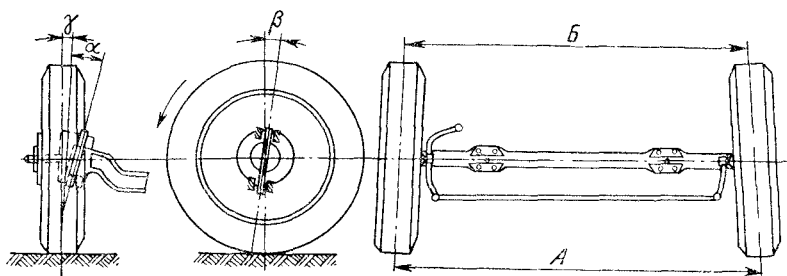


Рис. XII.2. Углы установки направляющих колес

калкой и отпуском. Твердость *HRC* 56—63. Применяется также среднеуглеродистая прутковая сталь 45 с поверхностной закалкой токами высокой частоты на глубину 1,5—2 мм.

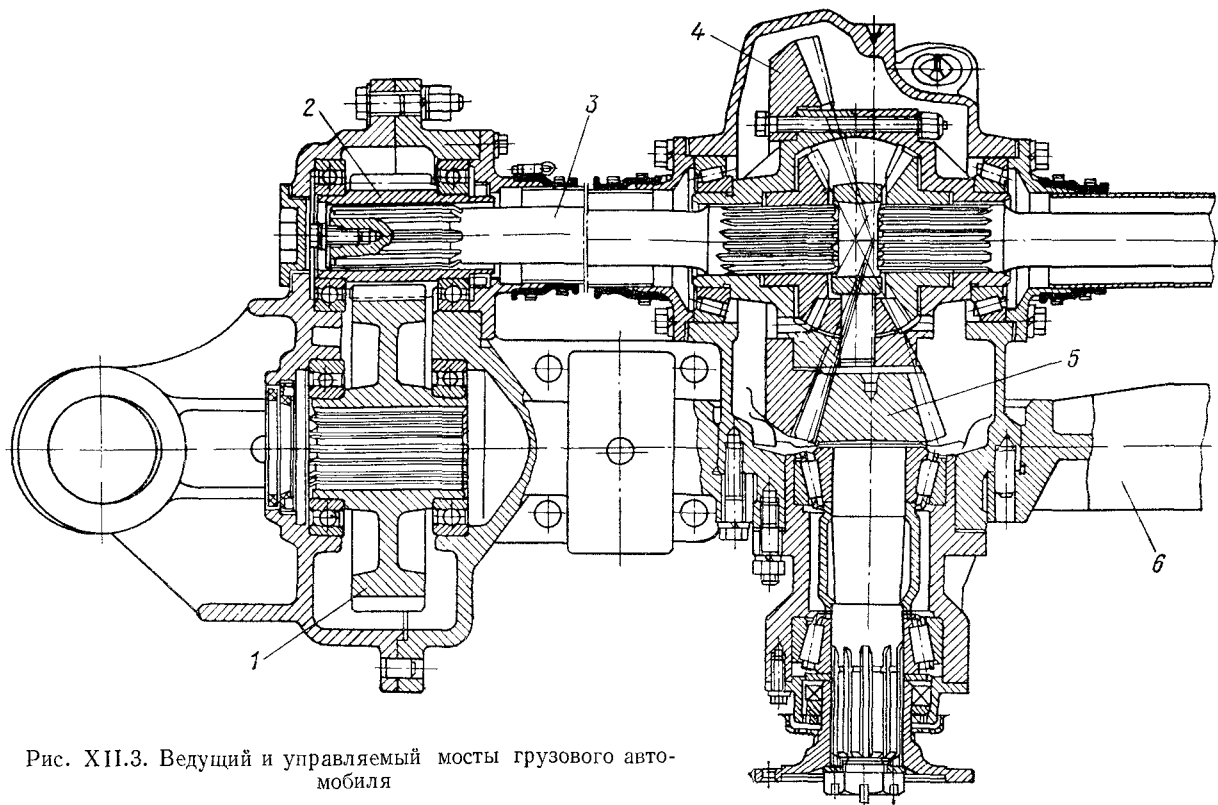


Рис. XII.3. Ведущий и управляемый мосты грузового автомобиля

Балка ведущего моста может быть получена путем штамповки из листовой стали с последующей сваркой. Применяются также балки моста, изготовленные из стальной трубы путем последовательной высадки на специальном стенде. Изготовленная таким способом балка имеет малый вес, умеренную жесткость и низкую стоимость (в условиях массового производства).

Литые балки ведущих мостов (см. рис. XII.9) отличаются высокой жесткостью, но вместе с тем и повышенным весом, увеличивающим массу неподрессоренных частей. Литые балки изготавливаются из ковкого чугуна или стали и применяются на грузовых автомобилях среднего и большого тоннажа.

Пример балки ведущего моста комбинированного типа дан на рис. XII.7. Картер главной передачи и дифференциала отлит из ковкого чугуна. В картер главной передачи вмонтированы на заклепках рукава из бесшовных труб, изготовленных из стали 45, 40X и др.

Балки моста комбинированного типа отличаются достаточной жесткостью при относительно малом весе и находят применение на автомобилях малого и среднего веса.

§ 54. ОСНОВЫ РАСЧЕТА ПОВОРОТНОГО КУЛАКА И БАЛКИ УПРАВЛЯЕМОГО МОСТА

Расчетными режимами являются:

- 1) прямолинейное движение при приложении к колесам максимальных значений тягового или тормозного усилий;
- 2) поворот при приложении к колесам максимальной боковой силы (занос).

Схема сил, действующих на поворотный кулак и балку управляемого неведущего моста в случае торможения автомобиля, представлена на рис. XII.4. Высокие нагрузки на балку переднего управляемого моста и поворотный кулак будут иметь место при торможении и боковом заносе автомобиля. В первом случае на колесо действуют вертикальная реакция со стороны дороги Z_k и касательная тормозная сила $P_\tau = Z_k \varphi_{\max}$, направленная против движения.

Перенесем силу Z_k по направлению ее действия, а P_τ параллельно на ось колеса и далее на поворотный шкворень.

Определим силы и моменты, действующие на поворотный кулак, шкворень и балку моста.

Сила Q_τ действует со стороны поперечной рулевой тяги на поворотную цапфу

$$Q_\tau = P_\tau \frac{m}{n}. \quad (\text{XII.1})$$

Силы U_1 и U_2 , действующие на верхнюю и нижнюю части шкворня (рис. XII.5, в), подсчитываются по следующим

формулам:

$$U_1 = \sqrt{(P'_\tau - P_{\tau_1})^2 + (Z' - Q'_\tau)^2}, \quad (\text{XII.2})$$

$$U_2 = \sqrt{(P''_\tau + P_{\tau_1})^2 + (Z' + Q''_\tau)^2}, \quad (\text{XII.3})$$

где $P'_\tau = \frac{P_\tau b}{a+b}$ и $P''_\tau = P_\tau \frac{a}{a+b}$ — составляющие тормозной силы, действующие на верхнюю и нижнюю части шкворня против направления движения автомобиля; $P_{\tau_1} = P_{\tau_2} = P_\tau \frac{r_k}{a+b}$ — силы,

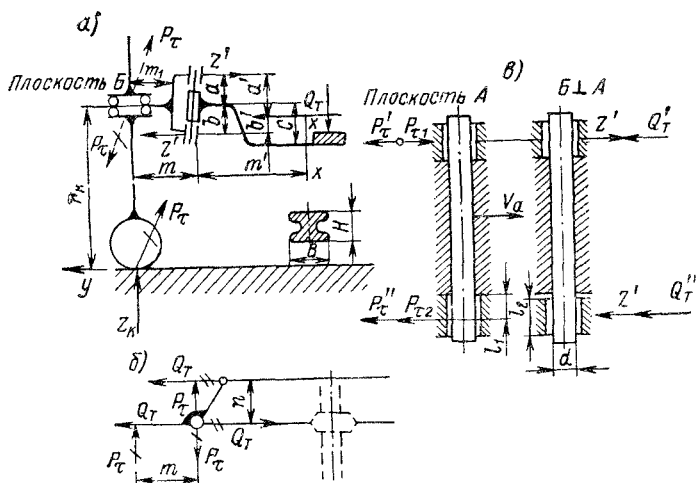


Рис. XII.4. Схема сил, действующих на поворотный кулак и балку неведущего моста; а — вид на балку спереди; б — вид сверху; в — силы, действующие на поворотный шкворень

действующие на шкворень от тормозного момента; $Z' = (Z_k - q_k) \frac{m}{a+b}$ — силы, действующие на шкворень от момента $(Z_k - q_k) m$, где q_k — вес колеса; $Q'_\tau = Q_\tau \frac{b'}{a'+b'}$; $Q''_\tau = Q_\tau \frac{a'}{a'+b'}$ — силы, действующие на верхнюю или нижнюю части шкворня от реакции Q поперечной рулевой тяги.

Если передний мост ведущий, то при движении с включенным мостом вместо силы P_τ берется сила P_p . Направление сил P'_p и P''_p будет обратным направлению сил P'_τ и P''_τ .

Величины напряжений в шкворне при действии силы P_p обычно меньше, чем при действии тормозной силы P_τ . Как известно, максимальные значения P_p и P_τ определяются (при равных величинах φ_{\max}) нагрузкой колеса переднего моста на дорогу Z_k , которая больше при торможении за счет перераспределения веса.

Значительные нагрузки на поворотный кулак, шкворень и ось колеса будут при повороте или заносе автомобиля. Рассмотрим предельный случай, когда момент от осевой силы $Y = Z_{\kappa} \varphi_{\text{шах}}$ направлен по часовой стрелке, как это показано на рис. XII.4. Тогда на шкворень в плоскости B действуют силы

$$Z'_Y = Y \frac{r_{\kappa}}{a+b}; \quad Q'_Y = Y \frac{b}{a+b};$$

$$Q'_T = Y \frac{a}{a+b}. \quad (\text{XII.4})$$

Силы Z'_Y , Q'_Y и Q'_T действуют в направлениях сил Z' , Q'_T и Q''_T .

Целесообразно рассмотреть и второй случай, когда момент от осевой силы Y направлен против часовой стрелки.

Результирующее напряжение изгиба оси переднего колеса 2 в сечении у заделки (рис. XII.1, XII.4) при этом же характере нагружения определится по формуле

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{V(Z_{\kappa} m_1)^2 \pm (Y r_{\kappa})^2}{W_{\text{изг}}}, \quad (\text{XII.5})$$

где $W_{\text{изг}}$ — момент сопротивления изгибу оси в сечении.

Аналогично ведется расчет поворотного кулака и стойки у автомобилей с бесшкворневой подвеской. Схема сил, действующих на стойку бесшкворневой подвески при режиме торможения, приведена на рис. XII.5.

Расчет шкворня производится на изгиб, смятие и срез от действия силы U_2 большей, чем U_1 по следующим формулам (см. рис. XII.4):

изгиб

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{U_2 l_1}{W_{\text{ш}}};$$

смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{U_2}{d l_2};$$

срез

$$\tau = \frac{4U_2}{\pi d^2}.$$

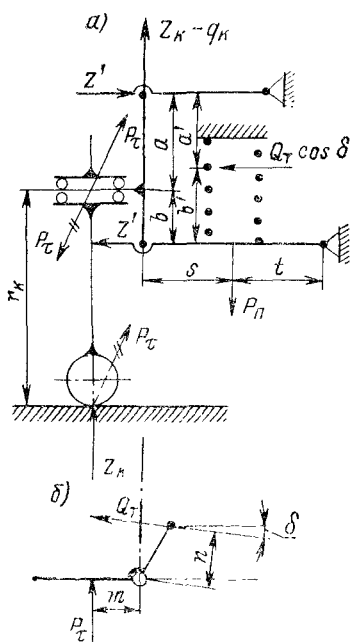


Рис. XII.5. Схема сил, действующих на поворотный кулак бесшкворневой подвески: a — вид на балку спереди; b — вид сверху

По опыту выполненных конструкций напряжения в шкворнях, изготовленных из цементируемых (20Х, 18ХГТ) или закаливае-

мых (сталь 45) сталей, не должны превышать на изгиб 500 МПа (5000 кгс/см²), срез 200 МПа (2000 кгс/см²) и смятие во втулке 35 МПа (350 кгс/см²).

О выносливости поворотных кулаков можно судить по результатам их стендовых испытаний при знакопеременном изгибе, представленным на рис. XII.6.

Весьма существенно на выносливость кулака влияют радиусы галтелей оси поворотного кулака, что видно из рис. XII.6, а. Отдельные линии соответствуют следующим радиусам галтелей: 1—7,6 мм; 2—6,4 мм; 3—3,2 мм.

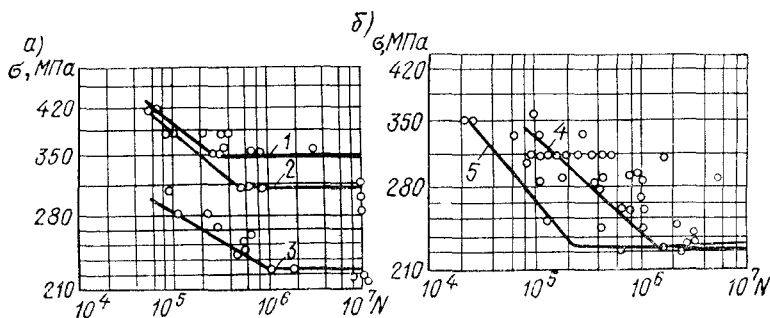


Рис. XII.6. Кривые выносливости поворотных кулаков: а — влияние радиуса галтелей; б — влияние марки стали

На рис. XII.6, б изображены кривые $\sigma = f(N)$ для поворотных кулаков, изготовленных из среднеуглеродистых сталей при радиусе галтели 3,2 мм (4-хромистая и 5-марганцовистая сталь).

Указанные, а также некоторые дополнительные испытания позволяют сделать следующие выводы:

при увеличении радиуса галтели с 3,2 до 7,6 мм предел выносливости детали увеличивается более чем на 50%;

накатка галтелей роликом увеличивает выносливость почти на 50%;

увеличение твердости поворотного кулака с *HV* 255—285 до 290—320 повышает выносливость на 20%.

Расчет балки моста производится на изгиб и кручение для случая торможения автомобиля. Напряжения изгиба в опасном сечении (рис. XII.4, а) будут:

в вертикальной плоскости

$$\sigma_{\text{в}} = \frac{Z_{\text{к}} (m + m')}{W_{\text{в}}}; \quad (\text{XII.6})$$

в горизонтальной плоскости

$$\sigma_{\text{г}} = \frac{P_{\text{т}} m'}{W_{\text{г}}}. \quad (\text{XII.7})$$

Напряжения кручения

$$\tau = \frac{P_{\tau}(r_k - c)}{W_{кр}}, \quad (XII.8)$$

где W_b ; W_r ; $W_{кр}$ — моменты сопротивлений в опасных сечениях.

Срок службы передних мостов грузовых автомобилей (в километрах пробега) в условиях Московской и Ленинградской областей, по данным ВНИИАТа, составляет 130 000—170 000 км.

Наибольший износ приходится на долю поворотных шкворней и втулок.

§ 55. ОСНОВЫ РАСЧЕТА БАЛКИ ВЕДУЩЕГО НЕУПРАВЛЯЕМОГО МОСТА

Схема сил, действующих на балку ведущего моста автомобиля в вертикальной плоскости при его прямолинейном движении, изображена на рис. XII.7, а.

Там же представлены эпюры изгибающих моментов $M_{и.в}$ — рис. XII.7, б, моментов сопротивления $W_{и.в}$ — рис. XII.7, в и напряжений изгиба $\sigma_{и.в}$ — рис. XII.7, г.

В вертикальной плоскости действует нагрузка Q от подпрессорной части автомобиля, передаваемая на балку моста через рессору, и нагрузка от собственного веса моста с учетом инерционных нагрузок, возникающих при движении автомобиля (см. гл. IV).

Расчетная величина силы Q от подпрессорной части автомобиля принимается соответствующей осадке рессор до упора (без удара).

В горизонтальной плоскости (рис. XII.8, а) при движении вперед действует горизонтальная реакция дороги $P_p = Z_k \phi$. При торможении действует тормозная сила $P_{\tau} = Z_k \phi$.

Силы P_p или P_{τ} вызывают изгиб балки моста в горизонтальной плоскости. Величина крутящего момента M_{θ} , действующего на балку моста в простейшем случае при равной крутильной жесткости механической системы справа и слева от главной передачи

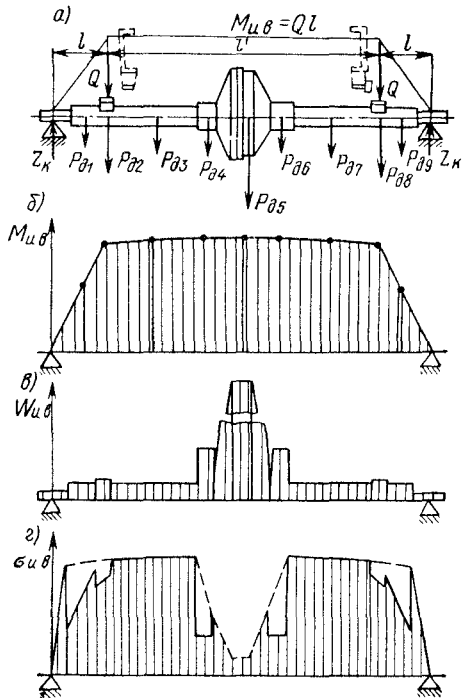


Рис. XII.7. Силы, действующие на балку ведущего моста автомобиля в вертикальной плоскости

(рукава балки моста на участках от главной передачи до места крепления рессор, реактивные штанги) определяется по формуле

$$M_0 = 0,5 M_{тик} i_d i_o k_d, \quad (\text{XII.9})$$

где k_d — коэффициент динамичности.

Этот момент будет действовать на участках балки моста между рессорами.

Если крутильная жесткость механической системы справа и слева от главной передачи будет разной, то величина коэффициента 0,5 изменится.

При торможении момент $M_\tau = P_\tau r_k = Z_k \varphi r_k$ вызывает кручение балки моста на участке l_1 от места крепления тормозного диска до рессоры (рис. XII.8, а).

Сложные напряжения изгиба и кручения балки моста будут: при приложении к колесам тягового усилия (при одной ведущей оси)

$$\sigma_{рез} = \frac{1}{W_H} \sqrt{M_{н.в}^2 + (P_\rho l)^2 + M_0^2}, \quad (\text{XII.10})$$

где $M_{н.в} = Ql + M'_{н.в}$ — изгибающий момент в вертикальной плоскости; Ql — момент от веса подрессоренных масс Q , приложенный к балке моста со стороны рессор; $M'_{н.в}$ — момент от неподдресоренной массы балки моста с учетом инерционных сил, возникающих при движении по неровным дорогам; на ровных дорогах величина M' невелика (см. рис. XII.7, а); то же для многоосного автомобиля

$$\sigma_{рез} = \frac{1}{W_H} \sqrt{M_{н.в}^2 + (P_\rho l)^2 + (P_\rho r_k)^2}. \quad (\text{XII.11})$$

При приложении к колесам тормозного усилия

$$\sigma_{рез} = \frac{1}{W_H} \sqrt{M_{н.в}^2 + (P_\tau l)^2 + (P_\tau r_k)^2}. \quad (\text{XII.12})$$

В формулах (XII.10) и (XII.11) момент сопротивления балки моста берется по наименьшему сечению на участках от главной передачи до подушек рессор. При приложении тормозного усилия момент сопротивления берется по наименьшему значению на участке l_1 (рис. XII.8, а).

Приведенные выше формулы для $\sigma_{рез}$ относятся к балкам мостов, у которых силы P_ρ, P_τ и их моменты воспринимаются рессорами или момент воспринимается реактивной штангой, установленной в плоскости рессоры.

Значительные напряжения в балке моста с полностью разгруженной полуосью имеют место у подшипников колес при наличии боковой силы (поворот или занос).

Осциллограмма нагрузок балки моста ($M_{н.г}$, $M_{н.в}$ и полуоси ($M_{н.п}$ и $M_{кр.п}$) при трогании с места и разгоне грузового 25 кН (2,5 т) автомобиля приведена на рис. XII.8, б.

Отдельные линии осциллограммы обозначают: 1 — изгибающий момент балки моста в горизонтальной плоскости $M_{н.г}$; 2 — то же в вертикальной плоскости $M_{н.в}$; 3 — изгибающий момент, приложенный к полуоси посередине; 4 — то же у фланца; 5 — крутящий момент на полуоси.

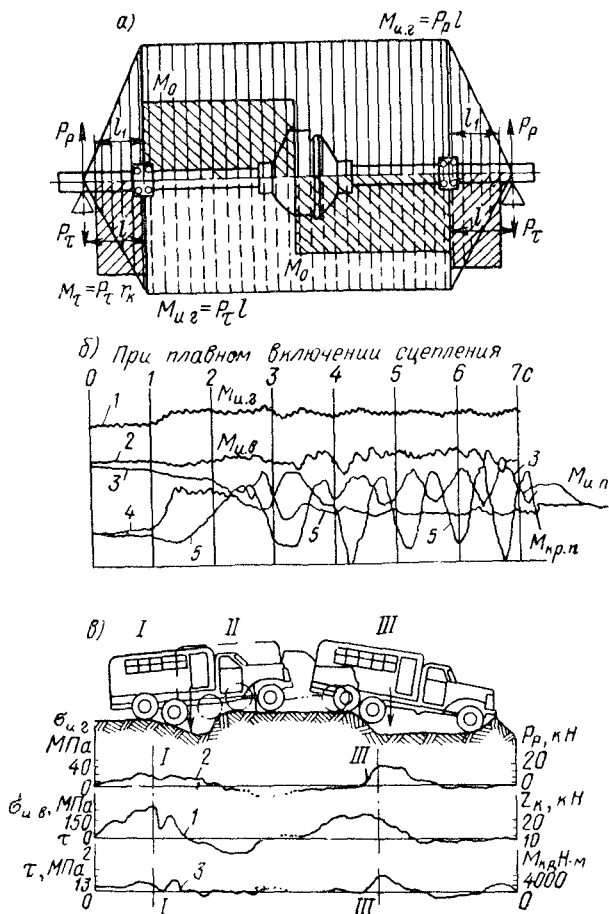


Рис. XII.8. Нагрузки на балку ведущего моста: а — силы, действующие на балку ведущего моста в горизонтальной плоскости; б — осциллограмма нагрузок и напряжений балки моста и полуоси 2,5-тонного грузового автомобиля; в — нагрузки и напряжения в балках ведущих мостов при переезде кювета трехосным автомобилем

Как видно из осциллограммы, амплитуды напряжений в балке моста в вертикальной плоскости (кривая 2) выше, чем в горизонтальной (кривая 1), что объясняется колебаниями подрессоренной массы автомобиля.

Величины k_d и напряжений изгиба в балке моста при движении автомобиля по разным дорогам и местности

Тип дороги	Нагрузка автомобиля, тс	Скорость автомобиля км/ч	Напряжения изгиба балки моста в вертикальной плоскости				Коэффициент динамичности, k_d	Частота деформации Гц
			статические		максимальные динамические			
			МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²		
Асфальт	4,5—2,5 и прицеп 3,6	35—60	89	890	130	1300	1,5	3,2
			65	650	110	1100	1,7	3,6
			49	490	80	800	1,6	4,2
Бульжное шоссе	4,5 и 2,5 (и прицеп 2,5) 2,5	35—40	65	650	125	1250	1,9	3,5—10,5
			55	550	115	1150	2,1	3,5—10,5
Грунтовая дорога	3,6—2,5 и прицеп 2,5	8—26	65	650	140	1400	2,2	3,6
			55	550	120	1200	2,2	3,6
			49	490	95	950	1,9	4,2
Бездорожье	2,5	До 8	65	650	275		4,2	—

В трехосных автомобилях нагрузка на балку моста со стороны рессоры Q может значительно возрасти за счет перераспределения веса, например при переезде кювета.

На рис. XII.8, в представлена схема переезда кювета трехосным автомобилем (XII.1). Как видно, в положении I вес автомобиля воспринимается передним и задним мостами, а в положении II — передним и средним мостами. При этом нагрузка на балку переднего моста возрастает в 1,3 раза, среднего в 2,9 раза и заднего в 2,2 раза.

Соответствующие осциллограммы напряжений приведены ниже. Верхняя кривая представляет собой запись тяги P_p и напряжений изгиба в горизонтальной плоскости $\sigma_{н.г.}$; средняя — вертикальные реакции грунта на колесо заднего моста и напряжения изгиба в вертикальной плоскости $\sigma_{н.в.}$ и нижняя кривая — крутящие моменты на колесе M_k и напряжения кручения в балке моста τ .

В табл. XII.2 приведены величины напряжений в балке моста и коэффициентов динамичности для трехосного автомобиля (ЗИЛ).

Тип и размеры шин существенно влияют на напряжения в балке моста. Это видно из результатов исследования напряжений в балке заднего моста двухосного 4-тонного автомобиля при работе с обычными и арочными шинами, выполненного с использованием проволочных тензометров, наклеенных на балку моста [XII.1].

Таблица XII.3

Напряжения изгиба в балке моста грузового автомобиля

Тип дороги	Тип шин	Напряжения изгиба			
		минимальные		максимальные	
		МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²
Ровная асфальтовая	Обычные 9,00—20	22	220	73	730
	Арочные 1140×700	42	420	80	800
Разбитая грунтовая	Обычные 9,00—20	18	180	83	830
	Арочные 1140×700	34	340	90	900

При этом получены напряжения изгиба в вертикальной плоскости, приведенные в табл. XII.3.

Как видно из таблицы, напряжения в балке моста, снабженного арочными шинами больше, чем у автомобиля с шинами обычного типа.

§ 56. ЖЕСТКОСТЬ БАЛКИ МОСТА

Высокая жесткость балки положительно влияет на надежность и долговечность работы механизмов моста и, в частности, полуосей. Жесткость мостов оценивается максимальным прогибом, отнесенным к ширине колеи при действии нагрузки, соответствующей полному весу автомобиля.

Для ведущих мостов максимальный прогиб балки под действием статической нагрузки не должен превосходить 1 мм на 1 м колес.

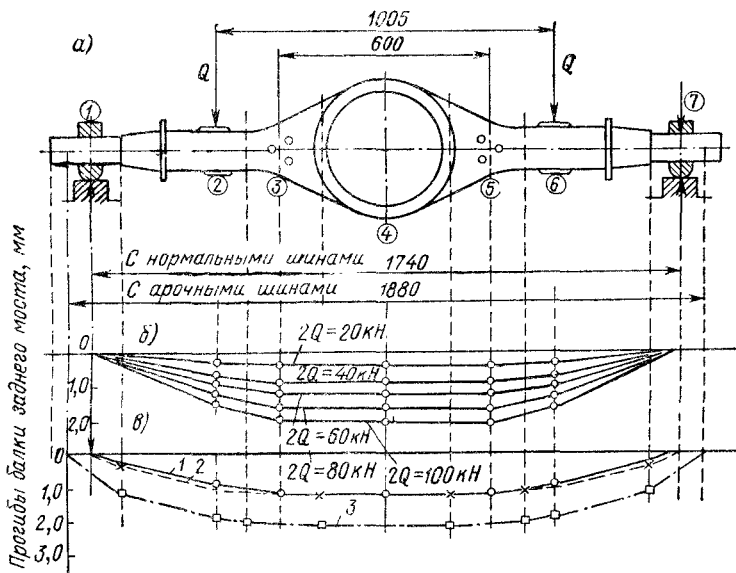


Рис. XII.9. Стрелы прогиба балки ведущего моста 4-тонного автомобиля

Схема приложения сил при определении жесткости литой балки моста автомобиля ЗИЛ представлена на рис. XII.9, а. Определение стрел прогиба производилось с помощью семи индикаторов, места расположения которых обозначены цифрами в кружках. Из экспериментальных кривых видно, что при нагрузке, составляющей $2Q \approx 100$ кН (10 тс), $k_d \approx 2$, стрелы прогибов, измерение индикаторами 3, 4, 5 составляют несмотря на жесткость литой балки около 2 мм (рис. XII.9, б).

На рис. XII.9, в дано сравнение расчетных прогибов (линии 2 и 3) с экспериментальным (линия 1) при нагрузке $2Q = 60$ кН (6 тс).

Прогиб подсчитан для моста со стандартными шинами (кривая 2) и арочными шинами 1140×700 мм (кривая 3).

Дополнительные напряжения в полуосях ведущего моста за счет прогиба его балки при высокой жесткости балки незна-

чительны. Однако при снижении жесткости балки дополнительные нагрузки могут заметно возрасти. Для автомобиля с полностью разгруженной полуосью величина момента M , изгибающего полуось при деформации балки моста под действием сил Q , определится по формуле

$$M = \frac{2\alpha EJ}{l},$$

где α — угол поворота сечения наружного конца полуоси, равный углу поворота сечения балки моста в месте закрепления фланца полуоси; l — длина полуоси; E — модуль упругости 1 ряда, $E = 2 \cdot 10^2$ ГПа ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²); J — момент инерции.

Список литературы к гл. XII

1. Бухарин Н. А., Прозоров В. С. Экспериментальное исследование нагрузок ведущих мостов многосных автомобилей. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 7, с. 3—7.
2. Кугель Р. В. Ведущие мосты автомобиля. М., Машгиз, 1952, 180 с.

ГЛАВА XIII

ПОДВЕСКИ

§ 57. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Подвески осуществляют соединение рамы или кузова с мостами (колесами) автомобиля и состоят из упругих элементов, направляющих устройств и амортизаторов.

Упругие элементы воспринимают и передают на раму нормальные силы, действующие от дороги, уменьшают динамические нагрузки и обеспечивают плавность хода автомобиля. Для получения хорошей плавности хода собственная частота колебаний поддресоренной массы автомобиля на подвеске во всем диапазоне эксплуатационных нагрузок должна быть малой.

Направляющее устройство воспринимает действующие на колеса продольные и боковые силы и их моменты. Кинематика направляющего устройства определяет характер перемещения колес относительно рамы и оказывает влияние на устойчивость и поворачиваемость автомобиля.

Энергия колебаний кузова и колес поглощается амортизаторами.

В некоторых подвесках устанавливаются стабилизаторы бокового крена, которые уменьшают поперечные наклоны кузова при повороте автомобиля.

К подвескам предъявляются следующие требования.

1. Оптимальная собственная частота колебаний кузова, определяемая величиной статического прогиба $f_{ст}$.
2. Достаточный динамический ход $f_{д}$, исключающий удары в ограничители прогиба.
3. Оптимальная величина затухания колебаний кузова и колес.
4. Противодействие кренам при повороте, «клевкам» при торможениях и «приседаниям» при разгонах автомобиля.
5. Постоянство колес и углов установки шкворней управляемых колес.
6. Соответствие кинематики перемещения колес кинематике рулевого привода (гл. XVI), исключающее избыточную поворачиваемость автомобиля и колебания управляемых колес вокруг шкворней.

В зависимости от типа автомобиля статический прогиб и динамический ход подвесок лежат в пределах, указанных в табл. XIII.1. Собственная частота колебаний определяется

статическим прогибом подвески

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \quad (\text{XIII.1})$$

где g — ускорение силы тяжести.

Существенное влияние на плавность хода оказывает форма упругой характеристики подвески.

На рис. XIII.1 показаны упругие характеристики трех типов. Они подобраны так, что при нагрузке Q_1 жесткости одинаковые.

У подвески постоянной жесткости (линейная характеристика a) статический прогиб возрастает пропорционально нагрузке. При этом снижается собственная частота колебаний. Одновременно уменьшается динамический ход, а это может привести к частым пробоям и нарушению плавности хода. Линейную характеристику имеют подвески с металлическими упругими элементами (листовые рессоры, витые пружины).

Прогрессивная характеристика (рис. XIII.1) соответствует подвеске с пневматическим упругим элементом. Ее жесткость и собственная частота колебаний с увеличением нагрузки резко возрастают.

Чтобы частота колебаний в диапазоне рабочих нагрузок $Q_1—Q_2$ оставалась постоянной, жесткость подвески должна изменяться по экспоненциальному закону

$$c_x = c_1 \exp \frac{f_x - f_1}{f_1}, \quad (\text{XIII.2})$$

где c_1 — жесткость, соответствующая прогибу f_1 ; c_x и f_x — текущие значения жесткости и прогиба.

Этому условию отвечает характеристика 2 (рис. XIII.1), которая может быть выражена уравнением

$$Q_x = Q_1 \exp \frac{f_x - f_1}{f_1}.$$

При ходе отбоя характеристика регрессивная. Это позволяет ограничить ход колес от нижнего до верхнего ограничителей при достаточной динамической энергоемкости подвески. Такая характеристика может быть получена путем регулирования жесткости подвески или при помощи комбинации из двух упругих элементов.

Классификация подвесок приведена в табл. XIII.2.

Таблица XIII.1

Статический прогиб и динамический ход подвесок (см)

Тип автомобиля	Статический прогиб	Динамический ход
Легковой	10—18	10—14
Легковой высшего класса	15—25	10—14
Грузовой	6—12	6—12
Автобус	10—20	8—14

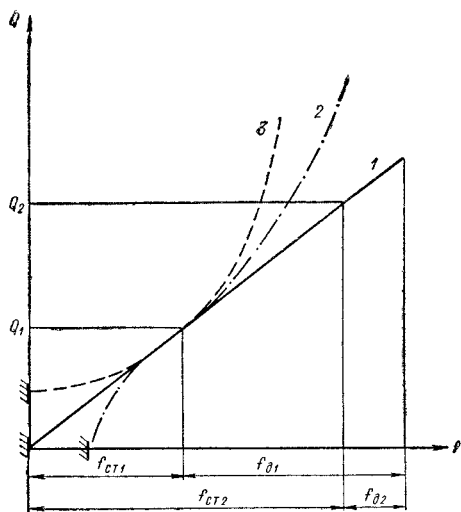


Рис. XIII.1. Упругие характеристики подвесок:

1 — постоянной жесткости; 2 — переменной жесткости прогрессивно-регрессивная; 3 — прогрессивно-регрессивная

Т а б л и ц а XIII.2

Классификация подвесок

Признаки классификации	Типы конструкций	Конструктивные особенности
Тип упругого элемента	Металлические элементы	Листовые рессоры; спиральные пружины; торсионы
	Пневматические элементы	Резино-кордные баллоны; диафрагменные; комбинированные
	Гидропневматические элементы	Без противодействия; с противодействием
	Резиновые элементы	Работающие на сжатие; работающие на кручение
Схема направляющего устройства	Зависимые с неразрезным мостом	Простые; балансирные
	Независимые с разрезным мостом	С перемещением колеса в продольной плоскости; с перемещением колеса в поперечной плоскости; свечная с вертикальным перемещением колеса
Способ гашения колебаний	Гидравлические амортизаторы	Рычажные; телескопические
	Механическое трение	Трение в упругом элементе и направляющем устройстве

Наибольшее распространение среди упругих элементов имеют листовые рессоры. Их положительными свойствами являются относительно простая технология изготовления, удобство ремонта и возможность выполнения функций направляющего устройства. Недостаток листовых рессор — высокая металлоемкость и недостаточный срок службы. Энергия упругой деформации¹, отнесенная к весу, у рессор составляет 1000—1500 см. У торсионов и пружин этот показатель выше (3000—3500 см). Однако и пружины, и торсионы требуют рычажного направляющего устройства, что увеличивает вес подвески.

Из листовых рессор наиболее распространенными являются рессоры трех типов (рис. XIII.2): полуэллиптическая (а), кантилевая (б) и четвертная (в).

Для несимметричной полуэллиптической листовой рессоры (рис. XIII.2, а) прогиб f под нагрузкой P может быть найден из приближенной формулы

$$f = \delta \frac{Pl_3^3}{48EJ_0} (1 - \varepsilon^2)^2, \quad (\text{XIII.3})$$

где l_3 — эффективная длина рессоры, $l_3 = l - l_0$; l — полная длина; l_0 — расстояние между стремянками; E — модуль продольной упругости, $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа ($2,2 \cdot 10^6$ кгс/см²); $J_0 = \frac{b}{12} \sum h_i^3$ — суммарный момент инерции рессоры в среднем сечении; b , h_i — ширина и толщина листов; δ — коэффициент деформации; $\varepsilon = \frac{l_2 - l_1}{l}$ — коэффициент асимметрии.

Коэффициент деформации для рессоры равного сопротивления изгибу (идеальная рессора) составляет 1,5. В реальных рессорах $\delta = 1,45 \div 1,25$ в зависимости от формы концов и числа листов одинаковой длины: при оттянутых концах листов $\delta = 1,4 \div 1,45$; с листами, обрубленными по прямой, двумя коренными и одним обратным листом $\delta = 1,35$; с несколькими листами одинаковой длины $\delta = 1,25$.

В выполненных конструкциях коэффициент асимметрии $\varepsilon = 0,1 \div 0,3$. Несимметричные рессоры увеличивают сопротивление крену и «клевкам» при торможении автомобиля.

Для симметричной рессоры формула (XIII.3) примет вид

$$f = \delta \frac{Pl_3^3}{48EJ_0}.$$

Для кантилевой рессоры

$$f = \delta P \frac{(l_1 - 0,25l_0)^3 + \left(\frac{l_1}{l_2}\right)^2 (l_2 - 0,25l_0)^3}{3EJ_0}.$$

¹ Величина потенциальной энергии при упругой деформации.

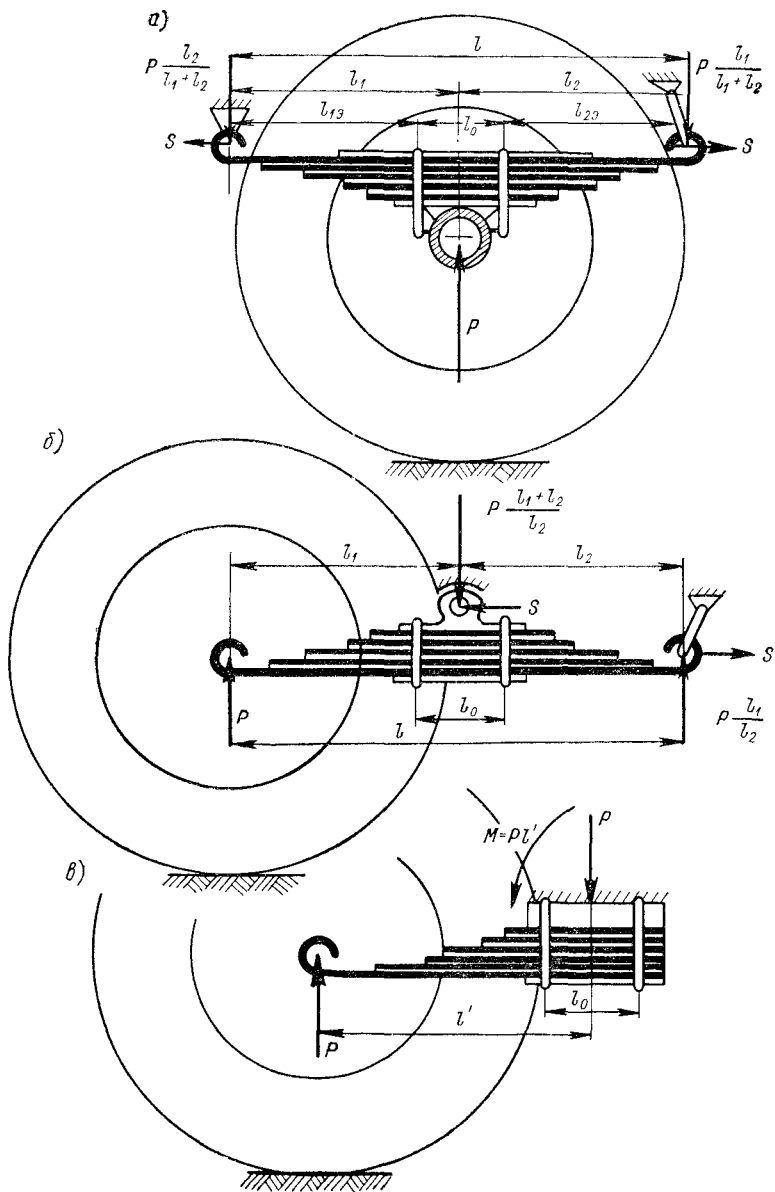


Рис. XIII.2. Листовые рессоры

Прогиб четвертной рессоры

$$f = \delta P \frac{(l' - 0,25l_0)^3}{3EJ_0}.$$

Конструкция передней подвески грузового автомобиля с продольной полуэллиптической рессорой и элементов ее крепления показана на рис. XIII.3. Рессора жестко крепится к балке моста стремлянками и накладками. Переднее ушко рессоры соединяется с кронштейном рамы посредством простого шарнира, а заднее — с помощью качающейся серьги. При таком креплении на рессору действуют поперечные и продольные силы и их моменты, которые воспринимаются ушками коренных листов. Вследствие наклона сержки возникает продольная сила S .

Листы от продольного смещения удерживаются выштампованными выступами, входящими в углубление смежного листа.

Втулки рессорных пальцев изготавливаются из бронзы, пластмасс или мягкой стали. Посадка втулки в ушке должна гарантировать от ее проворачивания и осевого смещения. Применяют также резьбовые и резиновые втулки.

Для изготовления листов применяют горячекатаные стали, указанные в табл. III.3. Требования к рессорам приведены в ГОСТ 3396—54.

На рис. XIII.4 показана конструкция подвески с креплением листовой рессоры к кронштейнам рамы посредством резиновых подушек. Такое крепление не требует смазки и уменьшает скручивающий момент, действующий на рессору при перекосе осей автомобиля. В осевом направлении листы фиксируются центровым болтом.

В рессорах листы плотно прилегают друг к другу. Трение между листами является одной из причин их преждевременной поломки. Для уменьшения трения трущиеся поверхности листов смазывают графитной смазкой. Для рессор легковых автомобилей применяют неметаллические прокладки между листами или вставки по концам листов. Для прокладок применяется фанера, полиэтилен, полиамиды или специальные ткани, пропитанные связующим веществом, а для вставок — пластмассы или пористая резина.

Напряжения в листах рессоры от внешней нагрузки могут быть подсчитаны по формуле

$$\sigma_{ip} = \frac{M_n}{J_0} \frac{h_l}{2}, \quad (\text{XIII.4})$$

где M_n — изгибающий момент в среднем сечении рессоры от внешней нагрузки.

Многолистные рессоры собираются из листов, имеющих в свободном состоянии различную кривизну. При затяжке стремлянками они выгибаются, и в материале листов возникают сборочные напряжения изгиба. Кривизна листов выбирается таким образом, что в длинных листах сборочные напряжения вычитаются

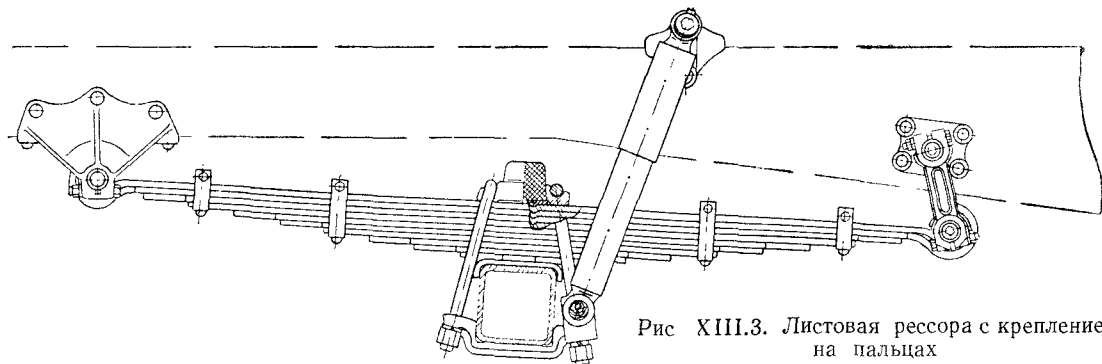


Рис XIII.3. Листовая рессора с креплением на пальцах

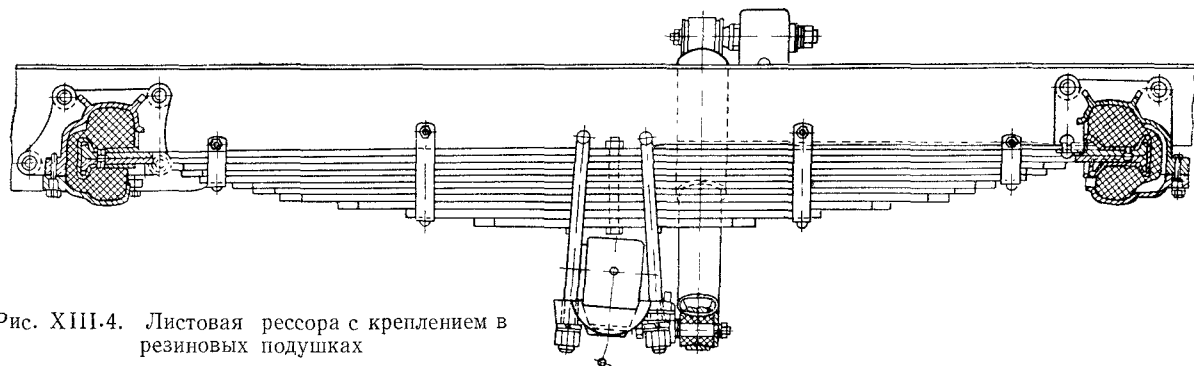


Рис. XIII.4. Листовая рессора с креплением в резиновых подушках

из напряжений от рабочей нагрузки, а в коротких складываются с ними. Этим достигается уменьшение суммарных напряжений в длинных листах, которые кроме вертикальной нагрузки передают тяговые и тормозные силы.

В практике применяется приближенный метод расчета напряжений, основанный на гипотезе, что кривизна листов после сборки одинакова и нагрузка распределяется по всей длине листа. Если исходить из этого допущения, то изгибающий момент, действующий на лист, определяется уравнением

$$M_i = J_i \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right) E, \quad (\text{XIII.5})$$

где J_i — момент инерции i -го листа; R_i — радиус кривизны i -го листа в свободном состоянии; R_0 — радиус кривизны листа после сборки.

Напряжения от затяжки подсчитываются по формуле

$$\sigma_{i \text{ зат}} = \frac{E h_i}{2} \left(\frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right). \quad (\text{XIII.6})$$

Момент инерции рессоры в среднем сечении должен обеспечить получение заданного прогиба, а толщина листов определяется из условия прочности. На основании формул (XIII.3), (XIII.4) и (XIII.6) может быть получена зависимость между напряжениями в листах и прогибом. Для полуэллиптической рессоры с учетом напряжений от затяжки

$$\sigma_i = \frac{E h_i}{2} \left(\frac{12f}{\delta l_3^2 (1 - \varepsilon^2)^2} + \frac{1}{R_i} - \frac{1}{R_0} \right), \quad (\text{XIII.7})$$

где i — номер листа.

График распределения напряжений в рессоре, имеющей 13 листов, показан на рис. XIII.5. В действительности эффект затяжки рессоры стремянками по мере приближения к концу листа уменьшается, поэтому напряжения в длинных листах будут несколько выше расчетных, а в коротких меньше.

Основной причиной поломки листов являются их усталостные разрушения. Если амплитуду деформации рессоры обозначить Δf , то прогиб рессоры при колебаниях будет изменяться от $f_{\min} = f_{\text{ст}} - \Delta f$ до $f_{\max} = f_{\text{ст}} + \Delta f$ и в листах возникнут циклические напряжения. Амплитуда цикла σ_a больше у более толстых коренных листов. У коротких листов напряжения от затяжки складываются с напряжениями от внешней нагрузки и они работают при более высоких средних напряжениях цикла σ_m , а следовательно, при более высоких значениях коэффициента асимметрии цикла r . Поэтому для коротких листов в соответствии с теорией усталостного разрушения могут быть приняты более высокие предельные напряжения σ_r .

Таким образом, за счет рационального выбора радиусов кривизны листов R_i удастся обеспечить их одинаковую долговечность.

При циклическом изгибе стального листа сопротивление усталостному разрушению сжимаемых слоев в два раза выше чем у растягиваемых. Для повышения усталостной прочности рессор поверхности листов, работающие на растяжение, после термической обработки подвергают дробеструйной обработке, в результате которой в поверхностном слое глубиной до 0,8 мм создаются предварительные напряжения сжатия (см. рис. III.1). Наклеп дробью одновременно уменьшает влияние дефектов поверхности листа на усталостную прочность. Остаточные напряжения сжатия в растягиваемых волокнах листов могут быть созданы также предварительной пластической осадкой рессоры на обжимочном прессе. Пластическая осадка производится в пределах напряжений $1,15\sigma_T - 0,85\sigma_B$. Осадка приводит к более равномерному распределению напряжений между листами.

Повышение усталостной прочности достигается также применением для листов несимметричных профилей проката. Нейтральная ось сечения должна располагаться ближе к сжимаемой поверхности листа. В этом случае растягивающие напряжения будут меньше сжимающих и усталостная прочность выше, чем у симметричного профиля с такой же площадью поперечного сечения.

Однолистовые рессоры (рис. XIII.6) применяются на некоторых легковых автомобилях. Рессора имеет форму балки равного сопротивления изгибу. Высота поперечного сечения балки по середине определяется из условия прочности при заданных нагрузке и прогибе

$$h = \sqrt[3]{\frac{27EQ^2f}{4b^2[\sigma]^3} + \frac{h_0^3}{2}}, \quad (\text{XIII.8})$$

где h_0 — высота концевое сечения; $[\sigma]$ — допускаемые напряжения на изгиб.

По условию прочности на срез

$$h_0 = \frac{Q}{2b[\sigma_{ср}]},$$

где $[\sigma_{ср}]$ — допускаемые напряжения на срез.

Высота профиля изменяется по параболическому закону. В сечении x

$$h_x = h \sqrt{1 - \frac{2x}{l_s}};$$

длина рессоры

$$l = \frac{2}{\sigma} \sqrt[3]{f^2 \frac{E^2 Q}{2b \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{h_0}{h}\right)^3\right]}} + l_0. \quad (\text{XIII.9})$$

Однолистовые рессоры имеют увеличенную по сравнению с многолистовыми длину, а поэтому на автомобилях средней, а тем более большей грузоподъемности не применяются из-за условий компоновки. В сочетании с пневматическими баллонами в качестве

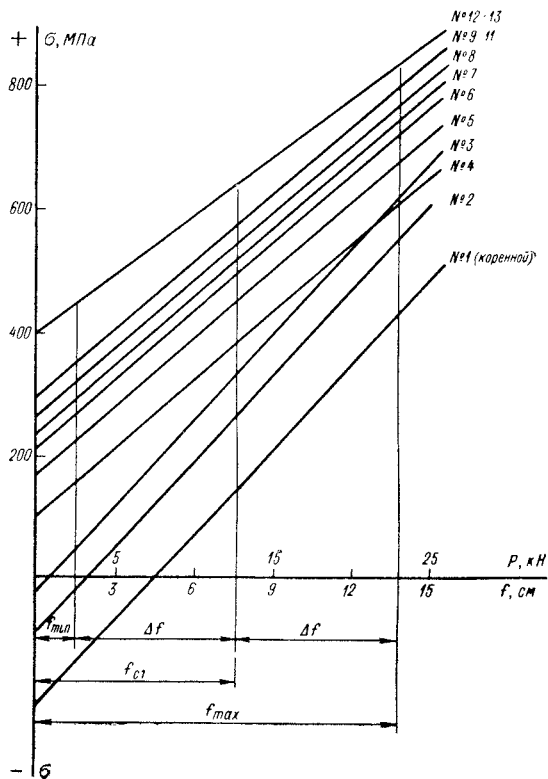


Рис. XIII.5. Распределение напряжений в листах рессоры

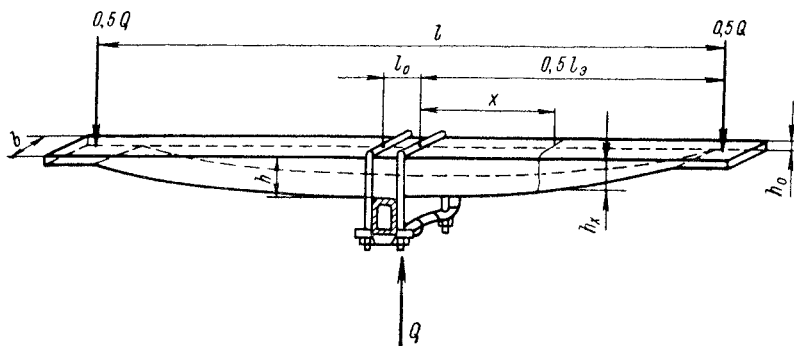


Рис. XIII.6. Конструктивная схема однолиственной рессоры

дополнительного упругого элемента, выполняющего функции направляющего устройства, они получили применение и на автомобилях.

Спиральные пружины в качестве основного упругого элемента применяются, главным образом, для легковых автомобилей при независимой подвеске колес. Пружины изготавливаются из прутка круглого или прямоугольного сечения. Цилиндрические пружины имеют линейную характеристику; конические — нелинейную прогрессивную характеристику.

Для повышения несущей способности пружин подвески их подвергают заневоливанию. При заневоливании пружину сжи-

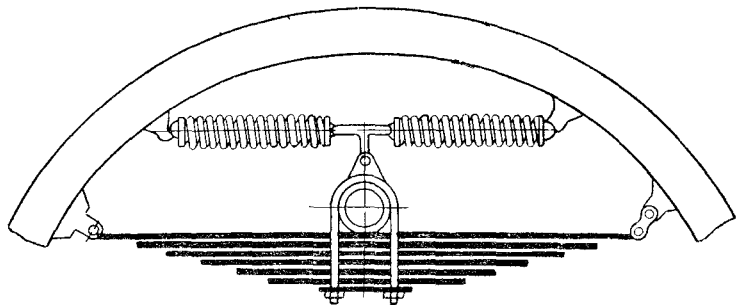


Рис. XIII.7. Рессорная подвеска с корректирующими пружинами

мают до соприкосновения виткой и выдерживают под нагрузкой 6—48 ч, чтобы пружина получила остаточную деформацию. В результате этой заключительной технологической операции в опасных зонах сечения пружины возникают остаточные касательные напряжения, которые противоположны рабочим напряжениям по знаку.

Спиральные пружины применяются также для улучшения характеристики подвесок на листовых рессорах. На рис. XIII.7 представлена схема рессорной подвески с корректирующими пружинами.

При минимальной статической нагрузке пружины располагаются горизонтально, как показано по схеме, а потому вертикальную нагрузку не воспринимают. При дополнительном прогибе рессоры на величину h пружины вступают в работу и жесткость подвески возрастает

$$c = c_p + 2c_n \left[1 - \frac{l_0 a^2}{(a^2 + h^2)^{3/2}} \right], \quad (\text{XIII.10})$$

где c_p — жесткость основной рессоры; c_n — жесткость пружины; l_0 — длина пружины в свободном состоянии; a — длина пружины при минимальной нагрузке.

Характеристика подвески прогрессивная при сжатии и регрессивная при отбое, близкая к кривой 2, показанной на рис. XIII.1.

Торсионы применяются при независимой подвеске колес на многоосных автомобилях, прицепах и на некоторых малолитражных автомобилях (ЗАЗ-966, ЗАЗ-969). При том же весе срок службы торсиона выше, чем у листовой рессоры. Пучковые торсионы применяются вместо одинарных с целью сокращения конструктивной длины. Периферийные стержни пучкового торсиона работают на кручение с изгибом. Поэтому при той же прочности и жесткости вес пучкового торсиона в 1,5—1,8 раза больше, чем у одинарного.

Пневматические резино-кордные упругие элементы особенно целесообразны на автомобилях, у которых вес поддрессоренной массы значительно изменяется в зависимости от нагрузки (автобусы, грузовые автомобили, автопоезда). Путем изменения внутреннего давления воздуха в пневматическом элементе можно автоматически регулировать жесткость подвески таким образом, чтобы при различной статической нагрузке ее прогиб и частота собственных колебаний поддрессоренной массы оставались постоянными. Характеристика пневматической подвески нелинейная, прогрессивная при ходе сжатия и отбоя, поэтому высокая плавность хода может быть получена при ограниченных относительных перемещениях поддрессоренных и неподдрессоренных масс. При применении пневматической подвески можно осуществлять регулирование положения кузова относительно поверхности дороги (погрузочной высоты), а при независимой подвеске — дорожного просвета (см. ниже).

Пневматические резино-кордные упругие элементы (рис. XIII.8) имеют высокую долговечность. Вес самого пневматического элемента мал и вес подвески определяется весом направляющего устройства и дополнительного оборудования системы питания воздухом. На автомобилях большой грузоподъемности применение пневматической подвески обеспечивает некоторое снижение веса по сравнению с подвеской на листовых рессорах.

Конструкции пневматических подвесок отличаются разнообразием упругих элементов, направляющих устройств и систем регулирования.

На рис. XIII.9 показана конструкция задней подвески грузового автомобиля на двойных пневматических баллонах с четырьмя реактивными штангами и стабилизатором бокового крена 2.

Как баллонные, так и диафрагменные упругие элементы изготавливаются из двухслойных резино-кордных оболочек. Для изготовления корда применяется нейлон или капрон. Наружный слой из маслостойкой синтетической резины, а внутренний из воздухо непроницаемого каучука. Круглые пневмобаллоны более долговечны, компактны, обеспечивают высокую герметичность. Однако для получения достаточно низкой частоты собственных колебаний они требуют применения значительных дополнительных резервуаров.

Д и а ф р а г м е н н ы е э л е м е н т ы в с л е д с т в и е т р е н и я р е з и н о - к о р д н о й о б о л о ч к и о п о р ш е н ь б ы с т р е е и з н а ш и в а ю т с я и т р е б у ю т п р и м е н е н и я б о л е е п р о ч н о г о к о р д а и р е з и н ы . И х п р е и м у щ е с т в о м я в л я е т с я в о з м о ж н о с т ь п о л у ч е н и я б о л е е н и з к о й с о б с т в е н н о й ч а с т о т ы к о л е б а н и й п р и м е н ь ш е м о б щ е м о б ь е м е и , с л е д о в а т е л ь н о , п р и м е н ь ш е м р а с х о д е в о з д у х а .

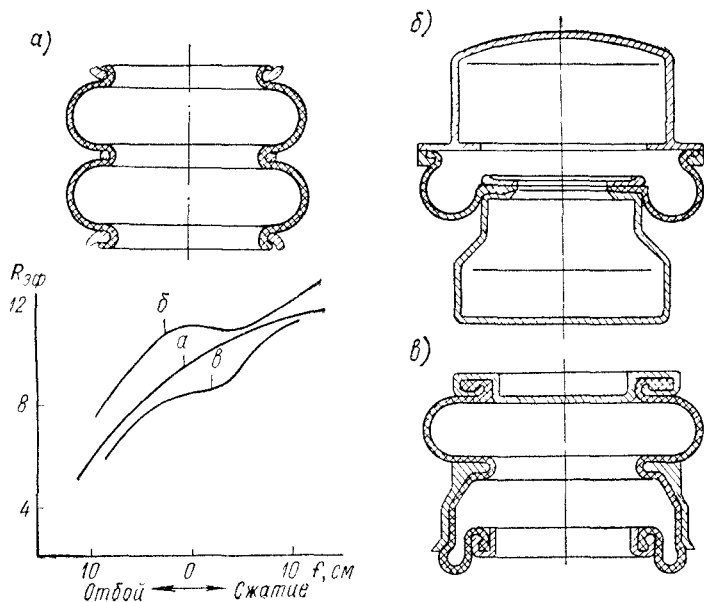


Рис. XIII.8. Пневматические упругие элементы и зависимость $R_{эф} = F(f)$: а — двойной баллон, б — диафрагменный; в — комбинированный

Нагрузка P , воспринимаемая пневматическим упругим элементом, определяется выражением

$$P = pF_{эф} = \pi r R_{эф}^2, \quad (\text{XIII.11})$$

где p — избыточное внутреннее давление воздуха; $F_{эф}$ и $R_{эф}$ — эффективные площадь и радиус упругого элемента, которые изменяются при деформации (рис. XIII.8).

При динамическом изменении нагрузки избыточное давление воздуха меняется по закону

$$p = (p_c + 1) \left(\frac{V_0 + V_p}{V + V_p} \right)^k - 1,$$

где p_c — избыточное давление воздуха при статической нагрузке; V_0 — первоначальный объем упругого элемента при статической нагрузке и статическом давлении воздуха; V — текущее зна-

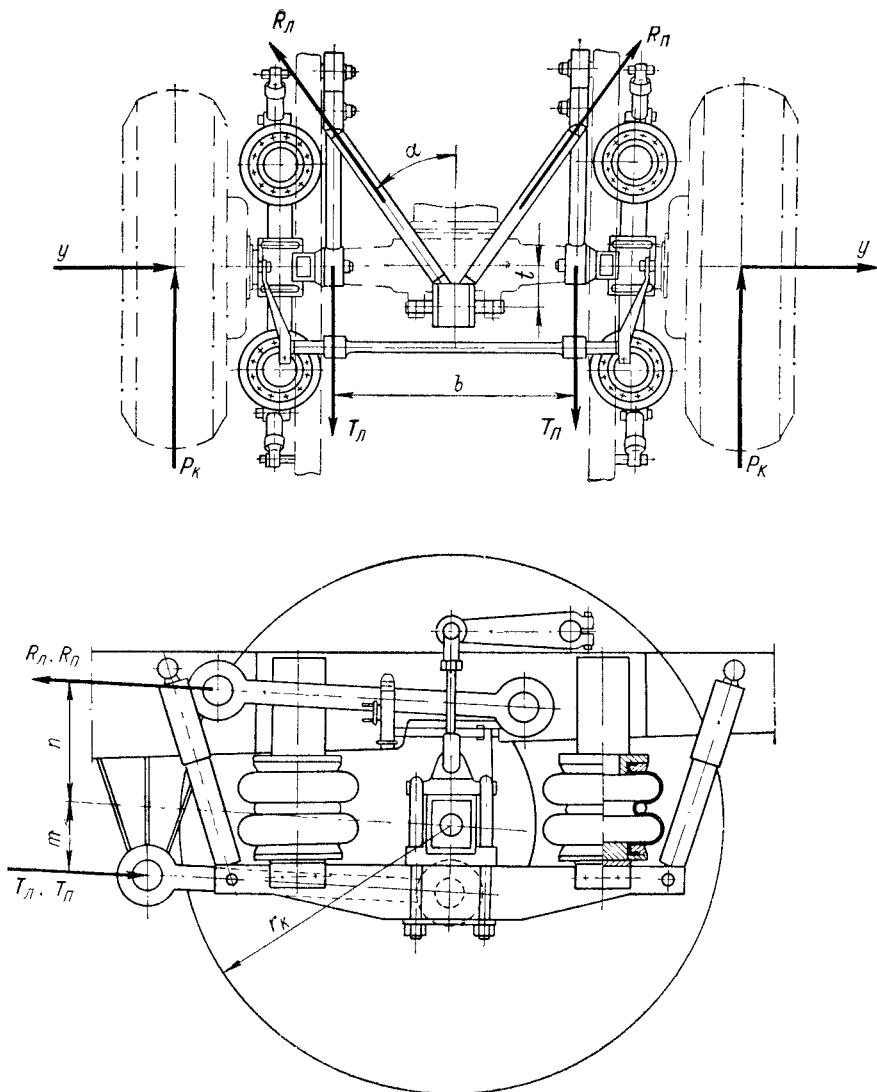


Рис. XIII.9. Пневматическая подвеска грузового автомобиля

чение объема упругого элемента; V_p — объем дополнительного резервуара; k — показатель политропы.

Для определения жесткости подвески следует найти производную от нагрузки P по перемещению (прогибу f)

$$c = \frac{dP}{df} = p \frac{dF_{\text{эф}}}{df} + F_{\text{эф}} \frac{dp}{df}.$$

Используя предыдущие выражения, получим

$$c = -kF_{\text{эф}}(p_c + 1) \frac{V_{\text{ст}}^k dV}{V_{\text{д}}^{k+1} df} + \left[\frac{(p_c + 1)V_{\text{ст}}^k}{V_{\text{д}}^k} \right] \frac{dF_{\text{эф}}}{df},$$

где

$$V_{\text{ст}} = V_0 + V_p \text{ и } V_{\text{д}} = V + V_p,$$

$V_{\text{ст}}$ и $V_{\text{д}}$ — объем при статической и динамической нагрузке.

После преобразований и учитывая, что $\frac{dV}{df} = -F_{\text{эф}}$ выражение для жесткости может быть представлено в следующем виде:

$$c = k \frac{p+1}{V+V_p} F_{\text{эф}}^2 + p \frac{dF_{\text{эф}}}{df}. \quad (\text{XIII.12})$$

Первый член характеризует влияние объема, а второй — формы баллона на жесткость. Показатель политропы зависит от скорости изменения нагрузки. Поэтому динамическая жесткость подвески больше статической. При скоростях, соответствующих собственным частотам колебаний автомобиля, $k \approx 1,3$.

Гидропневматическими называют пневматические упругие элементы телескопического типа, в которых давление газу передается через жидкость (рис. XIII.10). Путем дросселирования жидкости осуществляется гашение колебаний, поэтому гидропневматический упругий элемент одновременно является и амортизатором. Поскольку уплотнение жидкости осуществляется легче чем газа, гидропневматические упругие элементы компактнее пневматических, так как в них применяют более высокие давления до 20 МПа (до 200 кгс/см²).

Жесткость гидропневматического элемента без противодействия (рис. XIII.10, а) можно определить по формуле (XIII.12), приняв $\frac{dF_{\text{эф}}}{df} = 0$. При отсутствии дополнительного резервуара ($V_p = 0$), считая приближенно, что при больших давлениях $p + 1 \approx p$, получим

$$c = kp \frac{F^2}{V} = k \frac{Q}{h_r}, \quad (\text{XIII.13})$$

где $h_r = \frac{V}{F}$ — приведенная высота газового столба; $Q = pF$ — нагрузка.

Жесткость пропорциональна квадрату площади поршня. Для уменьшения жесткости применяют цилиндры малого диаметра, работающие при больших давлениях.

Для упругого элемента с противодавлением (рис. XIII.10, б)

$$c = k \left(p_1 \frac{F_1^2}{V_1} + p_2 \frac{F_2^2}{V_2} \right),$$

где V_1 ; p_1 и F_1 — объем газа, его давление и площадь поршня рабочей камеры; V_2 ; p_2 ; F_2 — то же камеры противодавления.

Собственная частота колебаний определяется по формуле

$$\omega = \sqrt{\frac{1 + i\Delta}{1 - \Delta} \frac{kg}{h_1}},$$

где $\Delta = \frac{F_2 p_2}{F_1 p_1}$ — отношение сил давления газа на поршень сверху и снизу; $i = \frac{h_1}{h_2}$ — отношение приведенных высот столбов газа.

В частном случае при $p_2 = 0$ ($\Delta = 0$) получим

$$\omega = \sqrt{\frac{kg}{h_1}}.$$

При увеличении нагрузки p_1 и h_2 возрастают, а p_2 и h_1 уменьшаются. Частота колебаний возрастает.

При наличии камеры противодавления изменение нагрузки меньше сказывается на собственной частоте колебаний. Изменяя количество газа, можно регулировать частоту колебаний, а путем изменения количества жидкости регулировать положение кузова автомобиля или дорожный просвет при независимой подвеске колес.

На некоторых автомобилях применяют комбинированные подвески с двумя параллельно работающими упругими элементами. Один элемент пневматический или гидропневматический, другой металлический. При соответствующем выборе параметров такие подвески обеспечивают достаточно стабильные значения собственной частоты колебаний при возможных изменениях нагрузки без регулирования.

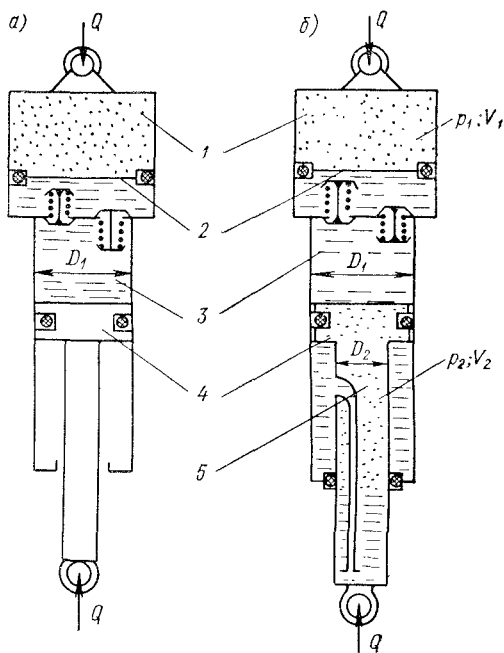


Рис. XIII. 10. Гидропневматические упругие элементы без противодействия (а) и с противодействием (б):

1 — рабочая камера; 2 — разделительный поршень; 3 — резервуар; 4 — поршень со штоком; 5 — камера противодействия

§ 59. НАПРАВЛЯЮЩИЕ УСТРОЙСТВА

Зависимые подвески имеют направляющие устройства в виде реактивных штанг в тех случаях, когда применяются пневматические упругие элементы, торсионы или пружины, а также при необходимости разгрузить рессору от продольных и поперечных сил и их моментов.

При пневматических упругих элементах широко применяется направляющее устройство из четырех реактивных штанг, установленных как показано на рис. XIII.9. Штанги располагаются симметрично относительно продольной плоскости автомобиля. Усилия, действующие на штанги, определяются из уравнений.

$$\left. \begin{aligned} T_{\text{л}} &= P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}} + n}{m + n} + Y \frac{t}{b}; \\ T_{\text{п}} &= P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}} + n}{m + n} - Y \frac{t}{b}; \\ R_{\text{л}} &= P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}} - m}{(m + n) \cos \alpha} + Y \frac{1}{2 \sin \alpha}; \\ R_{\text{п}} &= P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}} - m}{(m + n) \cos \alpha} - Y \frac{1}{2 \sin \alpha}, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XIII.14})$$

где $P_{\text{к}}$ — сила тяги на колесе; $r_{\text{к}}$ — радиус колеса; Y — боковая (поперечная) сила; b , m , n — геометрические размеры, показанные на рис. XIII.9; α — угол установки штанг.

Две верхние реактивные штанги, расположенные под углом к оси моста, могут быть заменены одним V-образным рычагом, который своей вершиной шарнирно крепится к кронштейну, установленному над серединой балки моста. Концы рычага также шарнирно крепятся к кронштейнам на поперечинах или лонжеронах рамы. Принимая в формулах (XIII.14) $t = 0$, получим выражения для определения сил, действующих на нижние штанги при таком способе установки верхнего рычага. В этом случае

$$T_{\text{л}} = T_{\text{п}} = P_{\text{к}} \frac{r_{\text{к}} + n}{m + n}.$$

Зависимые подвески широко применяются для управляемых и неуправляемых колес грузовых автомобилей и автобусов. Для управляемых колес легковых автомобилей они не применяются из-за возникновения автоколебаний в системе привода рулевого управления при больших скоростях движения.

Независимые подвески по принципиальным схемам отличаются большим разнообразием. Применение независимых подвесок исключает кинематическую связь между правым и левым колесами при их вертикальных колебаниях и является основным средством устранения автоколебаний. Отсутствие балки моста позволяет при том же дорожном просвете устанавливать двигатель ниже и улучшает компоновку передней части авто-

мобиля. Наибольшее распространение имеет двухрычажная трапецевидная подвеска с поперечным расположением рычагов (рис. XIII.11, а).

Разная длина рычагов позволяет получить хорошую кинематическую характеристику подвески. Перемещения и углы наклона колеса в поперечной плоскости малы. Колеса при повороте автомобиля наклоняются в ту же сторону, что и кузов. Это приводит

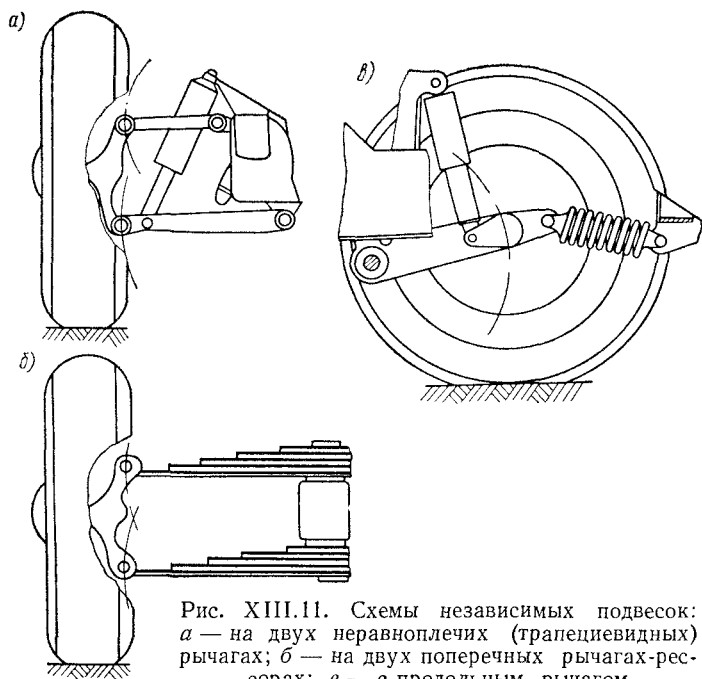


Рис. XIII.11. Схемы независимых подвесок: а — на двух неравноплечих (трапецевидных) рычагах; б — на двух поперечных рычагах-рессорах; в — с продольным рычагом

к увеличению углов увода колес и созданию «недостаточной» поворачиваемости. Таким образом, обеспечивается хорошая стабилизация колес и устойчивость на повороте.

Такая подвеска может применяться с упругими элементами любого типа. Часто применяется на автомобилях высокой проходимости для повышения плавности хода, так как позволяет просто осуществить привод к ведущим колесам.

Подвески на двух поперечных рессорах (рис. XIII.11, б) конструктивно проще. Из-за малой длины рессоры оказываются излишне жесткими, поэтому применяются только на автомобилях особого малого класса для снижения их стоимости. При поломке рессоры движение на автомобиле невозможно.

Независимая подвеска с продольным расположением рычага (рис. XIII. 11, в) отличается постоянством колеи и наклона

шкворня в бок, простотой конструкции. Ее недостаток в том, что продольный наклон шкворня изменяется.

Когда рычаги передней подвески направлены вперед — сопротивление «клевкам» при торможении возрастает. Однако при наезде на препятствия вдоль рычага передается продольная составляющая силы удара, которая подвеской не смягчается. Поэтому для передней подвески применяют установку рычагов назад.

При торможении автомобиля на рычаг подвески действует значительный изгибающий момент. Разгрузка рычага может быть достигнута установкой штанги, воспринимающей реактивный момент тормоза.

Постоянство продольных углов установки шкворней управляемых колес обеспечивает подвеска с двумя продольными рычагами параллелограммного типа. Однако продольные рычаги ограничивают углы поворота управляемых колес, поэтому для передних колес такая подвеска применяется крайне редко.

На рис. XIII.12 показана конструкция независимой бесшкворневой двухрычажной подвески. Использование шаровых шарниров в сопряжениях рычагов со стойкой подвески позволяет объединить ее с поворотным кулаком. Конструкция упрощается, уменьшается число шарниров и вследствие увеличения расстояния между шарнирами снижаются действующие на них нагрузки.

Расчет направляющего устройства независимой подвески производится применительно к режимам, рассмотренным в гл. XII.

В поперечной плоскости на рычаги действуют продольные силы, показанные на рис. XIII.12

$$Z_{\text{в}} = Z_{\text{н}} = Z_{\text{к}} \frac{m}{a + b};$$

и сила пружины

$$P_{\text{п}} = Z_{\text{к}} \frac{t + s}{t}.$$

При торможении в продольной плоскости действуют силы: на верхний рычаг по направлению движения

$$P_{\text{тв}} = P_{\text{т}} \frac{r_{\text{к}} - b}{a + b};$$

на нижний рычаг обратно направлению движения

$$P_{\text{тн}} = P_{\text{т}} \frac{r_{\text{к}} + a}{a + b},$$

где a и b — расстояния от оси колеса соответственно до верхнего и нижнего рычагов; m — расстояние между плоскостью колеса и наружными шарнирами рычагов; t и s — расстояния от оси пружины до концов нижнего рычага; $Z_{\text{к}}$ — вертикальная реакция дороги на колесо; $P_{\text{т}}$ — тормозная сила на колесе.

Определение сил, возникающих при повороте (заносе), рассмотрено в гл. XII.

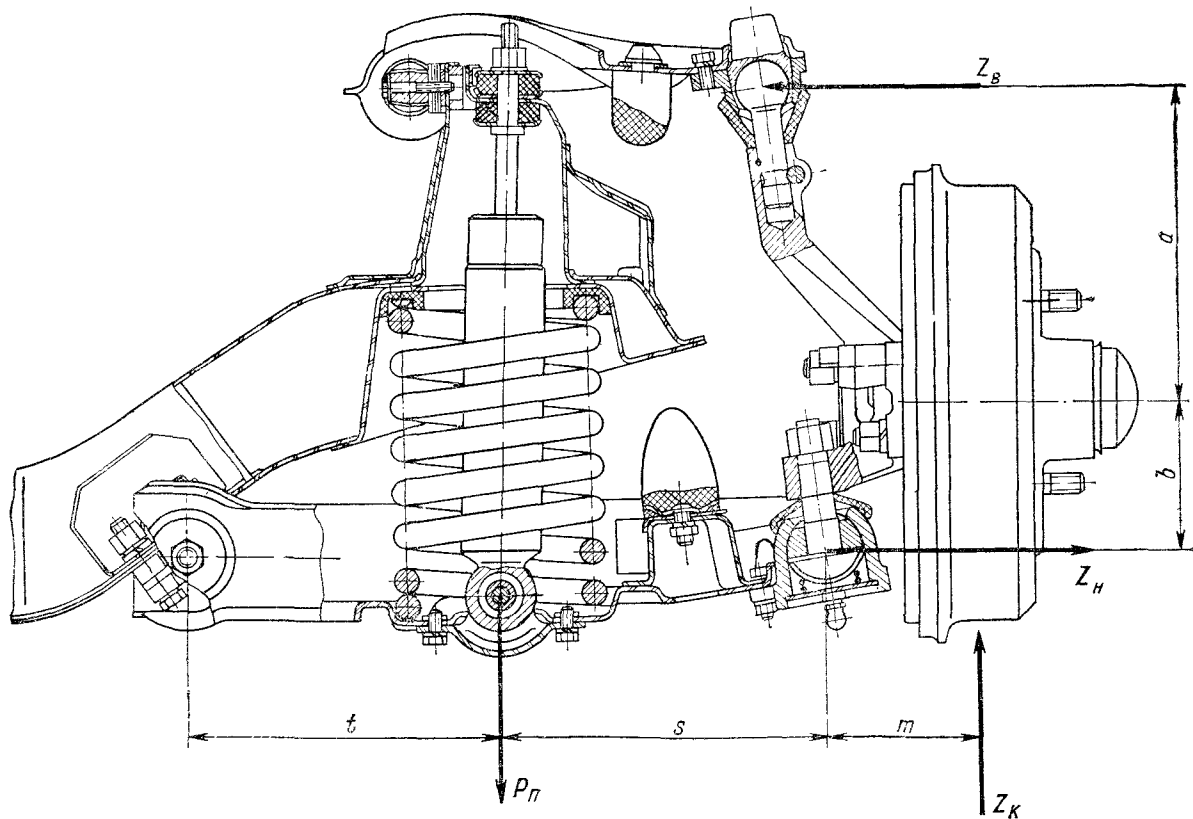


Рис. XIII.12. Бесшкворневая независимая подвеска управляемого колеса

Балансирные подвески наиболее распространенных типов показаны на рис. XIII.13.

Четырехрессорная подвеска (а) с балансирным рычагом применяется на автомобилях типа 6×2 . Реактивные моменты от тяговых и тормозных сил неуравновешены.

При симметричных рессорах отношение нормальных реакций определяется формулой

$$\frac{Z_3}{Z_2} = \frac{a}{b} \frac{l_p \pm 2d\gamma_3}{l_p \mp 2d\gamma_2}, \quad (\text{XIII.15})$$

где γ_i —удельная продольная сила на колесах i -й оси ($i=2$ и 3).

Верхний знак в этой формуле для случая торможения, нижний — при действии тяговой силы. При действии тяговой силы увеличивается нагрузка на вторую ось, которая выполняется ведущей, а при торможении на третью. Размеры плеч балансира a и b подбираются таким образом, чтобы при среднем значении удельной силы тяги γ_2 нормальные реакции дороги на обоих осях были одинаковы.

При интенсивном торможении нагрузка на третью ось Z_3 в 2—3 раза может превосходить нагрузку на вторую ось Z_2 . Поэтому для полного использования сцепного веса при торможении применяют автоматически действующие устройства, которые блокируют балансир подвески при нажатии на педаль тормоза. Достоинство подвески в том, что нагрузка на раму передается в трех точках, — это уменьшает возникающие в ней напряжения.

Подвеска с двумя рессорами и жесткими балансирными балками (рис. XIII.13, б) применяется на автомобилях МАЗ-514 и МАЗ-515. Вертикальная нагрузка на раму передается в двух точках. Продольные силы воспринимаются рессорой, а реактивные моменты — верхними штангами и балансиром, поэтому вертикальные нагрузки на оба моста одинаковы и при действии тяговой силы и при торможении.

Подвеска с балансирными рессорами и реактивными штангами (рис. XIII.13, в) применяется на трехосных автомобилях ЗИЛ, КраЗ и УралАЗ. Ее недостаток в том, что вся нагрузка на раму передается через кронштейны балансирных рессор, а также большое число шарниров. Каждый мост имеет три штанги: две нижние и одну верхнюю, которые воспринимают продольные силы и моменты.

Усилие, действующее на верхнюю штангу

$$R_i = \frac{\gamma_i Z_i (r_k - m)}{m + n}. \quad (\text{XIII.15a})$$

Верхняя штанга несколько смещена от продольной плоскости автомобиля в сторону одной из нижних, которая при этом оказывается более нагруженной.

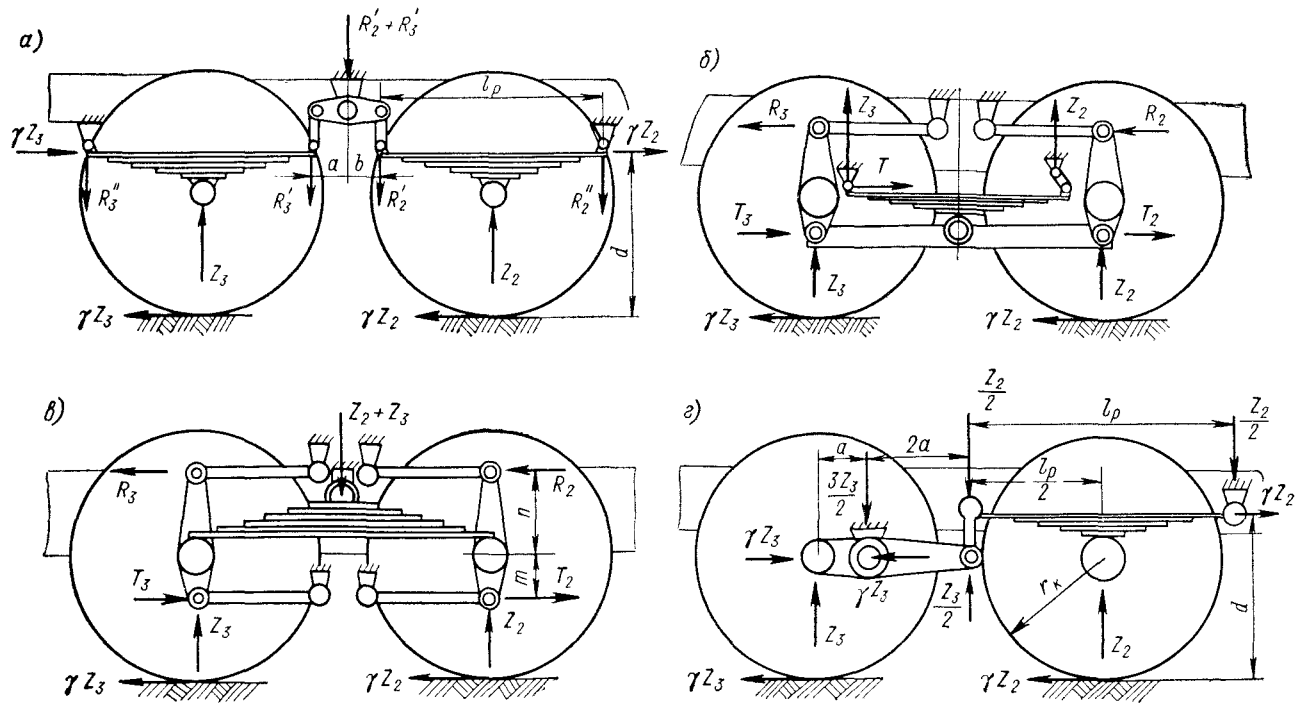


Рис. XIII.13. Схемы балансирных подвесок

Усилия, действующие на нижние штанги, определяются формулой

$$T_i = \gamma_i Z_i \left[\frac{(r_k + n)(0,5c \mp e)}{m + n} \pm \frac{e}{c} \right], \quad (\text{XIII.156})$$

где c — расстояние между нижними штангами; e — смещение верхней штанги от продольной плоскости автомобиля.

Верхний знак в ф-ле (XIII.15, б) относится к менее нагруженной штанге.

На рис. XIII.13, г показана схема подвески, которая применяется на трехосных автомобилях 6×2 с задней неведущей осью.

Отношение нормальных реакций

$$\frac{Z_2}{Z_3} = \frac{0,5 + \gamma_3 \frac{r_k}{2a}}{0,5 + \gamma_2 \frac{d}{l_p}}.$$

При выполнении условия $\frac{r_k}{2a} = \frac{d}{l_p}$ и равенстве удельных тормозных сил нормальные реакции одинаковы: $Z_2 = Z_3$. При передаче тяговой силы вторая ось (ведущая) воспринимает большую нагрузку. Это целесообразно с точки зрения увеличения сцепного веса.

§ 60. АМОРТИЗАТОРЫ

На автомобилях применяются гидравлические амортизаторы двустороннего действия: рычажные и телескопические.

Рычажные амортизаторы работают при давлениях 10—20 МПа (100—200 кгс/см²). Они имеют малые поверхности охлаждения и малые объемы рабочей жидкости по сравнению с телескопическими. Поэтому их энергоемкость при утечках падает более резко, а температура нагрева выше.

Телескопические амортизаторы более легкие, имеют развитую поверхность охлаждения, работают при меньших давлениях (2,5—5 МПа, или 25—50 кгс/см²), более технологичны в производстве. В силу этих преимуществ они получили широкое распространение как на отечественных, так и на зарубежных автомобилях. Основные параметры и размеры телескопических амортизаторов стандартизованы (ГОСТ 11728—66).

Примеры установки амортизаторов в подвеске показаны на рис. XIII.3, XIII.4, XIII.9 и XIII.12. Наклонная установка применяется в основном по компоновочным соображениям. Допускается угол наклона до 45°. Рычажные амортизаторы применяются в тех случаях, когда телескопические разместить в подвески не удастся.

На рис. XIII.14 показана типовая конструкция телескопического амортизатора, предназначенного для грузовых автомобилей. Долговечность амортизатора в большой мере зависит от уплотнения штока. Оно осуществляется сальником 4 из масло- тепло-

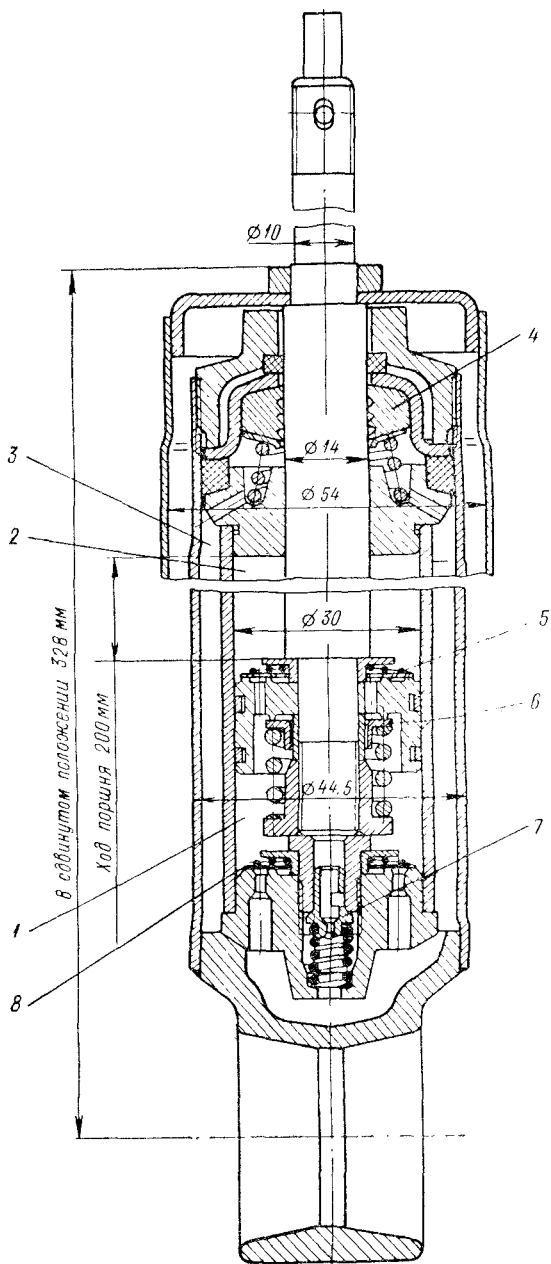


Рис. XIII.14. Телескопический амортизатор

морозостойкой резины средней твердости. Сальник установлен в обойме и поджимается конической пружиной. Рабочая поверхность сальника имеет ряд кольцевых гребешков, в пазах которых при ходе отбоя собирается жидкость; при обратном ходе она возвращается в резервуар 3. Поэтому амортизатор не может работать в перевернутом положении.

Поверхность штока закаливают токами высокой частоты и покрывают слоем хрома до 0,02 мм. В других конструкциях поверхность штока шлифуется и обкатывается роликами, что дает чистоту поверхности $\nabla 10$ — $\nabla 11$.

В поршне выполнены осевые отверстия для прохода жидкости, расположенные по двум концентрическим окружностям. Внешние отверстия перекрыты сверху тарелкой перепускного клапана 5, а внутренние снизу — клапаном отбоя 6.

В нижней части рабочего цилиндра запрессован узел клапана сжатия 7 и всасывающий клапан 8. При ходе сжатия поршень движется вниз и вытесняет жидкость из полости 1 в резервуар. При малых скоростях сжатия жидкость проходит через дроссельные щели клапана сжатия, а при больших скоростях давление на клапан возрастает и он открывается, что ограничивает темп нарастания сопротивления. Заполнение объема, высвобождающегося над поршнем, происходит через перепускной клапан, который открывается при малом перепаде давлений. При ходе отбоя жидкость из полости 2 перетекает через дроссельные щели клапана отбоя. При высоких скоростях открывается клапан, и жидкость перетекает через клапан. Недостаток жидкости под поршнем компенсируется поступлением ее из резервуара через всасывающий клапан 8.

Для сопряжения поршня с цилиндром применяются легкоходовые и широкоходовые посадки 2а и 3-го классов точности. Зазор в сопряжении гарантирует отсутствие задиров и заклиниваний при возможных перекосах вследствие продольно-поперечного изгиба цилиндра и штока. В некоторых конструкциях уплотнение поршня осуществляется чугунными или круглыми резиновыми кольцами. Уплотнительные кольца обеспечивают сохранение энергоемкости амортизатора при нагреве.

Для заправки амортизаторов применяют веретенное масло АУ, смесь турбинного 22 и трансформаторного в равных объемах или масло АМГ-10. При температуре 100°C вязкость масла ν_{100} должна быть не менее 3,5 сСт. При низких температурах вязкость не должна быть излишне большой во избежание поломки амортизатора. При вязкости $2 \cdot 10^3$ сСт амортизатор блокируется.

Смесь турбинного и трансформаторного масел может применяться при высоких и умеренных температурах. При температуре —40°С ее вязкость возрастает более $20 \cdot 10^3$ сСт. Масляная смесь АМГ-10 может применяться при температурах до —60°С, но при высоких температурах ее вязкость недостаточная.

Основными оценочными параметрами амортизатора являются: коэффициент аperiodичности в подвеске при колебаниях автомобиля ψ_a ;

максимальные усилия при сжатии и отбое;

критические скорости движения поршня, при которых открываются клапаны;

энергоемкость и степень ее уменьшения при нагреве.

Эти параметры определяются по характеристике (рис. XIII.15, а) и рабочей диаграмме амортизатора (рис. XIII.15, б).

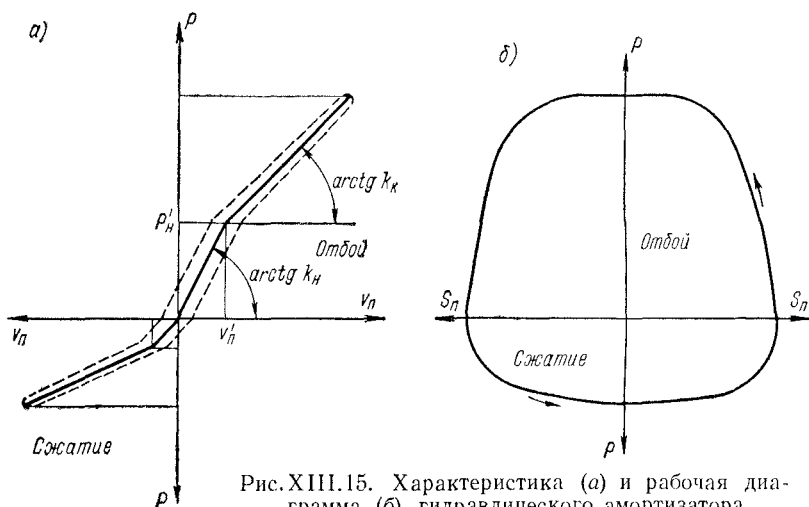


Рис. XIII.15. Характеристика (а) и рабочая диаграмма (б) гидравлического амортизатора

Характеристика выражает зависимость силы сопротивления от скорости поршня. Обычно эта зависимость нелинейная, но может быть аппроксимирована двумя прямыми: начальным и клапаным участком.

На начальном участке сила сопротивления выражается формулой

$$P_n = k_n v_n^m, \quad (\text{XIII.16})$$

где v_n — скорость поршня; k_n — коэффициент сопротивления на начальном участке до открытия клапана; m — показатель степени.

Величина коэффициента сопротивления и показатель степени m зависят от длины калиброванных отверстий и формы клапанов. Обычно $1 \leq m \leq 3$. У большинства амортизаторов в пределах наиболее часто встречающихся скоростей перемещения сила сопротивления пропорциональна квадрату скорости ($m = 2$).

Различают коэффициент сопротивления при сжатии $k_{н.с}$ и при отбое $k_{н.о}$. У несимметричных амортизаторов $k_{н.с} \neq k_{н.о}$.

Сопротивление сжатия часто принимается меньшим ($k_{н.с} = = 0,2 k_{н.о}$), чтобы при наезде колеса на неровность и быстром сжатии амортизатора через него на раму не передавалось большое усилие. Основное количество энергии поглощается на ходе отбоя.

Завышенное сопротивление отбоя может привести к отрыву колеса от дороги при высокочастотном резонансе. При больших скоростях это опасно. Поэтому на легковых автомобилях сопротивления сжатия и отбоя значительно меньше различаются, их иногда делают одинаковыми.

На клапанном участке

$$P_k = P'_n + k_k (v_n - v'_n)^{m'}, \quad (\text{XIII.17})$$

где v'_n — критическая скорость поршня, соответствующая открытию клапана; P'_n — сопротивление, соответствующее началу открытия клапана; k_k — коэффициент сопротивления на клапанном участке.

Коэффициенты сопротивления определяются тангенсами углов наклона характеристик.

Амортизатор с линейной характеристикой рассеивает мощность ($m = 1$).

$$N_a = k \frac{v_n^2}{2}.$$

При нелинейной характеристике рассеиваемая мощность определяется площадью по кривой характеристики. Приравнивая мощность, рассеиваемую при сжатии N_c , мощности условного амортизатора с линейной характеристикой, можно найти среднее значение сопротивления хода сжатия

$$k_{ср.с} = 2 \frac{N_c^2}{v_c^2}.$$

Аналогично для хода отбоя

$$k_{ср.о} = 2 \frac{N_o^2}{v_o^2}.$$

Эквивалентный коэффициент сопротивления амортизатора определяется как средний для ходов сжатия и отбоя.

$$k_э = 0,5 (k_{ср.с} + k_{ср.о}).$$

Характеристика амортизатора, приведенная к колесу, зависит от кинематики направляющего устройства и угла наклона амортизатора. Коэффициент сопротивления, приведенный к колесу, определяется формулой

$$k_{\pi} = k_э i^2 \cos^2 \gamma,$$

где i — передаточное число установки амортизатора в подвеске; γ — угол наклона амортизатора.

По величине $k_{\text{п}}$ определяется коэффициент аperiodичности

$$\psi_a = \frac{k_{\text{п}}}{M\omega} = \frac{k_{\text{п}}}{\sqrt{Mc}}, \quad (\text{XIII.18})$$

где M — масса поддрессоренных частей; ω — частота колебаний. В выполненных конструкциях $0,2 \leq \psi_a \leq 0,35$.

Рабочая диаграмма (рис. XIII.15, б) определяет работу, поглощаемую амортизатором за полный цикл, а также отдельно за ход сжатия и отбоя. Диаграмма снимается экспериментально при определенной частоте и ходе поршня и выражает зависимость силы сопротивления от хода поршня $S_{\text{п}}$. Амортизатор должен быть заправлен установленным заводом количеством жидкости. При недостатке жидкости его энергоемкость падает, и площадь рабочей диаграммы уменьшатся. Увеличенное количество жидкости может привести к выходу из строя уплотнений.

При эмульсировании рабочей жидкости воздухом она приобретает упругие свойства и характеристика амортизатора получается петлеобразной (на рис. XIII.15, а показана штриховой линией). При работе амортизатора на эмульсированной жидкости нарушается масляная пленка в трущихся парах и амортизатор быстрее изнашивается.

Детали амортизаторов работают при неустановившихся режимах переменных напряжений. Часть спектра амплитуд напряжений превышает предел выносливости. Наиболее нагруженными являются детали клапанов, которые имеют ограниченную долговечность, и манжетные уплотнения.

При стендовых испытаниях амортизаторы выдерживают до появления течи (4–6) 10^6 циклов при режиме 150–180 кол/мин с ходом 100–125 мм и охлаждении водой. Это соответствует пути трения манжеты по штоку 500–600 км. В эксплуатационных условиях манжеты подвергаются воздействию горячей рабочей жидкости и срок их службы составляет обычно 20–30 тыс. км. Материалом для манжет служит масло-тепло-морозостойкая резиновая смесь ИРП-1100, сохраняющая эластичность до -30°C .

Разборные амортизаторы ремонтируются путем замены изношенных деталей (манжеты, детали клапанов, втулки). Замена амортизаторной жидкости производится через 25–30 тыс. км.

§ 61. РЕГУЛИРОВАНИЕ ПОДВЕСКИ

Регулирование подвески состоит в изменении ее характеристик и параметров в зависимости от нагрузки в кузове или дорожных условий.

В подвесках с металлическими упругими элементами регулирование ввиду сложности его осуществления не применяется. При пневматических и гидропневматических упругих элементах применяют регуляторы положения кузова и регуляторы жесткости

подвески. Достоинства пневматических подвесок наиболее полно проявляются при применении систем регулирования.

Регулирование положения кузова применяется для стабилизации расстояния от кузова до полотна дороги при любых статических нагрузках. Это важно для автобусов с точки зрения удобства посадки пассажиров.

На рис. XIII.16 показана принципиальная схема регулирования положения кузова на гидropневматической рессоре. Корпус ре-

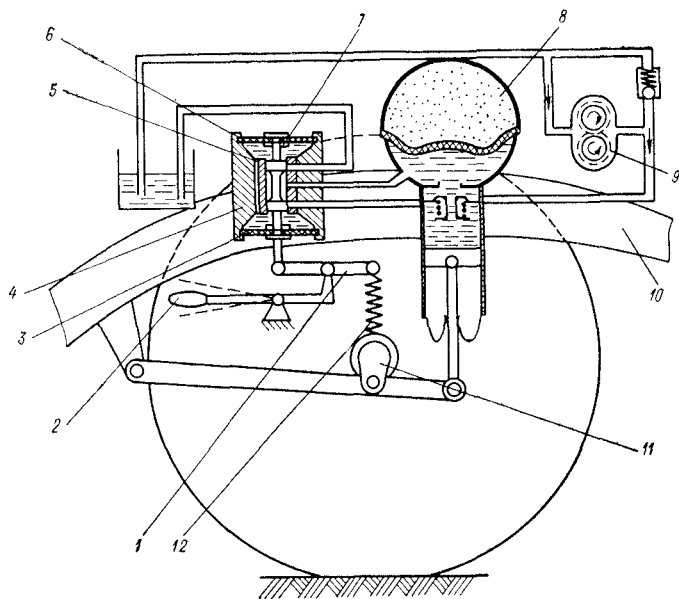


Рис. XIII.16. Схема регулирования положения кузова

гулятора 4 установлен на раме 10, а его золотник 7 при помощи рычага 1 и упругой тяги 12 связан с осью колеса 11. При увеличении нагрузки возрастает давление и уменьшается объем газа в гидropневматической рессоре 8. Соответственно уменьшается расстояние между осью колеса и рамой (кузовом). Золотник регулятора перемещается вниз и осуществляется подвод масла от насоса 9 к гидropневматической рессоре до тех пор, пока не восстановится прежнее положение кузова, на которое настроен регулятор. При уменьшении нагрузки золотник перемещается вверх, масло из гидropневматической рессоры отводится в бак, и кузов опускается.

Стабилизация положения кузова обеспечивает постоянство динамического хода подвески, что улучшает плавность хода.

При постоянной нагрузке положение кузова можно регулировать принудительно поворотом рукоятки 2 вокруг ее оси. По-

вороту по часовой стрелке соответствует перемещение золотника вниз. Кузов поднимается в верхнее положение, увеличивается дорожный просвет и динамический ход подвески. Принудительное увеличение динамического хода подвески на автомобилях-самосвалах предотвращает ее пробой во время погрузки при падении крупных масс груза. На внедорожных автомобилях высокой проходимости применение регулятора положения кузова позволяет изменять дорожный просвет. На длительных стоянках и при перевозках автомобиля другими видами транспорта рукоятка поворачивается против часовой стрелки, масло отводится в бак, кузов опускается в нижнее положение и подвеска выключается.

Чтобы регулятор не реагировал на динамические изменения прогиба при колебаниях автомобиля, в его корпусе выполнены две полости, заполненные маслом и закрытые резиновыми диафрагмами 3 и 6. Обе полости сообщаются между собой калиброванным каналом 5 и образуют гидравлический замедлитель (демпфер).

При статическом изменении нагрузки золотник перемещается медленно и масло, вытесняемое из одной полости, перетекает без значительного сопротивления в другую через калиброванный канал. Время срабатывания регулятора возрастает незначительно. При динамических изменениях нагрузки масло создает значительное сопротивление быстрым перемещениям золотника и он сохраняет среднее положение за счет упругих деформаций тяги.

Рассмотренная система регулирования не оказывает воздействия на жесткость упругого элемента. При изменении нагрузки объем газа и приведенная высота газового столба изменяются. Изменяются жесткость подвески [формула XIII.13] и частота.

Регулирование жесткости подвески имеет цель стабилизировать собственную частоту колебаний при любой нагрузке (изохронная подвеска).

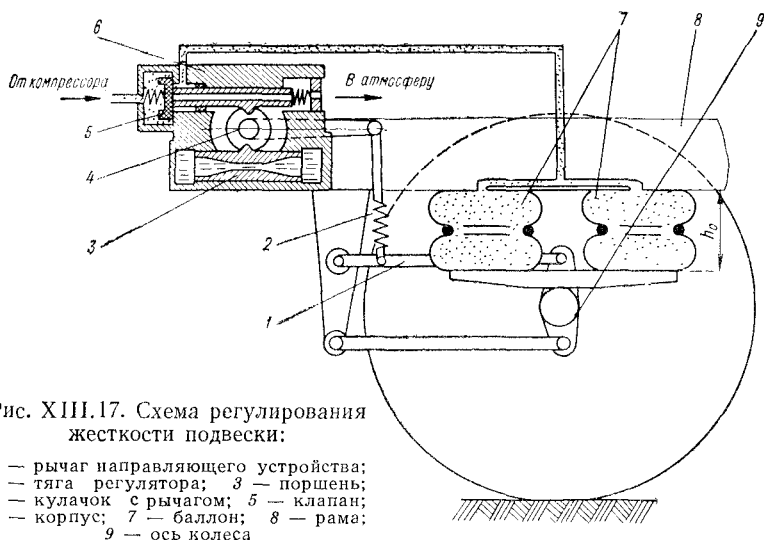
На рис. XIII.17 показана принципиальная схема регулирования жесткости подвески с резино-кордными пневматическими баллонами 7. Золотниковый клапан 5 регулятора посредством кулачка с рычагом 4 и упругой тяги 2 связан с рычагом 1 подвески. При увеличении нагрузки объем и высота h_0 упругих элементов уменьшаются. Золотник, перемещаясь влево, подключает баллоны к компрессору. Уменьшение нагрузки приводит к перемещению золотника вправо, в результате чего часть воздуха выпускается в атмосферу. Таким образом при любой нагрузке обеспечивается постоянство высоты h_0 и объема газа за счет изменения его массы.

Пренебрегая влиянием формы баллона на его жесткость, на основании формулы (XIII.12) можно определить пределы изменения собственной частоты колебаний при таком способе регулирования:

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \sqrt{\frac{(p_1 + 1) p_0}{(p_0 + 1) p_1}}, \quad (\text{XIII.19})$$

где ω_0 и p_0 — частота колебаний и давление газа при начальной нагрузке; ω_1 и p_1 — то же при новом значении нагрузки.

Если давление p_1 и p_0 значительно выше атмосферного, можно принять $p_1 + 1 \approx p_1$ и $p_0 + 1 \approx p_0$. Тогда получим $\frac{\omega_1}{\omega_0} \approx 1$, т. е. при высоких давлениях такой способ регулирования обеспечивает стабилизацию собственной частоты малых колебаний. При низких начальных давлениях частота колебаний при увеличении нагрузки несколько снижается. При отсутствии регулятора



частота колебаний с увеличением статической нагрузки возрастает приблизительно по параболическому закону

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} \approx \sqrt{\frac{p_1 + 1}{p_0 + 1}}. \quad (\text{XIII.20})$$

На рис. XIII.18 представлена схема задней пневматической подвески автобуса ЛАЗ. Направляющим устройством подвески служат две продольные штанги 9 и У-образный верхний рычаг 4. Двухсекционные пневмобаллоны 10, установленные на балке 11, снабжены дополнительными резервуарами 1 и 3 и обеспечивают собственную частоту колебаний в пределах 80—75 кол/мин. Система питания воздухом открытая. При увеличении нагрузки воздух из ресивера 5 через водомаслоотделитель 6 поступает к регулятору 8 и затем в баллоны. При уменьшении нагрузки воздух из баллонов через регуляторы выпускается в атмосферу. Система регулирования поддерживает постоянный уровень кузова и стабильную частоту колебаний в диапазоне нагрузок от минимальной до соответствующей полной загрузки

автобуса. Для сокращения расхода воздуха регулятор также снабжается инерционным замедлителем, который увеличивает его время срабатывания. У городских автобусов время статического выравнивания обычно составляет 7—15 с. Расход воздуха при этом в пределах $(8 \div 12) 10^{-3}$ кг/с.

Подвески с устройством для принудительного регулирования положения кузова применяются на грузовых автомобилях, работающих со сменными кузовами (см. гл. XVII).

Регулирование амортизаторов имеет цель приспособить их характеристику к переменным условиям эксплуатации.

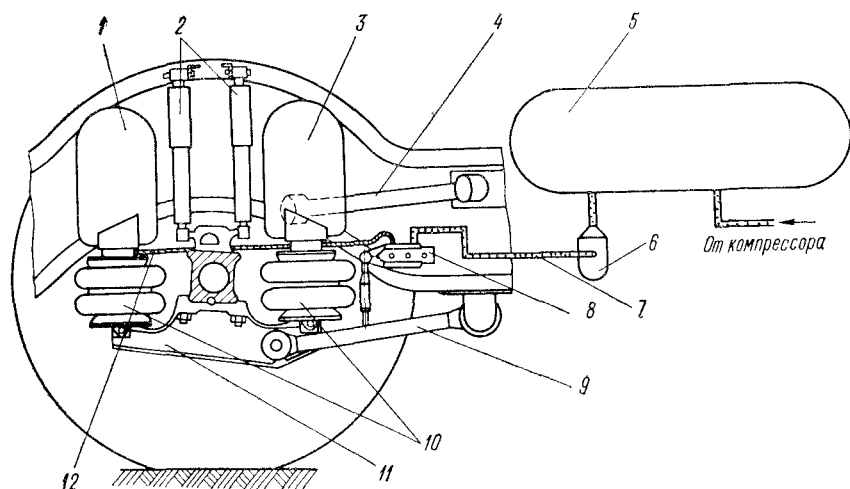


Рис. XIII.18. Задняя подвеска автобуса:

1 и 3 — дополнительные резервуары; 2 — телескопические амортизаторы; 4 — верхний рычаг; 5 — ресивер; 6 — водомаслоотделитель; 7 и 12 — трубопроводы; 8 — регулятор; 9 — нижние штанги; 10 — пневмобаллоны; 11 — балка

Силу сопротивления амортизатора можно регулировать путем изменения проходных сечений клапанов и натяга их пружин. При увеличении нагрузки на автомобиль сопротивление должно увеличиваться так, чтобы коэффициент аперидичности ψ_a [формула (XIII.18)] оставался в требуемых пределах.

Необходимо регулировать сопротивление и в зависимости от дорожных условий. При движении автомобиля по неровностям малых размеров (высокочастотный резонанс) сопротивление должно уменьшаться. При большой длине неровностей, когда амплитуды перемещений колес относительно кузова возрастают (низкочастотный резонанс), сопротивление должно увеличиваться, чтобы исключить пробой.

Регулирование амортизатора на автомобиле в процессе эксплуатации мало эффективно, так как условия эксплуатации изменяются слишком часто. Амортизаторы с устройствами для изменения

силы сопротивления выпускаются главным образом для расширения возможности их установки на разных автомобилях. Сопротивление амортизатора подбирается экспериментально при дорожных испытаниях на плавность хода.

Существует много патентных материалов по автоматическим устройствам для регулирования амортизаторов в зависимости от жесткости подвески, амплитуды колебаний и нагрузки. Однако достаточно надежных конструкций пока не создано.

§ 62. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ПОДВЕСКИ

Наиболее нагруженными элементами подвесок, определяющими их надежность, являются рессоры. Поломки рессор происходят в результате усталостного разрушения листов под влиянием

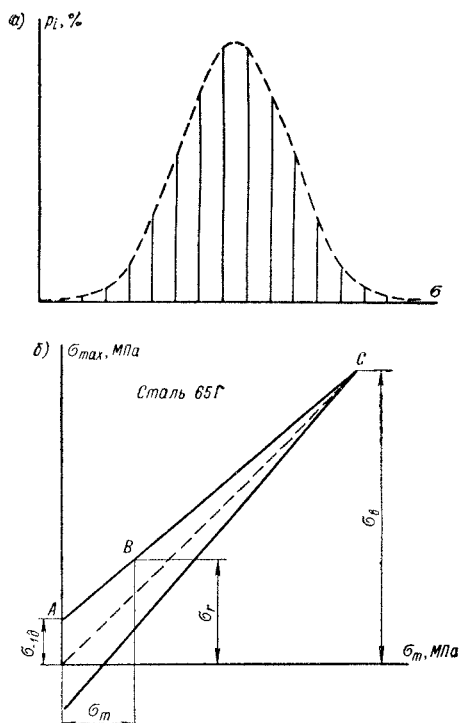
переменных динамических напряжений. Долговечность рессор может быть определена на основе методики, рассмотренной в гл. IV.

Многочисленными исследованиями установлено, что для описания функции плотности распределения амплитуд динамических напряжений в упругих элементах подвесок может быть принят нормальный закон [формула (IV.18)]. Характеристики распределения могут быть вычислены аналитически по вероятностным характеристикам микропрофиля дороги и колебательным параметрам автомобиля. Они могут быть получены также на основе статистической обработки экспериментальных данных (см. гл. IV).

На графике, приведенном на рис. XIII.19, а, показана гистограмма и функция плотности распределения амплитуд напряжений в коренном листе передней рессоры грузового автомобиля при его

Рис. XIII.19. К расчету долговечности подвески: а — гистограмма распределения напряжений; б — диаграмма предельных напряжений

движении по дороге с изношенным булыжным покрытием со скоростью 60 км/ч. Среднее значение напряжений в коренном листе $\sigma_m = 440$ МПа (4400 кгс/см²) соответствует прогибу под стати-



ческой нагрузкой. Среднеквадратичное отклонение амплитуды динамических напряжений $\bar{\sigma} = 120$ МПа (1200 кгс/см²). Коэффициент вариации $v = \frac{\bar{\sigma}}{\sigma_m} = 0,273$.

Пример расчета долговечности рессоры представлен в табл. XIII.3. В расчете принято восемь разрядов с интервалом $\Delta\sigma = 50$ МПа (500 кгс/см²). Максимальные и минимальные напряжения цикла для каждого разряда указаны в таблице. Вариации динамических напряжений происходят около их среднего значения. Коэффициент асимметрии цикла $r_i = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ изменяется по разрядам.

Таблица XIII.3

Пример расчета нагрузочного режима и характеристик усталостной прочности рессоры

Номер разряда	Напряжения, МПа		Коэффициент асимметрии цикла, r_i	Относительное число циклов p_i , %	Предел выносливости по диаграмме рис. XIII.19, б σ_{r_i} , МПа	Предельное число циклов по кривой усталости $N_i \cdot 10^3$
	σ_{\max}	σ_{\min}				
1	815	65	0,08	0,2	197	43,7
2	765	115	0,15	0,8	213	59,8
3	715	165	0,23	1,6	232	84,3
4	665	215	0,325	6,0	260	127
5	615	265	0,43	11,3	295	196
6	565	315	0,56	19,2	420	522
7	515	365	0,71	27,8	540	Не ограничено
8	465	415	0,98	33,0	760	То же
—	$\sigma_m = 440$ МПа		—	100%	—	—

Пользуясь интегралом вероятностей и таблицей функций Лапласа, вычислим относительное число циклов p_i в % (вероятность) для каждого разряда. При этом численное значение p_i определяется параметрами распределителя σ_m и $\bar{\sigma}$. Таблицы функций Лапласа приводятся во всех справочниках и учебниках по теории вероятностей. Там же имеются указания по вычислению интеграла вероятностей. При экспериментальном исследовании нагрузочного режима число циклов p_i определяется непосредственно по результатам статистической обработки измерений.

Пределы выносливости детали σ_{r_i} при различных значениях коэффициента асимметрии r_i определяются по диаграмме предельных напряжений, приведенной на рис. XIII.19, б. Линия

ABC диаграммы выражает зависимость предела выносливости σ_r от средних напряжений цикла σ_m . При ее построении использованы опытные данные стеновых испытаний рессоры: $\sigma_b = 1300$ МПа (13 000 кгс/см²); $\sigma_{-1д} = 105$ МПа (1050 кгс/см²) и $\sigma_r = 100$ МПа (1000 кгс/см²) при $\sigma_m = 360$ МПа (3600 кгс/см²).

Так как линия ABC хорошо аппроксимируется прямой, предел выносливости σ_r в функции коэффициента асимметрии цикла может быть вычислен по формуле

$$\sigma_r = \frac{\sigma_b \sigma_{-1д}}{\sigma_b - \frac{1+r}{2} (\sigma_b - \sigma_{-1д})}$$

Для определения предельного числа циклов N_i , соответствующего максимальной амплитуде цикла, использовано аналитическое описание кривой усталости

$$N(\sigma)_i = \left(\frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{\max i}} \right)^m N_0,$$

где $m = 2,2$ — показатель степени, характеризующий материал рессоры.

Долговечность рессоры определяется по гипотезе накопления повреждений. Для рассматриваемого случая параметр прочности [формула (IV.15)] может быть представлен в виде

$$a = \frac{60nL}{v} \cdot \sum_{i=1}^{i=k} \frac{p_i}{100N_i},$$

где $n = 62$ кол/мин — среднее число циклов динамических нагрузок в минуту; $v = 60$ км/ч — скорость автомобиля; L — пробег до поломки листа.

Принимая параметр $a = 1$ и подставляя значение p_i и N_i из табл. XIII.3, после преобразования получим величину пробега до поломки

$$L = \frac{60}{10^5} \left(\frac{0,2}{43,7} + \frac{0,8}{59,8} + \frac{1,6}{84,3} + \frac{6}{127} + \frac{11,3}{196} + \frac{19,2}{522} \right) = 9,1 \cdot 10^3 \text{ км.}$$

Разряды 7 и 8 в расчете не учитываются, так как их максимальные амплитуды меньше предела выносливости.

Долговечность рессоры при тех же напряжениях может быть увеличена повышением качества проката поверхности листа, уменьшением обезуглероженного слоя, предотвращением образования ржавчины и уменьшением трения между листами с помощью прокладок. Для прокладок применяют тефлон с упрочняющими (стекловолокно) и смазывающими (графит, дисульфид молибдена) присадками. При этом предел выносливости может быть увеличен до $\sigma_{-1д} = 170$ МПа (1700 кгс/см²). Пробег рессоры до

поломки в рассматриваемом примере увеличится до $21 \cdot 10^3$ км. В хороших дорожных условиях долговечность рессоры может достигать 150—200 тыс. км.

Однолистовые рессоры, изготовляемые штамповкой, имеют более чистую поверхность и выше предел выносливости. При том же весе долговечность однолистовой рессоры в 1,5 раза больше, чем у многолистовой.

Пружины подвесок, упрочняемые заневоливанием, при испытаниях по пульсирующему циклу $\tau = 400 \pm 400$ МПа ($4000 \pm \pm 4000$ кгс/см²) выдерживают около $5 \cdot 10^5$ циклов. Торсионы после обкатки роликами стержня, галтелей и впадин шлиц при тех же напряжениях выдерживают $3 \cdot 10^5$ циклов. Разрушение происходит по шлицам. После обработки шлиц дробью они выдерживают до $5 \cdot 10^5$ циклов, т. е. не уступают пружинам.

Долговечность пневматических баллонов в 3—5 раз выше, чем металлических упругих элементов при условии применения высокопрочного синтетического корда. Срок службы гидропневматических подвесок определяется уплотнениями. Для уплотнения применяют резину ИРП-1070, работающую в сочетании с маслом АМГ-10. Поверхность штока хромируется, чистота поверхности $\nabla 10$. Предварительное сжатие резиновых колец при монтаже 10%. При давлении $p_{\max} = 12,3 \div 22,8$ МПа (123—228 кгс/см²) и $p_{\min} = 7 \div 13$ МПа (70—130 кгс/см²) и температуре $t = 35 \div \div 45$ °С уплотнение проработало 10^6 циклов без нарушения работоспособности.

Список литературы к гл. XIII

1. А к о п я н Р. А. Рабочие процессы и теория прочности пневматической подвески. Львов, изд. Львовского университета, 1970. 222 с.
2. Д е р б а р е м д и к е р А. Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей. М., «Машиностроение», 1969. 240 с.
3. Д и н - А в е р н с Р. Резина в автомобилестроении. Пер. с англ. М., Машгиз, 1962. 187 с.
4. П а р х и л о в с к и й И. Г. Автомобильные листовые рессоры. М., Машгиз, 1954. 256 с.
5. П е в з н е р Я. М. и Г о р е л и к А. М. Пневматические и гидропневматические подвески. М., Машгиз, 1963. 320 с.
6. Р о т е н б е р г Р. В. Подвеска автомобиля. М., «Машиностроение». 1972. 354 с.
7. Я ц е н к о Н. Н. и П р у т ч и к о в О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1969. 220 с.

ГЛАВА XIV

КОЛЕСА И ШИНЫ

§ 63. ТРЕБОВАНИЯ К КОЛЕСНОМУ ДВИЖИТЕЛЮ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Колеса воспринимают вес автомобиля и обеспечивают последнему возможность передвижения и маневрирования. Вместе с тем колеса смягчают и поглощают (наряду с подвеской) толчки и удары, передаваемые корпусу автомобиля со стороны неровностей пути, существенно способствуя повышению плавности хода.

Автомобильное колесо состоит из шины, обода, соединительной части (чаще всего в виде диска) и ступицы. Конструкция и характеристика колес оказывает влияние на все основные эксплуатационно-технические качества автомобиля: тяговые, проходимость, плавность хода, топливную экономичность и др. В табл. XIV.1 представлены типы автомобильных колес [XIV.2].

К числу основных оценочных параметров автомобильных колес относятся:

геометрические параметры и в первую очередь наружный диаметр D , ширина B и высота H профиля, величина посадочного диаметра d и посадочный профиль b ;

максимально допустимая нагрузка на колесо G_k и соответствующее этой нагрузке давление воздуха в шине p_b ;

относительные параметры геометрической формы шин (табл. XIV. 2).

На рис. XIV.1 приведены некоторые геометрические параметры колес и их сопоставление по величине площади отпечатка при одинаковых G_k , равенстве наружных диаметров D и относительных деформаций. Если за 100% принять величину площади отпечатка колеса с тороидной шиной (рис. XIV. 1, *a*), то площади отпечатков колес с другими вариантами ошиновки составят: колесо с широкопрофильной шиной 120—140% (рис. XIV.1, *б*), колесо с арочной шиной 150—200% (рис. XIV.1, *в*), пневмокатков 250—300% (рис. XIV.1, *г*). Величина площади отпечатка предопределяет удельное давление в контакте колеса с дорогой, сопротивление движению и эффективность сцепления колеса с грунтом. Поэтому в зависимости от условий эксплуатации автомобилей и их назначения для колес выбирается соответствующий вариант ошиновки. К автомобильным колесам помимо общих

Классификация автомобильных колес

Классификация	Типы элементов и характеристика
	Ш и н ы
По назначению	Шины для легковых автомобилей; для обычных грузовых автомобилей и автобусов; для автомобилей повышенной и высокой проходимости; для специальных вездеходных машин
По конструкции и внешним очертаниям	Шины тороидного профиля, широкопрофильные, арочные, пневмокатки
По величине внутреннего давления	Шины высокого давления: $p_v > 0,45$ МПа (4,5 кгс/см ²); низкого давления: $p_v = 0,15 \div 0,45$ МПа (1,5—4,5 кгс/см ²); сверхнизкого давления: $p_v < 0,15$ МПа (1,5 кгс/см ²); с регулируемым давлением: $p_v = 0,05 \div 0,35$ МПа (0,5—3,5 кгс/см ²)
По способу герметизации	Камерные, бескамерные
	О б о д ь я и с т у п и ц ы к о л е с
По конструкции ободьев	С цельным ободом; с разборным ободом; с разъемным ободом
По конструкции соединительной части	Дисковые, спицевые
По конструкции ступиц колес	Ступицы для дисковых колес; ступицы для бездисковых колес

Таблица XIV.2

Относительные параметры геометрической формы шин

Параметры	Тип колесного движителя			
	Тороидные шины	Широкопрофильные шины	Арочные шины	Пневмокатки
Коэффициент профиля H/B	0,9—1,0	0,75—0,85	0,4—0,6	0,1—0,4
Коэффициент баллонности D/d	1,5—3,0	1,5—3,0	1,5—2,0	2—4
Коэффициент ширины шины B/D	0,18—0,36	0,36—0,46	0,5—0,6	0,4—2,0
Коэффициент ширины обода b/B	0,7—0,8	0,8—0,9	0,9—1,0	0,9—1,0

требований (прочность, легкость, износостойкость, малый вес и др.) предъявляется ряд специальных:

хорошие сцепные качества с опорным основанием, снижающие буксование и юз колес при передаче тяговых, тормозных и боковых сил;

низкие гистерезисные потери в шинах и их высокая теплоустойчивость, определяемые конструкцией каркаса и сортом резины;

высокие амортизирующие свойства, влияющие на повышение комфортабельности езды и предохраняющие ходовую часть автомобилей от поломок и преждевременных износов;

бесшумность работы, особенно при движении на высоких скоростях;

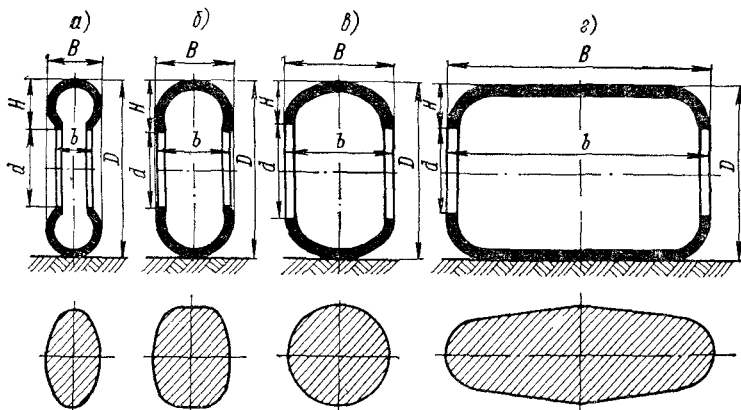


Рис. XIV.1. Основные геометрические параметры автомобильных колес и сравнительная их оценка по величине площади отпечатка

статическая и динамическая уравновешенность, исключаяющая появление виляния колес, особенно управляемых;

легкость и быстрота проведения монтажно-демонтажных работ;

достаточная самоочищаемость беговой части колес (протектора шин) при движении автомобилей по деформируемым дорогам.

Вес комплекта колес составляет 17—20% от сухого веса шасси обычных грузовых автомобилей и несколько уменьшается для легковых автомобилей и машин повышенной проходимости.

Наиболее дорогостоящим элементом автомобильных колес является шина: стоимость комплекта шин соответствует примерно $\frac{1}{5}$ — $\frac{1}{4}$ первоначальной стоимости автомобиля, а из общих эксплуатационных расходов 10—15% падает на расходы по шинам.

§ 64. ОСНОВЫ КОНСТРУКЦИИ И ЭЛЕМЕНТЫ РАСЧЕТА ШИН ТОРОИДНОГО ПРОФИЛЯ

ТорOIDные шины являются наиболее распространенными. Они применяются главным образом на легковых автомобилях, автобусах, народнохозяйственных грузовых автомобилях и автопри-

цепях, т. е. на машинах, эксплуатирующихся преимущественно на благоустроенных дорогах. Основные параметры этих шин регламентированы ГОСТ 5513—64 (грузовые автомобили, автобусы и прицепы) и 4754—64 (легковые автомобили). В приведенных ГОСТах даны сортамент шин, их вес и размеры, число слоев каркаса, типы рекомендуемых ободьев, нормы эксплуатационных нагрузок (допустимая нагрузка на шину и соответствующее ей давление воздуха в шине).

Тороидные шины выпускаются в нескольких конструктивных вариантах, отличающихся друг от друга способом герметизации (камерные и бескамерные), характером расположения нитей корда (с тангенциальным расположением нитей корда или радиальным), рисунком беговой части (дорожный, универсальный, повышенной проходимости) и другими показателями [XIV.1].

Камерная шина состоит из покрышки, камеры и ободной ленты. Конструкция покрышки такой шины и ее основные геометрические размеры и обозначения показаны на рис. XIV.2, а.

Каркас 1 покрышки состоит из нескольких наложенных друг на друга слоев прорезиненного корда толщиной 1,0—1,5 мм при диаметре нити 0,6—0,8 мм. Число слоев корда для грузовых автомобилей и автобусов изменяется от 6 до 14, для легковых автомобилей от 4 до 6. Кордные ткани составляют около 30% от веса и стоимости шины. Они несут основную нагрузку, обеспечивая шине нужную прочность, эластичность, износостойкость и другие эксплуатационные качества. От давления воздуха, центробежных сил и весовой нагрузки нити корда работают на растяжение.

Нити в каждом из слоев корда занимают определенное положение, характеризуемое углом β (рис. XIV.2, б). Последний изменяется от точки к точке по меридиану, но одинаков во всех точках, лежащих на одном параллельном круге. Для точек экваториальной окружности он обозначается через β_k . Для любой другой точки $\sin \beta = \frac{r}{R_k} \sin \beta_k$. Увеличение β_k приводит к возрастанию тангенциальной жесткости шины. Для тороидных шин обычно $\beta_k = 50 \div 52^\circ$.

Материалом для нитей корда служат хлопчатобумажная ткань, вискоза, синтетические полиамидные материалы (нейлон, капрон, перлон и др.) и стальная проволока (металлокорд). Из неметаллических кордных материалов наилучшими свойствами обладают полиамиды, что видно из табл. XIV.3.

Высокая прочность, теплостойкость, эластичность, малая гигроскопичность полиамидов по сравнению с вискозным и особенно хлопчатобумажными кордными материалами позволяют рекомендовать их прежде всего для изготовления шин применительно к автомобилям, систематически работающим в тяжелых условиях эксплуатации (плохие дорожные условия, большие нагрузки, высокие скорости движения, влажный климат и пр.).

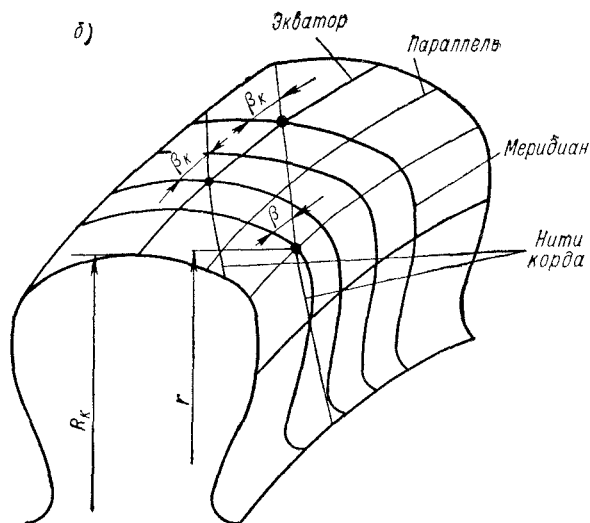
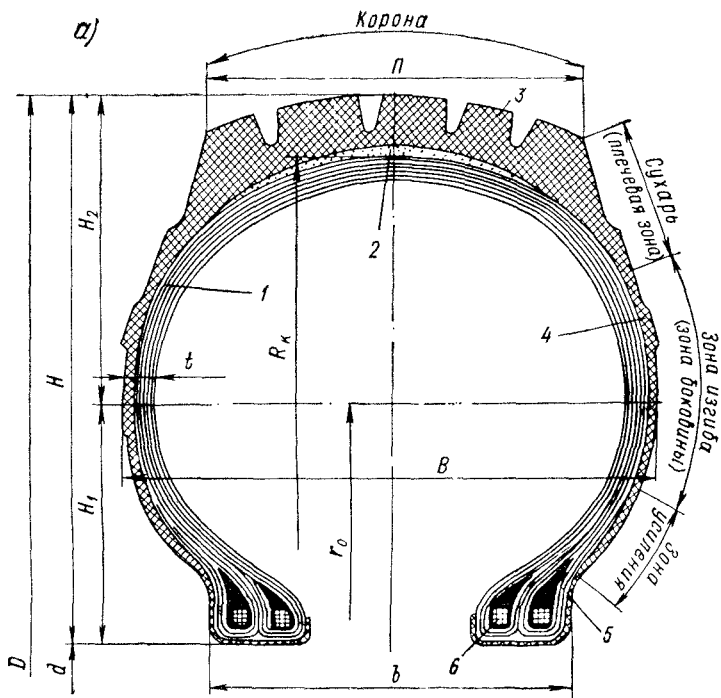


Рис. XIV.2. Конструкция покрывки тороидной шины, ее основные геометрические размеры и обозначения

Технические характеристики материалов нитей корда

Параметры	Материал нитей корда			
	хлопок	вискоза	капрон	проволока стальная
Плотность, кг/м ³	510—1525	1515—1550	1160	7950
Удельный вес кН/м ³ (тс/м ³)	5—15 (0,050—1,50)	14,9—15,2 (1,49—1,52)	11,4	78
Толщина, мм	0,015—0,020	0,010—0,020	0,020—0,028	0,15—0,22
Прочность на разрыв, МПа (кгс/мм ²)	200—300 (20—30)	250—600 (25—60)	800—900 (80—90)	2300—2700 (230—270)
Удлинение при разрыве, %	6—8	9—14	14—20	2—3
Изменение прочности, %:				
при увлажнении	+5	—(30÷50)	—(1÷10)	0
при нагреве до 120° С	—(25÷30)	—(15÷30)	—(5÷35)	—3

Отдельные нити корда и слои связаны между собой каркасной резиной. Последняя представляет смесь, состоящую из каучука (синтетического или натурального), наполнителей (сажа), вулканизирующих веществ (сера, селен), ускорителей (альтакс, каптакс, тиарам и др.), противстарителей (неозон D) и других компонентов.

Взаимодействующей с дорогой частью шины служит протектор. Он формируется из прочной [$\sigma_b = 10$ МПа (100 кгс/см²)], твердой (твердость по Шору *HSh* 55—65), хорошо сопротивляющейся износу (истирание не более 750 см³/кВт·ч) резины. Протектор 3 состоит из рельефной части (рисунка) и подканавочного слоя. Толщина протектора шин грузовых автомобилей 15—40 мм, при этом 20—40% падает на подканавочный слой. Ширина протектора $\Pi = (0,7 \div 0,8) B$.

Рисунок протектора выбирается в зависимости от качества дороги. Для дорог с твердым покрытием применяется протектор (рис. XIV.3, *a*) с мелким рисунком (легковые автомобили, автобусы, прицепы), который обеспечивает бесшумность работы двигателя, высокую износостойкость и достаточную сопротивляемость заносу, особенно при торможении на скользких дорогах (в мелкие канавки протектора выдавливается влага, благодаря чему даже на скользких дорогах протектор имеет надежное сцепление с дорогой). Для дорог смешанного типа наиболее выгоден универсальный (комбинированный) рисунок протектора (народнохозяйственные грузовые автомобили), имеющий мелкую насечку в цент-

ральной части и более крупную в боковой части (рис. XIV.3, б). При движении по дорогам ухудшенного качества вступают в действие боковые выступы, позволяющие улучшить проходимость. На плохих грунтовых дорогах (автомобили повышенной проходимости) применяются шины с грузозацепами (рис. XIV.3, в). С целью снижения износов грунтозацепов и шума при движении на дорогах с твердым покрытием последняя разновидность протектора нередко снабжается

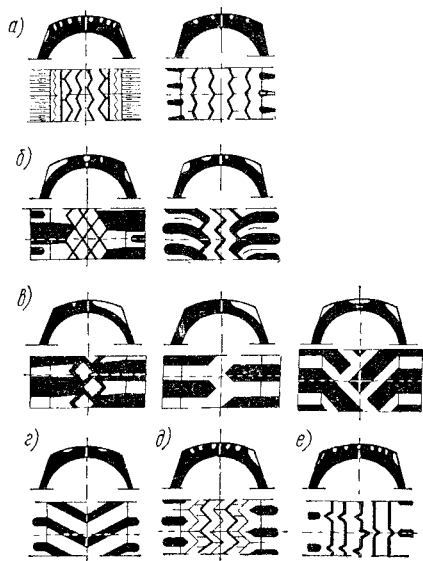


Рис. XIV.3. Варианты рисунков протектора (черным цветом показаны углубления и канавки)

центральный беговым пояском. В отдельных случаях для специфических условий эксплуатации применяются рисунки протектора особой формы. Так, для шин, предназначенных для работы в каменных карьерах (рис. XIV.3, в), целесообразным оказался рисунок протектора с массивными малорасчлененными ребрами и узкими между ними канавками. Мощные ребра хорошо противостоят порезам и истиранию. При эксплуатации автомобилей на зимних дорогах (заснеженные дороги, гололед) рекомендуется протектор (рис. XIV.3, д), имеющий множество узких глубоких и щелевидных канавок (поперечных и диагональных). Канавки создают концентрацию давления на дорогу по кромкам выступов рисунка, предотвращая буксование ведущих колес.

Примерно такой же формы, как и для гололеда, рекомендуется протектор (рис. XIV.3, е) для песчаных дорог, только канавки выполняются еще более узкими ($k_n = 0,70—0,80$). Это позволяет снизить заглабление колес в песчаный грунт за счет снижения удельного давления и уменьшения выгребания песка грунтозацепами.

Для зимних условий ряд фирм выпускает шины с металлическими шипами противоскольжения. Из всех типов протекторов протекторы шин с развитыми грунтозацепами работают в наиболее напряженном режиме.

При проектировании рисунка протектора его коэффициент полноты k_n (насыщенность) выбирается в зависимости от эксплуатационного назначения шин. Под коэффициентом полноты k_n понимается отношение площади выступающих частей протектора к общей площади беговой части шины. Для шин дорожного типа

он наиболее высок ($k_n = 0,7 \div 0,8$), для шин универсального применения и вездеходного типа k_n наименьший ($k_n = 0,40 \div 0,60$). Протекторы с $k_n < 0,4$ проектировать не рекомендуется.

Подушечный слой (брекер) 2 (рис. XIV.2, а), имеющий толщину от 3 до 7 мм, состоит из разреженного корда, обложенного слоем резины. Брекер смягчает воздействие ударных нагрузок на каркас и более равномерно распределяет по его поверхности воспринимаемые колесом усилия. По сравнению с другими элементами шины брекер в процессе работы наиболее сильно нагревается (до $110—120^\circ\text{C}$). В связи с этим для изготовления брекера выбираются специальные марки корда (вискозный и полиамидный) с повышенной теплостойкостью.

Толщина боковин 4, предохраняющих каркас от повреждений, равна 1,5—3,5 мм. Для придания бортам 5 достаточной механической прочности они снабжаются стальными проволочными кольцами 6, а с наружной стороны обкладываются одной-двумя прорезиненными лентами из чефера. Бортовые кольца являются основой, на которой замыкаются усилия, действующие в нитях корда. Шина с поврежденным бортовым кольцом не пригодна для эксплуатации. Поэтому кольца выполняются всегда с большим запасом прочности $n = 5 \div 8$.

Требуемая герметичность тороидных шин обеспечивается камерой, монтируемой внутри покрышки. Наружный диаметр камеры принимается на 3—5% меньше диаметра шины по внутренней поверхности шины (короне) и на 4—6% больше диаметра ободной ленты. Это обеспечивает жесткую посадку камеры внутри шины, т. е. исключает появление складок, а следовательно, перетирание камеры. Толщина стенки камеры обычно равна 1,5—2,5 мм для легковых автомобилей и 2,5—5,0 мм для грузовых автомобилей и автобусов.

Камеры с толстой стенкой работают в более напряженном тепловом режиме вследствие повышенного гистерезиса резины. На поверхности камеры выполняются радиальные риски, способствующие отводу наружу диффундирующего из камеры воздуха (через неплотности в ободе или в месте установки вентиля) и воздуха остающегося между камерой и покрышкой при сборке шины.

Камеры изготавливаются из высокопрочной резины с большим (до 40—50%) содержанием натурального или синтетического каучука. Для обеспечения накачки воздуха в камеру, его удержания и выпуска служит вентиль. В зависимости от конструкции и размера обода, схема установки шин (сдвоенные или одинарные) вентили выпускаются различной конструкции, длины и формы. Вентили для камер бывают двух типов: резино-металлические с обозначением Р (рис. XIV.4, а) и металлические с обозначениями D и В (рис. XIV.4, б, в). Металлические вентили могут быть привулканизированы к камере своей пяткой (рис. XIV.4, б) или крепиться к ней при помощи зажима (рис. XIV.4, в).

Вентили стандартизованы. Для камер легковых машин применяются резино-металлические вентили разных размеров типа P-05 (рис. XIV.4, а) и реже металлические типа В (рис. XIV, 4, в),

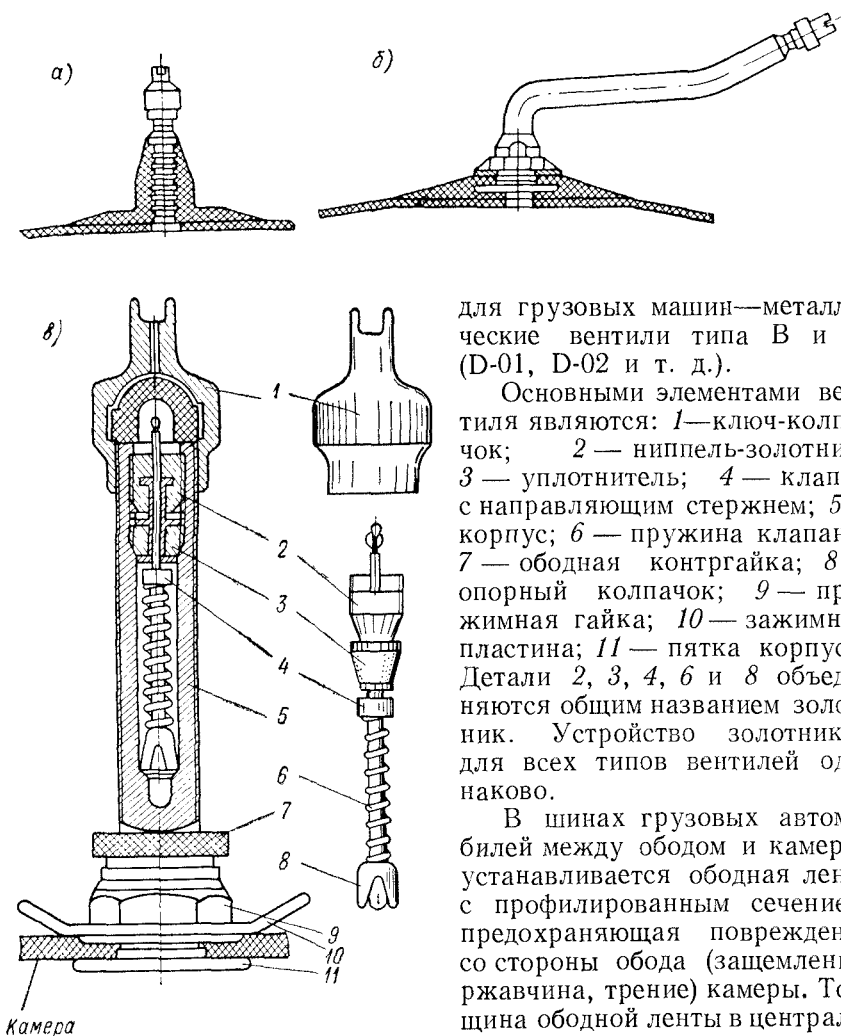


Рис. XIV.4. Конструкции вентилях камерных шин

для грузовых машин—металлические вентили типа В и D (D-01, D-02 и т. д.).

Основными элементами вентиля являются: 1—ключ-колпачок; 2—нипель-золотник; 3—уплотнитель; 4—клапан с направляющим стержнем; 5—корпус; 6—пружина клапана; 7—ободная контргайка; 8—опорный колпачок; 9—прижимная гайка; 10—закрепительная пластина; 11—пятка корпуса. Детали 2, 3, 4, 6 и 8 объединяются общим названием золотник. Устройство золотников для всех типов вентилях одинаково.

В шинах грузовых автомобилей между ободом и камерой устанавливается ободная лента с профилированным сечением, предохраняющая повреждение со стороны обода (защемление, ржавчина, трение) камеры. Толщина ободной ленты в центральной части выбирается в пределах 3—10 мм, к краям толщина ленты уменьшается до 1 мм.

Длина окружности ободной ленты на 15—20 мм больше длины окружности обода. Чрезмерное увеличение длины ленты невыгодно, так как приводит к образованию поперечных складок.

Все шире практикуется применение бескамерных шин (рис. XIV.5), по внешнему виду мало отличающихся от камерных.

Бескамерные шины конструктивно проще камерных (уже хотя бы потому, что не имеют камеры). Но главное—это повышение безопасности движения автомобиля: при проколе шины воздух выходит медленно, что дает возможность водителю успеть остановить машину и тем самым избежать аварии.

Воздух из полости бескамерной шины выходит наружу только через отверстие прокола, в то время как у камерной — через обширную область разрыва камеры (камера, будучи напряженной давлением воздуха, при проколе разрывается) и неплотности, имеющиеся между лентой и ободом.

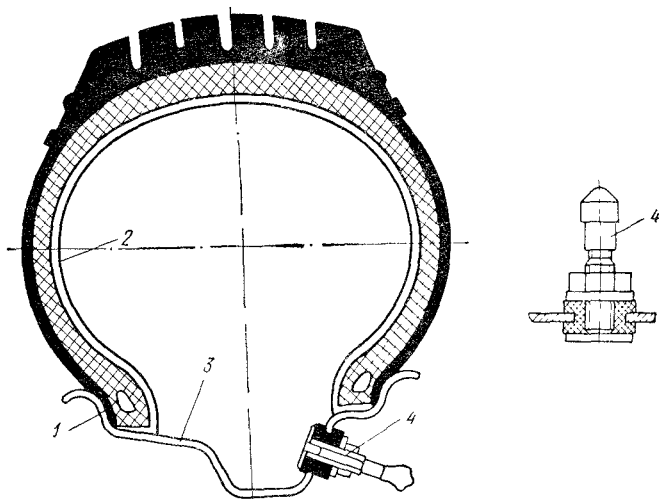


Рис. XIV.5. Конструкция бескамерной шины и ее вентиля

Бескамерная шина по сравнению с камерной имеет меньшую теплонапряженность, что повышает ее сцепление на зимних дорогах.

Бескамерные шины имеют ряд специфических деталей: герметизирующий слой 2 толщиной в 1,5—3,0 мм, уплотнительную бортовую резину 1 и специальную форму обода 3 с вентилям 4 (показан отдельно). Герметизирующий слой отличается повышенной воздухонепроницаемостью. На его изготовление расходуются более плотные сорта резины (бутилкаучук, наприт и др.).

Кроме того, при производстве бескамерных шин всегда отдается предпочтение капроновому и вискозному корду. Этот корд лучше противостоит диффузии сжатого воздуха. Его воздухопроницаемость в 10—15 раз ниже, чем у хлопчатобумажного корда. Применяющийся в ряде конструкций самозаклеивающийся слой повышает эксплуатационную надежность бескамерных шин. За счет более умеренного температурного режима и использования улучшенных сортов корда средний срок службы таких шин на

20% больше обычных. Вместе с этим необходимо отметить, что бескамерные шины требуют более совершенной технологии и высокой культуры производства и эксплуатации (нарушение герметичности посадочных поверхностей шины при деформировании краев обода).

Стремление к повышению безопасности движения автотранспорта привело к появлению двухполостных шин (рис. XIV.6). Двухполостная шина состоит из трех частей: внешней оболочки 1, сконструированной по типу бескамерной шины, герметизирующего слоя 2 и монтируемой внутри ее диафрагмы 3.

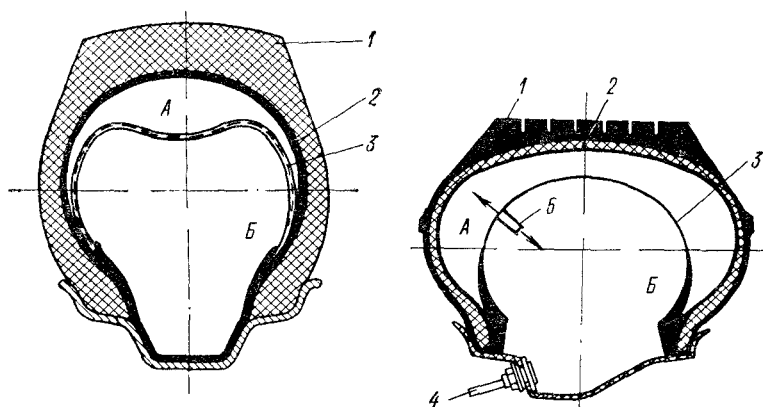


Рис. XIV.6. Конструкция двухполостных шин

Диафрагма выполняется из двух-трех слоев прорезиненного полиамидного корда. Полость А заполняется воздухом через клапан 5, а полость Б — через вентиль 4. В случае прокола шины и выхода воздуха из полости А работоспособность шины снижается незначительно благодаря наличию воздуха в полости Б. Применение двухполостных шин позволяет обходиться без запасных колес.

Повышению безопасности движения способствует также применение шин с ограничителями — жесткими металлическими (рис. XIV.7, а) или упругими из пористой резины (рис. XIV.7, б). Наличие ограничителей позволяет также в крайне неотложных случаях продолжать движение на спущенной шине без резкого «пережевывания» ее боковин и опасности повреждения обода.

Известным достижением в конструировании автомобильных шин является применение металлокорда. В связи с высокой прочностью последнего шины из него могут выполняться с малослойным каркасом (2—4 слоя) и брекером. Плотность расположения нитей в слое в 1,5—2,0 раза меньше, чем у шин с текстильным или вязкозным кордом. Для придания эластичности металлокордной шине между отдельными слоями корда в каркасе вращиваются

резиновые прокладки до 0,75—1,5 мм. Несмотря на целый ряд положительных свойств (теплостойкость, меньшая чувствительность к перегрузкам, меньшее проскальзывание и др.) шины из металлокорда из-за низкой усталостной прочности не могут быть

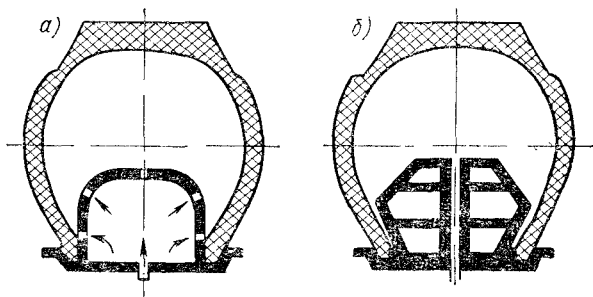


Рис. XIV.7. Конструкция шины с ограничителем деформации

рекомендованы для эксплуатации на плохих дорогах. Такие шины целесообразно применять для автомобилей и автобусов, систематически работающих с большой нагрузкой и на больших скоростях только на дорогах с усовершенствованным покрытием.

К числу перспективных относятся шины типа Р и РС (рис. XIV.8), отличающиеся от обычных принципиально новой конструкцией каркаса и брекера. Для этих шин характерно сочетание каркаса с радиальным Р (а не крест-накрест) расположением нитей корда ($\beta_k = 0 \div 2^\circ$) с бреккерным поясом, имеющим окружное направление нитей (угол $\beta_k = 70 \div 78^\circ$). Нити каркаса 1 воспринимают исключительно радиальные нагрузки, что значительно уменьшает их напряженность и позволяет при одной и той же, что и для обычных шин нагрузке уменьшить количество слоев корда почти вдвое и увеличить на 25—30%

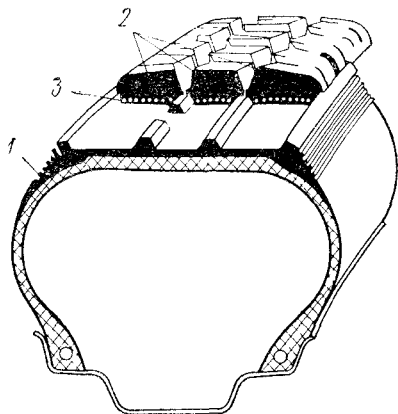


Рис. XIV.8. Конструкция шины типа РС

радиальную эластичность шин. Восприятие тангенциальных усилий осуществляется мало растяжимым бреккером (шины типа Р) или двумя-тремя съемными протекторными кольцами 2 (шины типа РС), которые для увеличения тангенциальной (окружной) жесткости армируются металлокордом 3. Это обеспечивает по сравнению с обычными шинами малый износ протектора, снижение

потерь на качение колес (и расхода горючего на 8—12%), более благоприятный температурный режим (уменьшение температуры нагрева на 20—30° С).

Съемные кольца устанавливаются на шины типа РС, когда они находятся в ненакачанном состоянии. При заполнении шины воздухом, благодаря высокой радиальной эластичности, кольца прочно сцепляются с профильными канавками поверхности каркаса. Установка и снятие колец производится вручную.

К числу основных (выявленных) недостатков шин типа Р и РС относятся:

1) наличие на стыке беговой части шины с бортовой частью резкого перехода, создающего зону концентрации напряжений. В этом месте наблюдается усталостное разрушение шины;

2) повышенная боковая жесткость, ухудшающая вписываемость автомобиля на криволинейных траекториях и вызывающая большее боковое скольжение;

3) недостаточная окружающая прочность боковин и их повышенная гибкость, приводящая из-за отсутствия тангенциальной связи между нитями корда к растрескиванию стенок боковин и преждевременному выходу шин из строя;

4) возможность соскакивания съемных колец при уменьшении давления воздуха в шинах во время движения по плохим дорогам;

5) для шин Р и РС необходимо применение большого числа деталей (в 2—3 раза), более качественных сортов резины, более высокой точности изготовления (меньшие допуски на размеры, двухстадийная по сравнению с обычными шинами сборка, тщательность балансировки и пр.).

Размеры тороидных шин наносятся на ее боковине. Для шин низкого давления принято символическое обозначение в виде $B-d$, для шин высокого давления $D \times B$, где B — ширина профиля шины, d — диаметр посадочного обода (внутренний диаметр шины), D — наружный диаметр шины. Размеры B , d и D наносятся в дюймах, например: 18.00—24, 34×7 и т. д. В варианте обозначений $B-d$ возможна комбинированная размерность, например 260—20, где B — в мм, d — дюймах.

По статистическим данным выход шин в ремонт составляет: по износу протектора 50%, разрыву каркаса и его повреждениям 40%, отслоению протектора и разлохмачиванию каркаса 10%. Норма пробега тороидных шин в среднем составляет: для грузовых автомобилей 40 000 км, для легковых автомобилей 30 000 км. Срок службы шин типа Р доходит до 75—80 тыс. км, а шин типа РС до 100—150 тыс. км (при двух-, трехразовой замене протекторных колец).

Решающее влияние на срок службы шин оказывают следующие эксплуатационно-технические факторы: нагрузка на колесо G_k , величина давления p_v воздуха в шинах, скорость движения v автомобиля и тип дороги. Увеличение нагрузки G_k на колесо

сверх номинальной в 1,5 раза приводит к снижению нормы пробега на 50—60%. К такому же результату приводит эксплуатация шин на разбитых и неблагоустроенных дорогах по сравнению с эксплуатацией на дорогах с асфальто-бетонным покрытием (при всех прочих равных условиях). Очень чувствительны шины в отношении износа к отклонениям от нормы давления воздуха в них: например, снижение давления воздуха в 2 раза сокращает пробег шин не менее чем на 40—50%.

Вследствие наличия значительного гистерезиса шины при качении, как отмечалось ранее, нагреваются. Допустимая температура нагрева не должна превосходить 100°С. При очень высоких температурах неизбежны расслоение и разрыв каркаса, отрыв протектора. Наблюдения показывают, что температура шины после начала движения стабилизируется уже в первые 10—15 мин. Первостепенное влияние на нагрев шины оказывает тип резины, способ сборки шины и число слоев в каркасе. Каждый новый слой каркаса дает увеличение температуры нагрева шины на 5—10°. Наиболее «горячими» точками обладает брекер и протектор шины.

Для каждого типоразмера шины существует вполне определенное значение скорости, превышение которой приводит к существенному изменению основных свойств шины [XIV.1]. Эту скорость принято называть критической (см. рис. XIV.2):

$$v_{кр} = \operatorname{tg} \beta_{к} \sqrt{\frac{\rho_{в} (R_{к}^2 - r_0^2)}{2R_{к}q_{ср}}} \text{ м/с}, \quad (\text{XIV.1})$$

где $R_{к}$ — радиус шины по экватору, м; r_0 — радиус шины по ее центральной части, м; $q_{ср}$ — масса шины, приходящаяся на 1 м² поверхности ее беговой части; $q_{ср} \frac{\gamma t \cdot 1}{g}$, $\frac{H \cdot c^2}{\text{м}^3}$ (γ — удельный вес резины, Н/м³; t — толщина беговой части шины, м; g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 м/с²).

При скоростях больших $v_{кр}$ на беговой поверхности шины возникают непрерывные тангенциальные колебания с весьма значительными амплитудами.

При входе очередного участка шины в соприкосновение с дорогой волновое движение протектора приводит к появлению ударов, в результате чего резко увеличивается сопротивление качению, возрастает теплообразование, сокращается до минимума срок службы шин. Проектирование шин должно вестись из расчета, чтобы $v_{кр}$ была бы в 1,5—2,0 раза больше, чем предельная эксплуатационная скорость движения автомобиля.

Важнейшей характеристикой пневматической шины является ее упругая характеристика, т. е. зависимость прогиба h (радиальной деформации) от величины нагрузки $G_{к}$. На основании экспериментальных данных для пневматических шин получена

следующая эмпирическая зависимость:

$$\frac{h^2}{G_k} = C_1 + C_2 \frac{h}{p_b + p_k}, \quad (\text{XIV.2})$$

где C_1 и C_2 — постоянные для данной шины коэффициенты, учитывающие особенности ее конструкции и геометрические размеры; p_k — жесткость каркаса, изменяющаяся в пределах 0,01—0,03 МПа (0,1—0,3 кгс/см²) — меньшие значения для малослойных шин.

Для выполненных конструкций тороидных шин по опытным данным $C_1 = 0,02 \div 0,04$ м²/МПа (0,002—0,004 см²/кгс); меньшие значения для шин дорожного типа, большие для шин повышенной проходимости, а $C_2 = 0,50 \div 0,90$ 1/см. Из выражения (XIV.2) может быть установлена зависимость для h , которая под номинальной нагрузкой не должна превосходить (0,12÷0,15) H .

Используя формулу (XIV.2) и соответствующие выводы теории размерностей, можно прийти к выражению для определения максимально допустимой нагрузки на шину, МН (кгс)

$$G_{k \max} = kB^2 \frac{d+B}{d_c+B}, \quad (\text{XIV.3})$$

где k — коэффициент грузоподъемности шины, МПа (кгс/см²); B — ширина профиля надутой шины, м; d — диаметр обода рассматриваемой шины, м; d_c — диаметр стандартного 20-дюймового обода, равный 0,508 м.

Для шин с регулируемым давлением и шин легковых автомобилей $k = 0,15 \div 0,17$ МПа (1,5—1,7 кгс/см²), для остальных грузовых тороидных шин $k = 0,23 \div 0,27$ МПа (2,3—2,7 кгс/см²).

Из формулы (XIV.3) видно, что грузоподъемность шин прямо пропорциональна квадрату их профиля и параметру $(d+B)/(d_c+B)$. Для случая, когда $d = d_c$, максимальная нагрузка равна $G_{k \max} = kB^2$ и сравниваемые шины будут геометрически подобны. Для всех геометрически подобных шин коэффициент k одинаков и поэтому

$$\frac{G_{k1}}{B_1^2} = \frac{G_{k2}}{B_2^2} = \dots = \frac{G_{kn}}{B_n^2},$$

где индексы 1, 2, 3, . . . n — номера геометрически подобных шин. Геометрически подобные шины имеют, кроме того, одинаковые внутренние давления и относительные деформации, одинаковые β_k и одинаковые модули сдвига резины [XIV.1, XIV.3].

Анализ конструкций стандартных шин показывает, что хотя формы профилей этих шин и удовлетворяют условиям подобия (поскольку для них H/B , b/B , t/B , изменяются в узких пределах, здесь t — толщина стенки шины — см. рис. XIV,2, а), они не могут быть признаны таковыми, так как отношение D/B изменяется в широких пределах. Действительно, для всех, например

стандартных шин грузовых автомобилей, $D = \text{const}$ (20"), в то время как B задается в пределах от 6,5 до 16 (аналогичная картина и для легковых автомобилей).

§ 65. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ШИНЫ

К специальным относятся шины с регулируемым давлением, широкопрофильные и арочные шины и пневмокатки. Применение специальных шин позволяет существенно поднять проходимость автомобилей.

Шины с регулируемым давлением. Они состоят из тех же основных деталей и частей, что и обычные тороидные шины, но отличаются от последних увеличенной на 25—40% шириной профиля, возможностью изменения внутреннего давления в установленных пределах [обычно $p_v = 0,15 \div 0,35$ МПа ($0,5—3,5$ кгс/см²)], пониженной жесткостью каркаса за счет меньшего числа (6—10) слоев корда. Для повышения гибкости каркаса между отдельными слоями корда включается большое количество прослоек из мягкой резины. В шинах с регулируемым давлением отсутствует также золотниковое устройство. Как и тороидные, шины с регулируемым давлением могут быть камерными и бескамерными [XIV.3, XIV.5].

Установка на ободу шины с регулируемым давлением и элементы ее конструкции приведены на рис. XIV.9.

Протектор шин с регулируемым давлением выполняется крупным, с широко расставленными грунтозацепами, выходящими на боковую стенку. Глубина грунтозацепов доходит до 20—30 мм. Грунтозацепы прорезаны поперечными канавками с целью уменьшения гистерезисных потерь и для придания протектору повышенной эластичности, что способствует его самоочищению от забивания грязью и снегом.

Так как шины с регулируемым давлением работают в более тяжелых дорожных условиях и при более пониженном давлении воздуха, чем обычные тороидные, они быстрее выходят из строя. Для увеличения срока службы шин с регулируемым давлением нагрузка на них принимается на 30—50% меньшая, чем для

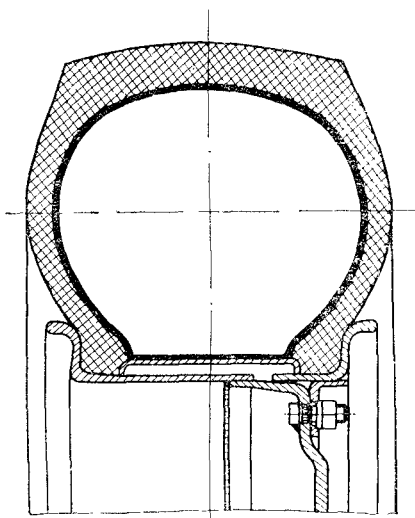


Рис. XIV.9. Установка на ободу шины с регулируемым давлением и элементы ее конструкции

обычных торондных того же размера. По статистическим данным средний пробег шин с регулируемым давлением составляет 20—25 тыс. км.

Шины с регулируемым давлением весьма сильно реагируют на нарушение норм эксплуатационных режимов. Нарушение этих норм приводит к форсированному износу шин. Например, при $p_{в} = 0,05 \div 0,08$ МПа ($0,5—0,8$ кгс/см²) скорость движения не должна быть больше 10—12 км/ч. Лишь при нормальном давлении можно развивать высокие скорости движения. Наиболее часто встречающимся дефектом является кольцевой излом каркаса шины в месте перехода боковины в бортовую часть. Он появляется в результате длительного движения при пониженном давлении воздуха в шинах и их перегрузке.

Широкопрофильные шины. Развитие конструкций автомобильных шин шло в направлении непрерывного снижения отношения $H : B$. От высокопрофильных шин ($H/B > 1$) конструкторы перешли к торондным, т. е. баллонам ($H/B = 1,0 \div 0,98$), а затем к супербаллонам ($H/B = 0,96 \div 0,93$). В последнее время появились новые типы шин, так называемые низкопрофильные (широкопрофильные), для которых $H/B = 0,75 \div 0,85$ (и даже до 0,5). Для настоящего времени характерно массовое внедрение широкопрофильных шин на все типы автомобилей: легковые, народнохозяйственные грузовые и на автомобили повышенной и высокой проходимости.

Переход на широкопрофильные шины обусловлен рядом причин:

1) с ростом скоростей движения возникла проблема повышения устойчивости автомобилей и необходимость уменьшения крена кузовов (особенно для легковых автомобилей). Это возможно также и за счет уменьшения наружного диаметра D колес. Но так как грузоподъемность колеса должна остаться прежней, то снижение D можно осуществить только за счет увеличения ширины B профиля шины, чтобы рабочий объем воздуха не изменился;

2) стремлением повысить комфортабельность езды (плавность хода), идя в направлении уменьшения радиальной жесткости шин, что возможно при сохранении прежнего рабочего объема воздуха и прежнего диаметра обода только за счет увеличения ширины профиля B ;

3) изысканием дальнейших возможностей улучшения проходимости машины путем снижения веса колесного движителя и повышения всех его эксплуатационно-технических, эстетических и конструктивных показателей.

Общий вид современной широкопрофильной шины, элементы ее конструкции и способ крепления на ободе показаны на рис. XIV.10.

Наряду с увеличенной шириной профиля для рассматриваемых шин характерен почти плоский сильно развитый протектор. Каркас широкопрофильных шин отличается от каркаса обычных

тороидных шин увеличенным углом наклона нитей корда по экватору, что обеспечивает получение равновесной конфигурации. Число слоев каркаса 4—8.

Конструкция бортовой части не отличается от ранее описанной для шин тороидного типа.

Широкопрофильные шины могут быть как камерными, так и бескамерными.

В зависимости от назначения широкопрофильные шины выпускаются в трех вариантах: повышенной экономичности, универсальные и высокой проходимости.

Шины повышенной экономичности предназначены для автомобилей, эксплуатируемых преимущественно на твердых дорогах (легковые автомобили, автобусы, обычные грузовые автомобили). За счет меньшей толщины протектора и каркаса при производстве шин удается сэкономить до 20—25% шинных материалов. Рисунок протектора экономичных шин — дорожный с максимальной глубиной 20 мм, насыщенностью 65—80%. Отношения $H/B = 0,75 \div 0,85$ и $P/B = 0,70 \div 0,80$.

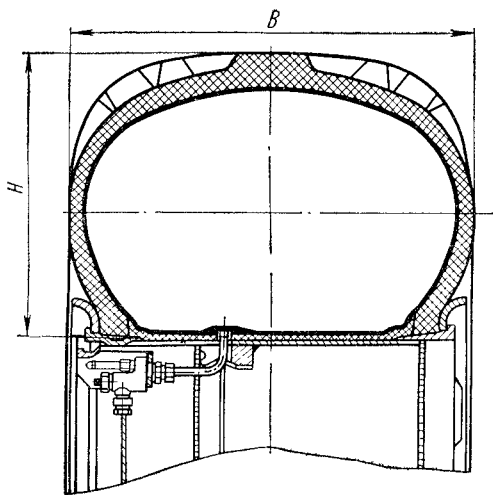


Рис. XIV.10. Общий вид и элементы конструкции широкопрофильной шины

Одна широкопрофильная шина для обычных грузовых автомобилей устанавливается взамен сдвоенных (на заднем ведущем мосту), при этом достигается снижение веса колесного движителя на 10—15%. Шины повышенной экономичности выпускаются с одноконтактной беговой дорожкой.

Универсальные широкопрофильные шины применяются в смешанных условиях эксплуатации. Для этих шин $H/B = 0,60 \div 0,75$, $P/B = 0,80 \div 0,90$. Рисунок протектора — комбинированный: в средней части — дорожный, по краям — с крупными грунтозацепами. Насыщенность протектора 50—55%, глубина рисунка до 25—35 мм. Посадка на ободе осуществляется с натягом в 2—4 мм. Протектор универсальных широкопрофильных шин выполняется с одно- и двухконтактной беговой дорожкой.

Широкопрофильные шины высокой проходимости имеют, как правило, регулируемое давление ($p_{в\ min} = 0,05 \div 0,07$ МПа). Для этих шин $H/B = 0,5 \div 0,7$;

$P/B = 0,8 \div 0,9$; $b/B = 0,8 \div 0,9$; $D/d = 1,5 \div 3,0$; $B/D = 0,36 \div 0,46$. Глубина рисунка 25—35 мм, насыщенность 35—45%. Основными типами рисунков протектора для мягких грунтов являются «елка», «косая елка» и др.

Радиальная осадка широкопрофильных шин при номинальной нагрузке и давлении воздуха в среднем составляет $h_{\max} = (0,15 \div \div 0,20) H$.

Благодаря рациональной конструкции широкопрофильных шин снижается сопротивление качению автомобиля, что отражается

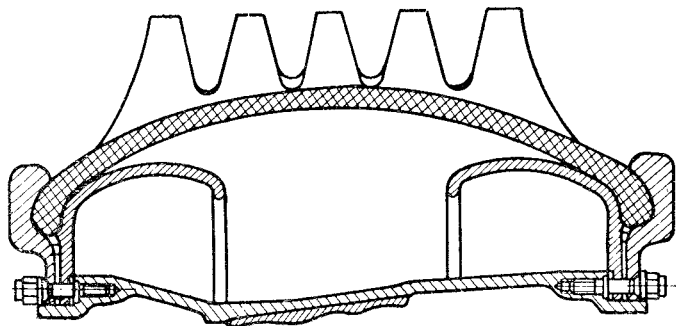


Рис. XIV.11. Элементы конструкции арочной шины, не имеющей плечевой зоны

одновременно на уменьшении расхода топлива (на 5—10%). Обозначения широкопрофильных шин наносятся на ее боковине в виде сочетания трех цифр (например, 1200×500 — 508, 1300××530—533 и т. д.), при этом первая цифра указывает наружный диаметр шины, вторая — ширину профиля, третья — посадочный диаметр обода (все в мм).

Арочные шины. Они в отличие от ранее описанных находят применение как сезонное средство повышения проходимости народнохозяйственных грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 и 6×4. Одна арочная шина устанавливается на колеса ведущих мостов вместо сдвоенных тороидных шин. Свое название арочные шины получили от формы профиля, напоминающего арку.

Один из вариантов ранней конструкции арочной шины приведен на рис. XIV.11. Характерной особенностью этого варианта является отсутствие плечевой зоны и наличие профилированных дисков, ограничивающих деформацию беговой части шины. Большая радиальная жесткость и крупные поперечные грунтозацепы обуславливали неблагоприятный характер взаимодействия шины с дорогой (удары и толчки на раму, вибрация трансмиссии). В последующих конструкциях указанный недостаток был устранен введением плечевой зоны и применением рациональных рисунков протектора. Установка современной арочной шины на обode, ее профиль, основные размеры и элементы конструкции, а также общий вид показаны на рис. XIV.12. На этом рисунке обозначены:

1 — обод (обечайка) колеса; 2 — стяжные болты; 3—7 — подвижные бортовые кольца; 4—8 — неподвижные бортовые кольца; 5 — каркас шины; 6 — грунтозацепы; 9 — уплотнительное кольцо бортовых колец; 10 — диски обода; α — угол наклона полки бортовых колец.

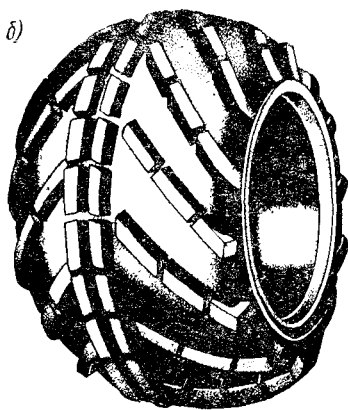
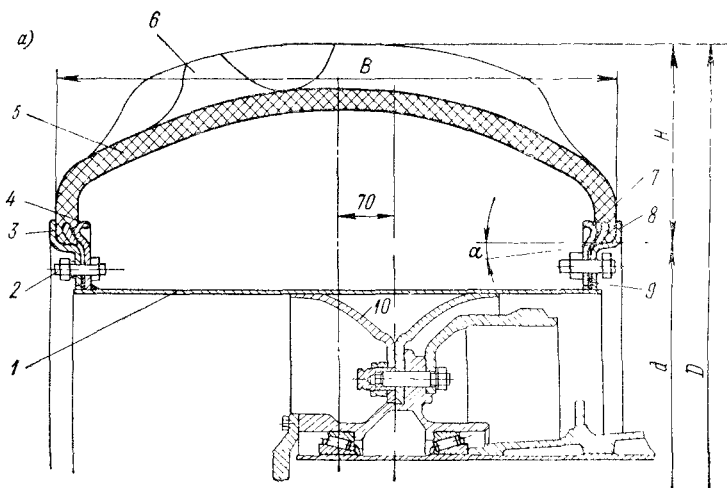


Рис. XIV.12. Общий вид (б) и элементы конструкции (а) современной арочной шины

Арочные шины состоят из тех же частей, что и обычные торцовые или широкопрофильные бескамерные шины, но отличаются от последних не только формой профиля, но и геометрическими соотношениями (см. табл. XIV.2).

Каркас состоит из 4—10 слоев капронового корда (марки 12К или 14К). Угол нитей корда по короне $\beta_k = 52 \div 57^\circ$. В связи с необходимостью перекрещивания двух смежных слоев и для равномерного распределения нагрузки на шину число слоев каркаса должно быть четным. Капроновый корд обеспечивает высо-

кую радиальную эластичность арочных шин [радиальная деформация $h = (0,20 \div 0,30) H$], требуемую прочность, малое относительное удлинение и теплообразование (гистерезис).

Каркасы арочных шин в связи с тяжелыми условиями их эксплуатации изготавливаются с большим, чем у обычных шин запасом прочности.

Протектор представляет собой толстый профилированный слой резины с широко расставленными грунтозацепами специальной конфигурации. Шаг грунтозацепов 100—250 мм, угол наклона к окружному сечению шины $\sim 45^\circ$. Высота грунтозацепов выбирается в пределах 15—60 мм (по центру протектора), насыщенность рисунка 15—33%. Поперечное сечение грунтозацепов принимается эвольвентным или трапецеидальной формы (угол наклона сторон трапеции к ее основанию 15—28°), что в сочетании с большим шагом обеспечивает их хорошую самоочищаемость. Для устранения вибрации трансмиссии и снижения износов грунтозацепов при эпизодическом движении автомобилей по твердым дорогам в средней части протектора вводится беговая дорожка (см. XIV, 12, б).

С целью предотвращения пропуска (диффузии) воздуха сквозь шину первый (внутренний) слой каркаса и борта с внутренней стороны покрываются герметизирующим слоем толщиной 2—3 мм, изготовленным из воздухонепроницаемой резины на основе 100%-ного натурального каучука.

Борта арочных шин снабжаются одним-двумя проволочными кольцами с 7—10-кратным запасом прочности. Основание борта (подошва) выполняется скошенным под углом $\alpha = 10^\circ$. Размеры арочной шины (в мм) наносятся на ее боковине в виде двух цифр $D \times B$, например 1000×600 (для ГАЗ-53), 1140×700 (для ЗИЛ-130), 1300×750 (для КраЗ-257), которым эквивалентны две тороидные шины соответственно размеров 8,25—20, 9,00—20 и 12,00—20.

При накачивании арочной шины воздухом ее борта растягиваются и натяг между бортами и полками уменьшается. Учитывая, что арочные шины способны передавать большие моменты, выбирается такой натяг, при котором исключается проворачивание шины на ободе. Этим и объясняется то обстоятельство, что посадочный диаметр обода выбирается на 2—3 мм больше, чем посадочный диаметр шины. Борты шины, кроме того, плотно зажимаются на ободе между фланцами бортовых колец 3 и 7, и 4 и 8.

Как показывают данные статистики, средний пробег арочных шин в смешанных дорожных условиях (70% грунтовые дороги и 30% — дороги с твердым покрытием) составляет 40—45 тыс. км. Наиболее характерными неисправностями арочных шин являются: отслоение протектора и боковин от каркаса, усталостное разрушение корда в плечевой зоне, нарушение герметичности из-за разрушения или старения герметизирующего слоя, разрыв бортов и др. Арочные шины, имея малое внутреннее давление [$p_v = 0,05 \div 0,15$ МПа ($0,5 \div 1,5$ кгс/см²)], широкий профиль и эластичный

каркас и обладая расширенной зоной передачи нагрузки на грунт (арочный эффект) позволяют получать большую площадь отпечатков, в 1,5—2,0 раза превышающую площадь отпечатков сдвоенных тороидных шин, и значительно уменьшать удельное давление в контакте. Малое удельное давление на грунт и эффективное с ним сцепление за счет мощных грунтозацепов обуславливают повышение проходимости автомобилей на арочных шинах.

Высокая эластичность арочных шин и хорошие демпфирующие свойства улучшают условия работы подвески: собственная частота колебаний подрессоренной массы автомобиля за счет упругости арочных шин составляет 120—140 кол/мин и, соизмерима с частотой собственных колебаний на рессорной подвеске. Эксплуатация автомобилей на арочных шинах в тяжелых дорожных условиях дает экономию в расходе топлива на 15—30%.

Наряду с наличием существенных эксплуатационно-технических преимуществ арочным шинам свойственны и некоторые недостатки:

1) их неуниверсальность, сезонность применения, что приводит к необходимости содержания в автопарках двойного комплекта колес;

2) более жесткий режим нагружения агрегатов трансмиссии, вследствие чего наблюдаются частые случаи поломки полуосей и карданных валов, а также преждевременные износы дисков сцеплений и зубчатых колес;

3) большие моменты инерции колес с арочными шинами несколько ухудшают динамичность машины, приводят к некоторому (на 5—7%) снижению средних скоростей движения;

4) вследствие большей ширины арочных шин по сравнению с двумя заменяемыми тороидными происходит смещение средней плоскости колеса в наружную сторону (для шин 1140×700 на 70 мм — см. рис. XIV.12, а), что увеличивает колею автомобиля и приводит к неизбежности качения арочных шин вне проложенных колеи. Такие условия движения обуславливают неблагоприятные режимы работы шин (несимметричное смятие), вызывают появление повышенных нагрузок на ходовую часть (прогибы балок ведущих мостов) и трансмиссию.

Пневмокатки. Пневмокатки отличаются от шин как по внешнему виду, так и по основным конструктивным и геометрическим показателям (см. табл. XIV.2). Бочкообразная форма катков обуславливает большую ширину профиля при ограниченных размерах наружного и посадочного диаметров. Из таблицы видно, что у пневмокатков коэффициент профиля от 2 до 10 раз меньше, а коэффициент ширины во столько же раз больше, чем у обычных тороидных шин. Существенная разница заметна также и в отношении D/d . Повышенная высота профиля позволяет пневмокаткам работать в условиях значительных радиальных деформаций.

Пневмокоток состоит из каркаса, протектора, герметизирующего слоя и бортов с металлическими сердечниками (рис. XIV.13).

Каркас выполняется тонкостенным из прочного (обычно полиамидного) высокоэластичного корда. Число слоев корда 2—4. Жесткость пневмокотков в 3—4 раза меньше, чем у обычных тороидных и в 1,5—2 раза меньше, чем у арочных шин. Угол наклона нитей корда по экватору $\beta_k = 56 \div 58^\circ$.

Протектор снабжается невысокими, редко расположенными направленными грунтозацепами. Грунтозацепы наряду со своим основным назначением повышают также прочность каркаса и устойчивость его формы. Давление воздуха в пневмокотках выбирается в пределах 0,01—0,10 МПа (0,1—1,0 кгс/см²). По сравнению с другими типами пневматических движителей пневмокотки

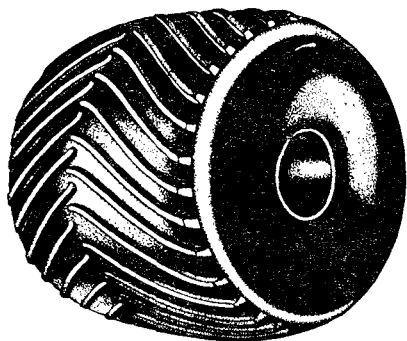


Рис. XIV.13. Общий вид пневмокотка

благодаря большой ширине профиля, низкому давлению воздуха и высокой эластичности каркаса при одинаковых D и G_k имеют наибольшую площадь контакта и наименьшее удельное давление на грунт (см. рис. XIV.1).

Высокая эластичность каркаса и значительные допустимые радиальные деформации позволяют пневмокоткам выполнять роль упругой подвески. Пневмокотки при движении обтекают довольно значительные неровности дороги, не вызывая тряску машины и тем

самым обеспечивают требуемую плавность хода. К числу положительных свойств пневмокотков следует отнести также и то, что они более надежно противостоят проколам. Это способствует повышению безопасности движения машины.

Пневмокотки проектируются преимущественно бескамерными. На машинах с пневмокотками нередко применяется оборудование для централизованной подкачки воздуха.

Стандартизованными размерами пневмокотков являются D , V и d , которые наносятся на их боковине. В Советском Союзе для пневмокотков принята метрическая система (размеры на боковине нанесены в мм, например, $1000 \times 1000 \times 250$), за рубежом — дюймовая (например, $24 \times 36 \times 6$).

Пневмокотки рекомендуются для машин-вездеходов типа «Теракрузер» М-401 (США) или «Ураган» (СССР), систематически эксплуатируемых на дорогах с очень низкой несущей способностью [0,01—0,02 МПа (0,1—0,2 кгс/см²)]. Колесные транспортеры на пневмокотках по проходимости не уступают гусеничным машинам, превосходя последние по скоростным показателям, бесшумности движения и универсальности применения (в том числе и на хороших дорогах без опасности их разрушения).

§ 66. ОБОДЬЯ И СТУПИЦЫ КОЛЕС

Ободья. Размеры ободьев и их конфигурация для тороидных шин определены союзными нормативами [XIV.2]. На легковых автомобилях и грузовых малой грузоподъемности (ГОСТ 10408—63) применяются главным образом неразборные (цельные) ободья симметричной (рис. XIV.14, а) или несимметричной (рис. XIV.14, б) конфигурации. Симметричный профиль

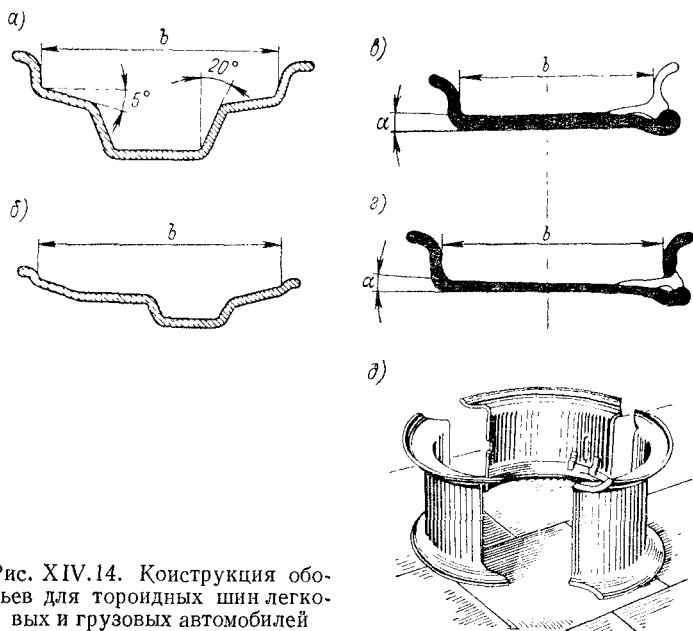


Рис. XIV.14. Конструкция ободьев для тороидных шин легковых и грузовых автомобилей

обода более технологичен, однако из-за компоновочных соображений (удобство размещения тормозов и пр.) предпочтение чаще всего отдается несимметричному. На неразборные ободья могут монтироваться без особых затруднений только шины со сравнительно эластичными бортами, к которым относятся шины легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности. Неразборные ободья упрощают проблему герметизации бескамерных шин. Диски колес легковых автомобилей имеют сложную конфигурацию.

На грузовых автомобилях (ГОСТ 10409—63) средней и большой грузоподъемности и автобусах используются в основном плоские разборные ободья. Применение неразборных глубоких ободьев из-за сравнительно высокой жесткости каркаса и бортов шин на автомобилях указанных групп исключается по соображениям трудности выполнения демонтаж-монтажных работ. Вследствие увеличенной толщины сечения профиль ободьев

в отличие от профилей колес легковых автомобилей получается горячей прокаткой.

Плоские разборные ободья для тороидных шин выпускаются в основном двух конструктивных вариантов: а) со съемным разрезным бортом (рис. XIV.14, в); б) с цельным съемным бортом и разрезным замочным кольцом (рис. XIV.14,).

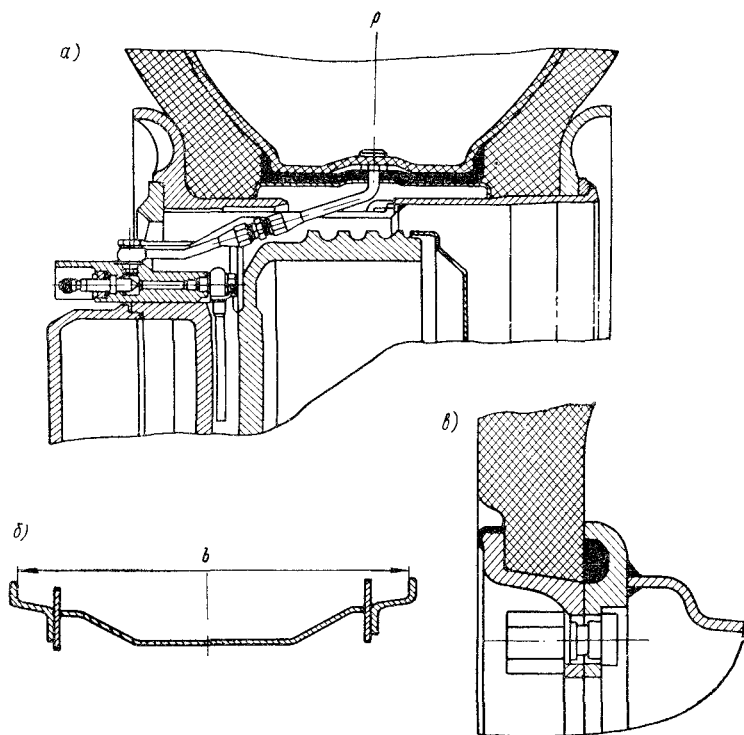


Рис. XIV.15. Конструкция ободьев для специальных шин: а—для шин с регулируемым давлением; б — для арочных шин; в — узел крепления бортовой части арочной шины на ободе

На некоторой части тяжелых автомобилей (например, КраЗ-214, МАЗ-502) получили распространение плоские разъемные (в поперечной плоскости) ободья (рис. XIV.14, д). Каждый такой обод состоит из нескольких (обычно трех) секторов. Торцы секторов обработаны под определенными углами и образуют замки при сборке секторов в обод. Разъемные ободья секторного типа облегчают монтажно-демонтажные работы, что для тяжелых машин является особенно полезным.

Для шин с регулируемым давлением, широкопрофильных и арочных шин применяются разборные ободья (рис. XIV.15, а, б), позволяющие надежно зажимать борта шины и предотвращать ее проворачивание на ободе при передаче больших тяговых мо-

ментов (особенно при снижении давления воздуха). На рис. XIV.15, в в крупном масштабе показан узел крепления бортовой части арочной шины на ободе. Суммарное осевое усилие сжатия борта арочной шины монтажными болтами составляет 15—20 тс, а удельные давления, вызванные натягом борта шины на обод, доходят до 2—2,5 МПа (20—25 кгс/см²). При накачке арочных шин воздухом и действии радиальной нагрузки на колесо удельные давления несколько снижаются. Установлено, что полки ободьев целесообразно делать коническими (углы наклона полок $\alpha = 5 \div 15^\circ$). Это улучшает посадку шины на ободе (уменьшается опасность ее проворота) и способствует герметизации, что имеет большое значение в первую очередь для бескамерных шин. Ободья с коническими полками более технологичны.

Для ободьев под тороидные шины и шины с регулируемым давлением установлена соответствующая маркировка, отражающая размеры обода (в дюймах или мм) и его форму. Основными размерами ободьев являются ширина между закраинами b (первая цифра в маркировке) и посадочный диаметр d (вторая цифра). Комплекс размеров, определяющих профиль бортовых закраин, условно обобщен какой-либо прописной буквой латинского алфавита — для старых машин или русского — для новых моделей автомобилей.

Маркировка для ободьев в дюймовой системе обозначается так: 5.00S—20 или 6.0B—20 и пр. Если в обозначении обода отсутствует буква (например, 7,0—20), то размеры бортовой закраины применимы только для данного профиля обода.

Для шин с регулируемым давлением в обозначениях обода проставляется дополнительная буква С (например, 8.00CV—18) или Р (например, 10.0РГ—20), соответственно обозначающие «специальный» или «регулируемый». Ободья для арочных шин обозначаются так же, как и сами шины (например, 1000×650). Ободья широкопрофильных шин маркируются с использованием последних двух цифр, наносимых на боковине шины (например, 500—508).

Ширина ободьев b под все типы шин выбирается всегда меньшей (на 2,5—3,5%), чем ширина бортовой части шин.

Пневмоклатки монтируются на специальных разборно-разъемных ободьях. Конструкция их еще недостаточно хорошо отработана. На рис. XIV.16 показан один из вариантов обода пневмоклатка.

К оси 4, установленной на подшипниках в балансирной раме, болтами 6 прикреплены ведущие звездочки 3 цепной передачи, а также внутренние 7 и наружные 2 фланцы обода. Между фланцами плотно зажаты закраины бортовой части пневмоклатки 1. Рифленая часть наружных фланцев способствует герметизации. Стык между фланцами уплотнен резиновым кольцом 5. Диски колес к ободам крепятся обычно при помощи сварки или заклепок. Имеющиеся вырезы в дисках служат для улучшения вентиляции тормозных барабанов и облегчения монтажно-демонтажных работ. Отверстия под шпильки в дисках выполняются с полусфе-

рическими или коническими фасками, что способствует более точной установке колеса на ступице. Диски колес выходят из строя из-за появления усталостных радиальных трещин по периферии шпильчных отверстий и изнашивания самих отверстий.

Испытания показывают, что основной причиной преждевременного усталостного разрушения в зоне отверстий является недостаточная затяжка или перетяжка гаек крепления колес на ступице. Момент затягивания гаек рекомендуется выдерживать в пределах 0,3—0,4 кН·м (30—40 кгс·м). Отклонение от указанных нормативов резко сокращает долговечность дисков колес.

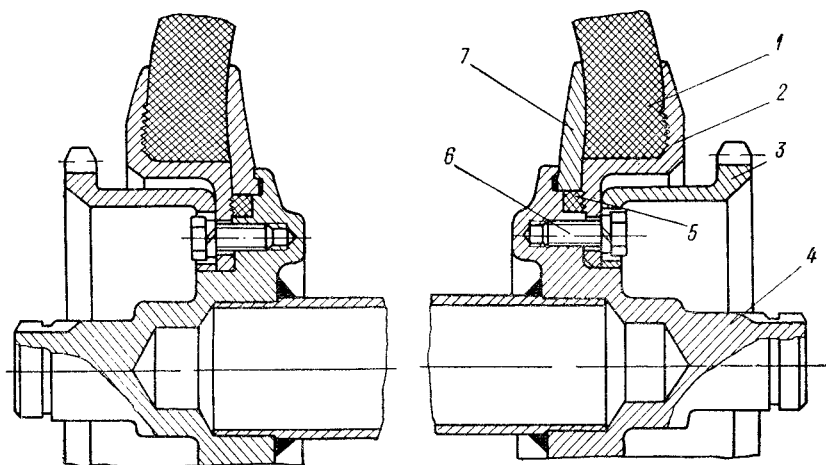


Рис. XIV.16. Конструкция обода для пневмокатков (вариант)

Ободья изготавливаются преимущественно из стали Ст.3 и стали 15 (для горячей прокатки), а также из сталей, принимающих глубокую вытяжку (сталь 08). Для замочных колец рекомендуются стали повышенной прочности и упругости (сталь 45 и 50), для дисков — Ст.3 или сталь 15. В отдельных случаях ободья и диски для легковых автомобилей отливаются из цветных металлов (алюминий, магний), что дает значительное снижение веса машины и повышает ее эстетические показатели.

Ступицы колес. Их в основном выпускают двух типов: фланцевые (для дисковых ободьев) и спицевые (для бездисковых ободьев). Фланцевые ступицы применяются на легковых автомобилях и грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (рис. XIV.17, а). Диск 4 внутреннего колеса центрируется и прижимается к ступице 5 через сферические фаски внутренней гайкой (футоркой) 1, диск 3 наружного колеса — наружной гайкой 2.

Для исключения самоотвинчивания гаек на шпильках для правых колес нарезается правая резьба, для левых колес — левая.

Между центральными отверстиями дисков и ступицей предусматривается зазор $\Delta = 1,5 \div 2,5$ мм. Число крепежных шпилек вы-

бирается равным 6—10 (в зависимости от веса автомобиля). Приведенная конструкция крепления колес к ступице является стандартизованной для отечественных машин. Обследования ободьев в автохозяйствах показывают, что эта конструкция имеет существенные недостатки:

1) из-за высоких контактных напряжений в зоне шпильчных отверстий, достигающих до 250—300 МПа (2500—3000 кгс/см²) при

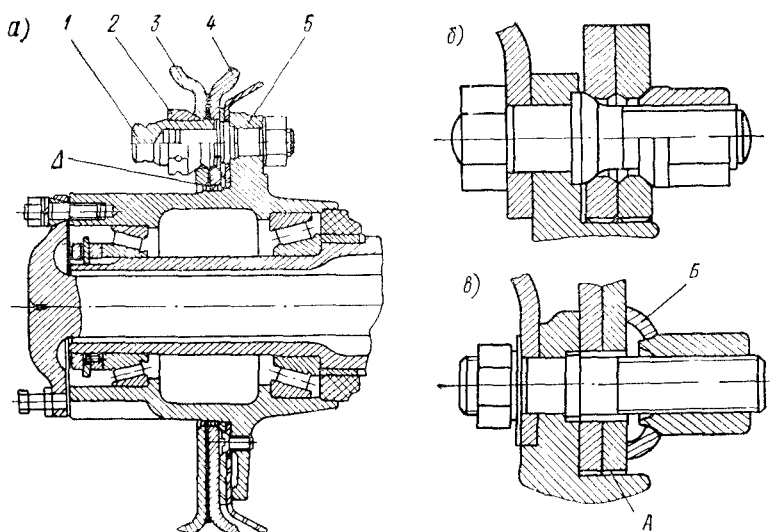
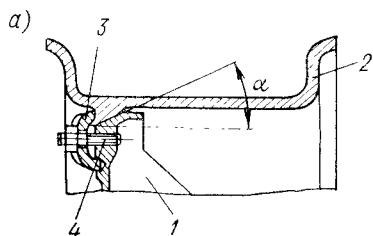


Рис. XIV.17. Конструкции креплений дисков колес к фланцевым ступицам

затяжке гаек нередко возникают микроскопические разрывы волокон металла, усиливающиеся в ходе эксплуатации автомобилей и приводящие к выходу из строя дисков;

2) трудности осуществления демонтаж-монтажных работ и контроля за состоянием затяжки внутреннего диска (нередко при попытках отвертывания наружной гайки начинает вращаться фурка и для монтажа колес прибегают к радикальным мерам — срубают наружную гайку). В связи с этим заслуживает внимания конструкция безфурочного крепления дисков колес к фланцу ступицы. На рис. XIV.17, б показан крепительный узел, рекомендованный комиссией СЭВ для новых грузовых автомобилей социалистических стран. Центровка колес на ступице осуществляется коническими (сферическими) фасками, а крепление обоих колес всего одной гайкой. В конструкции, изображенной на рис. XIV.17, в, центровка колес производится не шпильками, а центральным отверстием диска по шейке ступицы (поверхности А). Такая центровка колес дает возможность выполнять крепежные отверстия без сложной механической обработки и без жестких допусков на точность по их расположению.

Самоотвинчивание гаек предотвращается пружинными колпачковыми шайбами *Б*. Спицевые ступицы (рис. XIV.18, *а*) применяются в основном на тяжелых грузовых автомобилях (МАЗ-500, КраЗ-257 и др.). У спицевых ступиц несколько спиц *1* (обычно 5—6), заменяющих диски колес. На концах каждой спицы имеются обработанные под углом $\alpha = 28^\circ$ конические посадочные поверхности, которые служат для установки и крепления обода *2* (обычно разъемного или разборного). От поперечных перемещений колесо удерживается несколькими прижимами *3*. Нарезка резьбы прижимов у всех колес одинаковая (правая). Силовые шпильки *4*



а)
 3
 α
 2
 4
 1
 конические поверхности, которые служат для установки и крепления обода *2* (обычно разъемного или разборного). От поперечных перемещений колесо удерживается несколькими прижимами *3*. Нарезка резьбы прижимов у всех колес одинаковая (правая). Силовые шпильки *4*

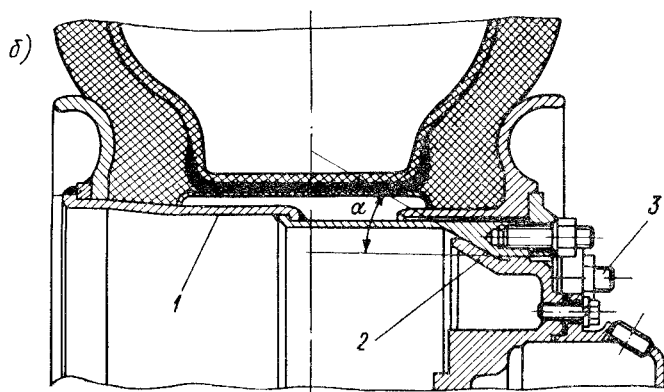


Рис. XIV.18. Элементы конструкции ступиц для бездисковых колес

прижимов по сравнению со шпильками дисковых колес расположены на большем диаметре и поэтому меньше нагружены.

В ряде случаев на тяжелых машинах используются барабанные ступицы (многоосные автомобили МАЗ и одноосные тягачи МАЗ-529). Обод *1* колеса (рис. XIV.18, *б*) конической поверхностью посажен на барабан *2* ступицы колеса. Силовыми шпильками *3* колесо прикреплено к ступице.

К числу основных преимуществ бездисковых колес относятся: простота и дешевизна конструкции (по данным ЗИЛ стоимость производства бездисковых колес по сравнению с дисковыми на 35—45% меньше), меньший вес на 10—15%, удобство производства демонтажно-монтажных работ.

Основным способом изготовления ступиц колес является литье, для чего применяются ковкие чугуны (ковкий чугун № 1, КЧ 37—12 и др.) или литейные стали (35Л-1, 40ЛК-1).

Балансировка колес. Непрерывный рост скоростей движения автомобилей предъявляет повышенные требования к динамической уравновешенности колес. При наличии у них дисбаланса ухудшается комфортабельность езды, сокращается срок службы шин и ходовой части, возможно возникновение автоколебаний управляемых колес, которое может привести к потере устойчивости движения. Неуравновешенность колес в сборе (шина—обод с диском — ступица) для грузовых автомобилей не должна превышать 5—10 Н·м (0,5—1,0 кгс·м). Устранение обнаруженного дисбаланса производится креплением к ободу колеса специальных грузиков. Кроме дисбаланса не допускается радиальное и осевое биение колес. Биение проверяется индикатором по закранне обода. Оно (радиальное и осевое) не должно превышать 2,5—3,0 мм.

§ 67. ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ ДАВЛЕНИЯ ВОЗДУХА В ШИНАХ

Указанным оборудованием снабжаются полноприводные (4×4, 6×6) автомобили, предназначенные для систематической эксплуатации в неблагоприятных дорожных условиях (ГАЗ-66, ЗИЛ-131, «Урал-375» и др.). Оборудование позволяет:

1) при необходимости снижать до минимума давление воздуха в шинах и тем самым способствовать повышению проходимости машин;

2) устанавливать в шинах в зависимости от состояния дорог рекомендуемое давление;

3) осуществлять непрерывную подачу воздуха в шины при их мелких повреждениях.

На автомобилях, имеющих пневматический (ЗИЛ-131) или пневмогидравлический («Урал-375») тормозной привод, система регулирования подключена параллельно к этому приводу. Пневмокомпрессорная установка в этом случае является общей. В других случаях (ГАЗ-66) компрессорная установка устанавливается только для регулирования давления воздуха в шинах.

Типовая схема системы регулирования давления воздуха в шинах показана на рис. XIV.19. В нее входят: компрессорная установка 1, несколько воздушных ресиверов (один—три) 2, клапан ограничения падения давления 4 (или межресиверный редуктор), кран управления системой 5 (в ряде случаев вместо кранов используются автоматы регулирования), блок шинных кранов (распределитель воздуха) 6, воздухоподводящее устройство 3, запорные краны колес, контрольный манометр 7. Рассмотрим конструкции основных приборов системы.

К р а н у п р а в л е н и я располагается в кабине. В зависимости от дорожной обстановки при помощи этого крана автомобильные шины могут быть соединены с атмосферой (выпуск воздуха) или с воздушными ресиверами (подкачка шин воздухом). На автомобилях применяются краны двух типов — клапанные

и золотниковые. Клапанные краны имеют воздушный 1 (нагнетательный) и атмосферный 2 (выпускной) клапаны (рис. XIV.20, а). Открытие и закрытие клапанов производится рукояткой 4, имеющей три фиксированных положения. В корпусе крана смонтирован также обратный клапан 3, предназначенный для улучшения герметизации магистралей, идущих от крана к шинам.

При наличии известных достоинств (повышенная герметичность и др.) клапанные краны сложны по конструкции и в изготовлении. Золотниковые краны в этом отношении имеют преимущества (рис. XIV.20, б). Основными деталями золотникового

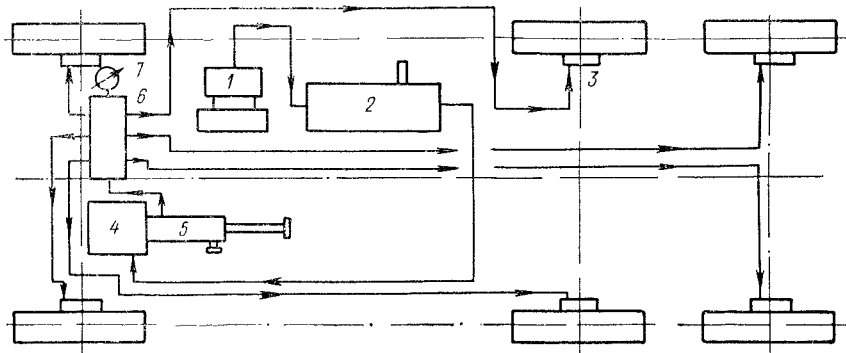


Рис. XIV.19. Схема оборудования для централизованного регулирования давления воздуха в шинах

крана являются корпус 6, золотник 10, уплотнительные кольца 7 и 9, проставочные втулки 8, ограничитель хода 12 и пробка 11. К корпусу крана прикреплен клапан ограничения давления. Принцип подключения золотникового крана к магистралям системы виден из рисунка.

Золотник 10 может занимать, так же как и рукоятка 4 у клапанного крана, три положения. Ход золотника из нейтрального положения в рабочее ограничивается кольцом 12.

Клапан ограничения падения давления позволяет поддерживать в ресиверах необходимый запас сжатого воздуха на случай непредвиденных аварийных торможений. Накачку шин в схемах регулирования с клапаном ограничения можно осуществлять, если давление воздуха в ресиверах больше 0,45—0,55 МПа (4,5—5,5 кгс/см²).

Конструктивно клапан ограничения выполняется в виде самостоятельного узла или комплектуется с краном управления (рис. XIV.20, б). Состоит он из корпуса 4, разделительной диафрагмы 5, стакана 3, тарелки 1, нагрузочной пружины 2 с регулировочным болтом 13, входного и выходного штуцеров. Настройка клапана производится выбором поджатия пружины 2 диафрагмы.

Контрольный манометр снабжен шкалой с рекомендуемыми давлениями в шинах для основных типов дорог. Рекомендуемые давления (на примере автомобилей ЗИЛ-131, «Урал-375»): 1) для дорог с твердым покрытием и укатанных грунтовых дорог $p_{\text{в}} = 0,30 \div 0,35$ МПа (3,0—3,6 кгс/см²); 2) при движении по рыхлому грунту $p_{\text{в}} = 0,15 \div 0,20$ МПа (1,5—2,0 кгс/см²), скорость автомобиля не более $v \leq 20$ км/ч; 3) при движении по

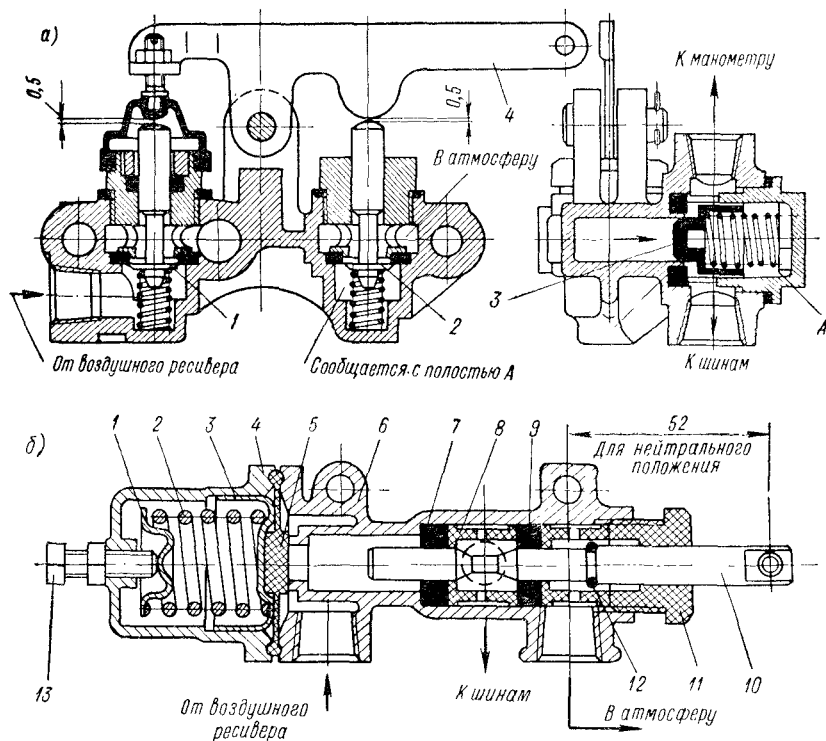


Рис. XIV.20. Конструкции кранов управления

сыпучему песку и грунтовой дороге в распутицу $p_{\text{в}} = 0,075 \div 0,10$ МПа (0,75—1,0 кгс/см²); 4) при движении по глубокому снегу, сырой луговине $p_{\text{в}} = 0,05 \div 0,075$ МПа (0,5—0,75 кгс/см²).

Блок шинных кранов имеет несколько вентилях (по числу колес — для ГАЗ-66, ЗИЛ-131, «Урал-375» или числу осей — для многоосных машин, собранных в блок). При открытых вентилях давление во всех шинах одинаковое; можно произвести одновременную их накачку или осуществить одновременный выпуск воздуха. В тех случаях, когда число вентилях выбрано по числу колес, можно изменять давление воздуха в шинах отдельно для каждого колеса. Основными деталями вентиля являются винт, клапан и корпус.

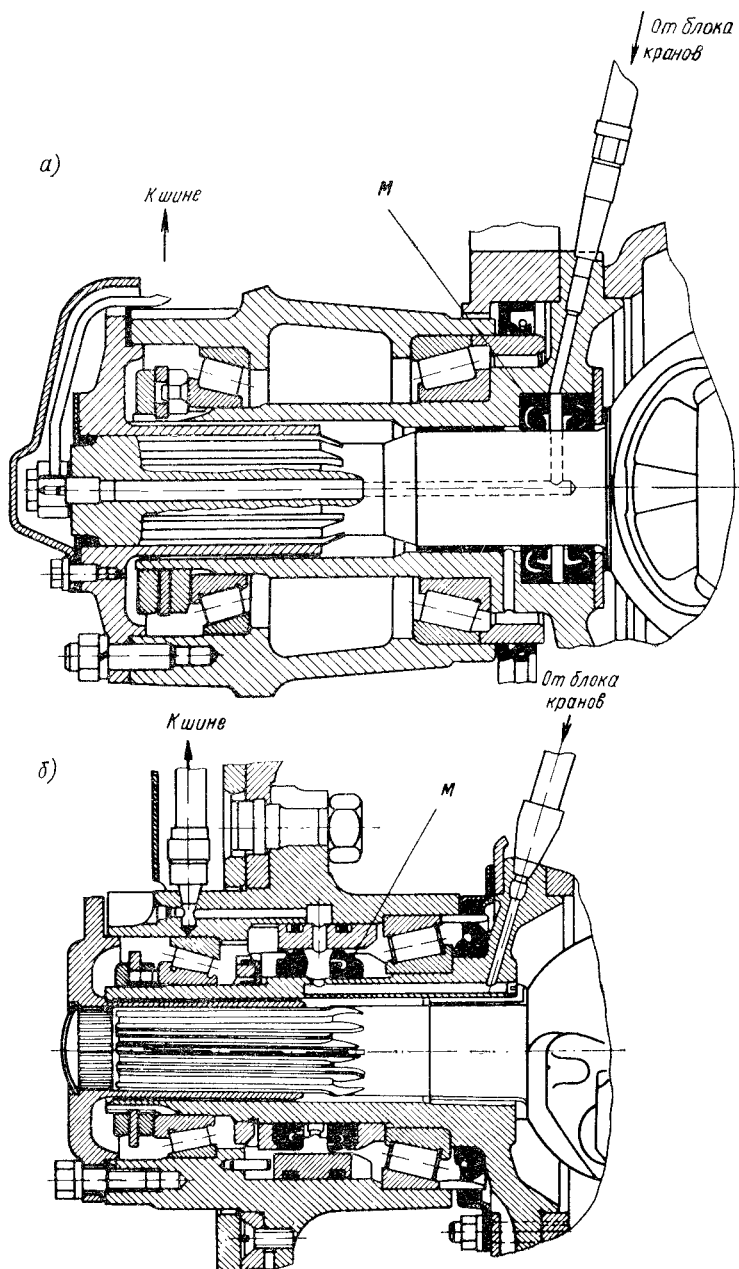


Рис. XIV.21. Конструкции воздуходводящих устройств

Воздухоподводящие устройства обеспечивают подвод воздуха к шинам, который может осуществляться с внешней или внутренней стороны колес. При внешнем подводе выступающие за габариты колес воздухоподводящие трубки (первые выпуски ЗИЛ-157) часто выходят из строя. Головка подвода воздуха прикреплена к торцовой части ступицы колеса.

В эксплуатации наиболее надежным оказался подвод воздуха с внутренней стороны (меньшие окружные скорости $v = 1 \div 2$ м/с и защищенность). Воздухоподводящие каналы в этом случае выполняются в цапфе (рис. XIV.21, б) или в цапфе и полуоси (ГАЗ-66, ЗИЛ-131, «Урал-375» — рис. XIV.21, а). Передача воздуха от неподвижной детали (цапфы) к подвижной (полуоси) производится в уплотнительном устройстве УС, состоящем из двух манжет М и обоймы. Манжеты поджимаются к полуоси (или ступице) кольцевыми спиральными пружинами. Удельное давление в месте контакта манжеты с вращающейся деталью лежит в пределах $p_m = 0,02 \div 0,04$ МПа (0,2—0,4 кгс/см²).

Запорные краны колес показаны на рис. XIV.10 и XIV.15, а. Количество их определяется числом колес. Они размещаются в дисках колес (ЗИЛ-131, ГАЗ-66, «Урал-375») или в ступице (автомобили МАЗ) и служат для предотвращения утечки воздуха из шин при длительной стоянке. Утечка происходит через неплотности воздухоподводящего устройства или повреждениях штуцеров и соединений воздухоподводящих магистралей. При необходимости эксплуатации автомобилей в неблагоприятных дорожных условиях запорные краны колес должны заранее открываться, при этом шины через блок шинных кранов соединяется с краном управления.

Список литературы к гл. XIV

1. Бидерман В. Л. и др. Автомобильные шины. М., Госхимиздат, 1963 383 с.
2. Балабин И. В., Путин В. А. Автомобильные и тракторные колеса. Челябинск, ЧКИ, 1963, 334 с.
3. Цукерберг С. М. и др. Пневматические шины. М., «Химия», 1973. 264 с.
4. Путин В. А. Автомобильные колеса с арочными шинами. Челябинск, Южно-Уральское книжное издательство, 1968, 161 с.

**ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЕЙ И АВТОПОЕЗДОВ
(АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ АТС)**

§ 68. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Тормозная система служит для замедления вплоть до полной остановки АТС и обеспечения их неподвижности во время стоянки. Тормозная система имеет первостепенное важное значение для обеспечения безопасности движения.

Тормозные системы АТС (см. ОСТ 37.001.016—70) включают следующие элементы.

1. Рабочая или основная тормозная система, обычно приводимая в действие от педали и широко используемая при всех режимах движения АТС.

Рабочая тормозная система должна тормозить все колеса АТС. Установившиеся величины замедлений составляют от 4,4 до 5,8 м/с² в зависимости от типа транспортного средства (нормы до 1975 г.); после 1975 г. от 5,5 до 7,0 м/с².

2. Стояночная тормозная система, обычно управляемая ручным рычагом и предназначенная для удержания на месте АТС.

Стояночная тормозная система должна удерживать на месте груженое АТС, остановившееся на спуске или подъеме с уклоном 24%. При этом усилие на ручном рычаге легковых автомобилей не должно превышать 400 Н (40 кгс).

3. Запасная или резервная тормозная система, обеспечивающая достаточно эффективное торможение (не менее 30% от эффективности основного тормоза) при выходе из строя основной системы.

Обычно основная и резервная системы управляются одной педалью, однако приводы к тормозам отдельные. Если запасная система полностью дублирует основную, то эффективность торможения при выходе из строя привода основных рабочих тормозов не меняется.

4. Вспомогательная тормозная система (тормоза замедлителя), предназначенная для длительного торможения АТС при движении на затяжных спусках. Этот тип тормоза обычно применяется на автомобилях и автобусах, работающих в горных районах и в местностях с холмистым рельефом. Средние величины замедления автомобилей с тормозами-замедлителями составляют 0,6—2,0 м/с². При испытаниях тормоз-замедлитель должен нормально действовать на спуске с уклоном в 7% при скорости 30 км/ч на расстоянии 6 км.

Обязательными для всех моделей автомобилей являются основной и стояночный тормозы. Из них основной тормоз должен обладать большой энергоемкостью и не перегреваться сверх допустимых значений даже при движении в сложных условиях.

Испытание эффективности тормозных свойств автомобилей (испытание типа 0) осуществляется при наибольшей начальной скорости $v_{\max} = 80\%$ до $v_{\min} = 30\%$ от v'_{\max} на «холодных» тормозах (v'_{\max} — максимальная скорость АТС по данным завода-изготовителя). В холодных тормозах температура, измеренная у тормозного диска или с наружной стороны тормозного барабана, должна быть не выше 100°C .

К тормозным системам предъявляются следующие требования.

1. Тормозные системы автомобилей и автопоездов должны быть высокоэффективными. При напряженном движении число транспортных происшествий снизится, если максимальная величина замедлений будет высокой и одинаковой у АТС разных по типу и массе и движущихся в потоке. Одновременно должны быть одинаковыми или близкими друг к другу к длине тормозных путей s_{τ} (с допуском $\pm 10\text{--}15\%$).

До настоящего времени требования равенства тормозных путей для разных типов автомобилей не выполняются. Тормозной путь s_{τ} тяжелых грузовых автомобилей, особенно работающих с прицепами, обычно больше s_{τ} легковых автомобилей и малых моделей мелких грузовиков. Это объясняется большим временем срабатывания тормозного привода тяжелого автомобиля и автопоезда с длинными трубопроводами, а также трудностью в размещении мощного тормозного механизма в ограниченных габаритах обода колеса.

В связи с дальнейшим ростом скоростей АТС величины максимальных замедлений при торможении должны быть повышены до $7\text{--}9\text{ м/с}^2$.

2. Необходима синхронность нарастания и спада кривой тормозного момента M_{τ} каждого тормоза.

3. Время срабатывания тормозного привода, особенно для автопоездов, должно быть сокращено.

4. Тормозные моменты отдельных колес должны быть пропорциональны их сцепному весу с исключением «юз».

5. Должно соблюдаться равенство тормозных сил на колесах каждой оси. Допустимое отклонение не свыше 15% наибольшего значения тормозной силы.

6. Теплоотвод от поверхностей трения тормозов должен быть хорошим.

7. Величины коэффициентов трения μ между барабаном и накладками в пределах эксплуатационного спектра температур и удельных давлений должны быть высокими и стабильными.

8. Необходима постоянная защита пар трения тормоза от увлажнения и загрязнения.

9. Следящее действие привода должно быть обеспечено на всех режимах торможения и оттормаживания.

10. Скрип тормозов не должен иметь места при всех режимах торможения.

11. При разрыве сцепки автопоезда тормозные устройства прицепа должны обеспечить его автоматическую остановку.

12. Так как тормозная система играет первостепенную роль в обеспечении безопасности движения АТС, то ряд элементов тормозных систем должен быть элементами гарантированной прочности, не выходящими из строя в течение всего срока службы АТС в любых условиях эксплуатации.

Режимы торможения могут быть разделены на две категории.

I. Экстренные (или аварийные), соответствующие максимально возможной интенсивности торможения. Количество экстренных торможений составляет 2—3% от общего числа торможений в зависимости от опытности водителя и условий движения.

II. Служебные торможения являются преобладающими и составляют 97—99% от общего числа торможений. В среднем интенсивность служебных торможений составляет 15—30% от интенсивности экстренных торможений.

В состав тормозной системы входят:

1) тормозные механизмы или собственно тормоза, расположенные на колесах автомобиля или в трансмиссии;

2) тормозные приводы с органами управления;

3) регулирующие устройства.

К л а с с и ф и к а ц и я т о р м о з н ы х м е х а н и з м о в производится по следующим признакам:

1) по числу и расположению тормозных механизмов. Как правило, рабочие тормозные механизмы расположены на всех колесах АТС. Значительно реже основные тормоза располагаются не на всех осях автомобиля: в двухосных тихоходных автомобилях — на задней оси, в некоторых гоночных — на передней, в трехосных — на двух задних осях;

2) по конструкции. В группе тормозов с механическим трением преобладают колодочные тормоза с расположением колодок обычно внутри барабанов. Меньшее распространение имеют дисковые тормоза, применение которых возрастает, особенно на легковых автомобилях. Ленточные тормоза применяются преимущественно в планетарных коробках передач, а также иногда для стояночных тормозов, расположенных на карданном валу.

К л а с с и ф и к а ц и я т о р м о з н ы х п р и в о д о в производится по типу привода, источнику энергии для целей торможения, способу передачи работы от командного органа (педаль, рычаг) к тормозным механизмам, степени автоматичности.

Для грузовых автомобилей и автобусов с полной массой до 4 т, а также малых моделей легковых автомобилей с полной массой до 1,5 т применяются обычно гидравлические приводы, приводимые в действие мускульной силой водителя (привод прямого дей-

ствия). На более тяжелых моделях грузовых автомобилей и автобусов с полной массой свыше 5 т, а также легковых автомобилях с полной массой свыше 1,5 т в тормозной привод включаются усилители, которые «помогают» водителю, повышать силу, приложенную к педали, в 3—5 раз. Источником энергии для усилителей являются: 1) разность между атмосферным давлением и давлением во впускной трубе карбюраторного двигателя; 2) жидкость или воздух под давлением, создаваемым насосом, работающим от двигателя.

Пропорциональность между силой давления на тормозную педаль и колодки (диски) тормозного механизма обеспечивается следящим устройством в распределителе. В случае выхода из строя усилителя торможение осуществляется только давлением ноги водителя со значительно меньшей интенсивностью.

На грузовых автомобилях и автобусах большой массы (свыше 8—10 т) применяются автоматические приводы с источником энергии в виде сжатого воздуха или жидкости под давлением или электроэнергии, а также комбинированные приводы.

§ 69. ТОРМОЗНЫЕ МЕХАНИЗМЫ КОЛОДОЧНОГО ТИПА

Широкое распространение в качестве основных или рабочих тормозов имеют колодочные тормоза фрикционного типа с колодками, расположенными внутри тормозного барабана. Схема сил, действующих на колодки тормозов разных типов, представлена на рис. XV.1. При анализе схем колодочных тормозов принято для упрощения, что величина удельного давления барабана на накладку p по длине дуги накладки постоянна, и равнодействующая нормальных сил, действующих со стороны барабана на накладку колодки, приложена посередине дуги накладки и равна

$$Y = p\beta r_6 b,$$

где p — удельное давление между барабаном и накладкой постоянное по дуге охвата; β — угол охвата накладки; r_6 — радиус барабана; b — ширина накладки.

Ось вращения колодки неподвижна. Оптимальный угол охвата накладки колодки $\beta = 90^\circ \div 100^\circ$. Величина удельного давления между барабаном и накладкой при экстренном торможении не должна превышать 2,5 МПа (25 кгс/см²).

На рис. XV.1, а представлен симметричный двухколодочный тормоз с односторонним расположением шарнирных опор в точках O_1 и O_2 . Левая колодка при вращении барабана по направлению стрелки будет прижиматься моментом трения $Y_1 \mu r_6$ (активная колодка), правая — отжиматься моментом трения $Y_2 \mu r_6$ (пассивная колодка), где μ — коэффициент трения между накладкой и барабаном (см. гл. III).

Результирующие Y_1 и Y_2 , приложенные со стороны барабана на колодки, могут быть найдены из уравнения моментов

относительно точек O_1 и O_2 :

$$Y_1 = P_1 \frac{a+c}{c-\mu e}; \quad Y_2 = P_2 \frac{a+c}{c+\mu e}. \quad (\text{XV.1})$$

Тормозной момент M_τ обеих колодок будет

$$M_\tau = \mu r_6 (Y_1 + Y_2) = \mu r_6 (a+c) \left(\frac{P_1}{c-\mu e} + \frac{P_2}{c+\mu e} \right). \quad (\text{XV.2})$$

Существенное влияние на величину M_τ оказывает конструкция разжимного устройства.

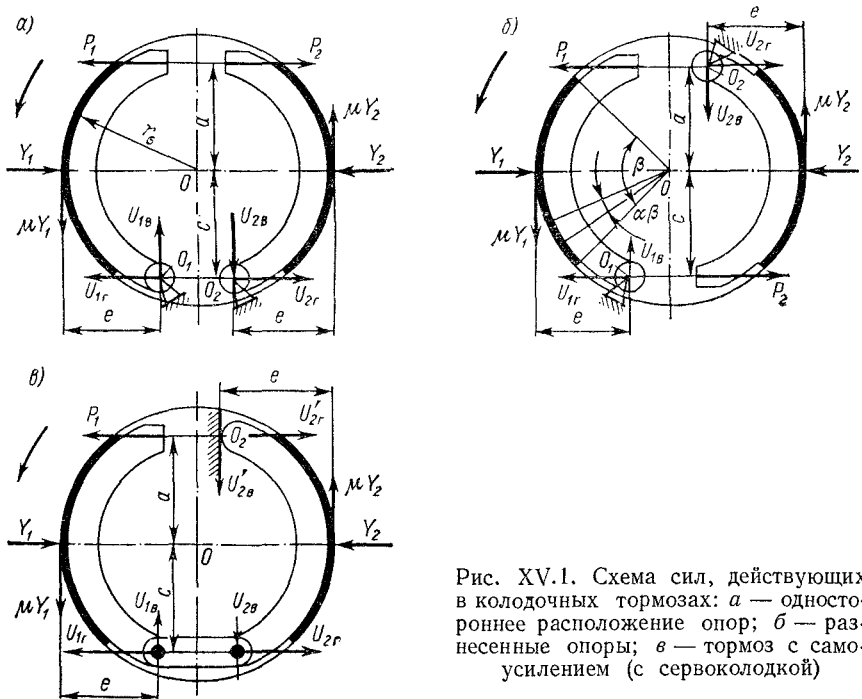


Рис. XV.1. Схема сил, действующих в колодочных тормозах: а — одностороннее расположение опор; б — разнесенные опоры; в — тормоз с самоусилением (с сервоколодкой)

При тормозе с равными перемещениями колодок (или фиксированным кулаком) тормозной кулак изготовлен за одно целое с валом (автомобили ЗИЛ-130, МАЗ-500 и др.); после приработки накладки к барабану будут справедливы следующие зависимости:

$$P_1 < P_2; \quad Y_1 = Y_2; \quad p_1 = p_2. \quad (\text{XV.3})$$

Величины удельных давлений определяются по формулам:

$$p_1 = \frac{Y_1}{r_6 \beta_1 b}; \quad p_2 = \frac{Y_2}{r_6 \beta_2 b}, \quad (\text{XV.4})$$

где β_1 и β_2 — углы охвата накладок активной и пассивной колодок.

Так как $Y_1 = Y_2$, то из формулы (XV.1) получим

$$\frac{P_1}{c - \mu e} = \frac{P_2}{c + \mu e}.$$

Полный тормозной момент M_τ

$$M_\tau = 2\mu r_0 P_1 \frac{a + c}{c - \mu e}. \quad (\text{XV.5})$$

При плавающем кулаке (тормоз с равными силами, действующими на колодки) $P_1 = P_2 = P$; $Y_1 > Y_2$ и $p_1 > p_2$. Этому условию соответствуют кулаки с уравнителем, колесные цилиндры гидравлического привода с поршнями равного диаметра, клиновидное разжимное устройство. Подставляя $P_1 = P_2 = P$ в формулу (XV.2), получим величину полного тормозного момента M_τ для тормоза с плавающим кулаком

$$M_\tau = 2\mu r_0 P (a + c) \frac{c}{c^2 - \mu^2 e^2}. \quad (\text{XV.5a})$$

Величина тормозного момента M_τ у тормозов с фиксированным и с плавающим кулаком одинакова как на переднем, так и на заднем ходу автомобиля.

Вследствие неравенства удельных давлений на накладку колодок ($p_1 > p_2$) у тормоза с плавающим кулаком износ накладок активной колодки происходит более интенсивно, чем пассивной. Чтобы сблизить долговечность накладок активной и пассивной колодок, длина накладки или ее толщина у активной колодки делается больше, чем у пассивной. Иногда применяются ступенчатые цилиндры, обеспечивающие большую величину разжимного усилия на пассивную колодку ($P_1 < P_2$).

У тормозов с разнесенными опорами (рис. XV.1, б) обе колодки работают как активные. Это повышает величину тормозного момента по сравнению с тормозом, имеющим одностороннее расположение опор, выравнивает удельные давления на накладки колодок. Дополнительные нагрузки на подшипники колес при торможении, возникающие за счет неуравновешенных сил Y_1 и Y_2 в тормозе с равными силами, у тормоза с разнесенными опорами отсутствуют. Величина момента тормоза с разнесенными опорами при равенстве сил $P_1 = P_2 = P$ определится по формуле (XV.2) с заменой в правой колодке плеча c на a

$$M_\tau = \mu r_0 (a + c) P \left(\frac{1}{c - \mu e} + \frac{1}{a - \mu e} \right). \quad (\text{XV.6})$$

Указанная величина M_τ справедлива при торможении автомобиля на переднем ходу. Момент тормоза на заднем ходу существенно меньше и определяется по формуле

$$M'_\tau = \mu r_0 (a + c) P \left(\frac{1}{c + \mu e} + \frac{1}{a + \mu e} \right). \quad (\text{XV.7})$$

На рис. XV.1, в представлен тормоз с самоусилением (серво-тормоз). Левая колодка работает как активная. Правая колодка прижимается силой U_2 от левой (первичной) колодки плавающего типа и является сервоколодкой. Величина удельного давления между барабаном и накладками колодок, а следовательно, и износ накладок в тормозе этого типа

неодинаковы. Они значительно выше у сервоколодки.

Тормоза с самоусилением имеют ограниченное распространение, так как не обеспечивают плавного торможения, имеют склонность работать рывками и в момент торможения создают дополнительные нагрузки на подшипники колес.

К колодочным тормозам должны быть отнесены также камерные тормоза. Камерный тормоз схематически представлен на рис. XV.2. Колодки 2 с накладкой расположены в неподвижных направляющих (упорах) 3, воспринимающих тормозной момент. Прижатие колодок к внутренней поверхности барабана осуществляется при подаче сжатого воздуха в расширительную резиновую камеру 4, перемещающую колодку в радиальном направлении.

При оттормаживании кольцевые пружины 6 возвращают колодки в исходное состояние. Тормозной момент M_τ камерного тормоза подсчитывается по формуле

$$M_\tau = \mu z r_0 (p_b k_x a b - Q'), \quad (XV.8)$$

где z — число колодок; p_b — давление в расширительной камере; k_x — коэффициент, учитывающий жесткость материала расширительной камеры; a и b — длина и ширина накладки каждой колодки; Q' — сила оттяжных пружин, действующая на колодку.

Имеются опытные образцы камерных тормозов без колодок. В этом случае расширительная камера в части, соприкасающейся с внутренней поверхностью барабана (протектор), изготавливается из жароупорных каучуков и должна быть повышенной прочности. К их преимуществам относятся: использование всей внутренней поверхности барабана для торможения, полная уравновешенность тормоза, плавность торможения и оттормаживания, хотя и за

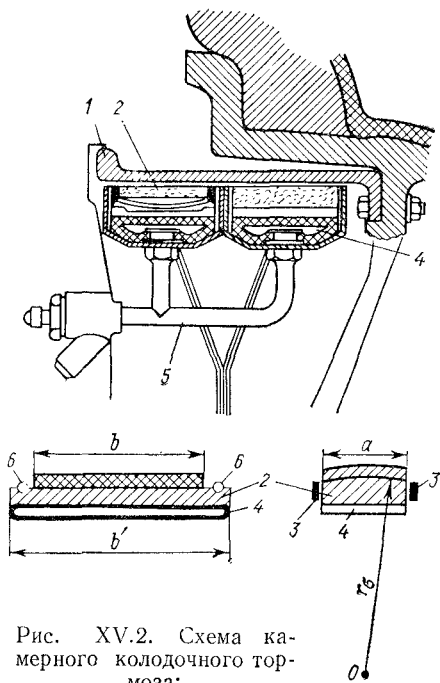


Рис. XV.2. Схема камерного колодочного тормоза:

- 1 — барабан; 2 — колодки; 3 — упоры;
4 — расширительная камера; 5 — трубопровод; 6 — возвратная пружина

колодки в исходное состояние. Тормозной момент M_τ камерного тормоза подсчитывается по формуле

счет некоторого увеличения времени торможения и оттормаживания вследствие большого объема расширительной камеры.

Величина коэффициента эффективности колодочного тормоза k_3 подсчитывается по формуле

$$k_3 = \frac{M_\tau}{(P_1 + P_2)r_6},$$

где M_τ — тормозной момент на колесе; P_1 и P_2 — силы, действующие со стороны разжимного устройства на колодки; r_6 — радиус барабана (рис. XV.1).

Отдельные типы тормозов имеют следующие величины коэффициентов эффективности k_3 :

Для колодочного тормоза (тип А):	
с равными перемещениями	0,7
с равными силами, действующими на колодки	0,81
Для тормоза:	
с разнесенными опорами ¹ (тип Б)	1,11
с самоусилением или сервотормоз (тип В)	1,72

Если коэффициент эффективности для тормоза с равными перемещениями колодок $k_3 = 0,7$ принять за 100%, то величины k_3 для других рассмотренных типов будут соответственно 116, 159, 245%. Указанные величины k_3 получены при $e_1 = e_2 = e = 0,85r_6$; $a = c = 0,8r_6$; $\mu = 0,35$.

Тормозные барабаны и колодки и их опоры должны обладать высокой жесткостью, что в значительной степени достигается их оребрением. Недостаточная жесткость влечет за собой неравномерный износ барабана и накладок колодок, а также скрип тормозов. Максимальное увеличение диаметра открытой части барабана при «аварийном» торможении не должно превосходить 0,2—0,3% номинального диаметра, даже после расточки при ремонте.

В качестве материала для барабанов тормозов применяются легированные чугуны с присадками меди, никеля и молибдена, а также перлитный чугун. Материал барабана должен иметь высокий коэффициент трения, хорошую износостойкость, равномерно изнашиваться при работе, не образуя задиrow. Рабочая поверхность барабана подвергается шлифованию, что необходимо вследствие малых зазоров между барабаном и накладкой в оттоженном состоянии.

Достаточно высокой жесткостью при умеренном весе обладают биметаллические барабаны, состоящие из литого обода и штампованного диска. Наряду с высокой жесткостью тормозные барабаны должны быть легкими, с тем чтобы не увеличивать массу неподвижных частей автомобиля.

Наибольшее распространение имеют литые и сварные колодки. Колодки, отливаемые из легированного чугуна или легких сплавов, отличаются высокой жесткостью и большим весом и чаще

¹ Для переднего хода автомобиля.

применяются на грузовых автомобилях. Сварные колодки, состоящие из обода и приваренного к нему ребра жесткости, значительно легче литых.

Скрип тормозов вызывается вибрацией тормозного барабана, колодок, диска. Он устраняется изменением частоты вибраций, при которой вибрации не будут восприниматься слухом человека.

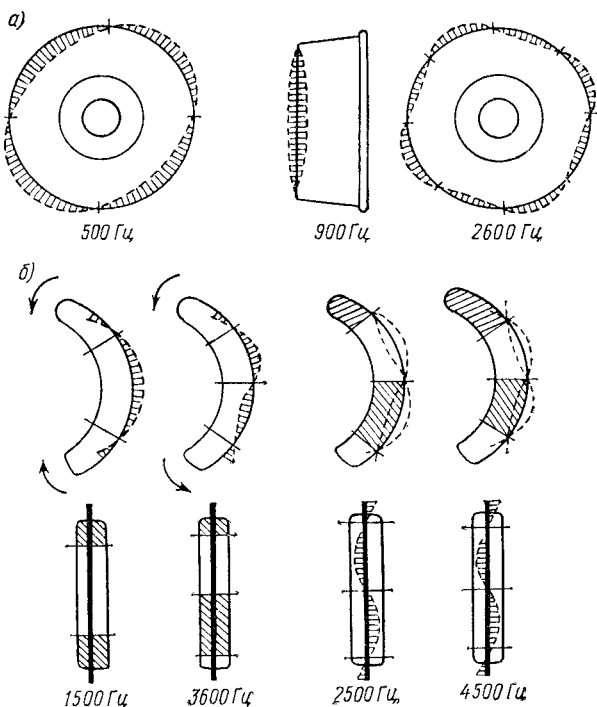


Рис. XV.3. Характер колебаний барабана (а) и колодок тормоза (б), вызывающих скрип тормозов

Причиной скрипа тормозов могут быть фрикционные колебания колодок в контакте их с барабаном, вызываемые неодинаковыми значениями коэффициентов статического μ_s и динамического μ_d трения между барабаном и накладкой колодок. На частоту колебаний колодок влияет их масса и жесткость опор. Скрип может быть устранен подбором материала накладки с малой разностью $\mu_s - \mu_d$ и улучшением демпфирующих свойств опор колодок.

Характер колебаний барабана с разными частотами представлен на рис. XV.3, а. При частоте 2600 Гц рабочая поверхность барабана имеет восемь узлов колебаний по окружности.

Характер вибрации колодок представлен на рис. XV.3, б. Эти вибрации состоят из изгибных вибраций ребра и изгибно-крутильных вибраций обода колодки с частотой 1500—4500 Гц.

§ 70. ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ТОРМОЗОВ

Излагаемый ниже метод обладает наглядностью действия сил и простотой построения при достаточной для практических целей точности.

Распределение удельных давлений принято изменяющимся пропорционально синусу угла β (рис. XV.4), отсчитываемого от линии, проходящей через опору колодки и центр тормоза.

Последовательность расчета рассмотрена на примере двухколесного тормоза автомобиля грузоподъемностью 2,5 т с силами равными $P_1 = P_2$ и $p_1 \neq p_2$ при одностороннем размещении неподвижных опор.

1. Через центр тормозного барабана O (рис. XV.4) и опору левой колодки O_1 проводится линия OO_1 . К ней из центра O восстанавливается перпендикуляр Ob . В точке b удельные давления барабана на накладку максимальные.

2. Проводится вспомогательная окружность, проходящая через точку O с центром, расположенным на линии Ob . Радиус вспомогательной окружности по техническим причинам не следует брать больше четверти радиуса барабана.

3. Дуга накладки делится на 8—12 участков и середины каждого участка соединяются с центром барабана O .

4. Хорды вспомогательной окружности $O1' = Y'_1$; $O2' = Y'_2$; $O3' = Y'_3$ и т. д. пропорциональны синусу угла β и, таким образом, величина их показывает характер изменения нормальных усилий по длине накладки.

Если принять, что максимальная величина нормальной силы пропорциональна диаметру вспомогательной окружности, то любой луч, проведенный из точки O под углом β к касательной окружности, пересечется с окружностью, причем величина a хорды On будет пропорциональна синусу угла β (см. эскиз справа).

Для доказательства соединим m с n прямой. Треугольник прямоугольный, так как построен на диаметре окружности, и угол при вершине m равен β . В таком случае сторона $On = \sin \beta$, если положить $Om = 1$.

По величинам $O1' = Y'_1$; $O2' = Y'_2$ и т. д. строится веревочный многоугольник и находятся величина и направление общей результирующей R_1^* и нормальной силы Y_1^* , действующей со стороны барабана на колодку.

5. По известной величине коэффициента трения μ определяется результирующая касательная сила трения $X_1^* = \mu Y_1^*$ и находится результирующая R_1^* сил X_1^* и Y_1^*

$$R_1^* = \sqrt{(X_1^*)^2 + (Y_1^*)^2}.$$

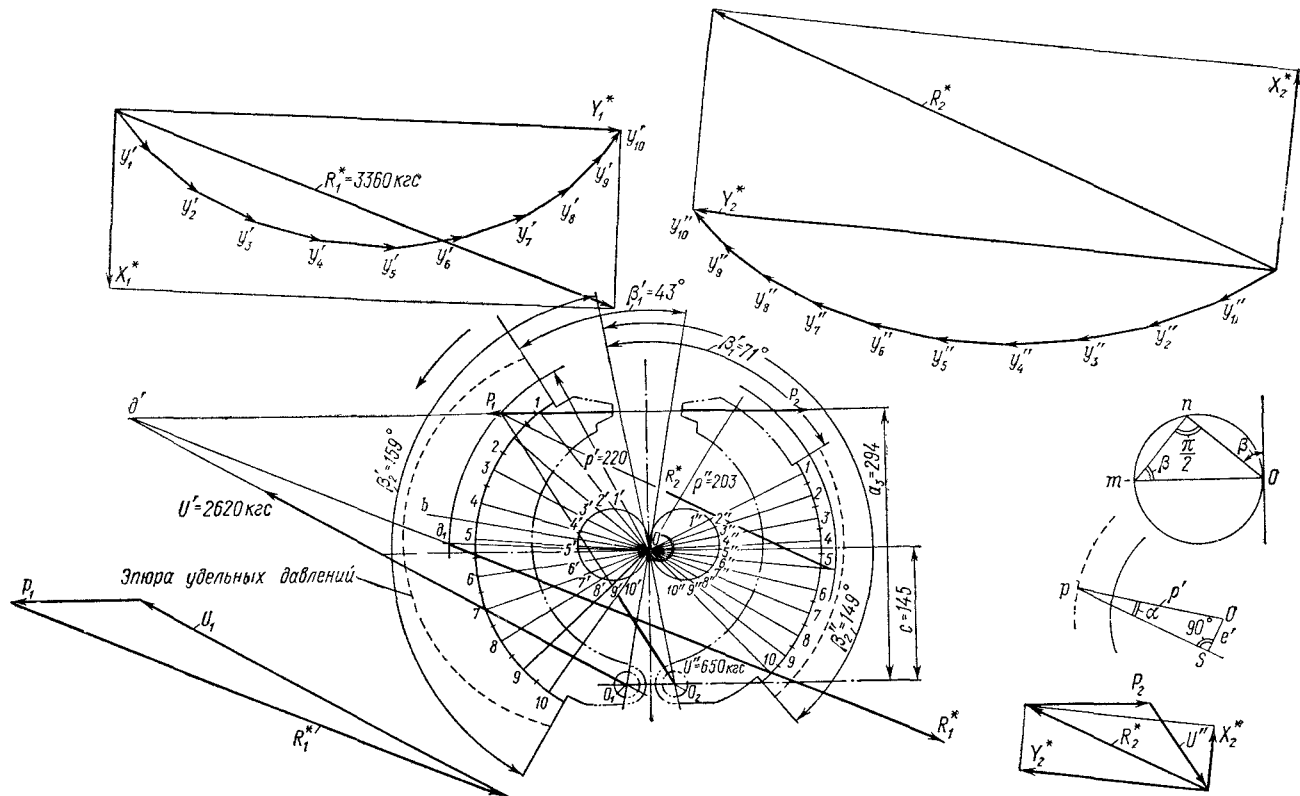


Рис. XV.4. Графический расчет колодочного тормоза

6. Радиус ρ' приложения результирующей касательной силы X_1^* (условный радиус) определится по формуле

$$\rho' = \frac{\sum x'_i}{X_1^*} r_0 = \frac{\sum y'_i}{Y_1^*} r_0, \quad (\text{XV.9})$$

где $\sum x'_i$ и $\sum y'_i$ — сумма касательных и нормальных сил, действующих на накладку колодки.

7. Точка ∂_1 приложения результирующей R_1^* определится пересечением результирующей нормальной силы Y_1^* , проходящей через центр барабана O , с окружностью радиуса ρ' .

8. Сила P_1 , действующая со стороны кулака или гидравлических тормозных цилиндров, известна по направлению. Если учесть силу трения, действующую между кулаком и колодкой, то сила P_1 отклонится от нормали на угол трения в сторону вращения кулака.

9. По известной силе R_1^* (величина и направление) и силе P_1 (направление) определяется величина силы P_1 , а также величина и направление реакции опоры колодки U' . С этой целью сила R_1^* переносится по линии ее действия до пересечения с линией действия силы P_1 (точка ∂'). Для определения направления действия реакции опоры U' следует полученную точку ∂' соединить с центром опоры колодки. Так как колодка находится под действием этих сил в равновесии, то сумма сил R_1^* , P_1 и U' в точке ∂' должна быть равна нулю. Построением треугольника определяются величины P_1 и U' активной колодки как для тормоза с равным перемещением колодок, так и для тормоза с равными силами.

10. Для пассивной колодки последовательность построения будет в общем аналогична рассмотренной. Однако в зависимости от типа разжимного устройства силы, заданные по величине, будут разными.

11. У тормоза с равным перемещением колодок (фиксированный кулак) максимальные удельные давления на активной и пассивной колодках одинаковы.

У тормозов с равными силами $P_1 = P_2$ величины удельных давлений на активную и пассивную колодки неодинаковы. Поэтому построение с помощью вспомогательной окружности многоугольника сил, действующих на обшивку, даст только направление результирующей силы R_2^* .

12. Для определения масштаба сил M необходимо знать тормозной момент на колесе M_{τ} , равный сумме моментов на обоих колодках

$$M_{\tau} = (R_1^* e' + R_2^* e'') M,$$

где R_1^* , R_2^* выражены в мм; M_{τ} — в Н·м (кгс·мм); M — в Н/мм (кгс/мм).

Отсюда масштаб M будет

$$M = \frac{M_{\tau}}{R_1^* e' + R_2^* e''}. \quad (\text{XV.10})$$

Величины e' и e'' берутся из чертежа или подсчитываются по формулам:

$$e' = \frac{\rho' \mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}; \quad (\text{XV.11})$$

$$e'' = \frac{\rho'' \mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}, \quad (\text{XV.11a})$$

где ρ' и ρ'' — условные радиусы для левой и правой колодок.

Формула (XV.11a) может быть получена из рассмотрения треугольника OpS

$$e'^2 = \rho'^2 - \rho'^2 \cos^2 \alpha = \rho'^2 (1 - \cos^2 \alpha) = \rho'^2 \sin^2 \alpha,$$

откуда

$$\frac{1}{\sin^2 \alpha} = 1 + \frac{1}{\text{tg}^2 \alpha}; \quad \sin \alpha = \frac{\text{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \text{tg}^2 \alpha}} = \frac{\mu}{\sqrt{1 + \mu^2}}, \quad (\text{XV.12})$$

так как $\mu = \text{tg} \alpha$.

13. Величина удельного давления на данном участке колодки определится по формуле

$$p_1 = \frac{y_n}{bl_n}, \quad (\text{XV.13})$$

где y_n — давление на накладку колодки на участке n ; b — ширина колодки; l_n — длина накладки колодки на участке n .

Определив направление сил R_2^* и U'' , определяем их величину.

Графическое разложение силы R_2^* на X_2^* и Y_2^* даст их величины.

Максимальное удельное давление на накладку активной колодки

$$(p_1)_{\max} = \frac{y_5}{bl_5},$$

а на накладку пассивной колодки

$$(p_2)_{\max} = \frac{y_3}{bl_3}.$$

§ 71. ДИСКОВЫЕ И КОЛОДОЧНО-ДИСКОВЫЕ ТОРМОЗА. РЕГУЛИРОВКА ЗАЗОРОВ В ТРУЩИХСЯ ПАРАХ

Дисковые и колодочно-дисковые тормоза находят применение как рабочие на колесах легковых и в меньшей степени грузовых автомобилей. В качестве стояночных применяются колодочно-дисковые тормоза открытого типа с вращающимся диском.

Дисковые тормоза по сравнению с колодочными имеют следующие преимущества:

- 1) меньший вес дисковых тормозов открытого типа;
- 2) малые зазоры между дисками и колодками в выключенном состоянии (0,05—0,1 мм), позволяющие значительно увеличить передаточное число привода (особенно у колодочно-дисковых тормозов);
- 3) хороший теплоотвод от трущихся пар при вращающемся диске колодочно-дискового тормоза (открытые тормоза);

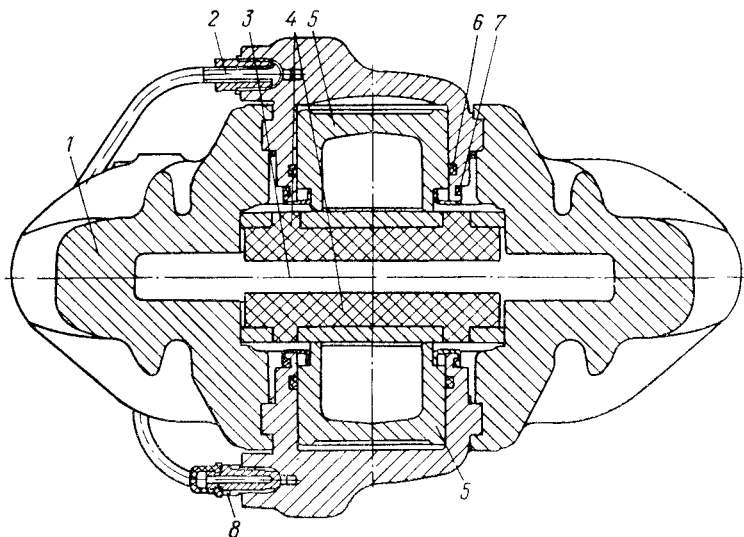


Рис. XV.5. Колесный дисковый тормоз открытого типа (ВАЗ 2101)

- 4) уравновешенность осевых сил, действующих на диск; тангенциальные силы от односторонне сегментного типа расположенных колодок (ламель) не уравновешиваются и воспринимаются подшипниками;

- 5) равномерное распределение удельного давления по поверхности пар трения.

Следует отметить недостаточную защищенность от загрязнения трущихся пар открытых колодочно-дисковых (ламельных) тормозов особенно задних колес, а также повышение величины удельных давлений в тормозах этого типа, достигающих при аварийных торможениях 5 МПа (50 кгс/см²) и более. Поэтому износ накладок этих тормозов значительно (в 2—3 раза) больше, чем у барабанных.

Открытый колодочно-дисковый (ламельный) тормоз передних колес автомобиля ВАЗ представлен на рис. XV.5. В суппорте 1 расположен диск тормоза, приболченный к ступице переднего колеса. Место для диска тормоза обозначено цифрой 3. Две пло-

ских колодки с фрикционными накладками 4 размещены по обе стороны тормозного диска. Прижатие колодок к диску осуществляется двумя поршнями 5 гидропривода, имеющими соответствующие уплотнения 6 и 7. Жидкость к цилиндрам¹ тормозного привода подводится по трубопроводу 2. Удаление воздуха из системы осуществляется через продувочную пробку 8.

Величина тормозного момента M_{τ} колодочно-дискового тормоза определится по формуле

$$M_{\tau} = 2P\mu r_{cp},$$

где $P = p_0 \frac{\pi d_{ц}^2}{4}$; r_{cp} — средний радиус колодки (ламели); $d_{ц}$ — диаметр тормозного цилиндра; p_0 — давление жидкости в системе; μ — коэффициент трения накладки по диску.

Колесный дисковый тормоз закрытого типа ведущего моста грузового автомобиля представлен на рис. XV.6, а. Он состоит из корпуса 2, связанного со ступицей колеса. Диски 1 и 3 могут перемещаться в осевом направлении. В отторможенном состоянии они стягиваются пружинами 6, образуя зазоры между трущимися парами.

При торможении штоки двух симметрично расположенных цилиндров 4 гидравлического привода осуществляют поворот диска 1 относительно оси колеса. Восемь стальных шариков 5, перемещаясь по скосам канавок механизма усиления, защемляются, вызывая осевое перемещение дисков и прижатие их к корпусу тормоза силами Y (рис. XV.6, б).

Применение усиливающего устройства с защемляемыми шариками обеспечивает необходимую величину тормозного момента. Определение тормозного момента дискового тормоза с усиливающим устройством можно выполнить по следующей формуле (для двух поверхностей трения):

$$M_{\tau} = \frac{2Q \frac{r_{ц}}{r_{ш}} \operatorname{ctg} \alpha r_{cp} \mu}{1 - \frac{r_{cp}}{r_{ш}} \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha}}, \quad (\text{XV.14})$$

где Q — касательная сила, действующая со стороны привода на диск; $r_{ц}$ и $r_{ш}$ — радиусы расположения цилиндров гидропривода и шариков, раздвигающих диски при их повороте относительно оси тормоза; α — угол наклона канавки шарика; r_{cp} — средний радиус приложения сил трения.

Средняя величина удельного давления между накладкой и дисками может быть найдена по известной нормальной силе

¹ Диаметр цилиндра ВАЗ 2101 равен 48 мм.

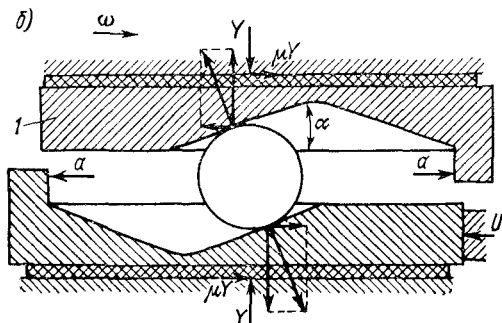
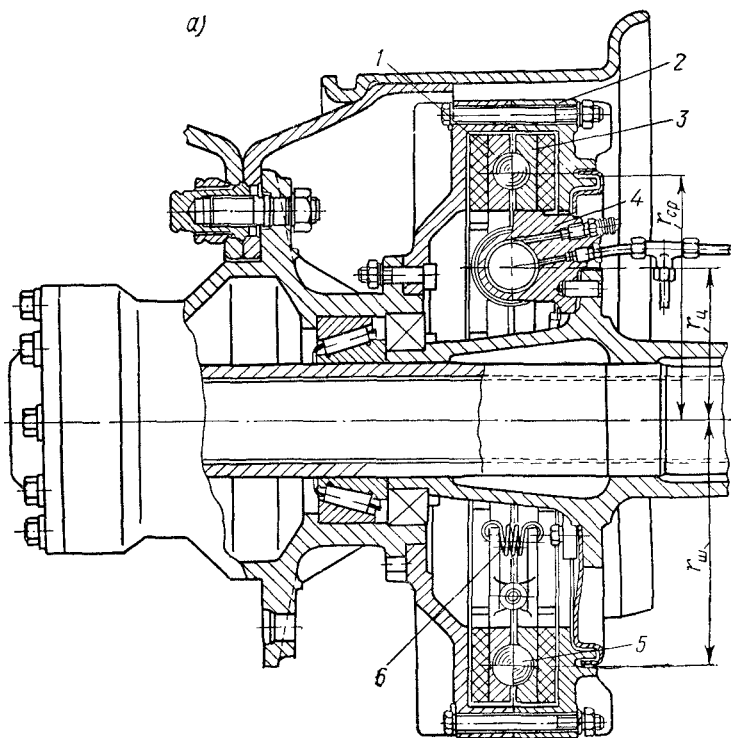


Рис. XV.6. Колесный дисковый тормоз закрытого типа (а) и силы, действующие в механизме самоусиления дискового тормоза (б)

давления Y и поверхности трения диска F :

$$Y = \frac{Q \frac{r_{ц}}{r_{ш}} \operatorname{ctg} \alpha}{1 - \frac{r_{ср}}{r_{ш}} \frac{\mu}{\operatorname{tg} \alpha}}; \quad (\text{XV.15})$$

$$F = \pi (r_1^2 - r_2^2) \quad \text{и} \quad p = \frac{Y}{F}. \quad (\text{XV.16})$$

Как видно из формулы (XV.15), при знаменателе, равном нулю нормальная сила становится равной бесконечности, и происходит заклинивание шариков. Это не будет иметь места, если

$$\operatorname{tg} \alpha > \frac{r_{ср}}{r_{ш}} \mu,$$

где $\alpha = 30 \div 35^\circ$

Отношение $r_{ср}/r_{ш}$ обычно близко к 1. Тогда $\operatorname{tg} \alpha > \mu$.

Если допустить, что износ трущихся поверхностей дисков пропорционален скорости скольжения v' и удельному давлению p , то величина удельного давления при равномерном износе диска по окружности будет неодинаковой по ширине диска.

Элементарная площадка dF , выделенная на поверхности диска на радиусе r_x , равна

$$dF = r_x d\alpha dr_x$$

и соответствующая нормальная элементарная сила dY

$$dY = r_x d\alpha dr_x p.$$

Суммарная нормальная сила давления на накладку Y может быть получена следующим образом:

$$Y = pr_x \int_0^{2\pi} \int_r^R d\alpha dr_x = 2\pi (R - r) r_x p, \quad (\text{XV.17})$$

так как $pr_x = \text{const}$.

Величина удельного давления

$$p = \frac{Y}{2\pi (R - r) r_x}. \quad (\text{XV.18})$$

Максимальное удельное давление будет по внутренней поверхности диска, а минимальное — по наружной

$$p_{\max} = \frac{Y}{2\pi (R - r) r} \quad \text{и} \quad p_{\min} = \frac{Y}{2\pi (R - r) R}. \quad (\text{XV.19})$$

На рис. XV.7, *a* и *б* представлены детали для регулировки зазора вручную путем изменения положения опоры колодок и изменения зазора между барабаном и колодками с помощью эксцентрика в верхней части колодки. Регулировка зазора между барабаном и колодками у тормозов с пневматическим приводом

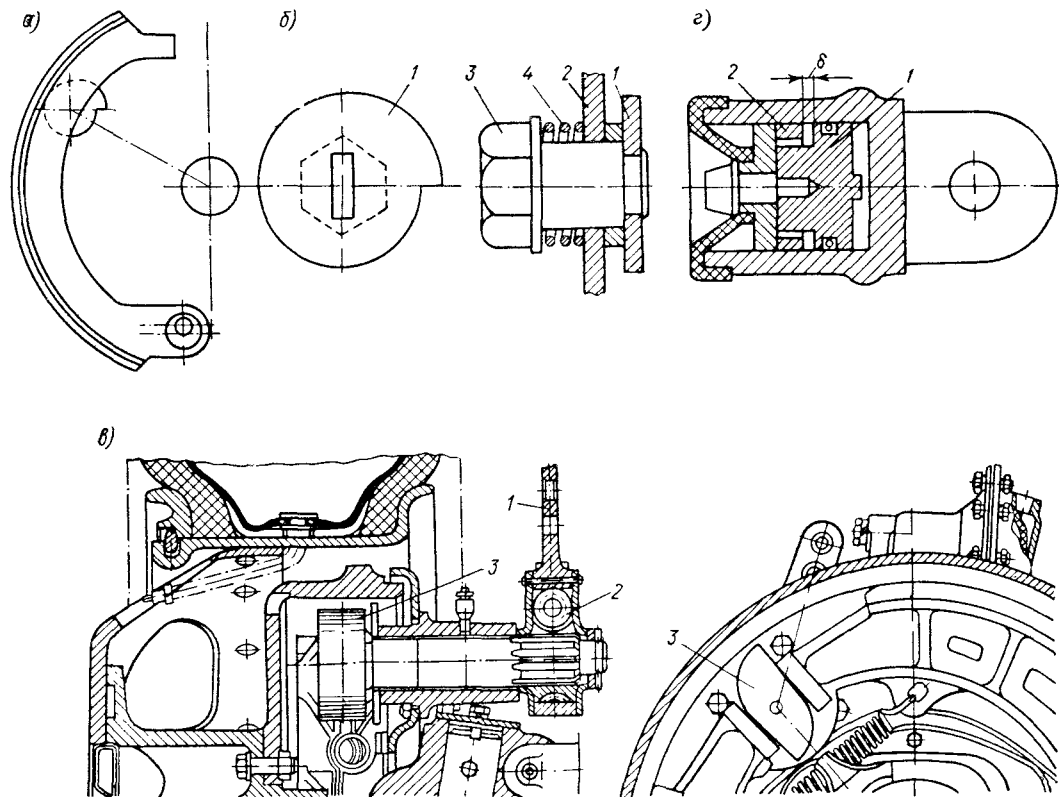


Рис. XV.7. Детали регулировки колодочных тормозов: *а* — колодка с двойной регулировкой (опоры и положения колодки); *б* — ручная регулировка положения колодки эксцентриком;

1 — эксцентрик; *2* — опорный диск; *3* — головка регулировочного болта; *4* — пружина

в — ручная регулировка зазора с помощью червячного механизма *2*, изменяющего взаимные положения рычага *1* и кулака *3* (привод пневматический); *г* — автоматическая бесступенчатая регулировка зазора в колодочном тормозе с помощью стопорного кольца;

1 — цилиндр; *2* — стопорное кольцо; *δ* — зазор

осуществляется червячным механизмом, как это показано на рис. XV,7, *в*.

На рис. XV.7, *г* представлен простой способ автоматической бесступенчатой регулировки зазора в колодочном тормозе. В колесном цилиндре 1 гидравлического привода установлено упругое стальное кольцо 2. Зазор δ соответствует максимально допустимому в эксплуатации зазору между барабаном и накладкой. Если при дальнейшем износе зазор δ увеличится, то при очередном торможении кольцо 2 передвинется в новое положение, восстановив первоначальный зазор δ .

Для автоматической ступенчатой регулировки зазора между барабаном и колодками может быть использован гребенчатый механизм, представленный на рис. XV.8, *а*. Ушками 2 и 3 механизм соединяется с колодками тормоза. Колпачок 1 охватывает кольцевую гребенку 4. При увеличении износа обшивки зубья колпачка 1 перескакивают в следующую впадину, и зазор уменьшается.

Пример конструкции автомата для бесступенчатой регулировки зазора колодочного тормоза представлен на рис. XV.8, *б*. Палец 4 диаметром d_1 , приболченный к опорному диску 1 тормоза, пройдет через гильзу 6 с внутренним диаметром d_2 , расположенную в отверстии ребра колодки 2. Фрикционные шайбы 5 поджимаются пружинными шайбами 3. При торможении колодка с шайбами смещается в сторону барабана в пределах зазора $d_2 > d_1$. Если в результате износа обшивки величина зазора δ превысит разность $d_2 - d_1$, то при торможении произойдет дальнейший сдвиг колодки. При оттормаживании колодка займет новое положение, так как относительно слабая отжимная пружина 7 не сможет преодолеть значительного трения фрикционных шайб 5. Величина зазора δ будет сохранена.

Регулирование величины зазоров в рассмотренных выше конструкциях происходит при максимальном давлении в тормозном приводе (при максимальном торможении). Эта система регулирования не обеспечивает необходимой точности, основной причиной которой являются деформации элементов тормозного механизма при торможении высокой интенсивности.

Регулировку целесообразно осуществлять при заданном малом давлении, имеющем место при служебных торможениях. В этом случае будут компенсироваться малые износы трущихся пар. Схема подобного регулятора зазоров тормозной системы с гидроприводом, разработанная на Минском автозаводе, представлена на рис. XV.8, *в*. Давление жидкости от командного органа 1 поступает в полость А цилиндра 2 автоматического регулятора, отжимая поршень 3 влево. При этом жидкость из полости Б поступает в рабочий тормозной цилиндр 7, вызывая торможение. В результате дальнейшего повышения давления в полости А до величины p_1 открывается клапан 4, преодолевая сопротивление пружины 5, после чего полости А и Б сообщаются друг с другом.

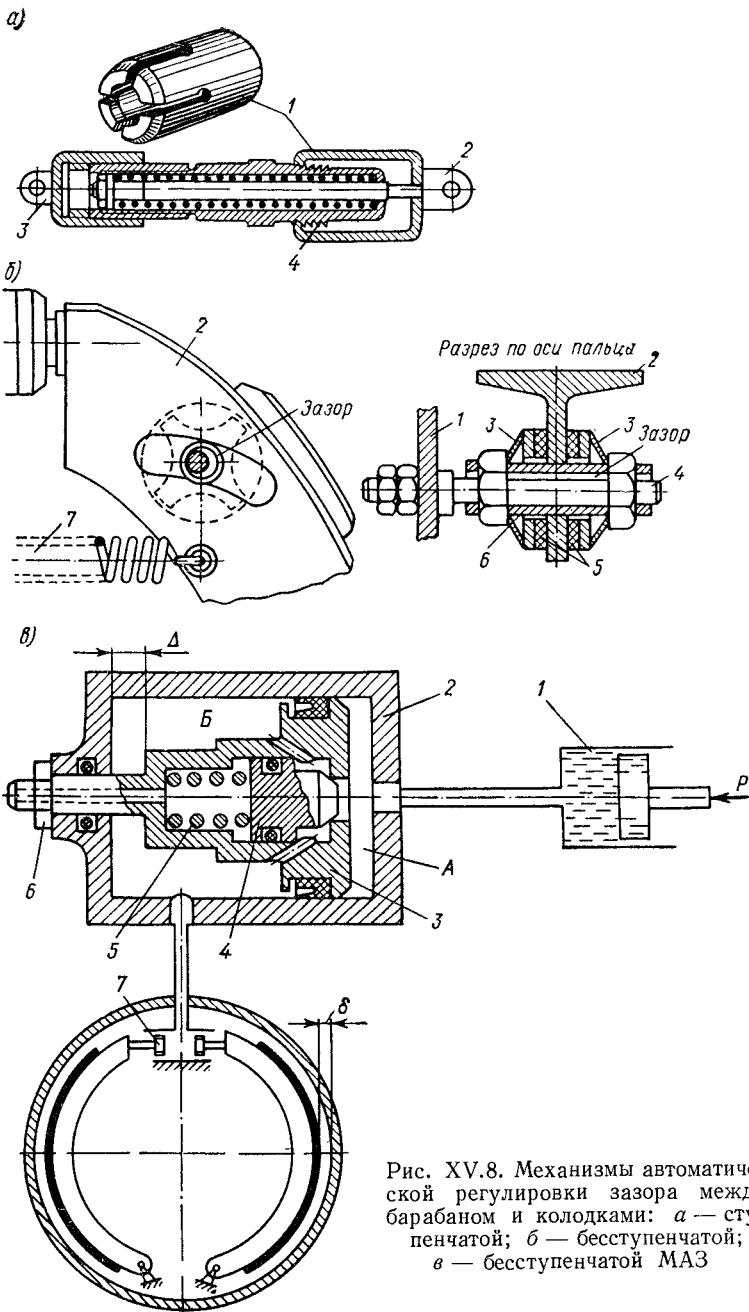


Рис. XV.8. Механизмы автоматической регулировки зазора между барабаном и колодками: а — ступенчатой; б — бесступенчатой; в — бесступенчатой МАЗ

При оттормаживании после падения давления до величины p_1 клапан 4 закрывается, разъединяя полости А и Б. Поршень 3 перемещается вправо на величину Δ , соответствующую заданному значению зазора между трущимися парами тормоза δ . Регулировка зазора Δ осуществляется гайкой 6.

§ 72. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ БАЛАНС ТОРМОЖЕНИЯ И НАГРЕВ ТОРМОЗОВ

Кинетическая энергия автомобиля при торможении расходуется на преодоление следующих сопротивлений:

- 1) трения в механических, гидравлических или электрических тормозах;
- 2) сопротивления воздуха поступательному движению автомобиля и вращению колес;
- 3) сопротивления качению автомобиля;
- 4) трения в трансмиссии автомобиля;
- 5) скольжения шин по поверхности дороги и.

Энергетический баланс торможения при качении всех колес без их блокировки будет

$$\frac{\delta' m_a v^2}{2} = \sum x_{cp} \frac{r_b}{r_k} (1 - \sigma) + P_{w\ cp} s_\tau + m_a g f (1 - \sigma) s_\tau + \frac{M_r}{r_k} (1 - \sigma) s_\tau + m_a g f s_\tau, \quad (XV.20)$$

где δ' — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс (при отключенном двигателе); m_a — масса автомобиля, кг; v_1 — скорость в начале торможения, м/с; $\sum x_{cp}$ — среднее значение результирующей силы трения между барабаном и колодками (дисками и т. д.); r_b и r_k — радиусы тормозного барабана и колеса; σ — коэффициент скольжения заторможенного колеса; $P_{w\ cp}$ — средняя величина силы сопротивления воздуха на пути торможения автомобиля; s_τ — длина тормозного пути; g — ускорение силы тяжести; f — коэффициент сопротивления качению; M_r — средний момент сил трения трансмиссии, отнесенный к оси колес.

В случае блокировки (юз) всех колес первый, третий и четвертый члены правой части равенства (XV.20) обращаются в нуль. При этом формула (XV.20) примет следующий вид:

$$\frac{m_a v_1^2}{2} = P_{w\ cp} + G_a \varphi s_\tau, \quad (XV.21)$$

где G_a — сила тяжести (вес) автомобиля.

Так как член $P_{w\ cp} s_\tau$ при имеющих место скоростях движения весьма мал, то практически вся кинетическая энергия затормаживаемого автомобиля воспринимается работой трения шин о дорогу, что вызывает их перегрев и усиленный износ. Энергетиче-

ский баланс торможения легкового автомобиля, движущегося с начальной скоростью $v_1 = 50$ км/ч (14 м/с), при разных усилиях, приложенных к педали тормоза, представлен в табл. XV.1.

Т а б л и ц а XV.1

Энергетический баланс торможения автомобиля (%)

Расход кинетической энергии автомобиля при торможении	Сила давления на педаль, Н				Блокировка	
	0	100	400	600	двух колес	всех колес
Трение в тормозах	0	61	84	86	49	0
Сопrotивление качению, включая потери в трансмиссии	87	32	11	8	4	0
Сопrotивление воздушной среды	13	7	3	2	2	2
Скольжение шин	0	0	2	4	45	98

Заметное улучшение энергетического баланса торможения и снижение работы, расходуемой на скольжение шин, может быть достигнуто при применении противоблокирующих устройств и регуляторов тормозных моментов, подводимых к отдельным мостам.

Кинетическая энергия движущегося автомобиля при торможении превращается в тепло. Хороший теплоотвод от тормозных механизмов является важной задачей.

На рис. XV.9, а представлены кривые нагревания барабана (сплошные линии) и накладки (штриховые линии) легкового автомобиля при движении его в городе и за городом. Цифры над нижними кривыми обозначают скорость (км/ч) в начале торможения. Как видно из рисунка, температура барабанов достигает 230°C , а накладок 100°C .

На рис. XV.9, б представлены изотермы (в $^{\circ}\text{C}$) по сечению чугунного тормозного барабана автобуса в конце 12-минутного торможения. При значительной неравномерности распределения температур по ширине барабана температура по толщине стенки меняется мало. В открытых колодочно-дисковых тормозах температура диска достигает 500°C .

Отвод тепла с поверхности трения может быть улучшен: применением для барабанов металлов, обладающих высокой теплопроводностью;

увеличением поверхности охлаждения за счет оребрения;

улучшением вентиляции нагреваемых деталей.

На рис. XV.9, в и г представлены схемы барабанов биметаллического типа с венцом из алюминиевого сплава. Вследствие разных коэффициентов расширения (большого у алюминиевого

сплава) удается избежать расслоения венца от барабана только за счет применения высоких ребер, обеспечивающих лучшее охлаждение венца.

Большую износостойкость и лучшие фрикционные качества имеют барабаны, изготовленные из алюминиевых сплавов, рабо-

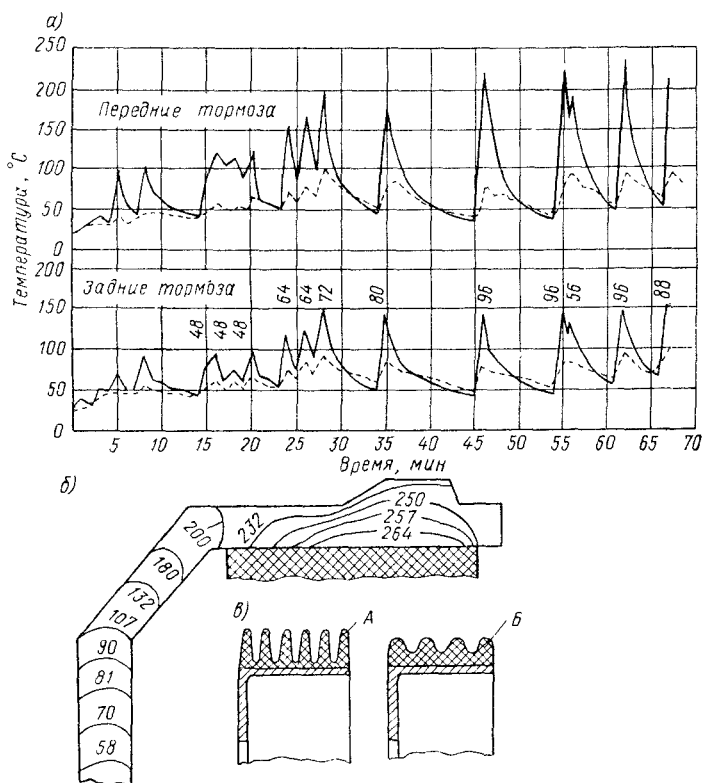


Рис. XV.9. Нагрев тормозов: а — нагревание барабана и обшивки при движении автомобиля в городе и за городом; б — распределение температур в барабане ЛАЗ 695Е; в — тормозные биметаллические барабаны с венцом из алюминиевого сплава с глубокими А и низкими Б ребрами

чая поверхность которых покрыта путем распыливания слоем марганцовистой стали или специальным медно-бериллиевым сплавом.

При единичном торможении баланс тепла выразится формулой й

$$m_a \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} = m_0 c T_n + F_0 \int_0^t k T_n dt, \quad (\text{XV.22})$$

где v_1 и v_2 — начальная и конечная скорости автомобиля, м/с; $m_б$ — масса нагреваемых деталей (в основном барабана), кг; c — теплоемкость материала барабана. Для чугуна и стали $c = 500$ Дж/(кг·К); $T_n = T_б - T_в$ — разность температур барабана (или диска) $T_б$ и воздуха $T_в$; $F_б$ — поверхность охлаждения барабанов (дисков), м; k — коэффициент теплопередачи между барабаном и воздухом, Вт/(м²·К); t — время торможения, с.

При кратковременном торможении второй член правой части формулы (XV.22) можно принять равным нулю. При этом температура нагрева барабана

$$T_n = \frac{m_a(v_1^2 - v_2^2)}{2m_бc}. \quad (\text{XV.23})$$

Кроме расчета на нагрев определяется величина удельной работы трения $L_{тр}$ (Дж/см²), приходящаяся на единицу поверхности фрикционной накладки

$$L_{тр} = \frac{mv^2}{2F_\Sigma}. \quad (\text{XV.24})$$

Допустимые величины $L_{тр}$ при скорости движения в начале торможения $v = 60$ км/ч (16,7 м/с) составляют 400—1000 Дж/см² [40—100 (кг·м)/см²] в зависимости от типа автомобиля и удельной мощности двигателя.

Одним из показателей для выбора размеров тормозных накладок является масса груженого автомобиля m_a (кг), приходящаяся на 1 м² или 1 см² поверхности трения фрикционных накладок. Для легковых автомобилей отношение m_a/F_Σ составляет (1,0 ÷ 2,0) 10⁴ кг/м²; для автобусов (1,5 ÷ 3,5) 10⁴ кг/м²; для грузовых автомобилей (2,5 ÷ 3,5) 10⁴ кг/м².

На затяжных спусках с целью снизить тепловой режим рабочих тормозов применяются тормоза-замедлители. Тормозом-замедлителем в простейшем случае может служить сам двигатель, приводимый во вращение от ведущих колес автомобиля. Тормозной эффект создается противодавлением с помощью тормозной заслонки в выхлопном трубопроводе.

Величина противодавления в выхлопном трубопроводе составляет 0,25—0,3 Мпа (2,5—3,0 кгс/см²); при этом величины замедлений составляют на высших передачах 0,5—1,5 м/с², что позволяет значительно разгрузить основные тормоза на затяжных спусках.

Электродинамические тормоза-замедлители включаются в трансмиссию автомобиля. Пример такого тормоза представлен на рис. XV.10. На вал 1 тормоза насажен диск 4, вращающийся в магнитном поле полюсов 2 с обмотками 3. Торможение осуществляется за счет использования вихревых токов, возникающих в диске 4. Для лучшего охлаждения на валу тормоза установлены лопасти 5, обеспечивающие циркуляцию воздуха. Величина тор-

мого момента, создаваемого тормозом этого типа, достигает 800 Н·м (80 кгс/м).

При наличии гидродинамической или гидрообъемной трансмиссии гидравлический тормоз-замедлитель является обычно ее составной частью.

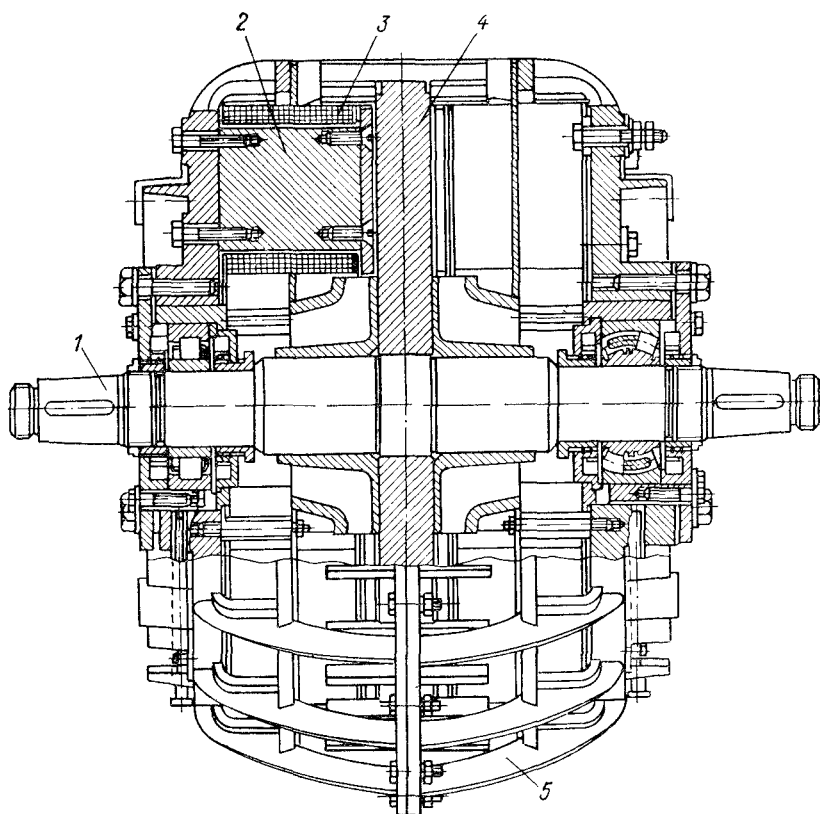


Рис. XV.10. Электродинамический тормоз-замедлитель, включаемый в трансмиссию автомобиля

§ 73. МЕХАНИЧЕСКИЕ И ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ТОРМОЗНЫЕ ПРИВОДЫ

Механические приводы. Применяются они обычно для ручных станочных тормозов. В конструкции механического привода следует отдавать предпочтение элементам, работающим на растяжение и обладающим более высоким коэффициентом жесткости

$$k_{ж} = \frac{s_{т}}{s_{ф}},$$

где $s_{т}$ и $s_{ф}$ — теоретическое и фактическое перемещение тормозной педали или рычага с учетом упругих деформаций.

Определение передаточных чисел и ходов перемещения деталей механического привода не представляет трудностей.

Гидравлические приводы. Усилия в элементах гидравлического тормозного привода определяются законами гидростатики. Схема гидравлического тормозного привода приведена на рис. XV.11.

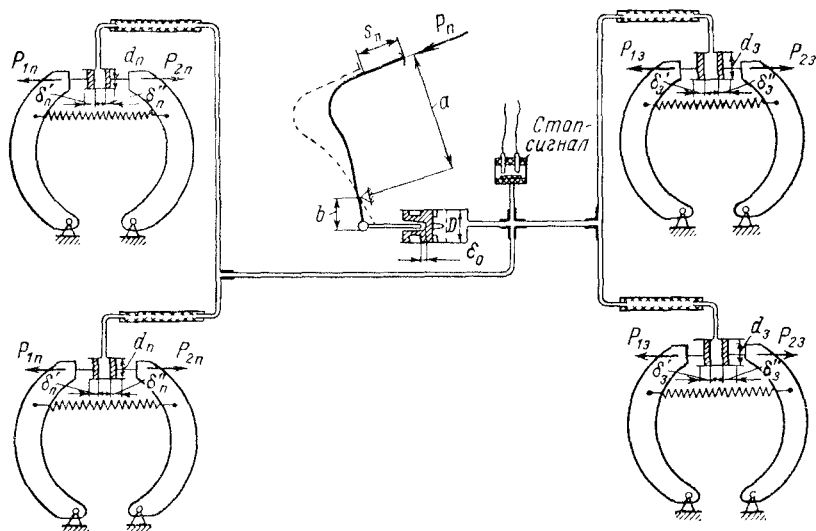


Рис. XV.11. Схема гидравлического тормозного привода

Давление жидкости внутри системы p_0 определится формулой

$$p_0 = \frac{0,4P_n i_n}{\pi D^2} \text{ МПа} \left(\frac{4P_n i_n}{\pi D^2} \text{ кгс/см}^2 \right), \quad (\text{XV.25})$$

где P_n — сила давления на педаль, Н (кгс); i_n — передаточное число педального привода; $i_n = \frac{a}{b}$; D — диаметр главного тормозного цилиндра.

При экстренных (аварийных) торможениях $(p_0)_{\max} = 7 \div 10$ МПа (10—100 кгс/см²). Средние значения p_0 , преобладающие в условиях эксплуатации, составляют $p_0 = 2 \div 3$ МПа (20—30 кгс/см²).

При равенстве диаметров тормозных цилиндров колес, действующих на левую и правую колодки тормозов, получим для двухосного автомобиля следующую величину хода педали s_n :

$$s_n = \frac{2d_n^2 (\delta'_n + \delta''_n) + 2d_3^2 (\delta'_3 + \delta''_3)}{D^2} i_n + \delta_0 i_n. \quad (\text{XV.26})$$

где d_n и d_3 — диаметры цилиндров передних и задних тормозов; δ'_n и δ''_n — перемещение левого и правого поршеньков тормозных цилиндров передних колес; δ'_3 и δ''_3 — то же задних колес; δ_0 — величина зазора в педальном приводе.

При этом за малостью пренебрегаем сжимаемостью жидкости и увеличением диаметра трубопроводов за счет внутреннего давления.

Силовое передаточное число гидравлического тормозного привода может быть представлено формулой

$$i_c = \frac{\sum (P_1 + P_2)}{P_n}. \quad (\text{XV.27})$$

Заменяя силы P_1, P_2, P_n размерами поршней и давлением жидкости в системе p_0 , получим силовое передаточное число для двухосного автомобиля с тормозами на всех колесах в следующем виде:

$$i_c = \frac{4(d_1^2 + d_2^2)}{D^2} i_n. \quad (\text{XV.28})$$

Силовое передаточное число i_c для двухосных автомобилей в среднем составляет:

Для легковых автомобилей	i_c 30—40
Для легких грузовиков	50—60

Так как при «аварийном» торможении давление жидкости достигает 10 МПа (100 кгс/см²), то объем металлических (обычно стальных) и особенно гибких резино-кордных трубок увеличивается, что снижает жесткость привода. Ход педали при этом увеличивается, что нежелательно.

Объем стальных трубок увеличивается при $p_0 = 10$ МПа (100 кгс/см²) незначительно (менее 1%). Объем гибких трубок увеличивается значительно больше. Имея в виду, что полная длина гибких трубок составляет 10—20% от длины жестких трубок, общее увеличение объема трубопроводов при аварийном торможении составляет 2—4% от номинального.

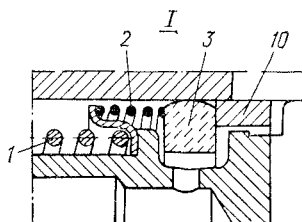
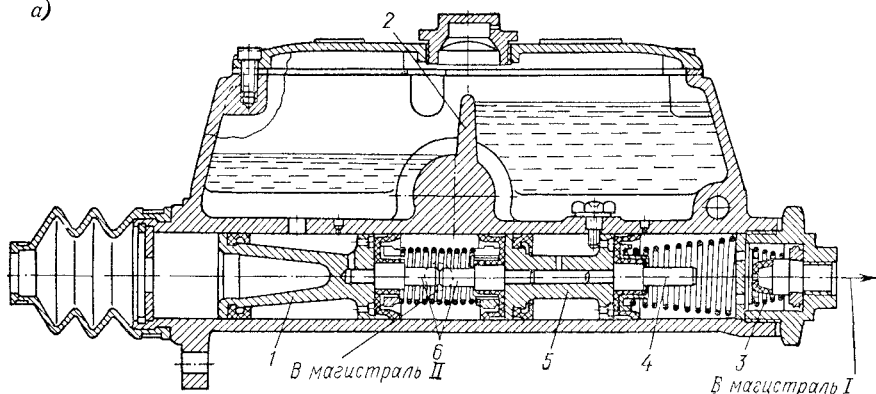
Конструкция главного тормозного цилиндра с одним магистральным трубопроводом к тормозным цилиндрам колес общеизвестна.

Рассмотрим конструкцию главного тормозного цилиндра двухмагистрального (двухконтурного) типа, существенно повышающего надежность тормозной системы (рис. XV.12, а). Два последовательно расположенных поршня *I* и *5* (компоновка «тандем») подводят жидкость независимо друг от друга к магистрали *I* через клапан *3* и магистраль *II* (последняя на чертеже не показана). При повреждении магистрали *I* поршень *5* перемещается вправо до упора штифта *4* в стенку, что выключает магистраль *I*. Соответственно при повреждении магистрали *II* выступы *6* упираются друг в друга, что приводит к выключению магистрали *II*. Перегородка *2* в резервуаре позволяет обеспечить независимую подачу жидкости в соответствующие полости цилиндра и магистрали *I* и *II*.

Главный тормозной цилиндр двухконтурного типа автомобиля ВАЗ 2101 (диаметр цилиндра 19,05 мм) представлен на рис. XV.12, б.

На поршень 5 привода к передним колесам действует толкатель от педали тормоза. Давление от толкателя передается через

а)



б)

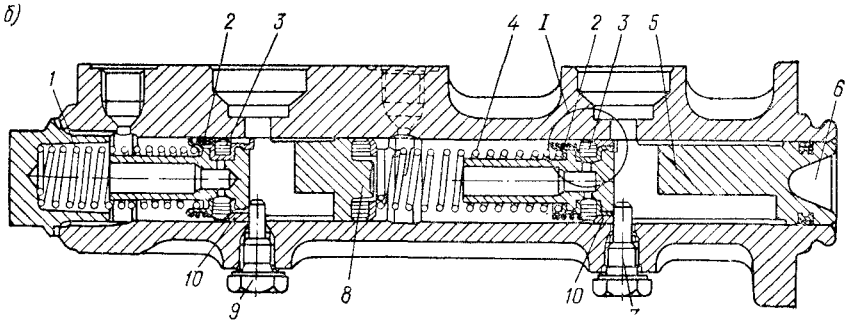


Рис. XV.12. Главные тормозные цилиндры двухконтурного типа

впадину 6, при этом поршень перемещается влево. Жидкость к тормозам задних колес подается поршнем 8. При отпущенной педали тормоза оба поршня отжимаются пружинами 1 и 4 в крайнее правое положение до их соприкосновения с установочными болтами 7 и 9. При нажатии на педаль тормоза поршни передвигаются влево, соприкасаясь с уплотнительными кольцами 3. В нерабочем

состоянии уплотнительные кольца, прижимаемые пружинами 2, удерживаются распорными кольцами 10.

Тормозная система привода к передним тормозам независима от привода к задним тормозам и каждая питается жидкостью из отдельного бачка.

Двухступенчатый главный тормозной цилиндр (рис. XV.13) имеет целью повысить эффективность привода без применения усилителя. Как известно, при нажатии на педаль тормоза сна-

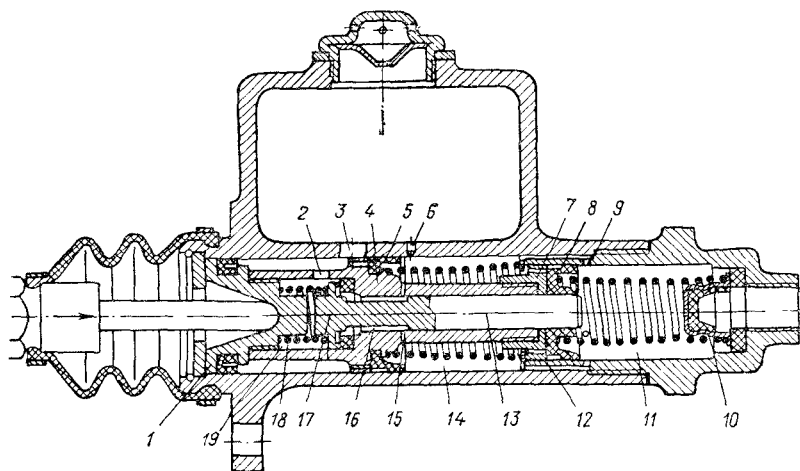


Рис. XV.13. Главный тормозной цилиндр двухступенчатого типа

чала выбираются зазоры в тормозной системе, что может быть сделано при малом давлении жидкости, но с относительно большой скоростью перемещения поршня главного тормозного цилиндра. После выбора зазоров следует непосредственно торможение; давление жидкости возрастает при малом ходе перемещения поршня главного тормозного цилиндра.

Сила P при торможении передается двойному поршню 1. Передний поршень 7 с манжетой 8 перемещается в цилиндре высокого давления малого диаметра; задний поршень 4 с манжетой 5 перемещается в цилиндре низкого давления большего диаметра. Оба поршня жестко связаны и двигаются одновременно. В начале перемещения кромки манжет 8 и 5 закрывают соответствующие компенсационные отверстия 9 и 6. При последующем перемещении поршня вследствие увеличения давления в полости 14 жидкость проходит по отверстиям 12 в поршне 7 и, отгибая края манжеты 8, поступает в полость 11 и далее через двойной клапан 10 — в магистраль тормозного привода.

Когда давление в полостях 11 и 14 достигает определенного значения, соответствующего окончанию первого этапа торможения, плунжер 13 перемещается влево, преодолевая сопротивление пружин.

жины 18, и открывает тарельчатый перепускной клапан 17. Жидкость из полости 14 низкого давления по каналам 15 и 16 поступает в полость 19 и через отверстия 2 и 3 возвращается в запасной резервуар.

Усилители (сервомеханизмы) тормозного привода. Для снижения силы давления на педаль тормоза широкое распространение получили усилители (сервомеханизмы). На легковых автомобилях среднего и большого веса и грузовых грузоподъемностью 1,5—3,0 т с гидравлическим и механическим приводом применяются

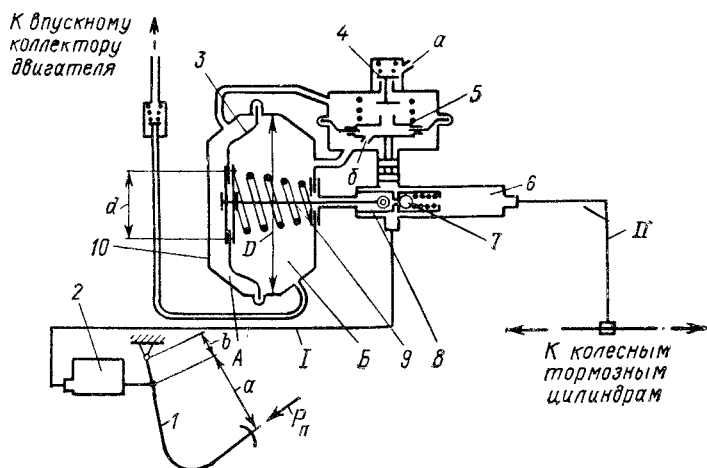


Рис. XV.14. Сервомеханизм вакуумного типа для грузового автомобиля грузоподъемностью 2 т

усилители вакуумного типа. Эти усилители могут быть или самостоятельным узлом или встроены в главный тормозной цилиндр гидравлического привода, расположенный вблизи тормозной педали. Пример усилителя первого типа представлен на рис. XV.14 (автомобиль ГАЗ-24, ГАЗ-66 и др.).

Рабочая камера 10 усилителя имеет диафрагму 3, делящую камеру на полости А и Б. При отпущенной педали 1 тормоза диафрагма 5 распределительного устройства занимает нижнее положение. Под действием пружины атмосферный клапан 4 прижат к своему седлу. Через отверстие δ в тарелке диафрагмы 5 полость А рабочей камеры 10 сообщается с полостью Б. Под действием пружины 9 диафрагма 4 рабочей камеры занимает крайнее левое положение. Такое же положение будут занимать поршень 7 гидравлического цилиндра 6. Шариковый клапан поршня 7 будет открыт выступом детали 8.

При нажатии на педаль тормоза жидкость из главного тормозного цилиндра 2 через клапанное отверстие в поршне 7 поступает в магистраль 1.

Величину перепада давлений Δp в полостях *A* и *B* рабочей камеры для разных значений сил Q' можно определить из равновесия диафрагмы 5, являющейся основным элементом следящей системы. Если дроссельная заслонка имеет минимальное открытие, то давление во всасывающем трубопроводе будет 0,03—0,035 МПа (0,3—0,35 кгс/см²).

§ 74. ПНЕВМАТИЧЕСКИЙ И КОМБИНИРОВАННЫЙ ПРИВОДЫ

Пневматические и комбинированные (пневмогидравлические, пневмоэлектрические и др.) приводы применяются на автомобилях и автопоездах среднего и большого веса. Вследствие меньшего давления воздуха по сравнению с жидкостью в гидравлическом приводе (почти в 10—15 раз) вес пневматического привода значительно выше.

В автомобилях с прицепами применяются однопроводные (согласно ГОСТ 4364—67) и двухпроводные приводы. Схемы однопроводного и двухпроводного пневматического привода представлены на рис. XV.15.

В обеих схемах имеется компрессор 1, подающий воздух, сжатый до 0,7—1,0 МПа, через фильтр 2 и регулятор давления 3 в ресиверы 4. Давление в ресиверах ограничивается предохранительным клапаном 5.

В однопроводной системе прицеп связан с тягачом одним трубопроводом с соединительной головкой 7, что упрощает эксплуатацию, в двухпроводной — двумя. Кран 8 перекрывают при эксплуатации автомобилей без прицепов.

Схема пневматического привода тормоза тягача КамАЗ представлена на рис. XV.16. В привод включен автоматический регулятор 23, позволяющий изменять величину тормозных сил на отдельных осях при изменении интенсивности торможения.

Работа регулятора тормозных сил происходит в зависимости от величины прогиба подвески задних мостов.

Компрессоры. Автомобильные компрессоры, обычно одноступенчатые, имеют производительность от 60 до 400 л/мин, в зависимости от размеров автомобиля. Регулирование давления воздуха осуществляется: 1) «мятием» воздуха; 2) выпуском избытка сжатого воздуха; 3) выпуском воздуха без противодавления; 4) перепуском воздуха, применяемым в некоторых двухцилиндровых компрессорах; 5) отключением компрессора от двигателя путем применения, например, электромуфты.

Недостатком первых двух способов является длительная работа компрессора под нагрузкой.

Расход мощности, потребляемой компрессором, составляет 3—6% от мощности двигателя (максимальной).

Тормозные краны. Тормозные краны включены между ресивером и рабочими камерами или цилиндрами. Они управляют подачей сжатого воздуха к последним, обеспечивая «следящее»

действие, т. е. пропорциональность давления воздуха, подаваемого в тормозные камеры, силе нажатия на тормозную педаль.

На рис. XV.17 представлен комбинированный тормозной кран однопроводного пневматического привода со следящими механиз-

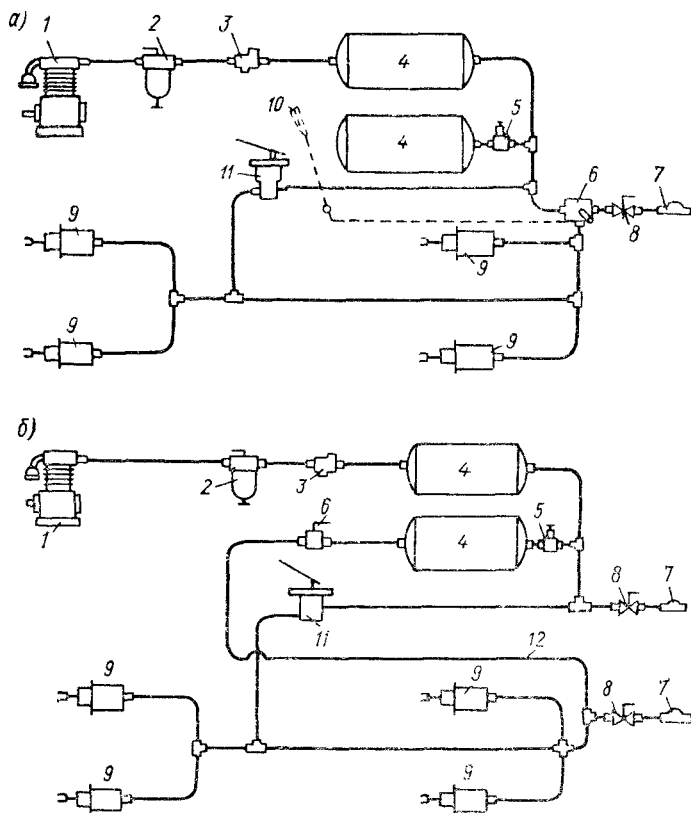


Рис. XV.15. Схемы пневматического тормозного привода: *а* — однопроводная; *б* — двухпроводная;

1 — компрессор; *2* — фильтр; *3* — регулятор давления; *4* — воздушные ресиверы; *5* — предохранительный клапан; *6* — кран прицепа; *7* — соединительная головка; *8* — запорный кран; *9* — рабочие цилиндры; *10* — ручной тормоз прицепа; *11* — тормозной кран; *12* — питающий трубопровод прицепа

мами диафрагменного типа, примененный на автомобилях ЗИЛ. В нижней части размещен прямодействующий кран тягача, в верхней — кран прицепа обратного действия (т. е. работающий при выпуске воздуха). В кране имеются два следящих механизма унифицированной конструкции, состоящих из двух диафрагм *4* с полыми штоками *5*, резино-металлических клапанов: воздушного *7* и атмосферного *8*.

При отпущенной педали тормоза тяга *1* перемещается вправо до упора *2*. При этом тормозные камеры тягача (нижняя часть

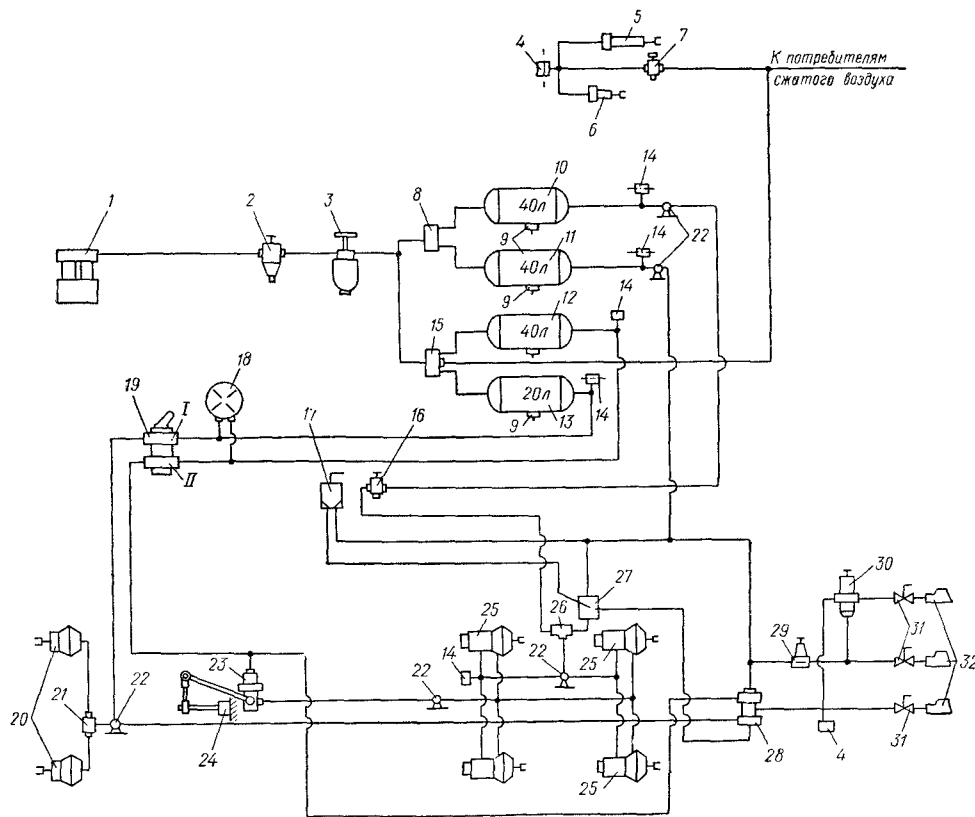


Рис. XV.16. Принципиальная схема пневматического привода тормозов тягача КамАЗ:

1 — компрессор; 2 — регулятор давления; 3 — предохранитель против замерзания; 4 — выключатель пневматический нормально-разомкнутый; 5 — цилиндр пневматический привода вспомогательного тормоза; 6 — цилиндр пневматический выключения подачи топлива; 7 — кран пневматический включения вспомогательного тормоза; 8 — клапан защитный двойной; 9 — кран слива конденсата; 10 — воздушный баллон аварийного растормаживания; 11 — воздушный баллон аварийного и стояночного тормозов; 12 — воздушный баллон тормозов задних осей; 13 — воздушный баллон тормозов передней оси; 14 — выключатель пневматический нормально-замкнутый; 15 — клапан защитный тройной; 16 — кран аварийного растормаживания пружинных энергоаккумуляторов; 17 — кран тормозной обратного действия с ручным управлением; 18 — манометр двухстрелочный; 19 — кран тормозной двухсекционный с рычагом; 20 — камера тормозная передняя; 21 — клапан ограничения давления; 22 — клапан контроля сил; 23 — регулятор тормозных сил; 24 — упругий элемент регулятора тормозных сил; 25 — камера тормозная с пружинным энергоаккумулятором; 26 — клапан двухмагистральный перепускной; 27 — клапан ускорительный; 28 — клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом; 29 — клапан защитный односторонний; 30 — клапан управления тормозами прицепа с однопроводным приводом; 31 — кран разобщительный; 32, 33 — го-
ловки соединительные

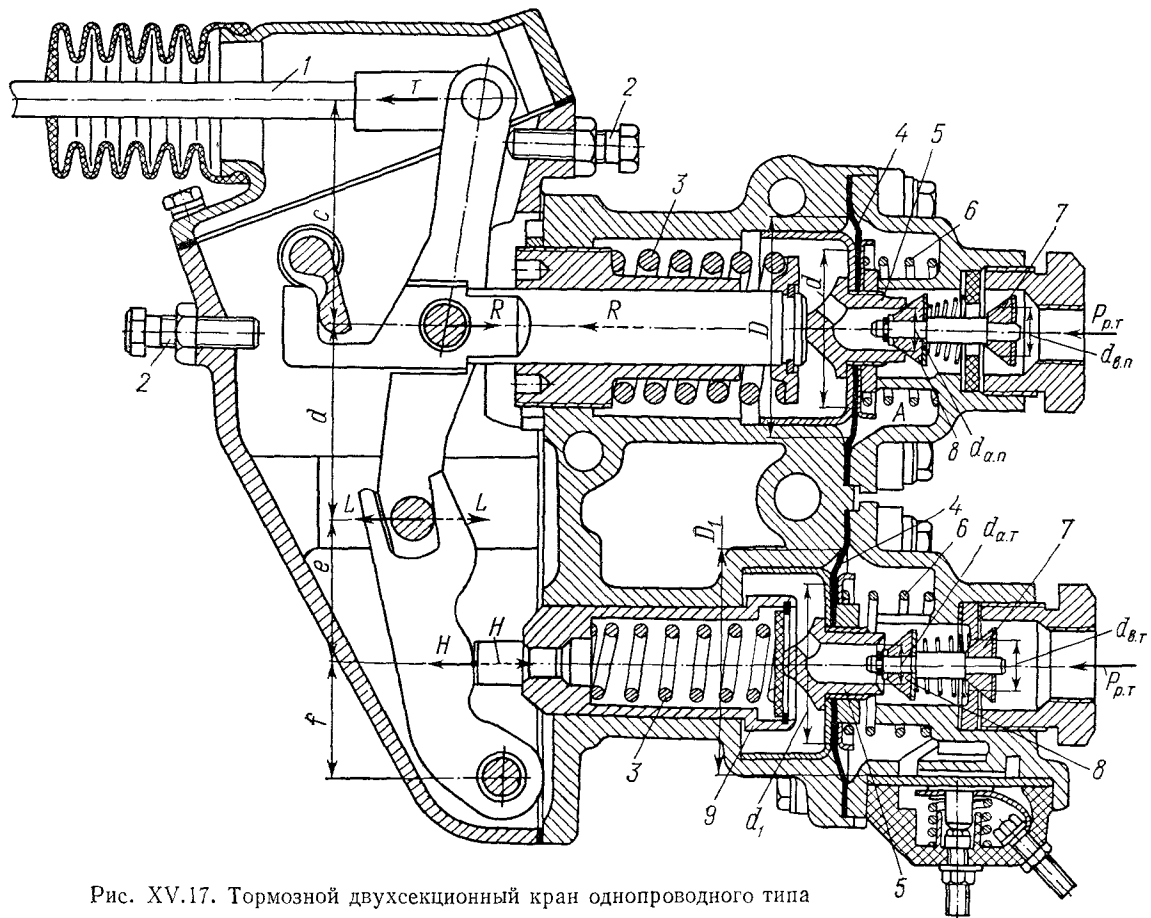


Рис. XV.17. Тормозной двухсекционный кран однопроводного типа

рисунка) соединены с атмосферой, так как атмосферный клапан 8 открыт, а воздушный 7 закрыт (крайнее левое положение).

В верхней части крана диафрагма 4 под давлением пружины 3 находится в крайнем правом положении; при этом происходит зарядка сжатым воздухом ресивера прицепа. По мере повышения давления в полости *A* диафрагма прогибается влево и воздушный клапан 7 садится на седло (при давлении воздуха в магистрали $p = 0,48 \div 0,53$ МПа (4,8—5,3 кгс/см²)).

Точность следящего действия может быть получена из рассмотрения равновесия верхнего и нижнего штоков 5 при условии, что оба клапана закрыты.

Из равновесия тягового штока верхней секции имеем

$$R + p_y \left(F_d - \frac{\pi d_{a.п}^2}{4} \right) + c_{д.п} s_{0п} - c_y s_{0y} + R_{к.а.п} = 0. \quad (XV.29)$$

Для клапанов прицепа

$$R_{к.а.п} + R_{к.в.п} = c_{к.п} s_{0к.п} + p_y \frac{\pi d_{a.п}^2}{4} + (p_{р.т} - p_y) \frac{\pi}{4} d_{в.п}^2. \quad (XV.30)$$

Из равновесия штока 5 нижней секции

$$H - p \left(F_d - \frac{\pi d_{a.т}^2}{4} \right) - c_{д.т} s_{0т} - R_{к.а.т} = 0. \quad (XV.31)$$

Для клапанов тягача

$$R_{к.а.т} + R_{к.в.т} = c_{к.т} s_{0к.т} + p \frac{\pi d_{a.т}^2}{4} + \frac{(p_{р.т} - p) \pi d_{в.т}^2}{4}. \quad (XV.32)$$

$$F_d = \frac{\pi}{12} (D_1^2 + D_1 d_1 + d_1^2).$$

Активная (рабочая) поверхность диафрагмы

В этих формулах D_1 и d_1 — размеры гибкого пояса диафрагмы 4; c_d , s_0 — жесткость и поджатие возвратных пружин 6, соответствующих положению, когда клапаны 7 и 8 закрыты; c_y , s_{0y} — жесткость и поджатие уравнивающей пружины 3 для того же положения клапанов; $R_{к.а}$ — реакция на шток 5 со стороны атмосферного клапана; $R_{к.в}$ — реакция седла на воздушный клапан 7; c_k , s_k — жесткость и предварительное поджатие пружин клапанов 7 и 8; p_y — давление сжатого воздуха в магистрали управления прицепом (полости *A*); $p_{р.т}$ — давление сжатого воздуха в ресиверах тягача; R , H — силы, действующие на тяговый шток и стакан 9 со стороны педали; p — давление сжатого воздуха магистрали управления тягачом (полость *B*); d_a , d_b — расчетный диаметр седла атмосферного и воздушного клапанов.

Индексы т и п в формулах относятся к тягачу и прицепу.

Из формул (XV.29) и (XV.30) могут быть найдены коэффициенты нечувствительности для привода тягача и прицепа. Герметичность (непропускание воздуха) между металлическим седлом и резиновым клапаном будет иметь место, если удельное давление p_0 между клапаном и седлом лежит в пределах 50—100 кПа (0,5—1,0 кгс/см²). При этом

$$\left. \begin{aligned} (R_{к. а. п})_{\min} &= \pi d_{а. п} b p_0; \\ (R_{к. в. п})_{\min} &= \pi d_{в. п} b p_0, \end{aligned} \right\} \quad (\text{XV.32a})$$

где b — ширина пояска соприкосновения клапана с седлом;

$$\begin{aligned} (R_{к. а. п})_{\max} &= c_{к. п} s_{0к. п} + p_y \frac{\pi}{4} d_{а. п}^2 + \\ &+ (p_{р. т} - p) \frac{\pi}{4} d_{в. т}^2 - (R_{к. в. п})_{\min}. \end{aligned} \quad (\text{XV.32б})$$

Подставив полученные выражения (XV.32a) и (XV.32б) в (XV.29), можно подсчитать коэффициенты нечувствительности тягача и прицепа:

$$\sigma_H = 1 - \frac{H_{\min}}{H_{\max}}; \quad (\text{XV.33})$$

$$\sigma_R = 1 - \frac{R_{\min}}{R_{\max}}, \quad (\text{XV.34})$$

где σ_H и σ_R — коэффициенты нечувствительности нижней секции тягача и верхней секции прицепа — рис. XV.17.

Полученный экспериментально график p для тягача и p_y для прицепа в зависимости от хода педали $s_{п}$ представлен на рис. XV.18, а.

Рабочие цилиндры и камеры. Чертеж двухкамерного пневмогидравлического рабочего цилиндра с двумя последовательно включенными пневматическими камерами 1 и 2, воздействующими через шток 5 на поршень 4 главного тормозного цилиндра гидравлического привода, представлен на рис. XV.19. Жидкость в гидравлический цилиндр подается из резервуара 3. Полость под диафрагмой сообщается с атмосферой через отверстие 6. Сила P' , передаваемая от гибкой диафрагмы камеры на центральную шайбу при давлении воздуха на диафрагму p , будет:

$$P' = 2\pi p \int_r^R \frac{R-\rho}{R-\rho} \rho d\rho = \frac{\pi p}{3} (R^2 + Rr - 2r^2),$$

где $D = 2R$ и $d = 2r$.

Давление на центральную шайбу

$$P'' = \pi r^2 p.$$

Полное давление на шток

$$P_{\text{ш}} = P' + P'' = \pi r (R^2 + Rr + r^2).$$

Полная рабочая (активная) поверхность $F_{\text{д}}$

$$F_{\text{д}} = \frac{\pi}{3} (R^2 + Rr + r^2). \quad (\text{XV.35})$$

По мере увеличения хода штока сила $P_{\text{ш}}$ падает, так как диафрагма ложится на стенки камеры.

Отношение d/D диафрагмы тормозной камеры не должно превышать 0,8. В этом случае активная поверхность $F_{\text{д}}$ достигает наибольших значений. Однако при этом ход штока s и прогиб диафрагмы уменьшаются.

Силовая характеристика рабочей камеры и цилиндра в зависимости от положения диафрагмы представлена на рис. XV.18, б. При использовании рабочего цилиндра линия $P_{\text{ш}} = f(s_{\text{ш}})$ близка к прямой. У камеры сила $P_{\text{ш}}$ снижается при увеличении хода штока. Поэтому для получения одинаковых и высоких величин $P_{\text{ш}}$ необходимо обеспечивать малый и одинаковый ход штока для всех рабочих камер и цилиндров тормозов, расположенных на колесах автомобилей.

Тормозная камера с пружинным энергоаккумулятором, применяемая на автомобилях КамАЗ, представлена на рис. XV.20.

В правой части рисунка расположена камера б с диафрагмой 7 и штоком 5, в левой — цилиндр 8 с поршнем 9, пружиной 10 и полным штоком 3.

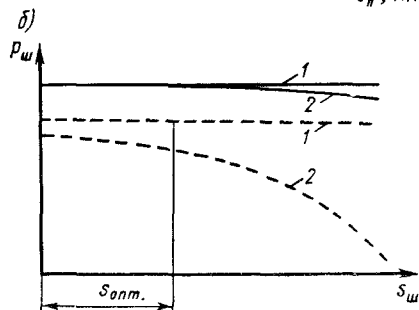
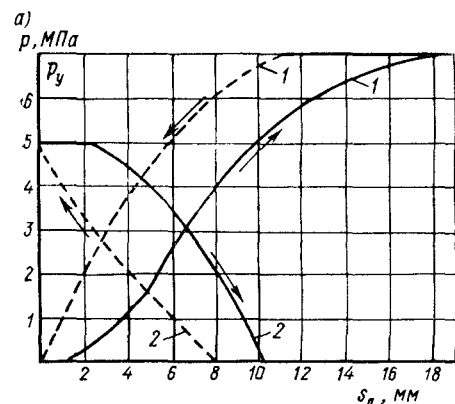


Рис. XV.18. Характеристики тормозных приборов: а — кривые торможения (сплошные линии) и оттормаживания (штриховые линии) крана пневматического привода

1 — для тягача; 2 — для прицепа;

б — кривые $P_{\text{ш}} = f(s_{\text{ш}})$ для рабочего цилиндра (сплошные линии) и камеры (штриховые линии):

1 — теоретические; 2 — фактические

При выпуске воздуха из полости А полный шток 3 перемещается в направлении сплошной стрелки, и усилие пружины 10 передается на шток 5 тормозной камеры. При этом торец б приближается

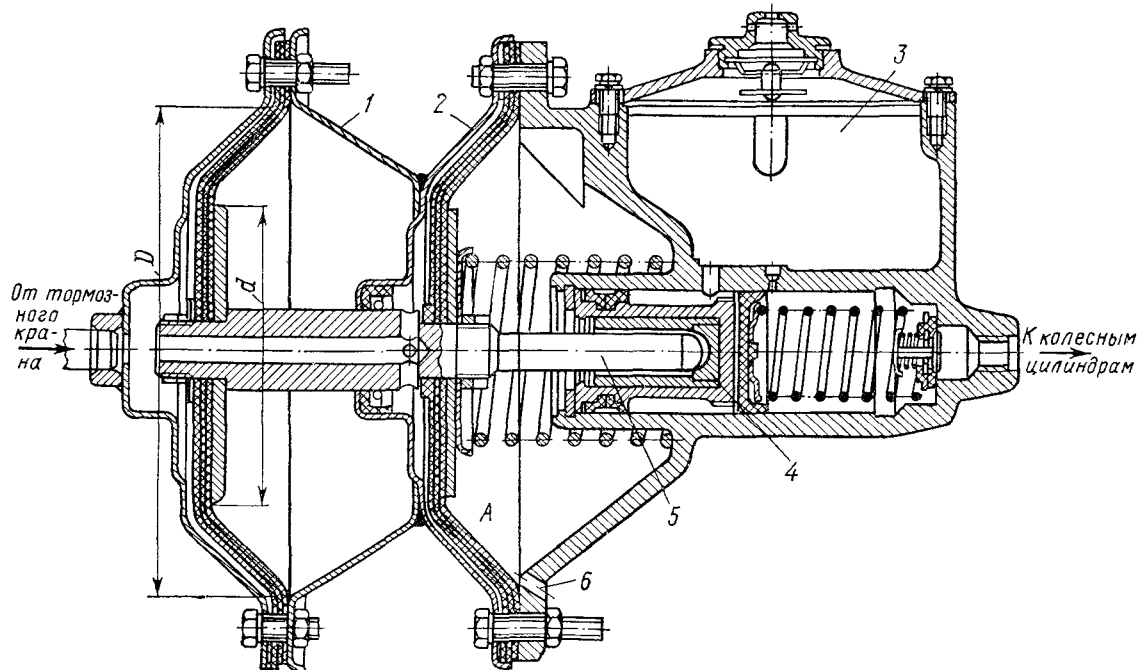


Рис. XV.19. Пневмогидравлический рабочий привод

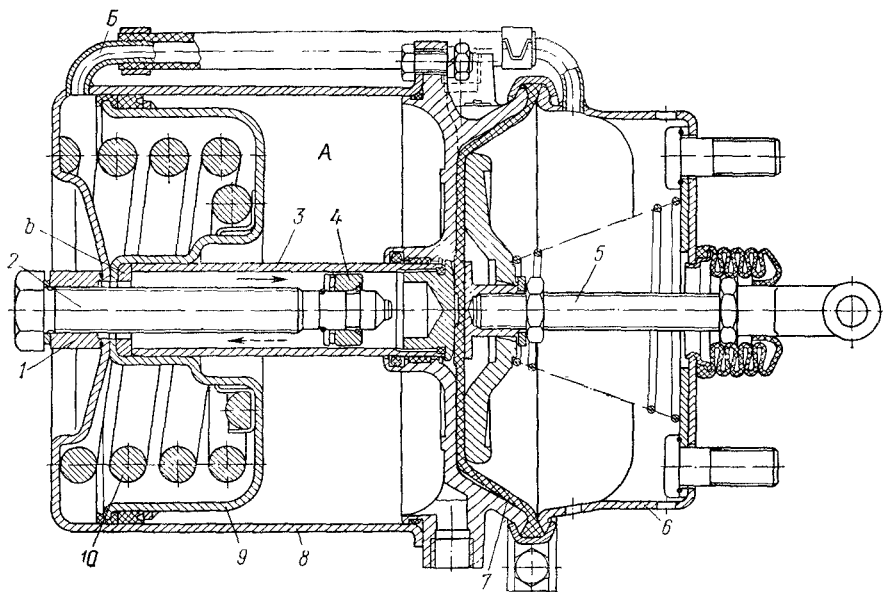


Рис. XV.20. Пружинно-диафрагменная камера

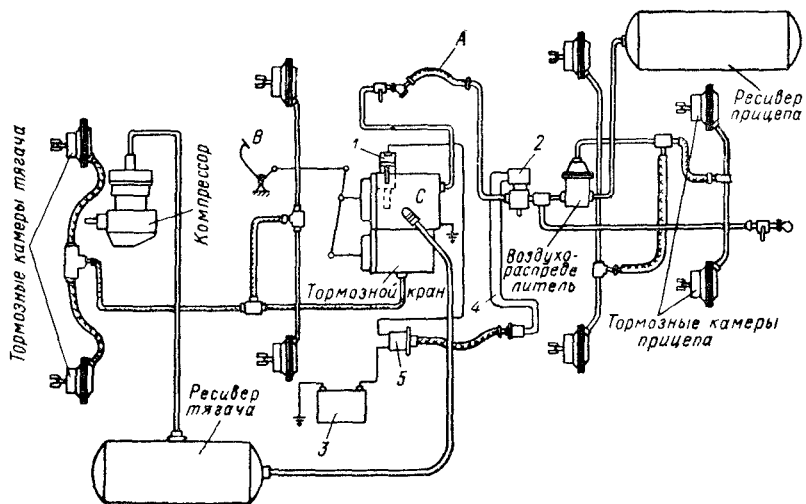


Рис. XV.21. Электропневматический тормозной привод

к упорному подшипнику 4, установленному на конце болта 2. Болт 2 ввернут в гайку 1, приваренную к корпусу камеры (установка подшипника 4 производится после вворачивания болта через свободный конец полого штока).

При выворачивании болта 2 упорный подшипник 4 сначала упирается в торец *b*, а затем начинается перемещение полого штока 3 в направлении штриховой стрелки. Таким образом, с помощью болта 2 производится оттормаживание при отсутствии в системе сжатого воздуха.

Электропневматический привод. Для длиннобазовых автомобилей и многозвенных автопоездов представляет интерес электро-

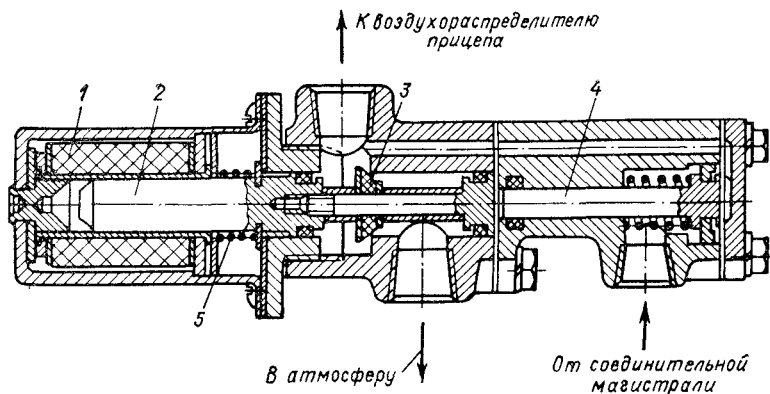


Рис. XV.22. Электропневматический клапан:

1 — электромагнит; 2 — сердечник; 3 — клапан; 4 — шток аварийного торможения; 5 — пружина сердечника

пневматический привод, у которого силовые функции выполняет сжатый воздух, а функции управления — электрические схемы.

Схема однопроводного электропневматического привода приведена на рис. XV.21. Пневматическая часть привода не отличается от серийных образцов. В состав электрической части входят контактор 1 с приводом от педали сцепления, электропневматический кран 2 у каждого прицепа, источник электропитания 3 и электропроводная связь 4 со штепсельным разъемом 5.

При нажатии на педаль тормоза электропневматические краны 2 выпускают в атмосферу сжатый воздух из магистрали *A*. Это приводит к срабатыванию воздухохораспределителя прицепа и торможению. Электропневматический клапан представлен на рис. XV.22.

Электропневматический привод обеспечивает одновременное и быстрое срабатывание тормозов, однако требует хорошей защиты механических воздействий и загрязнения. Расход электроэнергии 100—120 Вт.

§ 75. РЕГУЛИРУЮЩИЕ И КОРРЕКТИРУЮЩИЕ МЕХАНИЗМЫ ТОРМОЗОВ

Основными регулируемыми устройствами являются следующие.

1. Устройства, перераспределяющие тормозные моменты по отдельным осям автомобиля в зависимости от величины замедления при торможении.

2. Устройства, исключаяющие блокировку заторможенных колес (антиблокировочные устройства).

Как известно, при заблокированных колесах возникает явление «юз», снижается коэффициент сцепления с дорогой φ и устойчивость движения автомобиля.

Устройства, регулирующие (перераспределяющие) величины тормозного момента по осям автомобилей. Для обеспечения максимальных замедлений при торможении, особенно на скользких дорогах, с одновременным сохранением устойчивости движения автомобиля и его управляемости величины тормозных моментов на колесах каждой оси должны быть пропорциональны осевым нагрузкам на дорогу.

При неизменном соотношении тормозных моментов на колесах передней $M_{\tau 1}$ и задней $M_{\tau 2}$ осей автомобиля, т. е. при $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}} = C_m = \text{const}$, максимальная эффективность торможения может быть достигнута только при одном значении коэффициента сцепления φ_0 .

$$\varphi_0 = \frac{aC_m - b}{h_g(1 + C_m)}, \quad (\text{XV.36})$$

где a , b , h_g обозначены на рис. П.15.

Если $\varphi > \varphi_0$, то скольжение задних колес наступит раньше, чем передних. В случае же, если $\varphi < \varphi_0$, то скольжение передних колес наступит раньше, чем задних.

Величины φ составляют: $\varphi_{\min} = 0,2 \div 0,3$; $\varphi_{\max} = 0,6 \div 0,9$. Соответственно величина φ_0 будет колебаться в зависимости от положения ц. т. автомобиля в пределах 0,25—0,60.

Перераспределение тормозных моментов по осям у некоторых автомобилей с механическим приводом может быть выполнено путем ступенчатой регулировки: летней с большими значениями $\frac{M_{\tau 1}}{M_{\tau 2}}$ и зимней с меньшими значениями. Однако в условиях возрастающих требований к эффективности тормозов ступенчатое перераспределение тормозных моментов по осям следует признать недостаточным. Оно должно быть заменено автоматическим бесступенчатым. В настоящее время автоматическое бесступенчатое перераспределение применяется на многих автомобилях (ВАЗ 2101, КамАЗ и др.).

Пример автоматической бесступенчатой регулировки тормозных моментов в зависимости от нагрузки на ось автомобиля представлен на рис. XV.23, а (автомобиль «Ситроен»).

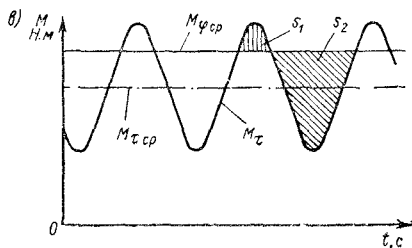
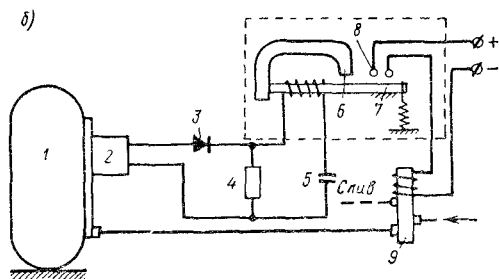
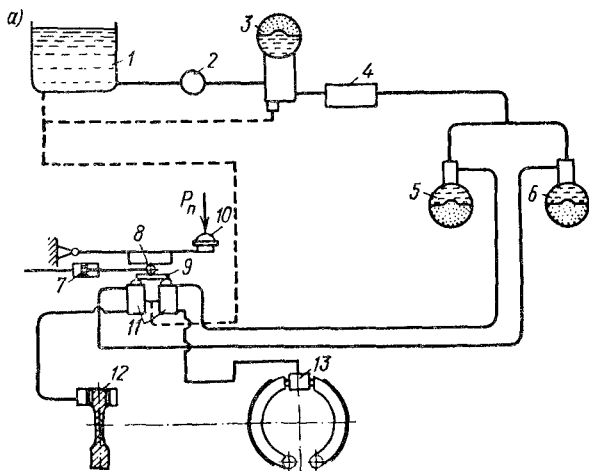


Рис. XV.23. Автоматические устройства тормозного привода: а — автоматическая регулировка тормозных моментов передней и задней осей; б — антиблокировочное устройство; в — диаграмма изменения тормозного момента

Централизованная гидропневматическая система состоит из бака 1 с жидкостью, насоса 2, трех гидравлических аккумуляторов 3, 5, 6 разделителя потока 4. Она обслуживает приводы сцепления и коробки передач, усилитель рулевого управления, механизмы гидропневматической подвески, тормозные цилиндры 11, двухконтурного тормозного привода, действующего на колесные тормоза передней 12 и задней 13 осей. Регулировка величины тормозных моментов осуществляется роликом 8, передающим усилие от педали тормоза 10 на коромысло 9 и далее на рабочие тормозные цилиндры 11. Ролик 8 перемещается штоком цилиндра 7 в зависимости от нагрузки оси. Цилиндр 7 включен в полость гидропневматической подвески.

Применение централизованной гидропневматической системы для приводов управления автомобилем упрощает конструкцию и коммуникации.

Антиблокировочные устройства. Перераспределение тормозных моментов по отдельным осям при торможении не обеспечивает максимальной интенсивности торможения и необходимой устойчивости и управляемости автомобиля, если величины коэффициентов сцепления φ не будут одинаковыми под разными колесами. При неодинаковых значениях φ часть колес может оказаться заблокированной и наступит их скольжение по дороге (юз) со снижением величины замедления и вероятностью потери устойчивости и управляемости автомобиля. Чтобы избежать потери устойчивости и управляемости, величина тормозного момента на каждом затормаживаемом колесе не должна превышать момента по сцеплению колеса с дорогой M_{φ} с тем, чтобы можно было избежать его блокировки.

Так как водитель не имеет возможности точно дозировать силу, прикладываемую к тормозной педали или рычагу, то весьма целесообразны автоматически действующие антиблокировочные устройства. При наличии антиблокировочного устройства с пульсацией M_{τ} величина тормозных моментов на колесах колеблется от $M_{\tau \max}$ (начало блокировки колес) до $M_{\tau \min}$ (конец блокировки колес) с частотой 6—12 Гц.

Рассмотрим принципиальную схему одной из конструкций (рис. XV.23, б). Генератор переменного тока 2 получает вращение от колеса 1. Ток через выпрямитель 3 и катушки реле заряжает конденсатор 5 до напряжения генератора. При наличии юза и связанного с этим снижения угловой скорости генератора напряжение на клеммах последнего падает. Вследствие этого конденсатор 5 разряжается через катушку реле 6 и дополнительное сопротивление 4; реле 6 срабатывает, и якорь 7 замыкает контакты 8. При этом электромагнитный клапан 9 получает сигнал растормаживания колеса.

Диаграмма изменения тормозного момента у затормаживаемого колеса автомобиля с автоматическим антиблокировочным устройством приведена на рис. XV.23, в. В этой диаграмме M_{τ}

и $M_{\tau \text{ ср}}$ — тормозной момент и его средние значения, M_{ϕ} и $M_{\phi \text{ ср}}$ — момент сцепления шины с дорогой и его средние значения. При этом $M_{\tau \text{ ср}} < M_{\phi \text{ ср}}$. Средняя величина тормозного момента в существующих автоматических системах с пульсацией M_{τ} $M_{\tau \text{ ср}} = (0,6 \div 0,8) M_{\phi \text{ ср}}$. Площадки s_1 соответствуют юзу колеса.

Существуют опытные конструкции автоматов других типов, ограничивающих возможность блокировки затормаживаемых колес. Широкого распространения они пока не получили вследствие сложности конструкции и повышенной стоимости. Однако борьба за безопасность движения по-видимому в недалеком будущем определит обязательность применения подобных автоматов в тормозных системах автомобилей в законодательном порядке.

Длина тормозного пути на скользкой дороге при применении антиблокировочных устройств сокращается на 10—12% при одновременном повышении устойчивости движения автомобиля.

Список литературы к гл. XV

1. Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. «Машиностроение». М., 1965. 118 с.
2. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. М.—Л., Машгиз, 1950, 292 с.
3. Генбом Б. Б., Кизман А. М., Артемьева Н. В. Общий метод расчета тормозных механизмов. В сб. трудов ГСКБ по автобусам, № 2, 1970, с. 119—133.
4. Гредескул А. Б., Кудиевский Г. Г., Федосов А. С. Влияние деформаций тормозного барабана на распределение удельных давлений по длине колодки. Сб. «Автомобильный транспорт», № 5, изд-во «Техника», Киев, 1968.
5. Мащенко А. Ф., Розанов В. Г. Тормозные системы автотранспортных средств. М., «Транспорт», 1972, 144 с.
6. Strien H. Scheibenbremsen, Trommelbremsen. — ATZ, 1959, N 9.
7. Leiber H. und Czinczel A. Die elektronische Bremsregler und seine Problematik. ATZ, 1972, N 7, S. 269—277.
8. Fritzsche G. und Reineche E. Elektronisches Bremsregelsystem für Nutzfamzenge. ATZ, 1972, N 7, S. 277—282.

Г Л А В А XVI

РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

§ 76. ТРЕБОВАНИЯ К РУЛЕВОМУ УПРАВЛЕНИЮ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Рулевое управление служит для изменения или поддержания выбранного направления движения автомобиля и осуществления маневрирования им. В общем случае оно состоит из трех основных частей: рулевого механизма, рулевого привода и усилителя. На некоторых типах автомобилей (автомобили малой грузоподъемности, легковые автомобили малого и среднего литража) усилитель, однако, может отсутствовать. В связи с все расширяющейся автоматизацией органов управления и ростом скоростей движения возможна гипотетически установка в рулевых управлениях электронных систем, способствующих повышению безопасности движения. Классификация рулевых управлений приведена в табл. XVI.1.

К рулевому управлению предъявляются следующие требования.

1. Обеспечение высокой маневренности автомобилей, при которой возможны крутые и быстрые повороты на сравнительно ограниченных площадях.

2. Легкость управления автомобилем, оцениваемая величиной усилия, прикладываемаемого к рулевому колесу.

3. Высокая степень надежности действия, поскольку в отличие от многих других агрегатов и механизмов автомобиля выход рулевого управления из строя в большинстве случаев заканчивается аварией или катастрофой.

4. Правильная кинематика поворота, при которой колеса всех осей автомобиля катятся по концентрическим окружностям (невыполнение этого требования приводит к скольжению шин по дороге, быстрому их износу, излишнему расходу мощности двигателя и топлива).

5. Умеренное ощущение толчков на рулевом колесе при езде по плохим дорогам (при ощущениях на руле толчков водитель быстрее утомляется и снижает безопасность движения).

6. Точность следящего действия, в первую очередь кинематического, при котором любому заданному положению рулевого колеса будет соответствовать вполне определенная заранее рассчитанная крутизна поворота.

7. Отсутствие в рулевом управлении больших люфтов, приводящих к плохому держанию автомобилем дороги, к его вилянию, особенно при движении на больших скоростях или при движении по ухабыстым дорогам.

Классификация рулевых управлений

Классификация	Типы узлов и механизмов рулевого управления
По расположению рулевого управления	Рулевое управление с левым расположением (при правостороннем движении); рулевое управление с правым расположением (при левостороннем движении)
По конструкции рулевого механизма	Червячные (с сектором или роликом); кривошипно-винтовые (с шипом у кривошипа, с гайкой у кривошипа и др.); комбинированные (например, винт—гайка—рейка—сектор и др.); реечные и др.
По конструктивным особенностям рулевого привода	Привод к управляемым колесам; привод к управляемым осям (тележкам); привод к складывающимся звеньям
По принципу действия усилителей	Гидравлические (с открытым и закрытым центром); пневматические (включая вакуумные); комбинированные (электрогидравлические и др.).

Изменение направления движения автомобиля может осуществляться четырьмя способами:

- 1) поворотом управляемых колес (колес передней оси, колес нескольких осей, колес всех осей);
- 2) поворотом управляемых осей или управляемых тележек (передней оси, нескольких осей, всех осей или тележек);
- 3) складыванием звеньев транспортного средства (так называемый оппозитный способ поворота);
- 4) бортовым способом (по-гусеничному).

Маневрирование поворотом управляемых колес наиболее распространено. Расстановка управляемых колес при этом способе зависит от типа и назначения автомобиля (рис. XVI.1). Вариант *a*, I с одной передней парой управляемых колес применяется на наиболее распространенных, народнохозяйственных грузовых и легковых моделях машин; вариант *a*, II со всеми управляемыми колесами (с числом ходовых осей две, три и более) в использовании редок и встречается только на специальных автомобилях («Бюссинг—Наг», «Сарацин» и др.), он позволяет существенно сократить радиус поворота автомобилей; вариант *a*, III характерен для трехосных автомобилей со сближенными задними осями (чаще всего в этом случае в качестве ходового агрегата монтируется балансирная тележка). Рулевое управление с поворотными колесами достаточно полно удовлетворяет большинству предъявляемых требований. Во всех случаях, когда это допустимо, число пар управляемых колес стремятся выбрать наименьшим: это упрощает конструкцию рулевого управления, повышает устойчивость

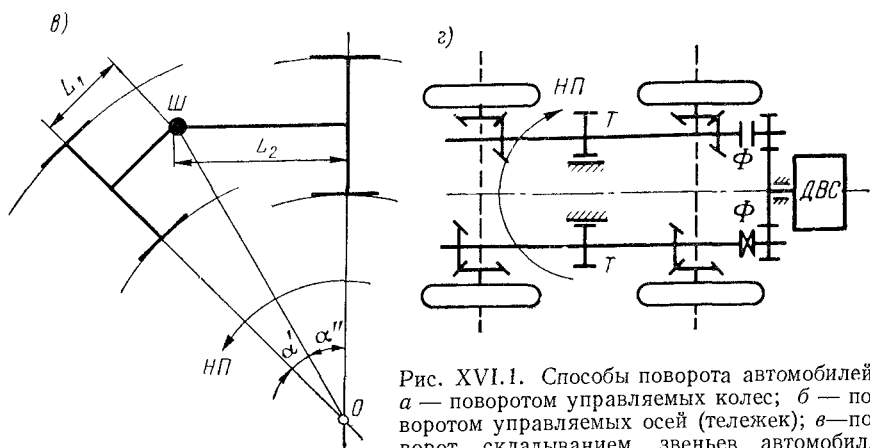
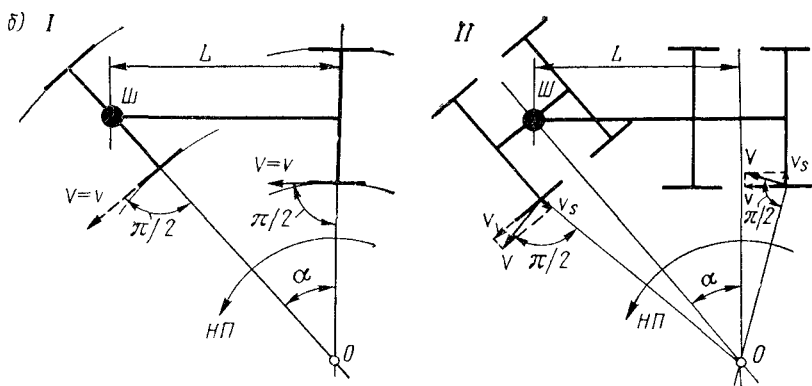
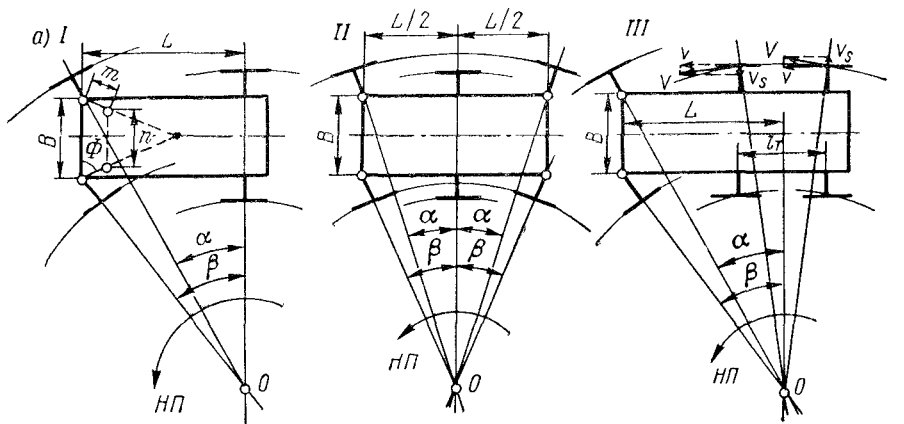


Рис. XVI.1. Способы поворота автомобилей: а — поворотом управляемых колес; б — поворотом управляемых осей (тележек); в — поворот складыванием звеньев автомобиля (оппозитный способ поворота); г — бортовой способ поворота (поворот по-гусеничному)

движения за счет уменьшения люфтов и высокой жесткости привода. Однако, если число пар управляемых колес меньше, чем $n - 1$, где n — общее число ходовых осей, то при повороте неизбежно боковое скольжение неуправляемых колес.

На рис. XVI.1, а, III показаны, для примера, векторы скоростей наружных неуправляемых колес трехосного автомобиля: \bar{V} — вектор абсолютной скорости движения колеса, \bar{v} — скорость движения колеса в плоскости его вращения, \bar{v}_s — скорость бокового скольжения колеса. Появление скорости v_s при повороте является нежелательным. С целью снижения бокового скольжения оси неуправляемых колес необходимо максимально приближать друг к другу, уменьшая расстояние l_r .

Маневрирование при помощи поворота осей (рис. XVI.1, б, I) или тележек (рис. XVI.1, б, II) относительно центрального шкворня III применяется на специальных колесных вездеходах, называемых транспортерами (ХМ-401 — США; «Ураган» — СССР и др.). Транспортеры, как было указано ранее (см. гл. XIV), оборудуются широкопрофильными колесными движителями (пневмокатками) и сделать их поворотными из-за компоновочных ограничений не представляется возможным. Как видно из рис. XVI.1, б, II, транспортные средства с поворотными тележками не лишены серьезных недостатков: для них также неизбежно боковое скольжение колес по дороге.

Поворот складыванием звеньев целесообразен для специальных длиннобазных транспортных средств, от которых требуется повышенная маневренность (рис. XVI. 1, в). К таким транспортным средствам относятся сочлененные машины типа МАЗ-529 (СССР), ХМ-437 (США) и др. Угол складывания может достигать до 90° .

Маневрирование по-гусеничному (рис. XVI. 1, г) производится отключением от ДВС при помощи фрикциона Φ одного из бортов и его торможением тормозом T с обязательным подводом мощности к другому борту. Этот способ поворота сопровождается большим расходом мощности ДВС, интенсивным скольжением колесных движителей и с точки зрения требований менее всего рационален. Однако в отдельных случаях для короткобазных транспортеров он оправдывается, поскольку приводит к значительному упрощению и удешевлению конструкции машины. Круговой стрелкой НП на рис. XVI. I показано направление поворота автомобиля.

§ 77. РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ

Рулевой механизм, являющийся редуктором, обеспечивает увеличение на валу сошки подведенного к рулевому колесу момента. Увеличение момента пропорционально угловому передаточному числу рулевого механизма, в общем случае равного

$$i_{p. м} = \frac{d\theta}{d\Omega} = \frac{\psi}{\omega}, \quad (\text{XVI.1})$$

где $d\theta$ и $d\Omega$ — элементарные углы поворота рулевого колеса и вала сошки; $\dot{\theta}$, ω — угловые скорости вращения соответственно рулевого колеса и вала сошки. Максимальная величина углового передаточного числа для машин разных типов и классов лежит в пределах $i_{p.m} = 15 \div 25$, а в некоторых случаях доходит до 40. При выборе $i_{p.m}$ исходят из того, что за один-два полных оборота рулевого колеса управляемые колеса (или оси) автомобиля должны успевать поворачиваться из нейтрального положения на максимальные углы ($35\text{--}40^\circ$). С увеличением $i_{p.m}$ уменьшается затрачиваемое для осуществления маневрирования усилие на рулевом колесе, однако одновременно возрастает количество оборотов рулевого колеса, которое требуется выполнить, чтобы повернуть управляемые колеса (оси) на необходимые углы.

Передаточное число $i_{p.m}$ может быть постоянным или переменным. При постоянстве $i_{p.m}$ оно находится из выражения $i_{p.m} = \frac{\theta}{\Omega}$. Рулевые механизмы с переменным передаточным числом с большим диапазоном изменения необходимы прежде всего для рулевых управлений,

не оборудованных усилителями. Рекомендуемый закон изменения $i_{p.m} = f(\theta)$ для этого случая показан на рис. XVI.2 [XVI. 1]. Здесь на небольшом среднем участке ($\theta \leq \frac{\pi}{2}$) $i_{p.m}$ имеет наибольшее значение. Это обеспечивает высокую точность вождения автомобилей на прямолинейных участках пути при высоких скоростях и облегчает управление ими, поскольку, как показывают статистические данные, основную часть поворотов составляют повороты с малыми отклонениями рулевого колеса от нейтрального положения.

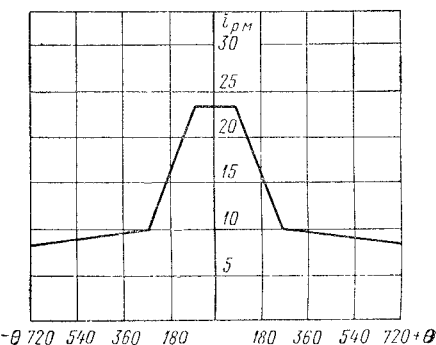


Рис. XVI.2. Оптимальный закон изменения углового передаточного числа $i_{p.m}$ рулевого механизма

Наряду с уменьшением затрат усилия рулевые управления с такими рулевыми механизмами снижают передаваемые от дороги на рулевое колесо удары и являются для водителей более удобными. В дальнейшем, когда $\theta > \frac{\pi}{2}$, $i_{p.m}$ резко падает и на периферийных участках остается почти постоянным. На этих участках при небольших углах отклонения рулевого колеса удается получать значительные углы поворота управляемых колес (осей), что улучшает условия маневрирования.

Рулевые механизмы с переменным передаточным числом $i_{p.m}$ конструктивно не сложнее, чем рулевые механизмы, у которых

$i_{p.m} = \text{const}$, но менее технологичны и поэтому более дорогостоящи. Для автомобилей, снабженных усилителями, не выдвигается особых требований в отношении характера изменения $i_{p.m}$. Рулевой механизм в таких автомобилях служит в основном лишь для включения золотниковой системы усилителя в работу и для обеспечения кинематического и силового следящего действия этой системы. Однако передаточное число и здесь должно быть все-таки достаточно большим, чтобы при выходе из строя усилителя водитель мог бы некоторое время управлять автомобилем без излишнего перенапряжения.

Рулевые механизмы конструируются таким образом, чтобы они имели высокий прямой к. п. д. ($\eta_{p.m}$) при передаче усилия от рулевого колеса к сошке и несколько меньший обратный к. п. д. ($\eta_{m.p}$).

Обратный к. п. д. характеризует степень обратимости рулевого механизма. При очень малом значении обратного к. п. д. толчки и удары, воспринимаемые ходовой частью автомобиля, не доходят до рулевого колеса, так как гасятся силами трения в рулевом механизме. Это свойство является ценным. Но тем не менее им трудно воспользоваться полностью из-за того, что при низком обратном к. п. д. затрудняется самовозврат рулевого колеса в исходное положение под действием стабилизирующего момента. Поэтому с целью обеспечения возможности самовозврата рулевого колеса из повернутого положения в исходное и определенного ограничения обратных ударов на него со стороны дороги рулевые механизмы выполняются на пределе обратимости.

Во всех кинематических звеньях рулевого управления — от рулевого колеса до управляемых колес (осей) — зазоры (люфты) сводятся до минимума. Люфты обуславливаются ослаблением крепления рулевого колеса и сошки, износом деталей рулевого механизма, шарниров рулевого вала, тяг рулевого привода. Люфты при нейтральном (среднем) положении управляемых колес (осей) в новом рулевом управлении должны быть минимальны (близки к нулю), а в рулевом управлении, бывшем длительное время в эксплуатации, не должны превышать 25—30°. Следует иметь в виду, что при наличии усилителей некоторый люфт рулевого колеса даже при нейтральном положении неизбежен. Это объясняется тем, что для включения усилителя в работу необходим некоторый осевой ход золотника и соответствующий этому ходу люфт рулевого колеса.

Отсутствие люфтов в рулевом управлении при нейтральном положении управляемых колес (осей) предотвращает «рыскание» автомобиля и его неустойчивое движение.

От среднего положения к периферии люфт рулевого колеса при тщательно отрегулированных всех звеньях рулевого управления все же должен возрастать. Но возрастает он только за счет особенностей зацепления и сопряжения рабочих деталей рулевого механизма (зацепление с односторонним зазором) и достигает

максимума (35—45°) в крайних положениях рулевого колеса. Такой преднамеренный характер изменения зазоров в зацеплении позволяет при очередных регулировках компенсировать износы в средней, наиболее изнашивающейся части рулевого механизма без опасности заклинивания его при поворотах рулевого колеса в ту или иную сторону. Необходимая величина и закономерность изменения зазоров в зацеплении достигается соответствующими технологическими или конструктивными мероприятиями.

Рассмотрим типовые конструкции рулевых механизмов.

Производство рулевых механизмов для отечественных автомобилей регламентировано требованиями отраслевой нормали Н 8024—61. Она определяет рекомендуемые типы рулевых механизмов в зависимости от осевого веса, приходящегося на управляемые колеса, межосевое расстояние картера рулевого механизма, размеры поперечника вала сошки и другие параметры.

Червячные рулевые механизмы

Эти механизмы различаются формой червяка и конструкцией сопрягаемого с червяком ведомого элемента. Червяк может быть простым цилиндрическим (одно- или двухзаходным) или глобоидным. В качестве ведомого элемента используются секторы с боковым расположением зубьев, червячные секторы, ролики (одно-, двух- или даже трехгребневые) и др. Червячные рулевые механизмы различаются также особенностями взаимного расположения червяка и ведомого элемента.

Червячно-спироидные рулевые механизмы с боковым сектором.

На рис. XVI.3 показан червячно-спироидный рулевой механизм, состоящий из цилиндрического двухзаходного червяка 1 и расположенного сбоку сектора 2. Ось червяка сдвинута по направлению к оси сектора на величину $\xi = 40$ мм и не является, таким образом, касательной к начальной окружности сектора. Наличие смещения ξ улучшает условия смазки зубьев и позволяет при значительной величине $i_{p,m} = 21$ получить сравнительно малогабаритную конструкцию механизма. Рулевые механизмы этого типа применяются, как правило, на тяжелых машинах («Урал-375», КрАЗ-214 и др.).

Вал 4 сошки с большой точностью устанавливается на удлиненных игольчатых подшипниках 5. Червячно-спироидные передачи чувствительны к нарушению зацепления из-за упругих прогибов. Чтобы не прогибался сектор, в крышке картера рулевого механизма имеется упор У, ограничивающий деформацию сектора до 0,65 мм. Для предотвращения опасных прогибов червяка имеется упор В, ограничивающий прогиб до 0,45 мм. Зацепление червяка с сектором регулируется подбором толщины упорной бронзовой шайбы С, воспринимающей осевое усилие Q_2 . Осевой зазор в зацеплении червяк — сектор изменяется от 0,03 мм (среднее положение) до 0,5 мм (крайнее положение).

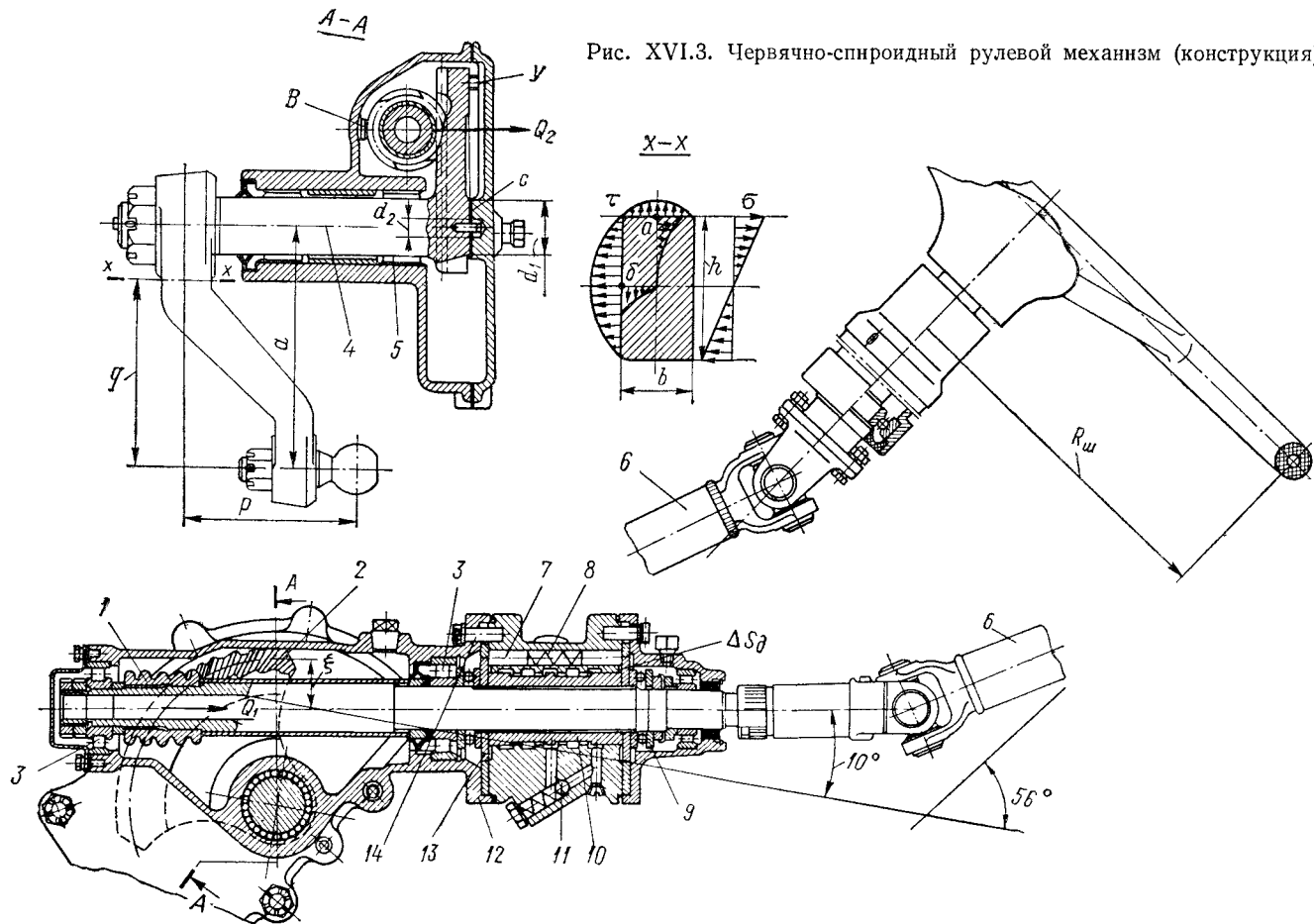


Рис. XVI.3. Червячно-спиральный рулевой механизм (конструкция)

Вал червяка в картере может устанавливаться или на конических подшипниках, воспринимающих осевые усилия вала (автомобили КраЗ и МАЗ без усилителей), или на цилиндрических подшипниках 3 («Урал-375»), допускающих осевой ход червяка. Осевой ход червяка необходим для обеспечения перемещения золотника распределителя при включении в работу усилителя руля. Ограничение хода червяка (до 0,95—1,1 мм на сторону) и восприятие его осевых усилий, возникающих при повороте, достигаются установкой шайб 13.

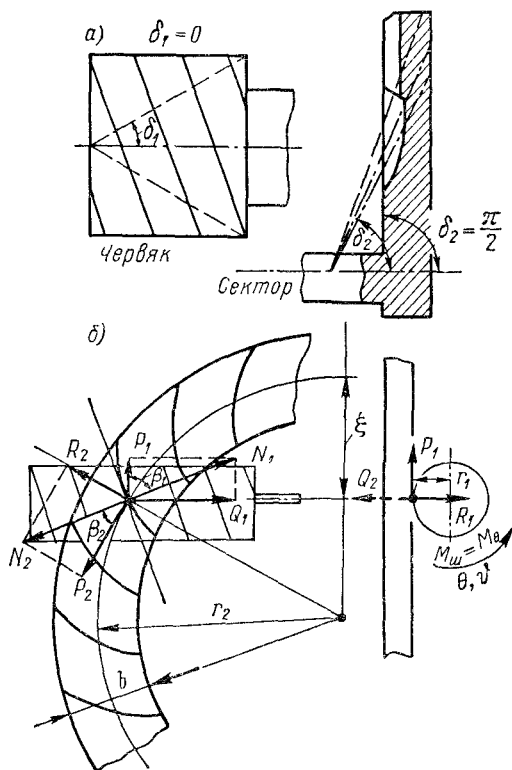


Рис. XVI.4. Схема сил, действующих в зацеплении червячно-спирального рулевого механизма

Чтобы не нарушать первоначальной приработки червяка и сектора при сборке рулевого механизма следует совмещать имеющиеся метки на валу сошки и картере. Совмещение меток указывает на среднее положение сектора, соответствующее нейтральному положению управляемых колес.

Рулевой вал 6 выполнен составным в виде карданной передачи с двумя карданными шарнирами. Такая конструкция рулевого вала позволяет наилучшим образом использовать компоновочные возможности и удобно разместить рулевое колесо в кабине водителя.

На рис. XVI.4 приведены необходимые исходные данные для конструктивного анализа и расчета червячно-спиральных передач. Вывод основных зависимостей может быть выполнен также с использованием формул, которые были получены ранее для гипоидных передач (см. гл. IX), если в указанных формулах положить углы $\delta_1 = 0$ и $\delta_2 = \frac{\pi}{2}$ (рис. XVI.4, а). На рис. XVI.4, б показаны действующие в зацеплении силы, из которого очевидны соотношения (без учета потерь, т. е. при к. п. д. червячно-спиральной передачи равно единице), приведенные в табл. XVI.2. Из таблицы видно, что радиальное усилие R_1 на червяке и осевое уси-

Силы, действующие в червячно-спироидном зацеплении

Виды нагрузки	Элементы зацепления	
	Червяк	Сектор
Окружное усилие	$P_1 = \frac{M_{ш}}{r_1} = \frac{P_{ш}R_{ш}}{r_1}$	$P_2 = N_2 \cos \beta_2 = N_1 \cos \beta_2 =$ $= \pm \frac{P_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$
Осевое усилие	$Q_1 = \pm P_1 \operatorname{tg} \beta_1$	$Q_2 = N_2 \operatorname{tg} \alpha = N_1 \operatorname{tg} \alpha =$ $= P_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_1}$
Радиальное усилие	$R_1 = N_1 \operatorname{tg} \alpha = P_1 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_1}$	$R_2 = P_2 \operatorname{tg} \beta_2 =$ $= \pm P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \operatorname{tg} \beta_2$

лие Q_2 на секторе равны и противоположны по направлению. Направление их постоянно и не зависит от того, в какую сторону вращается рулевое колесо. Направление остальных сил изменится, если изменить направление вращения рулевого колеса. Кроме того, таблица показывает, что одноименные силы не равны между собой и определяются из самостоятельных выражений.

На рисунке и в таблице обозначены: $P_{ш}$, $R_{ш}$ — усилие на рулевом колесе и радиус штурвала; $M_{\theta} = P_{ш}R_{ш} = M_{ш}$ — момент, подведенный к рулевому колесу; α — угол зацепления, β_1 , β_2 — углы спиралей нарезки червяка и зубьев сектора, отсчитываемые между окружной и нормальной силами; r_1 и r_2 — радиусы начальной окружности червяка и сектора.

Найдем выражение для углового передаточного числа червячно-спироидного рулевого механизма. Для этого воспользуемся формулой для прямого к. п. д.

$$\eta_{р.м} = \frac{M_{\Omega} \omega}{M_{\theta} \dot{\theta}} = k_{р.м} \frac{1}{i_{р.м}}, \quad (\text{XVI.2})$$

где $k_{р.м}$ — силовое передаточное число (подобно коэффициенту трансформации) рулевого механизма; M_{θ} ($M_{ш}$) и M_{Ω} — моменты, приложенные к рулевому колесу и валу сошки.

Кроме того (см. рис. XVI,4)

$$M_{\Omega} = P_2 r_2 = P_1 \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} r_2 \eta_{р.м}; \quad M_{\theta} = P_1 r_1.$$

После подстановки в выражение для $\eta_{р.м}$ значений M_{Ω} и M_{θ} получим

$$i_{р.м} = \frac{\dot{\theta}}{\omega} = \frac{r_2 \cos \beta_2}{r_1 \cos \beta_1} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (\text{XVI.3})$$

где z_2 — полное число зубьев колеса, из которого выделен сектор; z_1 — число заходов червяка.

К. п. д. рулевых механизмов с червячно-спироидным зацеплением определяется по формулам (без учета гидравлических потерь и потерь в подшипниках и сальниках):

прямой

$$\eta_{p.m} = \frac{\operatorname{tg} \beta'_1}{\operatorname{tg} (\beta'_1 + \rho)} \frac{1 + \operatorname{tg} \beta'_2 \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \beta'_1 \operatorname{tg} \rho}; \quad (\text{XVI.4})$$

обратный

$$\eta_{m.p} = \frac{\operatorname{tg} (\beta'_1 - \rho)}{\operatorname{tg} \beta'_1} \frac{1 + \operatorname{tg} \beta'_1 \operatorname{tg} \rho}{1 - \operatorname{tg} \beta'_2 \operatorname{tg} \rho}, \quad (\text{XVI.5})$$

где ρ — угол трения, равный $\operatorname{arctg} \mu$ ($\mu = 0,06 \div 0,1$), μ — коэффициент трения пары сталь по стали в масле; $\beta'_1 = 90^\circ - \beta_1$, $\beta'_2 = 90^\circ - \beta_2$.

Для червячно-спироидных рулевых механизмов автомобилей МАЗ-200 и «Урал-375» $\beta'_1 = 8^\circ 52'$ и $\beta'_2 = 40^\circ 27'$.

Расчеты показывают, что для рулевых механизмов этого типа $\eta_{p.m} = 0,73 \div 0,77$, а $\eta_{m.p} = 0,55 \div 0,60$.

При изготовлении рулевых механизмов рассматриваемого типа устанавливаются жесткие технологические нормы. Неперпендикулярность рулевого вала к оси вала сошки на длине 100 мм допускается не более 0,03—0,05 мм, неконцентричность отверстий в картере под подшипники рулевого вала не более 0,02 мм, биение поверхности сектора в плоскости его вращения относительно оси вала сошки на радиусе 120—140 мм — не более 0,02 мм.

Рулевые механизмы с глобoidным червяком и роликом. Такие рулевые механизмы устанавливаются на легковых автомобилях (ГАЗ-24 «Волга» и др.) и грузовых автомобилях малой (УАЗ-452) и средней грузоподъемности (ГАЗ-53, ЗИЛ-130). На валу 2 сошки (рис. XVI.5, а) на игольчатых подшипниках установлен ролик 3, имеющий гребни. Эти гребни входят в зацепление с нарезкой глобoidного червяка 4, посаженного на вал 5 рулевого колеса. При вращении рулевого колеса поворачивается червяк, который, увлекая ролик, заставляет поворачиваться вал сошки. Описываемый рулевой механизм обладает рядом положительных качеств:

1) обеспечение при ограниченных габаритах по длине необходимой благодаря глобoidальности продолжительности зацепления и весьма развитого контактирования гребней ролика с нарезкой червяка (снижение удельного давления и повышение износостойкости);

2) рассредоточенным действием нагрузки (повышение прочности) на контактируемые детали в зацеплении (в зависимости от веса машины число гребней изменяется от двух до четырех);

3) малые потери на трение благодаря замене трения скольжения трением качения (повышение к. п. д. до $\eta_{p.m} = 0,77 \div 0,82$);

4) возможностью многократного выполнения регулировочных работ по устранению зазоров в зацеплении и конических подшипниках.

Ось 1 ролика по отношению к оси червяка 4 смещена на величину $\Delta = 5 \div 7$ мм. Это позволяет устранять износы зацепления путем эксплуатационных регулировок. За счет вращения винта (пробки) 6 при очередных регулировках ролик 3 вместе с валом 2 сошки перемещаются вправо. Рулевой механизм выбраковывается

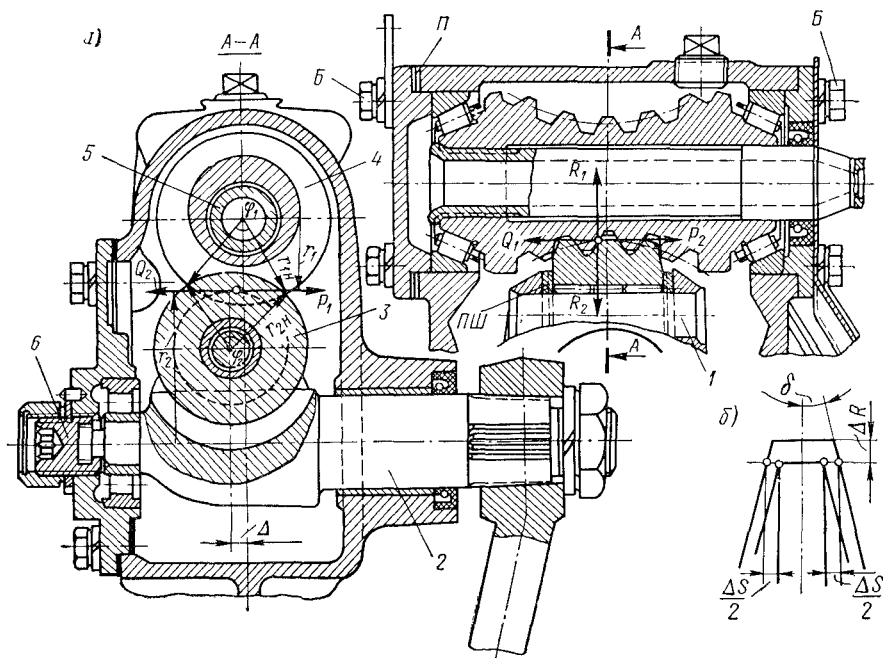


Рис. XVI.5. Рулевой механизм с глобидным червяком и роликом

после выбора в процессе эксплуатации всей регулировочной зоны Δ . Возможность выполнения регулировочных работ обеспечивается рациональным изменением осевого зазора $\Delta S = 2 \Delta R \times \operatorname{tg} \delta$ в зацеплении (рис. XVI.5, б), где δ — половина угла при вершине гребня ролика; ΔR — приращение радиуса. Приращение получено смещением оси вала сошки относительно центра образующей червяка в направлении к оси червяка на величину $\chi = 2,5 \div 5$ мм. В среднем положении $\Delta R = 0$ и $\Delta S = 0$, т. е. в среднем положении обеспечивается плотное беззазорное зацепление. Для улучшения условий зацепления ось ролика несколько развернута (с целью образования угла $\nu = 5 \div 7^\circ$) и не образует с осью вала сошки прямого угла.

Зазоры в обоймах конических подшипников выбираются путем уменьшения числа регулировочных прокладок Π под нижней

крышкой картера рулевого механизма. Угол β_1 подъема винтовой линии червяка переменный, постепенно уменьшающийся от центра к периферии. В горловом сечении угол $\beta'_1 = 90^\circ - \beta_1$ достигает наибольшего значения

$$\operatorname{tg} \beta'_1 = \frac{tz_1}{\pi d_1} \quad (\text{XVI.6})$$

и для выполненных конструкций не превышает $5-10^\circ$. В приведенной формуле t — шаг винтовой линии; z_1 — число заходов червяка; d_1 — начальный диаметр червяка в наиболее узком сечении.

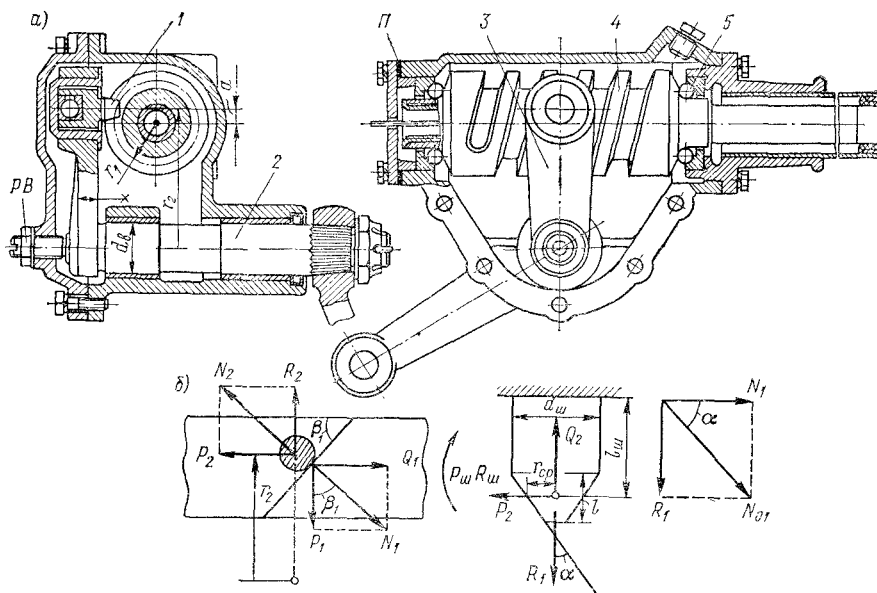


Рис. XVI.6. Кривошипно-винтовой рулевой механизм

При нейтральном положении рулевого колеса передаточное число рулевого механизма глобоидный червяк — ролик будет

$$i_{p.м} = \frac{2\pi r_2}{tz_1}, \quad (\text{XVI.7})$$

где r_2 — начальный радиус глобоиды червяка. От среднего положения к крайним $i_{p.м}$ несколько возрастает (на $5-7\%$), однако этими изменениями можно пренебречь.

Из схемы сил, представленной на рис. XVI.5, а, видно, что $P_1 = Q_2$, $Q_1 = P_2$ и $R_1 = R_2$, где, как и раньше, обозначения с индексом 1 относятся к ведущему элементу зацепления (червяку), а с индексом 2 — к ведомому (ролику).

Выражения сил для червяка приведены в табл. XVI.2.

Кривошипно-винтовые рулевые механизмы. Механизмы этого типа (рис. XVI.6), широко применявшиеся на автомобилях ранее,

не потеряли своего значения и сейчас. За одно целое с валом 2 сошки выполнен кривошип 3, в проушине которого в специальном стакане установлен шип 1. Шип опирается на игольчатые подшипники и упорный шариковый подшипник. Шип кривошипа взаимодействует с нарезкой винта 4. Винт зафиксирован в картере рулевого механизма посредством радиально-упорных подшипников 5. В среднем положении шип возвышается над осью винта на величину a . Такое начальное положение позволяет обеспечить необходимую продолжительность нормального зацепления шипа с нарезкой.

Зазоры в опорных подшипниках винта, образующиеся в эксплуатации, выбираются уменьшением прокладок Π , а зазоры в зацеплении — при помощи регулировочного винта $PВ$. Этот же винт воспринимает осевые усилия, возникающие в зацеплении.

Отмечавшаяся для рассматриваемого рулевого механизма низкая износоустойчивость шипа преодолена за счет применения нескольких шипов на кривошипе с установкой их на подшипниках качения, а также за счет подбора материалов и оптимального режима термообработки.

Характер изменения углового передаточного числа $i_{p.m}$ для рулевых механизмов кривошипно-винтового типа может быть самым разнообразным и легко поддается регулированию в нужном направлении. Это важное свойство отличает их с положительной стороны от других типов рулевых механизмов. В частности, за счет специальной нарезки винта можно получить оптимальную кривую изменения $i_{p.m}$ (см. рис. XVI.2). При постоянном шаге t винта

$$i_{p.m} = \frac{2\pi r_2}{t} \cos \Omega. \quad (XVI.8)$$

Кривошипно-винтовые механизмы рекомендуются прежде всего для автомобилей, которые не оборудуются усилителями. Выбрав соответствующую характеристику углового передаточного числа, можно добиться хорошей маневренности и легкости управления.

Из схемы сил (рис. XVI.6, б) с достаточным приближением можно считать, что $P_1 = R_2$; $Q_1 = P_2$ и $R_1 = Q_2$. Расчетные выражения для определения сил, приложенных к винту, приведены в табл. XVI.2 (графа для червяка).

Комбинированные рулевые механизмы. Из комбинированных наибольшего внимания заслуживают рулевые механизмы типа винт—гайка—рейка—сектор. Эти механизмы отличаются повышенным ресурсом работы и по этой причине получили широкое распространение, особенно на тяжелых машинах (КрАЗ, МАЗ, БелАЗ).

Типичная конструкция рулевого механизма в варианте винт—гайка—рейка—сектор производства МАЗ показана на рис. XVI.7. Аналогичные конструкции рулевых механизмов применены также на автомобилях КрАЗ-255, КрАЗ-256, БелАЗ-540, БелАЗ-548 и др.

На автомобилях ЗИЛ (ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и др.) устанавливаются рулевые механизмы такого же типа, но отличаются от последних совместной компоновкой с усилителем («гидроруль»). В зависимости от особенностей компоновки и назначения автомобилей (многоосные машины) рассматриваемый рулевой механизм может включать дополнительный

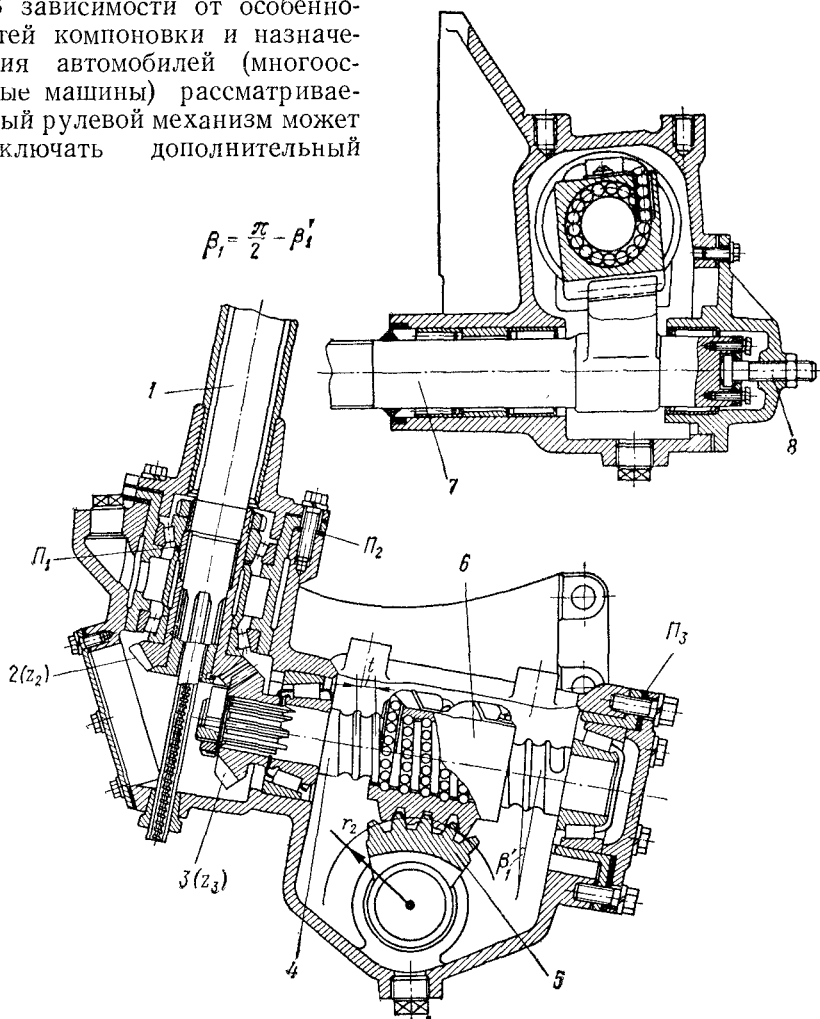


Рис. XVI.7. Рулевой механизм типа винт—гайка—рейка—сектор

конический редуктор с шестернями 2 и 3. Регулировка конических подшипников рулевого вала 1 осуществляется прокладками П₁, а регулировка зацепления конических шестерен — прокладками П₂. На машинах народнохозяйственного назначения конический редуктор не устанавливается.

Винт 4 в картере устанавливается на двух конических подшипниках, регулируемых с натягом прокладками Пз. Гайка 6 в нарезке винта посажена на циркулирующие шарики, позволяющие заменить трение скольжения трением качения. На нижней части гайки нарезаны зубья, образующие рейку. Сектор 5 рейки выполнен за одно целое с валом 7 сошки. Вал сошки смонтирован на удлинённых игольчатых подшипниках.

Регулировка зацепления осуществляется винтом 8. Регулировочная зона обеспечена конической формой и переменной толщиной зубьев рейки и сектора (угол конуса $\delta = 7 \div 9^\circ$). Винты изготавливаются однозаходными с постоянным шагом $t = 12 \div 18$. Угол подъема β_1 нарезки винта обычно берётся $10\text{—}15^\circ$. Количество шариков для одного рулевого механизма изменяется от 90 до 120, диаметр шариков $7\text{—}9$ мм.

Высокая надёжность и большой срок службы рулевых механизмов обеспечиваются максимальным снижением трения (во всех звеньях — пары качения) и высоким к. п. д. ($\eta_{р.м} = 0,70 \div 0,90$), точным изготовлением профиля беговых канавок с чистотой не менее $\nabla 9$, применением шариков 2 и 3-го классов точности и селективной сборкой деталей. Для получения беззазорного соединения винта с гайкой допускается сборка деталей только одной группы. Размеры шариков, поступающих на сборку, не должны различаться более чем на 2 мкм. Зазор в винте не превышает $0,02\text{—}0,03$ мм.

Угловое передаточное число рулевых механизмов типа винт—гайка—рейка—сектор постоянно и равно (см. рис. XVI.7)

$$i_{р.м} = \frac{2\pi r_2}{t}$$

У выполненных конструкций автомобилей передаточное число равно: 20 (ЗИЛ-130); 23,6 (МАЗ-500, КрАЗ-255Б); 26,9 (МАЗ-537); 40,4 (БелАЗ-540).

Иногда на тяжёлых машинах применяются рулевые механизмы типа винт—гайка—кривошип (рис. XVI.8). При вращении рулевого вала 1 гайка 2 передвигается по нарезке А винта и ведёт кривошип 3. Последний имеет вильчатую форму. Гайка установлена в проушинах кривошипа на подшипниках скольжения. Поскольку кривошип при вращении рулевого колеса описывает дугу, то нижний конец вала делается безопорным (свободным): вал консольно изгибается.

Усилия, передаваемые на рулевой вал от гайки (прежде всего осевые), воспринимаются верхней опорой вала (на рисунке не показана).

Механизм не имеет регулировочных узлов. Подбором материалов, снижением удельного давления в нарезке и надлежащей смазкой можно достичь желаемого срока службы такого рулевого механизма. Недостатки механизма: низкий к. п. д. и более напряжённые условия работы рулевого вала.

Материалы, применяемые при изготовлении деталей рулевого механизма. Рулевые валы изготавливаются из среднеуглеродистых сталей 20, 35 и 45. Полуфабрикатом для рулевых валов служат бесшовные трубы. Глобоидные и цилиндрические червяки отковываются из сталей 35Х, 30ХН3А; после механической обработки поверхность червяков цианируется на глубину 0,25—0,50 мм и закаливается. Твердость поверхности *HRC* 45—52. Для роликов применяются стали 12ХН3А, 20Х, 18ХГТ. Поверхность роликов цементируется на глубину 1,2—1,5 мм и закаливается; твердость *HRC* 52—56.

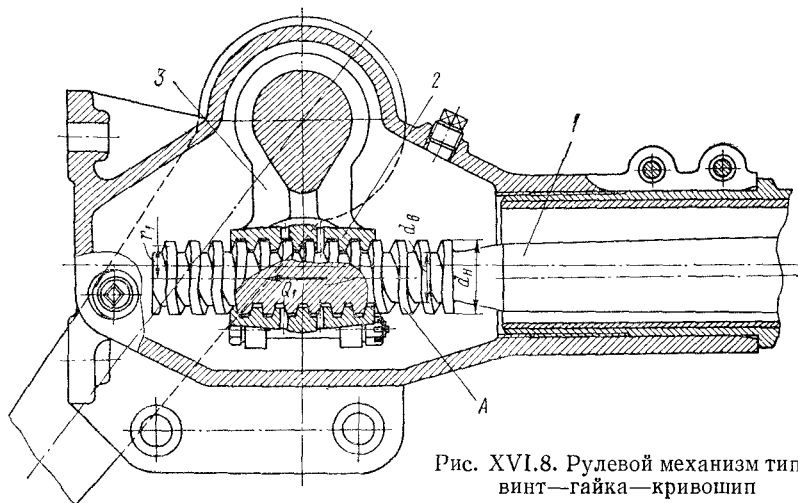


Рис. XVI.8. Рулевой механизм типа винт—гайка—кривошип

Винты и винтовые гайки для рулевых механизмов изготавливаются из сталей 18ХГТ; поверхность цементируется на глубину 1,2—1,5 мм и закаливается, твердость *HRC* 58—64. Из стали 18ХГТ отковываются также секторы и валы сошки. Картеры рулевых механизмов отливаются из ковкого чугуна КЧ 37—12 или КЧ 35—10.

§ 78. РУЛЕВЫЕ ПРИВОДЫ

Типовые схемы рулевых приводов и их общая оценка

Под рулевым приводом понимается система тяг и рычагов, осуществляющая передачу необходимых для поворота управляемых колес (осей, тележек) усилий от рулевого механизма и усилителя и обеспечивающая правильную кинематику движения автомобиля на повороте.

Типовые схемы рулевого привода автомобиля с одной парой передних управляемых колес приведены на рис. XVI.9: схема *a* относится к автомобилям с зависимой подвеской, а схема *б* — к автомобилям с независимой подвеской.

Основными элементами привода являются сошка, продольная тяга, рычаг поворотной цапфы и трапеция, образованная боковыми рычагами и поперечной тягой. Длина поперечной тяги может изменяться (имеется резьбовое соединение), что позволяет регулировать схождение колес.

Штриховыми линиями на рис. XVI.9, а показано положение рулевого привода при повороте рулевого колеса налево на угол θ . Сошка при этом повернулась на угол Ω , а управляемые колеса повернулись: внутреннее — на угол β , внешнее — на угол α . Отрезки O_11 , O_22 , O_23 , O_34 , O_45 , O_16 представляют плечи сил, действующих в приводе, которые относительно центров вращения создают нагружающие моменты. У автомобилей с зависимой подвеской поперечная тяга выполняется неразрезной. Для легковых автомобилей, оборудуемых обычно независимой передней подвеской, поперечная тяга разрезная (рис. XVI.9, б). При такой ее конструкции исключается влияние вертикального перемещения одного из колес на другое и ограничивается их влияние. Шарниры 1 и 2 поперечной тяги лежат на продолжениях осей качания колес. Сошка 3 и рычаг 4 определяют правильную кинематику перемещения среднего звена 5 поперечной тяги.

При проектировании рулевого привода обращается внимание на согласование его кинематики с кинематикой подвески. Центры качания продольной тяги (точка 6, рис. XVI.9, а) и рессоры (неподвижное относительно рамы ушко рессоры) должны лежать возможно ближе друг к другу. Несоблюдение этого условия приведет к влиянию управляемых колес (особенно при движении по ухабыстым дорогам).

Основные элементы рулевого привода автомобиля (транспортера) с управляемой осью (тележкой) показаны на рис. XVI.9, в. Приведенная схема является типовой: в ней показано все существенно важное, что характерно для этого способа поворота автомобиля (см. рис. XVI.1, б, I и II). К этой схеме может быть сведен и оппозитный способ поворота, если шарнир III (см. рис. XVI.1, в) совместить с центром ходовой оси поворачивающегося звена.

Продольная тяга стандартного рулевого механизма шарнирно оперта на поворотную ось в точке O . Рулевой механизм в таком рулевом приводе служит только для включения в работу распределителя РУ и осуществления слежения. Поворот же самой оси вокруг шарнира III осуществляется гидравлическими силовыми цилиндрами СЦ, к которым подводится высокое давление от насоса Н. Насос питается из бака Б.

Основными оценочными параметрами рулевого привода являются угловое передаточное число $i_{p, n}$, коэффициент полезного действия $\eta_{p, n}$ и жесткость привода.

Определим $i_{p, n}$, для чего рассмотрим схему рулевого привода (рис. XVI.9, а). Элементарная работа на сошке равна

$$dA_{\Omega} = M_{\Omega} d\Omega. \quad (\text{XVI.9})$$

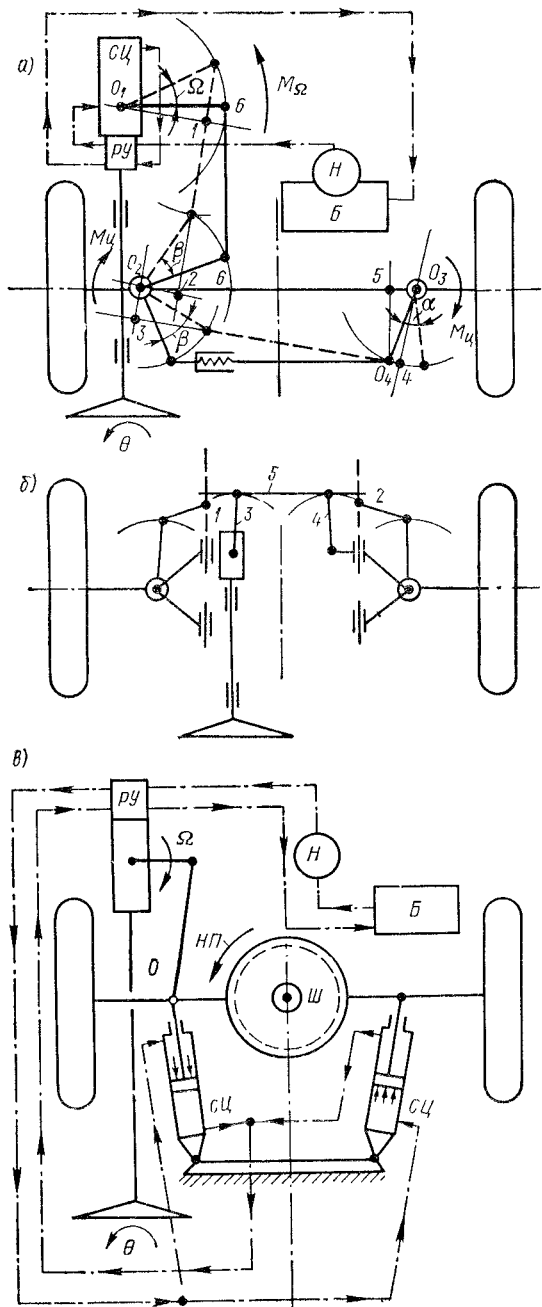


Рис. XVI.9. Типовые схемы рулевого привода

В свою очередь, элементарная работа, выполненная поворотными колесами, будет

$$dA_{\Omega} = \chi M_{\Omega} (d\alpha + d\beta), \quad (\text{XVI.10})$$

где M_{Ω} — момент сопротивления повороту одного колеса (для левого и правого колес моменты сопротивления принимаются одинаковыми и независимыми от угла поворота); χ — коэффициент, учитывающий увеличение момента сопротивления за счет влияния стабилизирующего (от подъема передней части автомобиля) момента, $\chi = 1,07 \div 1,15$; $d\alpha$ и $d\beta$ — элементарные углы поворота управляемых колес (внешнего и внутреннего).

Кроме того, запишем уравнение баланса работ

$$dA_{\Omega} \eta_{p.п} = dA_{\Omega}, \quad (\text{XVI.11})$$

откуда

$$\eta_{p.п} = \frac{dA_{\Omega}}{dA_{\Omega}}.$$

С учетом уравнений (XVI.9) и (XVI.10) окончательно получим

$$\eta_{p.п} = \frac{2\chi M_{\Omega}}{M_{\Omega}} \frac{\frac{d\alpha + d\beta}{2}}{d\Omega}. \quad (\text{XVI.12})$$

Для выполненных конструкций рулевых приводов народнохозяйственных автомобилей к. п. д. составляет $\eta_{p.п} = 0,85 \div 0,90$.

Обозначим $2\chi M_{\Omega}$ через M_{Σ} и назовем эту величину суммарным моментом сопротивления повороту управляемых колес (осей).

В уравнении (XVI.12) первый сомножитель представляет в принципе коэффициент трансформации (в терминологии, применяемой в теории трансмиссии), называемый здесь силовым передаточным числом $k_{p.п}$ привода, второй сомножитель — угловое передаточное отношение привода, обратное передаточному числу. Тогда можем записать:

$$\left. \begin{aligned} k_{p.п} &= \frac{2\chi M_{\Omega}}{M_{\Omega}}; \\ i_{p.п} &= \frac{d\Omega}{\frac{d\alpha + d\beta}{2}}; \\ \eta_{p.п} &= k_{p.п} \frac{1}{i_{p.п}}. \end{aligned} \right\} \quad (\text{XVI.13})$$

Найдем конкретное выражение для $i_{p.п}$. Из рис. XVI.9, а имеем

$$\chi \left(M_{\Omega} \frac{O_2^3 \cdot O_1 I}{O_3^4 \eta_{p.т} O_2^2 \eta_{п.т} \eta_{\Omega}} + M_{\Omega} \frac{O_1 I}{O_2^2 \eta_{п.т} \eta_{\Omega}} \right) = M_{\Omega},$$

где $\eta_{p.т}$ — к. п. д. шарниров рулевой трапеции; $\eta_{п.т}$ — к. п. д. шарниров продольной рулевой тяги; η_{Ω} — к. п. д. шкворневого узла поворотной цапфы.

Так как $\eta_{\Omega} \eta_{p. \tau} \eta_{п. \tau} = \eta_{p. \tau}$, то после преобразования выражения для моментов получим

$$\eta_{p. \Pi} = \frac{2\chi M_{\Omega}}{M_{\Omega}} \frac{O_1 I \left(\frac{O_2^3}{O_3^4} + \eta_{p. \tau} \right)}{2}. \quad (\text{XVI.14})$$

Сравнивая уравнения (XVI.12) и (XVI.14), приходим к заключению, что

$$i_{p. \Pi} = \frac{2 \cdot O_2^2}{O_1 I \left(\frac{O_2^3}{O_3^4} + \eta_{p. \tau} \right)}.$$

Обозначив отрезки через $a' = O_1 I$, $b'' = O_2^2$, $O_3^4 = m''$ и $m' = O_2^3$ и приняв в первом приближении $\eta_{p. \tau} \approx 1,0$, запишем

$$i_{p. \Pi} = \frac{2}{\left(1 + \frac{m'}{m''} \right)} \frac{b'}{a'}$$

При нейтральном положении колес $m' = m'' = m$, $a' = a = O_1 b$, $b' = b = O_2 b$ и тогда

$$i_{p. \Pi} = \frac{b}{a}.$$

Жесткость рулевого привода должна быть наибольшей. При недостаточной его жесткости рулевое управление машины обращается в колебательный контур, что приводит к вилянию колес и плохой устойчивости движения автомобиля. Из-за малой жесткости будет нарушаться сходимость колес, а это отрицательно сказывается на работе шин и расходе топлива.

Жесткость рулевого привода у автомобилей с независимой подвеской в 1,5—2,0 раза меньше, чем у автомобилей с зависимой подвеской. Например, у автомобиля М-21 «Волга» жесткость привода составляет 2,16 Н·м/рад (12,5 кГ·м/град), а у ГАЗ-69 она равна 4,32 Н·м/рад (25 кГ·м/град). Жесткость рычажного привода уменьшается с увеличением числа управляемых колес (осей).

Оценочные параметры рулевого управления

К ним относятся общий к. п. д. рулевого управления $\eta_{p. y}$, силовое передаточное число $k_{p. y}$ и передаточное число $i_{p. y}$. К. п. д. рулевого управления равно

$$\eta_{p. y} = \frac{\chi M_{\Omega} (d\alpha + d\beta)}{M_{\theta} d\theta}$$

или, если умножить это выражение на $\frac{M_{\Omega} d\Omega}{M_{\Omega} d\Omega}$, то

$$\eta_{p. y} = \frac{M_{\Omega} d\Omega}{M_{\theta} d\theta} \frac{2\chi M_{\Omega} \frac{d\alpha + d\beta}{2}}{M_{\Omega} d\Omega},$$

следовательно, с учетом выражений (XVI.1) и (XVI.13) будем иметь:

$$\eta_{p. y} = k_{p. m} \frac{1}{i_{p. m}} k_{p. n} \frac{1}{i_{p. n}};$$

$$k_{p. y} = k_{p. m} k_{p. n}; \quad i_{p. y} = i_{p. m} i_{p. n};$$

$$\eta_{p. y} = \eta_{p. m} \eta_{p. n}.$$

Усилие на рулевом колесе (без усилителя), принимая во внимание выражение для $\eta_{p. y}$, будет

$$P_{шбу} = \frac{2\chi M_{ц}}{R_{ш} i_{p. y} \eta_{p. y}}, \quad (\text{XVI.15})$$

где $R_{ш}$ — радиус обода рулевого колеса.

Для автомобилей с одной управляемой осью к. п. д. рулевого управления составляет в среднем $\eta_{p. y} = 0,70 \div 0,85$.

По опытным данным потери на трение от общих потерь в рулевом управлении составляют: в шкворневом узле 40—50%, в шарнирах тяг 10—15%, в рулевом механизме 35—50%. Момент сопротивления повороту управляемых колес $2\chi M_{ц}$ находится по известным в технической литературе формулам [XVI.1].

Усилие на рулевом колесе изменяется в широких пределах. Оно возрастает с увеличением нагрузки на управляемые колеса, уменьшением давления воздуха в шинах и радиуса поворота машины, ухудшением дорожных условий. Во всех случаях усилие на рулевом колесе не должно превышать 500 Н (50 кгс).

Конструкции основных узлов рулевого привода

К основным узлам рулевого привода относятся тяги, шарнирные соединения и рычаги.

В целях снижения веса и придания приводу жесткости его тяги обычно выполняются из бесшовных стальных труб (стали 20, 30 и 35).

Ответственным узлом привода являются шарниры, люфты в которых недопустимы. Они отличаются конструкцией устройств для компенсации износов трущихся поверхностей, сроком и принципом регулирования (саморегулируемые в течение всего срока службы, периодически регулируемые, нерегулируемые).

На рис. XVI.10 показаны типовые конструкции шарниров поперечных тяг. Шарниры в вариантах, показанных на рис. XVI.10, а, б и в — саморегулируемые. Головка 1 пальцев охватывается сухарями 2. Постоянная плотность сопряжения достигается действием предварительно поджатой пружины 3. Направление поджатия пружин может совпадать с осью пальцев (рис. XVI.10, а, в), быть тангенциальным (рис. XVI.10, б) или поперечным к оси пальца (рис. XVI.10, в). Поджатие пружин для шарниров выбирается таким (рис. XVI.10, а и в), чтобы его величина была

больше максимально возможной инерционной силы, действующей на тяги, при тряске колес. Применительно к выполненным конструкциям шарниров поджатие пружин составляет 0,25—0,50 кН (25—50 кгс).

У шарнира в варианте *в* (рис. XVI.10, *в*, автомобили УралАЗ) предусмотрена регулировка с помощью гайки 4: при наворачива-

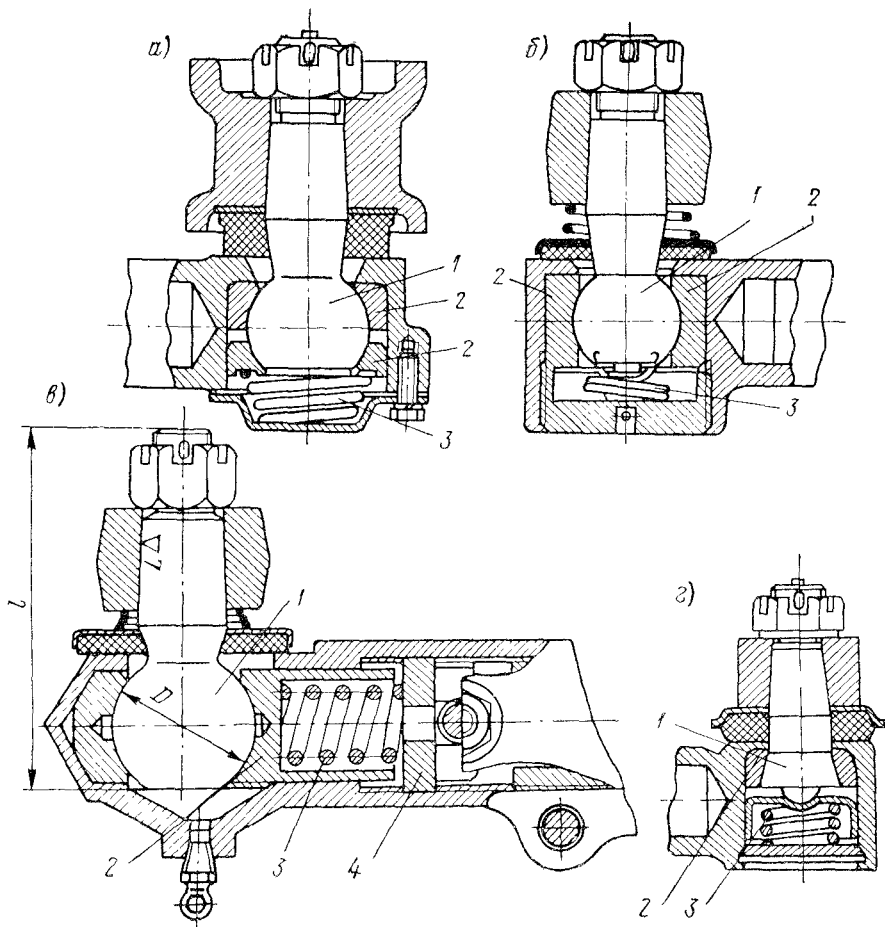


Рис. XVI.10. Типовые конструкции шарниров поперечных тяг

нии гайки восстанавливается работоспособность шарнира. Однако для регулировки шарнира необходима разборка наконечника поперечной тяги, что неудобно в эксплуатации.

Иногда в случае незначительных углов стабилизации у управляемых колес (старые автомобили ГАЗ-63, ЗИЛ-157) в поперечных тягах применяются цилиндрические шарниры. Такие шарниры просты по конструкции, но имеют недостаточный срок службы.

Головки пальцев шарниров могут быть сферическими (рис. XVI.10, а, б, в) или коническими (рис. XVI.10, г). Пальцы с коническими наконечниками используются на легких машинах.

Типовые конструкции шарниров продольных тяг показаны на рис. XVI.11. Шарнир в варианте а регулируемый. Шаровая головка пальца 1 охватывается сухарями 2. Прилив 4 торцовой по-

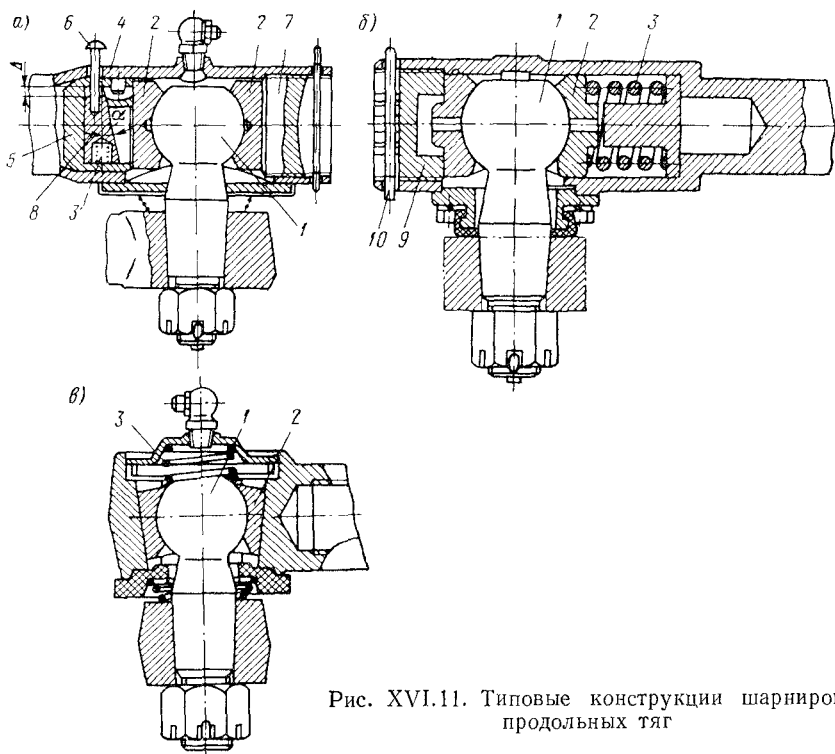


Рис. XVI.11. Типовые конструкции шарниров продольных тяг

верхности внутреннего сухаря 2 обработан под углом α . Между сухарем и заглушкой 5 вставлен клин 8, нагруженный предварительно сжатой пружиной 3. Сила обжатия головки сухарями равна $Q = P_{\text{нат}} \operatorname{tg} \alpha$, где $P_{\text{нат}}$ — сила предварительного поджатия пружины 3. После того, как в процессе эксплуатации ход Δ будет исчерпан, клин 8 штифтом 6 следует вернуть в исходное положение, поджав пружину 3. Одновременным подворачиванием пробки 7 восстанавливается прежний зазор Δ . После регулировки пробка шплинтуется.

Шарниры в вариантах б и в более простые. При износе сухарей у шарнира б (рис. XVI.11, б) предусмотрена регулировка: люфты выбираются пробкой 9, которая заворачивается до отказа, а затем отпускается на $1/4$ — $1/8$ оборота до положения, при котором ее

можно зашплинтовать шплинтом 10. Люфты у шарнира в варианте в (рис. XVI.11, в) выбираются автоматически за счет конической формы сухарей 2.

Пальцы с шаровыми головками шарниров должны выпускаться в соответствии с требованиями отраслевой нормали $\frac{ОН025}{197-67}$, в которой определены основные их размеры и, в частности, диаметр сферы головки D , длина пальца l и др., а также классы чистоты обработки (см. рис. XVI.10, в).

Для изготовления пальцев шарниров применяются легированные цементируемые стали 12ХНЗА, 18ХНТ и 15ХН и др. Шаровую головку и конический хвостовик пальца цементируют на глубину 1,5—3,0 мм, закаливают в масле с последующим отпуском; твердость поверхности после закалки HRC 56—63.

В качестве заменителей легированных сталей допустимо применение более дешевых конструкционных сталей 40 и 45. При высоких их механических характеристиках, как и у легированных сталей, в отличие от последних отпадают операции меднения, цементации, отпуска, упрощаются операции термообработки (объемная закалка с отпуском). Для исключения трещин галтели пальцев упрочняются накаткой.

Наконечники тяг изготавливаются из сталей 35 и 40. Резьба наконечников поперечных тяг имеет разный шаг и направление. Это позволяет при очередных регулировках точнее устанавливать сходжение колес.

К числу перспективных следует отнести шарниры с сухарями, выполненными из конструкционных пластмасс. На легковых автомобилях (ЗАЗ, М-408 и др.) шарниры с пластмассовыми сухарями из полиамидных материалов (нейлон, капрон, волокнит, фторопласт) получили практическое применение. Сухари из пластмасс в процессе изготовления пропитываются специальным составом (например, нейлоновые — дисульфидом молибдена) и в эксплуатации не требуют смазки.

Рычаги поворотных цапф, сошки, передаточные рычаги рулевого привода отковываются из сталей 35Х, 40, 40Х и 40ХН. Для обеспечения плотной посадки сошки на валу рулевого механизма шлицевая часть последнего делается конической. В процессе эксплуатации при ослаблении плотности посадки сошка подтягивается с помощью гайки (см. рис. XVI.5 и XVI.6). Правильная установка сошки на валу достигается совмещением меток или несколькими несимметрично расположенными сдвоенными шлицами. Максимальный угол Ω поворота сошки от среднего положения выбирается 40—50°.

По статистическим данным, применительно к автомобилям общетранспортного назначения полный износ шарниров рулевого управления наблюдается через 30—50 тыс. км. Люфт в рулевом колесе увеличивается от износа: сухарей — на 2—4°, шлицев

сошки — на 10—20°, шкворней — на 13—20°, от усадки пружин — на 2—3°. Износостойкость и ресурс работы деталей рулевого привода обычно в 3—4 раза меньше, чем рулевого механизма.

§ 79. УСИЛИТЕЛИ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Оценочные параметры и компоновка

Усилители рулевого управления устанавливаются на автомобилях с целью облегчения труда водителя, а также повышения безопасности движения. В общем случае усилитель включает:

источник энергии (гидравлический насос Н с емкостью Б, ресивер со сжатым воздухом или аккумулятор энергии);

распределительное устройство РУ (со следящим механизмом), которое регулирует подачу энергии (жидкости под давлением, сжатого воздуха и пр.) к исполнительному механизму и осуществляет поворот управляемых колес (осей) пропорционально углу поворота рулевого колеса;

исполнительный механизм, выполняемый в виде силовых цилиндров СЦ, создающий необходимое усилие для поворота управляемых колес (осей).

К усилителям предъявляется ряд специальных требований:

1) при неисправностях усилителя автомобиль не должен терять управляемости: управление им в этом случае должно осуществляться обычным образом;

2) с увеличением сопротивления повороту должно возрастать и потребное усилие на рулевом колесе, чтобы водитель «чувствовал» дорогу, однако, это возрастание не должно превосходить $P_{ш\max} = 0,1 \div 15$ кН (10—15 кгс);

3) минимальное запаздывание в срабатывании усилителя и обязательное наличие следящего действия, обеспечивающего пропорциональность углов поворота управляемых колес (осей) углу поворота рулевого колеса;

4) устранение произвольных самовключений усилителя от воздействия толчков со стороны дороги и такое действие усилителя, при котором в случае повреждения шин управляемых колес водитель имеет возможность в период аварийного торможения поддерживать нужное направление движения автомобиля.

При установке усилителей на автомобили необходимо считаться с более интенсивным износом шин (из-за злоупотребления поворотами на месте), более сильным нагружением деталей рулевого привода. Усилитель усложняет и удорожает конструкцию рулевого управления и увеличивает объем работ по техническому обслуживанию.

Основными оценочными параметрами усилителей являются: показатель эффективности \mathcal{E} ,

$$\mathcal{E} = \frac{P_{шбу}}{P_{шсу}},$$

где $P_{шбу}$, $P_{шсу}$ — усилие на рулевом колесе при повороте автомобиля соответственно без усилителя и с работающим усилителем. Для выполненных конструкций усилителей показатель эффективности изменяется от 1 до 10—15;

показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо ρ

$$\rho = \frac{dP_{шсу}}{dM_{\Sigma}},$$

где M_{Σ} — суммарный момент сопротивления повороту управляемых колес (осей).

По опыту эксплуатации автомобилей этот показатель должен быть в пределах $0,02 \div 0,05$ Н/Н.м (кгс/кгс·м);

показатель чувствительности, определяемый углом $\theta_{вк}$ поворота, на который необходимо повернуть рулевое колесо для включения усилителя, и усилием $P_{шо}$, которое при этом должно быть затрачено.

Для выполняемых конструкций $\theta_{вк} = 10 \div 15^\circ$, а $P_{шо} = 20 \div 50$ Н.

Из всех типов усилителей преимущественное распространение получили гидравлические усилители. Пневматические усилители (в том числе и вакуумные) из-за недостаточной эффективности действия и затяжного срабатывания сколько-нибудь значительного применения не получили (из числа отечественных автомобилей — снятая с производства модель КраЗ-214). Электрогидравлические усилители, если иногда и монтируются, то только на рекордных гоночных машинах, у которых рулевое колесо заменяется электронным пультом, позволяющим водителю более энергично реагировать на быстро меняющуюся дорожную обстановку.

Компоновка узлов ($ПУ$, $СЦ$) гидравлического усилителя может быть осуществлена по-разному:

1) размещением в одном агрегате (за исключением источника энергии) совместно с рулевым механизмом (автомобили производства ЗИЛ, рис. XVI.9, а);

2) размещением $ПУ$ в блоке с рулевым механизмом и отдельным расположением силового цилиндра $СЦ$ (автомобили производства УралАЗ, рис. XVI.12, а, а также спецмашины — см. рис. XVI.9, в);

3) отдельным расположением $ПУ$, $СЦ$ и рулевого механизма (автомобили производства ГАЗ, рис. XVI.12, б).

4) размещением $ПУ$ в блоке с $СЦ$ и отдельным расположением рулевого механизма (автомобили производства МАЗ, КраЗ, БелАЗ — рис. XVI.12, в).

Первый вариант компоновки усилителя отличается компактностью, малым количеством трубопроводов, устойчивостью против колебаний управляемых колес, высоким быстродействием. Недостатки его: большая сложность рулевого механизма, повышенная напряженность деталей рулевого привода, трудность обеспечения

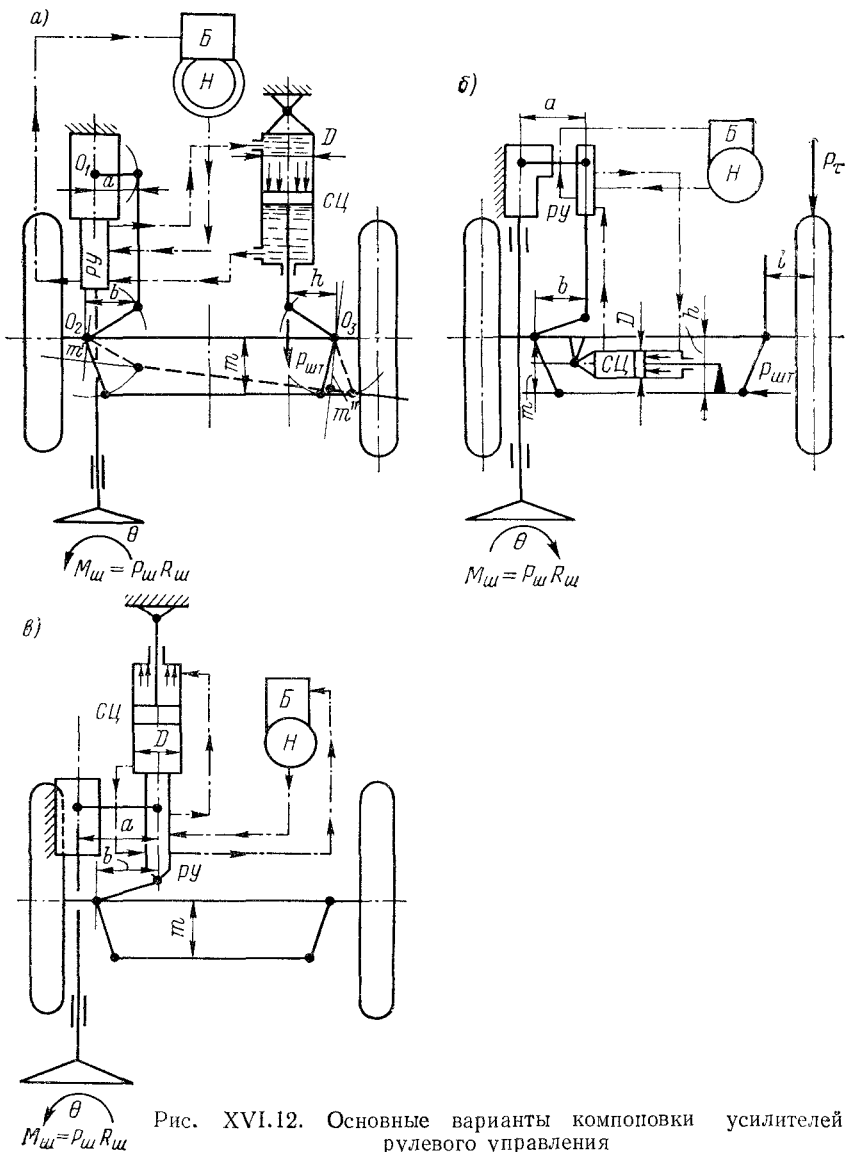


Рис. XVI.12. Основные варианты компоновки усилителей рулевого управления

надлежащей герметичности полости силового цилиндра (в эксплуатации наблюдаются частые случаи течи жидкости через сальники вала сошки). Усилители с такой компоновкой приемлемы для автомобилей с нагрузкой на управляемую ось не более 25—30 кН (2,5—3,0 тс).

Остальные варианты компоновки допускают значительную свободу в размещении отдельных элементов усилителя и являются более универсальными. Важными преимуществами их являются возможность установки усилителей на серийные автомобили без серьезной реконструкции стандартного рулевого управления и менее интенсивная силовая напряженность работы привода.

Гидравлические усилители могут быть, как указывалось ранее (см. табл. XVI.1), с открытым или закрытым центром. В отличие от усилителей с открытым центром у усилителей с закрытым центром при нейтральном положении управляемых колес входная магистраль в РУ заперта (иначе разрядится источник энергии). Усилители с закрытым центром промышленного применения еще не получили и отрабатываются пока в виде опытных конструкций. Их преимущества: повышенное быстродействие, меньший расход мощности двигателя на привод насоса (насос включается в работу эпизодически). Недостатки: усложнение и удорожание конструкции (за счет необходимости содержания пневмоаккумуляторов и электрических узлов); более высокие требования к герметизации.

Конструкции и расчет гидравлических усилителей. Типы распределительных устройств

Гидравлические усилители по сравнению с другими (например, пневматическими) обладают более высокой (в 8—10 раз) эффективностью действия и отличным слежением, меньшими габаритами и весом, дают высокую скорость срабатывания (время срабатывания не превышает 0,02—0,04 с), лучше гасят толчки и удары, предохраняя от вредных воздействий со стороны дороги рулевое колесо.

Наряду с различием в компоновке узлов гидравлических усилителей они различаются также конструкцией РУ:

1) распределительное устройство типа А — с реактивными плунжерами в сочетании с предварительно поджатыми центрирующими пружинами (автомобили ЗИЛ, УралАЗ);

2) распределительное устройство типа Б — с реактивными площадями и самоустанавливающимся золотником (автомобили ГАЗ, МАЗ, КраЗ);

3) распределительное устройство типа В — с предварительно поджатой центрирующей пружиной (автомобили БелАЗ).

Распределительные устройства типа А и Б считаются более совершенными: они обеспечивают не только кинематическое слежение, как у РУ типа В, но и силовое слежение, обеспечивая «чувство дороги». Распределительные устройства типа Б, обладая

теми же свойствами, что и распределительные устройства типа А, по сравнению с последними более просты. Их недостаток: склонность к самовключению усилителя при движении по ухабистым дорогам, что может привести к вилянию управляемых колес. Поэтому усилители с такими РУ требуют более значительных углов наклона шкворней (угол наклона шкворня в бок выбирается до 7—10°).

Отраслевой нормалью Н8025—61 закреплены освоенные автозаводами схемы компоновки гидравлических усилителей (см. рис. XVI.9 и XVI.12), размеры СЦ и тип РУ и другие важные параметры.

Рассмотрим типовые конструкции усилителей.

Усилители с РУ типа А и компоновкой по второму варианту (см. рис. XVI.3 и XVI.12, а). РУ состоит из золотника 10, зажатого упорными шайбами 13. Корпус золотника, имеющего кольцевые и радиальные каналы, прикреплен болтами 14 к картеру 12 рулевого механизма. В осевых каналах корпуса золотника размещены реактивные плунжеры 7 (по шесть штук с каждой стороны), распертые предварительно поджатыми пружинами 8. Для уменьшения тангенциального трения служат упорные подшипники 9. Между упорными шайбами и корпусом предусмотрен зазор ΔS_d , допускающий осевой ход золотника в пределах $\pm 0,95—1,1$ мм. В корпусе РУ установлен также шариковый перепускной клапан 11, позволяющий снять гидравлическое сопротивление при управлении автомобилем с неисправным усилителем.

РУ магистральными трубопроводами связано с насосом Н и силовым цилиндром СЦ (см. рис. XVI.12, а).

При малых сопротивлениях повороту (на льду, при вывешенных колесах) усилитель в работу не включается: осевая сила Q_1 , возникающая в зацеплении при вращении рулевого колеса, не в состоянии преодолеть предварительное поджатие пружин 8 золотника и его сместить. Управляемые колеса в этом случае поворачиваются только усилием водителя.

Когда к управляемым колесам со стороны дороги приложены значительные силы сопротивления повороту, тогда червяк 1 (рис. XVI.3), ввинчиваясь в сектор 2 или вывинчиваясь, силой Q_1 смещает золотник на величину $\pm \Delta S_d$. Этого достаточно, чтобы давление от насоса Н подать к той или иной полости рабочего цилиндра СЦ и вызвать поворот управляемых колес (осей). Нерабочая полость СЦ в это время через тот же золотник связана с бачком Б, куда осуществляется слив масла. Направление силы Q_1 , а следовательно, и знак смещения золотника, зависят от направления вращения рулевого колеса (см. также табл. XVI.2 и рис. XVI.4).

Из изложенного нетрудно понять, что усилие, создаваемое водителем на рулевом колесе, каждый раз складывается с тем усилием, которое развивает при повороте управляемых колес усилитель.

Небезынтересно отметить здесь также и то, что каждый раз при вращающемся рулевом колесе червяк и сектор стремятся двигаться в противоположных направлениях. Это обстоятельство создает условия для возникновения так называемой обратной связи.

Как уже ранее указывалось, усилитель должен обладать кинематическим и силовым следящим действием: каждому углу поворота рулевого колеса должен соответствовать вполне определенный и заранее установленный угол поворота управляемых колес (осей), а с ухудшением дорожных условий усилие на рулевом колесе должно несколько возрасть («чувство дороги»). Посмотрим, как это происходит.

Кинематическое слежение. Оно осуществляется за счет срабатывания в системе обратной связи: в момент остановки рулевого колеса золотник все еще сдвинут относительно корпуса (гильзы) на величину $\pm \Delta S_d$ и, следовательно, усилитель продолжает еще некоторое время действовать. Но, действуя так, сектор сдвинет червяк, а вместе с ним и золотник практически в нейтральное положение, не достигая, однако, полностью этого положения. Управляемые колеса, достигнув нужного угла поворота, останавливаются. Давление в силовом цилиндре упадет. Частично задресселированный золотник позволяет поддерживать в рабочей полости *СЦ* некоторое избыточное давление, способное противостоять действию стабилизирующего момента.

Для возобновления поворота колес в сторону и увеличения углов поворота необходимо вновь сдвинуть золотник на величину $\pm \Delta S_d$. Что касается возврата управляемых колес в нейтральное (исходное) положение, то для этого водителю достаточно отпустить рулевое колесо: стабилизирующий момент окажется неуравновешенным и это окажет свое влияние на положение управляемых колес.

Силовое слежение. Чем больше момент сопротивления повороту, тем большее усилие должен развивать усилитель, тем большее давление рабочей жидкости должно быть в напорной магистрали усилителя. Но это давление, действуя в напорной магистрали, передается в полость между плунжерами 7 (рис. XVI.3). Для того чтобы поддерживать золотник в сдвинутом положении, силе Q_1 не только необходимо преодолеть сопротивление поджатых пружин 8, но и противостоять суммарному гидравлическому давлению на плунжеры со стороны рабочей жидкости. Но осевая сила Q_1 является производной от силы $P_{ш}$ (см. табл. XVI.2), поэтому возрастание давления рабочей жидкости «утяжеляет» руль, вызывая у водителя ощущение «чувства дороги».

Безопасность движения, обеспечиваемая усилителем. При повреждении одной из шин управляемых колес (осей) опасный увод автомобиля в сторону исключается, если водитель не ослабит удержание рулевого колеса. Это обеспечивается тем, что через смещенный первоначальным уводом колес (в пределах $\pm \Delta S_d$) золот-

ник будет подключаться к работе на ту полость СЦ, гидравлический напор которой на поршень противоположен направлению развивающегося увода.

Выход усилителя из строя (неисправен насос, обрыв трубопроводов, износ РУ и пр.). Поворот автомобиля осуществляется обычным способом: после выбора зазора ΔS_d червяк, получив опору на корпус РУ и картер рулевого механизма, в состоянии привести во вращение сектор.

Основные расчетные соотношения усилителей с РУ типа А. Для определения расчетных соотношений используем рис. XVI.12, а.

Определение размеров силового цилиндра. Из уравнения моментов, приведенных к левой поворотной цапфе (точка O_2), для произвольного положения управляемых колес имеем

$$\left(P_{шт} - \frac{\chi M_{ц}}{\eta_{ц}} \right) \frac{m'}{m''} \eta_{р.т} + P_{шт} R_{шт} i_{р.м} \eta_{р.м} \eta_{шт.т} = \frac{\chi M_{ц}}{\eta_{ц}}, \quad (XVI.16)$$

где $P_{шт} = \frac{\pi D^2}{4} p h'$; D — диаметр силового цилиндра усилителя; p — давление жидкости в рабочей полости усилителя (избыточное); h' , m' , m'' , b' , a' — фактические (текущие) значения плеч приложения сил, действующих в рулевом приводе.

Определение D обычно ведется для среднего (нейтрального) положения управляемых колес (осей), когда $a' = a$, $b' = b$, $h' = h$, $m' = m'' = m$, $P_{шт} = P_{шт \max}$.

Тогда из выражения (XVI.16):

$$D = \frac{\sqrt{4 \left[\chi M_{ц} (1 + \eta_{р.т}) - P_{шт \max} R_{шт} i_{р.м} \eta_{р.м} \frac{b}{a} \right]}}{\pi h p \eta_{р.т} \eta_{ц}}. \quad (XVI.17)$$

В выражениях (XVI.16) и (XVI.17) усилие $P_{шт}$ и $P_{шт \max}$ на рулевом колесе не является величиной произвольной, а зависит от величины давления p в рабочей полости силового цилиндра. Найдем связь между $P_{шт}$ и p («чувство дороги»). Из рис. XVI.3 и XVI.4, пренебрегая трением в винте и упорных подшипниках 9, имеем

$$\left. \begin{aligned} P_{шт} R_{шт} &= P_1 r_1; \\ Q_1 &= P_1 t \operatorname{tg} \beta_1. \end{aligned} \right\} \quad (XVI.18)$$

Осевое усилие червяка уравнивается давлением жидкости между плунжерами и сопротивлением пружин 8 (рис. XVI.3);

$$Q_1 = z \left[\frac{\pi d_n^2}{4} p + c (\Delta S + \Delta S_d) \right], \quad (XVI.19)$$

где d_n — диаметр плунжера; z — число плунжеров (на одной стороне распределителя); c — жесткость одной пружины плунжеров; ΔS и ΔS_d — статическое поджатие пружин и ход золотника.

Тогда, совместив выражения (XVI.18) и (XVI.19), получим

$$P_{ш} = \frac{z r_1 \left[\frac{\pi d_{п}^2}{4} p + c (\Delta S + \Delta S_{д}) \right]}{R_{ш} \operatorname{tg} \beta_1}. \quad (\text{XVI.20})$$

В этом выражении переменным параметром является только давление рабочей жидкости p , зависящее от величины суммарного момента $2\chi M_{ц}$ сопротивления повороту управляемых колес (осей). Таким образом, выражение (XVI.20) математически описывает одно из важных требований к рулевому управлению с усилителями — требование «чувства дороги».

Определение силы предварительного поджатия пружин реактивных плунжеров — $P_{п0}$. Началом включения усилителя в работу считается начало перемещения золотника в РУ. Это происходит тогда, когда осевая сила червяка рулевого механизма станет больше силы предварительного поджатия пружин. В момент начала включения усилителя $p = 0$, $\Delta S_{д} = 0$, $P_{ш} = P_{ш0}$.

Тогда из уравнения (XVI.20) имеем:

$$P_{п0} = cz \Delta S = P_{ш0} R_{ш} \operatorname{tg} \beta_1 \frac{1}{r_1}, \quad (\text{XVI.21})$$

где $R_{ш}$ и β_1 — параметры рулевого механизма, которые являются известными и нормированными, а $P_{ш0}$ определено требованиями (см. стр. 448). В частности, величина $R_{ш}$ выбирается в соответствии с рекомендациями отраслевой нормали $\frac{\text{ОН 025}}{257-65}$ в зависимости от типа и веса автомобиля.

Определение диаметра реактивных плунжеров $d_{п}$. Этот диаметр находится по максимально допустимой силе на рулевом колесе $P_{ш \max} \leq 0,10 \div 0,15$ кН (10—15 кгс) при наибольшем рабочем давлении в ЦЦ.

Из выражения (XVI.20) имеем

$$d_{п} = \sqrt[4]{\frac{4 [P_{ш \max} R_{ш} \operatorname{tg} \beta_1 - z r_1 c (\Delta S + \Delta S_{д})]}{\pi r_1 z p_{\max}}}. \quad (\text{XVI.22})$$

Число плунжеров z выбирается по опыту выполненных конструкций ($z = 4 \div 6$). Найдя $d_{п}$ по известным рекомендациям, устанавливают геометрические размеры разжимных пружин. Размеры пружины связаны между собой отношением:

$$c = \frac{G d_{п}^4}{8 n_{п} D_{п}^3}, \quad (\text{XVI.23})$$

а

$$d_{п} \approx D_{п},$$

где $d_{п}$ — диаметр сечения прутка пружины, м; $D_{п}$ — средний диаметр навивки пружины, м; $n_{п}$ — число рабочих витков, шт.; $G = 80$ ГПа ($8 \cdot 10^5$ кгс/см²) — модуль упругости второго рода (для сталей).

Выполнение поверочных расчетов. При выполнении таких расчетов все параметры усилителя (а также рулевого управления и автомобиля в целом) считаются известными. Основной задачей таких расчетов является установление связей между суммарным моментом $2\chi M_{\Sigma}$ сопротивления повороту и давлением рабочей жидкости p , между усилием на рулевом колесе $P_{ш}$ и p , построение рабочей характеристики усилителя и установление эффективности его действия. Для решения перечисленных задач используются выражения (XVI.20) и (XVI.16), решенные относительно $M_{\Sigma} = 2\chi M_{\Sigma}$

$$M_{\Sigma} = \frac{2 \left(\frac{\pi D^2}{4} p h' \frac{m'}{m''} \eta_{р.т} \eta_{ц} + P_{ш} R_{ш} i_{р.м} \eta_{р.п} \frac{b'}{a'} \right)}{\left(1 + \frac{m'}{m''} \eta_{р.т} \right)}. \quad (\text{XVI.24})$$

Задаваясь значениями p рабочего давления, по выражению (XVI.20) находят усилие на рулевом колесе $P_{ш}$, а затем по выражению (XVI.24) M_{Σ} , которое может быть преодолено при данном значении p . На основании полученных данных строится рабочая характеристика усилителя: $P_{шсу} = f(M_{\Sigma})$, $P_{шбу} = f(M_{\Sigma})$ и $\mathcal{E} = f(M_{\Sigma})$. Удобнее всего строить указанную характеристику для среднего (нейтрального) положения управляемых колес (осей). Используя данные заводских чертежей, установили, что для автомобиля УРАЛ-375 справедливы следующие зависимости:

$$P_{шсу} = 0,0145 \cdot 10^{-6} p + 0,035, \text{ кН};$$

$$P_{шбу} = 0,205 M_{\Sigma}, \text{ кН};$$

$$M_{\Sigma} = 0,935 \cdot 10^{-6} p + 0,173, \text{ кН} \cdot \text{м},$$

где p — удельное давление рабочей жидкости в напорной полости силового цилиндра, Па.

По этим данным была построена рабочая характеристика усилителя указанного автомобиля (рис. XVI.13). Усилитель включается в работу в точке I, для которой $M_{\Sigma 0} = 173 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (17,3 кгс · м), а $P_{ш0} = 35,5 \text{ Н}$ (3,55 кгс). С увеличением момента сопротивления повороту $P_{шсу}$ несколько возрастает («чувство дороги»); показатель реактивного воздействия в этом случае $\rho = 0,0153 \text{ Н/Н} \cdot \text{м}$ (кгс/кгс · м). В точке II, когда $M_{\Sigma} = 6720 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (672 кгс · м), происходит изгиб кривой $P_{шсу}$ (давление рабочей жидкости $p = 7 \text{ МПа} = 70 \text{ кгс/м}^2$). В реальных условиях эксплуатации по предварительной оценке $M_{\Sigma} < 4 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (400 кгс · м) и, следовательно, усилитель автомобиля УРАЛ-375 выполнен со значительными резервами и возможности его недоиспользуются. Кривая I—III характеризует изменение усилия $P_{шбу}$ на рулевом колесе без усилителя. Показатель эффективности представлен кривой $\mathcal{E} = \frac{P_{шбу}}{P_{шсу}}$; он изменяется в пределах от 1 до 10. Штриховая линия показывает изменение удельного давления p рабочей жидкости.

Идентичную характеристику имеют усилители автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131, различие только в некоторых количественных показателях.

На основании графиков, приведенных на рис. XVI.13, показатель эффективности \mathcal{E} можно представить в более конкретном виде

$$\mathcal{E} = \frac{P_{шбу}}{P_{шсу}} = \frac{k_1 (M_{\Sigma 0} + \Delta M)}{k_1 M_{\Sigma 0} + k_2 \Delta M}, \quad (\text{XVI.25})$$

где k_1 и k_2 — угловые коэффициенты прямых линий соответственно $0-I-III$ и $I-II$; ΔM — приращение момента сопротивления повороту после включения усилителя в работу.

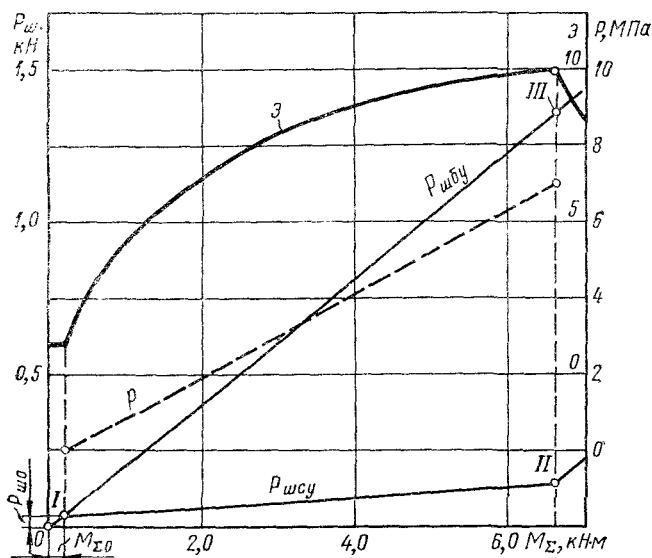


Рис. XVI.13. Рабочая характеристика усилителя УралАЗ (автомобиль «Урал-375»)

После преобразования

$$\mathcal{E} = \frac{k_1 \left(1 + \frac{M_{\Sigma 0}}{\Delta M} \right)}{k_1 \frac{M_{\Sigma 0}}{\Delta M} + k_2}. \quad (\text{XVI.26})$$

Как видно, если $M_{\Sigma 0} = 0$, т. е. если центрирующих пружин в распределителе не имеется, то

$$\mathcal{E} = \frac{k_1}{k_2} = \text{const.} \quad (\text{XVI.27})$$

Рабочий процесс и основные соотношения усилителей с РУ типа Б с компоновкой по третьему варианту (автомобили ГАЗ, см. рис. XVI.12, б). РУ размещается в наконечнике продольной рулевой тяги, соединяющимся с сошкой. СЦ закреплен на балке управляемых колес и воздействует на поперечную тягу. Конструкция РУ приведена на рис. XVI.14. Палец 2 сошки через стакан, гайку и соединительный болт связан с золотником 3. Золотник размещен в корпусе 4; корпус и золотник имеет ряд кольцевых, продольных и поперечных каналов. Корпус 4 золотника жестко соединен с продольной тягой 1, закрепленной на рычаге поворотной цапфы левого колеса (см. рис. XVI.12, б).

Между фланцем гайки и корпуса предусмотрен зазор $\Delta S_{д}$, допускающий осевой ход золотника. Когда золотник сдвинут из нейтрального положения в одно из крайних, общий зазор становится равным $2\Delta S_{д}$. Полости Г и Е являются реактивными: давление рабочей жидкости в этих полостях (одна из них в зависимости от направления поворота всегда связана с напорной магистралью, другая — со сливом) позволяет создать на рулевом колесе ощущение «дороги».

Рассмотрим работу усилителя, например, при повороте направо. К пальцу сошки приложена сила $P_{ж}$, которая сдвигает золотник вправо на величину $\Delta S_{д}$. Жидкость от насоса поступает через золотник под напором в СЦ, обеспечивая поворот управляемых колес. Другая полость СЦ через тот же золотник оказывается под сливом: рабочая жидкость из этой полости вытесняется в бак.

Если в какое-то мгновение остановить рулевое колесо (т. е. золотник), то за счет запаздывающего действия усилителя (обратная связь) продольная тяга, продолжая движение, поставит корпус в нейтральное положение. Дальнейший поворот колес прекратится. В рабочей полости цилиндра поддерживается лишь такое давление, чтобы противостоять действию стабилизирующего момента: золотник частично не дошел до своего нейтрального (среднего) положения. Следовательно, кинематическое слежение в усилителе налицо.

Через РУ осуществляется и силовое слежение («чувство дороги») в усилителе. При смещенном из среднего положения золотнике на последний действуют силы: 1) от сошки со стороны рулевого механизма: $P_{\Omega} = P_{ш} R_{ш} \eta_{р. м} i_{р. м} \frac{1}{a}$; 2) упор жидкости в реактивной полости Е: $P_{ж} = p \frac{\pi}{4} (d_{н}^2 - d_{в}^2)$, где $d_{н}$, $d_{в}$ — диаметры реактивного пояса золотника. Так как $P_{ж} = P_{\Omega}$, то

$$P_{ш} = \frac{\pi p (d_{н}^2 - d_{в}^2)}{4 R_{ш} \eta_{р. м} i_{р. м}} a. \quad (\text{XVI.28})$$

Из последнего выражения видно, что усилие на рулевом колесе зависит от давления рабочей жидкости, но давление жидкости

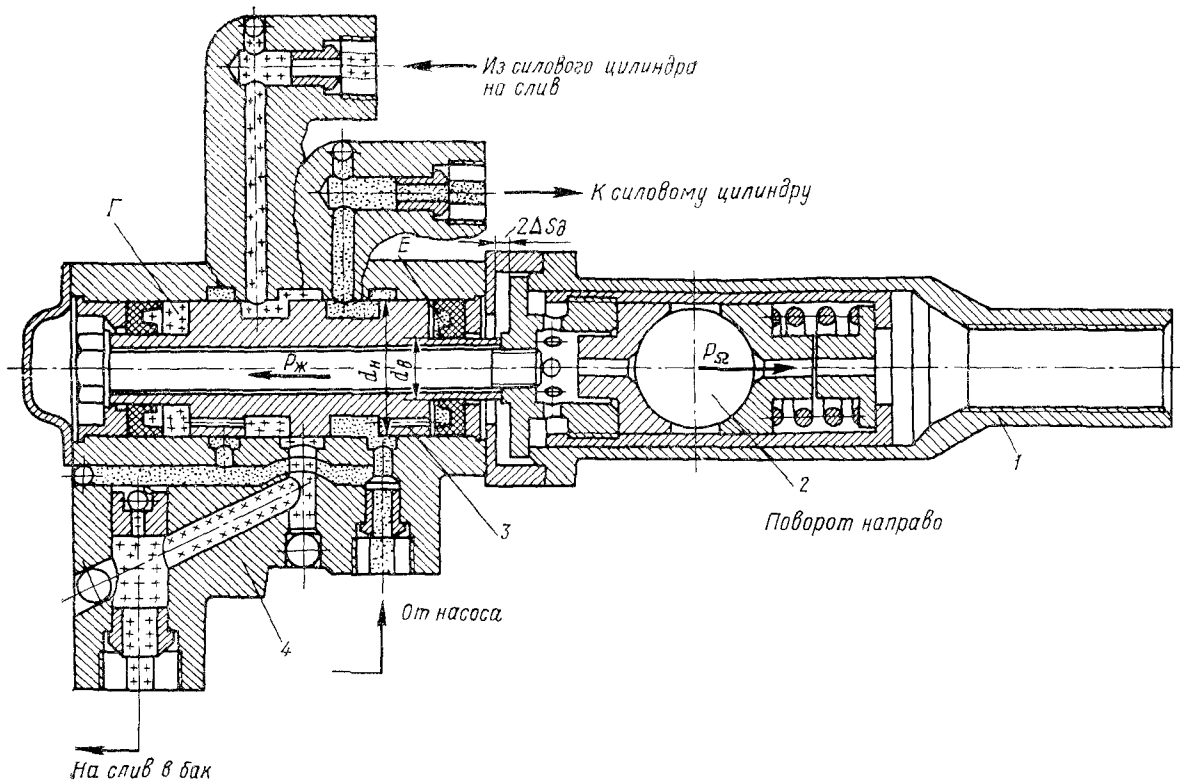


Рис. XVI.14. Распределительное устройство грузовых автомобилей ГАЗ

задается дорожными условиями — моментом M_{Σ} суммарного сопротивления управляемых колес (осей) повороту.

Нетрудно убедиться также, что усилитель способствует удержанию управляемых колес в желаемом положении при внезапном проколе шин. При неисправностях усилителя поворот автомобиля осуществляется обычным путем: за счет затрат мускульной энергии водителя.

Поскольку при максимальном давлении рабочей жидкости усилие на рулевом колесе не должно превосходить рекомендуемого предела $P_{ш \max}$, то из выражения (XVI.25) могут быть найдены необходимые размеры реактивных камер (d_n и d_b):

$$d_n = \sqrt{\frac{P_{ш \max} R_{ш} \eta_{р. м} i_{р. м}}{\pi p a (1 - \alpha^2)}},$$

где $\alpha = \frac{d_b}{d_n}$ выбирается из конструктивных соображений.

Необходимый диаметр D силового цилиндра находится из выражения (см. рис. XVI.12, б)

$$\frac{P_{ш} R_{ш} i_{р. м} \eta_{р. м} \eta_{п. \tau} b}{a} + \left[\frac{\pi}{4} p D^2 (1 - \xi^2) h - \frac{\chi M_{ц}}{\eta_{ц}} \right] \eta_{р. \tau} = \frac{\chi M_{ц}}{\eta_{ц}}, \quad (\text{XVI.29})$$

где $\xi = \frac{d_{шт}}{D}$ — отношение диаметра штока к диаметру силового цилиндра,

$$D = \sqrt{\frac{4 \left[\chi M_{ц} (1 + \eta_{р. \tau}) - P_{ш \max} R_{ш} i_{р. м} \eta_{р. м} \frac{b}{a} \right]}{\pi p (1 - \xi^2) h \eta_{р. \tau} \eta_{ц}}}. \quad (\text{XVI.30})$$

Реактивные площади золотника в полостях Γ и E разные. Их отношение равно отношению рабочих площадей поршня силового цилиндра

$$\frac{F_{\Gamma}}{F_E} = \frac{D^2}{D^2 - d_{шт}^2} = \frac{1}{1 - \xi^2}.$$

Благодаря этому золотник старается постоянно прижиматься в сторону реактивной полости с меньшей площадью. Это обеспечивает определенность его положения и, кроме того, несколько повышенное давление в полости $СЦ$, в которой размещен шток, и, следовательно, равновесное положение управляемых колес.

Конструктивное оформление самоустанавливающихся золотников более простое, чем золотников с центрирующими пружинами. Однако самоустанавливающиеся золотники требуют более точного изготовления и высокой обратимости рулевых механизмов [XVI.2].

Рабочая характеристика усилителя автомобиля ГАЗ-66 представлена на рис. XVI.15. Из характеристики видно, что для усилителя данного типа коэффициент эффективности \mathcal{E} постоянен и

равен примерно 4,7 л (см. выражение (XVI.27)]. Усилие на рулевом колесе $P_{шсy}$ при максимальном давлении рабочей жидкости $p = 7$ МПа (70 кгс/см²) достигает 160 Н (16 кгс). Показатель реактивного воздействия ρ равен 0,05 Н/Н·м (кг/кгс·м). Эффективные показатели усилителя соответствуют требованиям.

Точки *0*, *I*, *II* и *III* на характеристике рис. XVI.15 обозначают то же, что и на рис. XVI.13.

Усилители с компоновкой по четвертому варианту. Усилители с такой компоновкой снабжаются распределительными устрой-

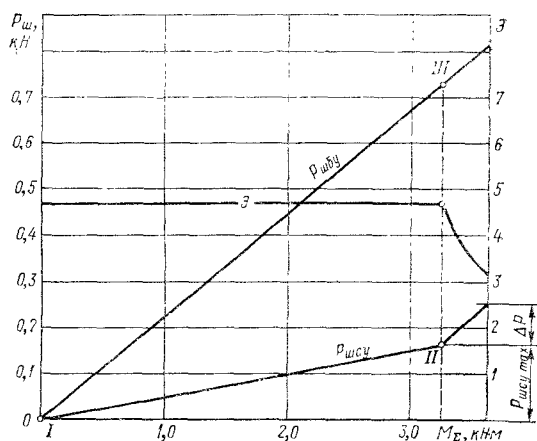


Рис. XVI.15. Рабочая характеристика усилителя ГАЗ (автомобиль ГАЗ-66)

ствами различных типов: типа Б (МАЗ-500 и модификации), типа В (МАЗ-537 и модификации), типа Б и В с центрирующими пружинами. На рис. XVI.16 показана конструкция усилителя с РУ типа Б с центрирующими пружинами.

Усилие через палец *1* сошки, стакан *5* и тягу *4* передается на золотник *3*. Смещение золотника *3* на величину $\pm \Delta S_d$ приводит к включению усилителя. Шток *7* усилителя закреплен шарнирно на раме автомобиля. Корпус усилителя перемещается относительно поршня и через палец *6* ведет продольную тягу, связанную с левым управляемым колесом автомобиля. Реактивные полости *Г* и *Е* обеспечивают «чувство дороги».

В исходном положении золотник зафиксирован предварительно поджатой пружинной *2*. Следовательно, включение усилителя произойдет тогда, когда усилие на пальце сошки превзойдет сопротивление поджатой пружины, т. е. $P_{\Omega} \geq c (\Delta S + \Delta S_d)$. Или

$$\frac{P_{ш} R_{ш} \eta_{р. м}'}{a} \geq c (\Delta S + \Delta S_d).$$

Наличие предварительно поджатой пружины более надежно фиксирует золотник в нейтральном положении и способствует снижению автоколебаний управляемых колес от самопроизвольного включения золотника. Это обстоятельство является важным преимуществом золотника данного типа.

Рабочая характеристика усилителя с четвертым вариантом компоновки и РУ типа Б с реактивными пружинами может быть построена по следующим зависимостям (рис. XVI.12, в, рис. XVI.16):

уравнение равновесия золотника 3

$$\frac{P_{ш} R_{ш} i_{р. м} \eta_{р. м}}{a} = c (\Delta S + \Delta S_{д}) + p \frac{\pi}{4} (d_{н}^2 - d_{в}^2), \quad (XVI.31)$$

уравнение равенства моментов движущих и сопротивления, приложенных к управляемым колесам

$$\left[\frac{\eta_{р. м} P_{ш} R_{ш} i_{р. м} b}{a} + \frac{\pi}{4} \rho D^2 (1 - \xi^2) b \right] \eta_{п. т} = \chi M_{ц} \left(\frac{1}{\eta_{ц}} + \frac{1}{\eta_{ц} \eta_{р. т}} \right). \quad (XVI.32)$$

Общий вид рабочей характеристики рассмотренного усилителя не будет отличаться от характеристики, изображенной на рис. XVI.13. Расхождения будут только чисто количественными, поскольку весовые и размерные показатели автомобилей и самих усилителей разные.

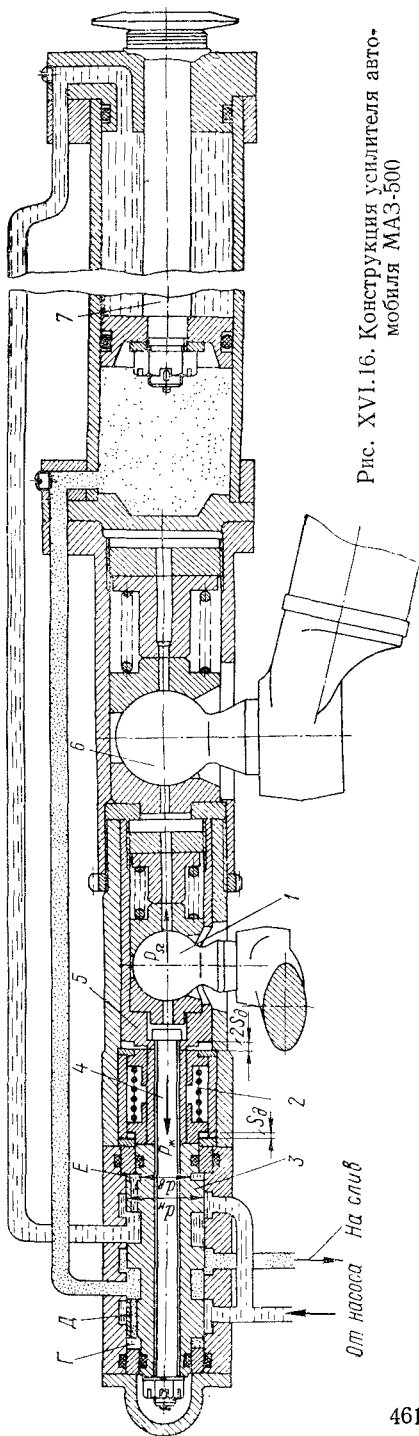


Рис. XVI.16. Конструкция усилителя автомобиля МАЗ-500

Усилители с золотниковой системой типа В. Усилители с такой золотниковой системой послужили той основой, на которой появились и развились усилители с золотниковыми системами А и Б. Дело в том, что РУ типа В обеспечивают только кинематическое слежение, не обладая слежением силовым («чувство дороги»). Поэтому водитель при управлении автомобилем с таким усилителем не чувствует трудностей поворота и хуже реагирует на дорожную обстановку: после включения усилителя в работу усилие на рулевом колесе остается постоянным. Показатель реактивности $\rho = 0$.

Распределительное устройство типа В, как частный случай, может быть получено, например, из РУ типа Б (рис. XVI.16), если у последнего полости Г и Е постоянно поддерживать связанными между собой и со сливом (магистралью низкого давления), а в головках осевые каналы Д. В этом случае перемещению золотника препятствует только сила предварительного поджатия пружины 2. Эту силу и ощущает

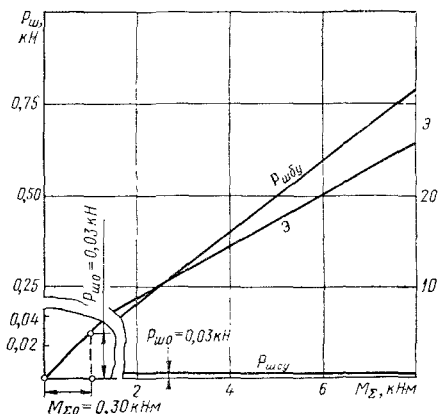


Рис. XVI.17. Рабочая характеристика усилителя большегрузного автомобиля-самосвала БелАЗ-540

водитель на рулевом колесе при работающем усилителе. Из условия равновесия золотника имеем:

$$\frac{P_{ш} R_{ш} i_{р. м} \eta_{р. м}}{a} = c \Delta S,$$

откуда

$$P_{шсу} = P_{ш0} = \frac{c \Delta S a}{R_{ш} i_{р. м} \eta_{р. м}}. \quad (XVI.33)$$

Характеристика усилителя с РУ типа В для большегрузных самосвалов типа БелАЗ-540 и БелАЗ-548 приведена на рис. XVI.17. Усилие на рулевом колесе при включенном усилителе составляет не более $P_{ш0} = 0,03$ кН (3 кгс). Коэффициент эффективности изменяется в пределах от 1 до 26. При максимальном рабочем давлении ($p = 6$ МПа = 60 кгс/см²) усилитель преодолевает момент сопротивления повороту $M_{\Sigma} = 7,6$ кН·м (760 кгс·м). Для преодоления этого момента сопротивления без усилителя потребовалось бы усилие на рулевом колесе $P_{шбу} = 0,77$ кН (77 кгс).

Усилие $P_{шбу}$ на рулевом колесе без усилителя подсчитывается из выражения (XVI.32), в котором следует положить $\rho = 0$.

Тогда

$$P_{\text{шбу}} = \frac{\chi M_{\text{ц}} \frac{1}{\eta_{\text{ц}}} \left(1 + \frac{1}{\eta_{\text{р.т}}} \right) a}{R_{\text{ш}^i \text{р. м} \eta_{\text{р. м} b} \eta_{\text{п. т}}}$$

или

$$P_{\text{шбу}} = \frac{\chi M_{\text{ц}} (1 + \eta_{\text{р.т}}) a}{R_{\text{ш}^i \text{р. м} \eta_{\text{р} y} b}$$

Приняв $\eta_{\text{р.т}} \approx 1,0$ и помня, что $M_{\Sigma} = 2\chi M_{\text{ц}}$, окончательно получим (см. выражение XVI.15)

$$P_{\text{шбу}} = \frac{M_{\Sigma} a}{R_{\text{ш}^i \text{р. м} \eta_{\text{р. y} b}}$$

К этому же выражению можно прийти, если воспользоваться уравнениями (XVI.16) или (XVI.29).

Силовые цилиндры усилителей

Корпуса силовых цилиндров отливаются из сталей 35 и 40 (ЗИЛ, МАЗ, БелАЗ) или собираются из отдельных трубчатых элементов с последующей их сваркой (ГАЗ, УралАЗ). Штоки изготавливаются из сталей 40 или 45, хромируются и тщательно полируются. Поршни отливаются из чугуна СЧ 15—32 (ГАЗ, МАЗ, БелАЗ) или отковываются из сталей 18ХГТ (ЗИЛ). Чистота рабочих поверхностей (стенки цилиндра, штоки, поршни) выбирается по 7—8 классу. В качестве уплотнителей чаще всего используются чугунные (ЗИЛ, ГАЗ, МАЗ) или резиновые кольца (УралАЗ).

Для выполненных конструкций силовых цилиндров при давлении жидкости $p = 7$ МПа (70 кгс/см²) касательные напряжения (напряжения, перпендикулярные образующей) составляют 40—55 МПа (400—550 кгс/см²), а нормальные (напряжения, действующие вдоль образующей) — 20—27 МПа (200—270 кгс/см²).

Конструкции насосов

Для питания гидравлических систем усилителей используются главным образом лопастные насосы двойного действия (автомобили ГАЗ-66, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, МАЗ-500, «Урал-375» и др.). Производительность этих насосов для автомобилей с одной управляемой осью изменяется от 6—10 л/мин при $n_{\text{н}} = 600 \div 800$ об/мин до 15—25 л/мин при $n_{\text{н}} = 2000 \div 2500$ об/мин. Для всех указанных автомобилей за базовую модель насоса для гидравлических усилителей принят насос производства ЗИЛ.

На ряде многоосных автомобилей специального назначения (МАЗ-537, МАЗ-543П и др.) применяются лопастные насосы Л1Ф ЛЗФ и др., выпускаемые в серийном порядке для нужд общего

машиностроения. Совсем редко применяются насосы героторного типа (ГАЗ-13 «Чайка»). Для некоторых автомобилей (БелАЗ-540, БелАЗ-548 и др.), у которых гидравлический усилитель включен параллельно гидрооборудованию самосвальных платформ, используются высокопроизводительные шестеренчатые насосы типа НШ-46 (производительность до 30—60 л/мин).

Производительность насосов гидроусилителей выбирается из условий, при которых силовой цилиндр (СЦ) должен успевать поворачивать управляемые колеса автомобиля быстрее, чем это может делать водитель. В противном случае при быстрых поворотах неизбежно «утыкание» золотника (появление по торцам контактной реакции между золотником и корпусом), что приводит к утяжелению рулевого управления, быстрому выходу из строя уплотнительных манжет (см. рис. XVI.14) или износу упорных шайб 13 (см. рис. XVI.3).

Чтобы не было «утыкания» золотника, необходимо соблюдать следующее неравенство:

$$Q\eta_{об}(1 - \Delta) \geq \frac{\pi}{4} D^2 \frac{dS_{п}}{dt}, \quad (\text{XVI.34})$$

где Q — производительность насоса на расчетном режиме, м³/сек; $\eta_{об}$ — объемный к. п. д. насоса (по данным ЗИЛ $\eta_{об} = 0,75 \div 0,85$ при $p = 6 \text{ МПа} = 60 \text{ кгс/см}^2$); Δ — коэффициент, учитывающий утечки в золотнике ($\Delta \approx 0,05 \div 0,10$); $\frac{dS_{п}}{dt}$ — относительная скорость поршня силового цилиндра, м/сек.

Например, для усилителя с компоновкой по четвертой схеме (рис. XVI.12 и XVI.16) имеем

$$\frac{dS_{п}}{dt} = a \frac{d\Omega}{dt} = a\omega.$$

При $i_{р.м} = \text{const}$ $\omega = \frac{\dot{\phi}}{i_{р.м}}$ и тогда

$$\frac{dS_{п}}{dt} = a \frac{\dot{\phi}}{i_{р.м}} = a \frac{\pi n_{ш}}{30 i_{р.м}}, \quad (\text{XVI.35})$$

где $n_{ш}$ — обороты рулевого колеса, об/с.

По опытным данным, максимальная кратковременная скорость вращения рулевого колеса примерно составляет: для легковых автомобилей $n_{ш} = 1,5 \div 1,7$ об/с, для грузовых $n_{ш} = 0,5 \div 1,2$ об/с.

На привод насосов гидроусилителей затрачивается от 2 до 4% мощности основного двигателя. Так, затраты мощности на привод насосов Л1Ф и Л3Ф при $p = 6,5 \text{ МПа}$ (65 кгс/см^2) и $n_{п} = 950$ об/мин соответственно равны 3,45 кВт (4,7 л. с.) и 7,06 кВт (9,6 л. с.).

В качестве рабочих жидкостей в гидроусилителях используются масла турбинные 22 или индустриальные 20 (летом) и веретенное 2 или индустриальное 12 (зимой).

Для районов Крайнего Севера, а также при температурах ниже -40°C рекомендуется масло АМГ-10 или смесь, состоящая из 30% масла МТ-16п (или МС-14) и 70% масла веретенного АУ и др.

§ 80. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

При проектировании рулевых управлений выполняется обычно два вида расчетов: 1) кинематический расчет рулевого привода; 2) прочностной расчет узлов и деталей рулевого управления.

Кинематический расчет рулевого привода

Основной задачей его является определение оптимальных параметров рулевой трапеции и подбор требуемых значений передаточных чисел рулевого привода.

Исходя из геометрии поворота имеем:

для автомобиля с одной парой передних управляемых колес (рис. XVI.1, а, I)

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{B}{L}, \quad (\text{XVI.36})$$

для автомобилей с двумя парами управляемых колес

$$\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \beta_1 = \frac{B}{L_1};$$

$$\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 = \frac{B}{L_2},$$

где L — база автомобиля, а L_1 и L_2 — части базы относительно мгновенного центра поворота; B — расстояние между осями шкворней управляемых колес; α и β — углы поворота внешнего и внутреннего управляемых колес.

Для последнего случая обычно $L_1 = L_2 = L/2$, и, следовательно, $\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha$, а $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ и тогда (рис. XVI.1, а, II)

$$\operatorname{ctg} \alpha - \operatorname{ctg} \beta = \frac{2B}{L}. \quad (\text{XVI.36 а})$$

Как видно из выражений (XVI.36) и (XVI.36 а), разность тангенсов углов поворота внешнего и внутреннего управляемых колес должна быть всегда величиной постоянной, а мгновенный центр поворота автомобиля (точка O) должен лежать на продолжении неуправляемой оси. Только при соблюдении этих теоретических условий все колеса автомобиля на повороте будут двигаться без скольжения, т. е. иметь чистое качение.

От рулевой трапеции требуется, чтобы она обеспечивала вытекающие из геометрии поворота соотношения между углами поворота управляемых колес.

Можно показать, что устанавливаемое рулевой трапецией соотношение между углами такое (рис. XVI.1, а):

$$\alpha = \Phi + \operatorname{arctg} \frac{m \cos (\Phi + \beta)}{B - m \sin (\Phi + \beta)} - \operatorname{arcsin} \frac{m + 2B \sin \Phi - 2m \sin^2 \Phi - B \sin (\Phi + \beta)}{\sqrt{B^2 + m^2 - 2Bm \sin (\Phi + \beta)}}, \quad (\text{XVI.37})$$

где Φ — угол наклона боковых рычагов трапеции; m — длина боковых рычагов трапеции.

Из сравнения выражений (XVI.36) и (XVI.37) нетрудно установить, что они не тождественны, а следовательно, неизбежно существование разницы между теоретически необходимыми углами поворота и фактическими, задаваемыми рулевой трапецией.

Однако подбором углов Φ и длин m боковых рычагов при заданной величине B можно с достаточно высокой точностью приблизить фактическую зависимость $\alpha = f(\beta)$ к теоретически необходимой. Существует ряд методик подбора параметров рулевой трапеции. Результаты их в конечном счете примерно равноценны.

При подборе параметров рулевой трапеции по уравнениям (XVI.36) и (XVI.37) или графическим способом полезно ориентироваться на статистические данные по выполненным конструкциям.

Анализ показывает, что для современных грузовых автомобилей отношение $\frac{m}{n} = 0,14 \div 0,20$, а $\Phi = 60 \div 75^\circ$. Большие значения m/n и меньшие Φ соответствуют полноприводным машинам. Кинематический расчет в окончательном виде должен уточняться данными, связанными с уводом колес.

Прочностной расчет рулевого управления

Ведется с учетом конструктивных особенностей рулевого управления и варианта компоновки автомобиля. При отсутствии в рулевом управлении усилителя расчетная нагрузка на детали определяется по максимально возможному окружному усилию, которое может быть приложено к ободу рулевого колеса: $P_{ш \max} = 0,50 \div 0,60$ кН (50—60 кгс). Для автомобилей, оборудованных усилителями, расчетная нагрузка для деталей выбирается дифференцированно. Если усилитель встроен в рулевой механизм (ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 — рис. XVI.9, а), то на все детали рулевого механизма (за исключением рулевого вала) и детали привода (за исключением рулевой трапеции) действуют усилия от рулевого колеса и усилия усилителя. В худшем случае для указанных деталей эти нагрузки могут быть весьма значительны, если дорожные условия требуют от усилителя работы на предельном режиме ($p = p_{\max}$), а $P_{ш \max} = P_{ш \text{су} \max} + \Delta P$, где ΔP — дополнительное усилие на рулевом колесе, которое необходимо приложить, когда усилитель

на предельном режиме не в состоянии преодолеть внешние сопротивления. Маловероятно, но не исключено, что ΔP может достигать 0,40—0,50 кН (40—50 кгс).

При установке усилителя в рулевой трапеции (см. рис. XVI.12, а и б) детали рулевой трапеции рассчитываются по предельному усилию усилителя (при $p = p_{\max}$), а рулевой механизм и продольная тяга с рычагами — по $P_{\text{шт max}} = P_{\text{шсу max}} + \Delta P$ (см. рис. XVI.15).

Когда усилитель размещен в продольной тяге (см. рис. XVI.9, в), расчетный режим нагружения рулевого механизма не отличается от только что рассмотренного. Продольная же тяга нагружена совместной нагрузкой — от усилителя и от рулевого колеса; рулевая трапеция — частью общей нагрузки, так как другая часть общей нагрузки затрачивается на поворот левого управляемого колеса.

В качестве контрольных нагрузок, действующих на детали рулевого управления, могут быть взяты нагрузки, возникающие при наездах управляемых колес на дорожные неровности, а также нагрузки, возникающие в рулевом приводе при торможении из-за неодинаковых тормозных сил на управляемых колесах. В частности, для автомобиля с одной передней управляемой осью, когда одно из управляемых колес при торможении находится на плохой дороге ($\varphi_1 \approx 0$), а другое на хорошей ($\varphi_2 = \varphi_{\max}$), вся тормозная сила этого колеса частично гасится сопротивлением усилителя, частично — усилием на рулевом колесе. При отсутствии (выходе из строя) усилителя вся некомпенсированная тормозная сила передается на рулевое колесо. Для последнего случая справедливо выражение (см. рис. XVI.12, б)

$$P_{\text{шт}} = \frac{G_a}{2} \varphi_{\max} \frac{b + \varphi_{\max} h_g}{L + \frac{1}{2} \varphi_{\max} h_g} l \frac{\eta_{y.p.}}{R_{\text{шт}} i_{p.m.} b}, \quad (\text{XVI.38})$$

$$P_{\tau} = \frac{G_a}{2} \varphi_{\max} \frac{b + \varphi_{\max} h_g}{L + \frac{1}{2} \varphi_{\max} h_g},$$

где P_{τ} — тормозная сила переднего управляемого колеса; G_a — вес автомобиля; b , h_g — стандартные координаты центра тяжести автомобиля; l — длина поворотной цапфы управляемого колеса; $\eta_{y.p.} = \eta_{m.p.} \eta_{n.p.}$ — обратный к. п. д. рулевого управления.

Выражение (XVI.38) получено в предположении, что общая тормозная сила автомобиля равна

$$P_{\tau\Sigma} = \varphi_{\max} \left[\frac{Z_1}{2} + (G_a - Z_1) \right],$$

где Z_1 — опорная реакция передней оси.

В соответствии с выражением (XVI.38) могут быть проведены дополнительные расчеты, которые позволяют полнее оценить прочностные характеристики рулевого управления.

Расчет рулевых механизмов

Рулевой вал рассчитывается на момент $M_{ш} = P_{ш \max} R_{ш}$. Радиус $R_{ш}$ обода рулевых колес нормирован отраслевой нормалью $\frac{ОН 025}{257-65}$ и изменяется в зависимости от грузоподъемности автомобиля в пределах 380—550 мм.

Размеры поперечного сечения вала по длине неодинаковы, неодинаков в ряде случаев и материал его составных частей (рулевой вал ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, «Урал-375» и др.). Напряжения кручения в опасных сечениях вала для выполненных конструкций рулевых механизмов, подсчитанное для $P_{ш \max} = 0,5$ кН (50 кгс), составляет $\tau = 25 \div 75$ МПа (250—750 кгс/см²).

Как уже отмечалось ранее, наиболее сильно изнашивающимся и наиболее сильно нагруженным местом рулевых механизмов является зацепление.

Элементы зацепления рассчитываются на прочность (по напряжениям изгиба σ) и износ (по контактным напряжениям сжатия $\sigma_{сж}$). Кроме того, рулевые механизмы проверяются на жесткость (по величине допускаемых деформаций), а отдельные сопряжения также на удельное давление и смятие.

Отметим здесь, что в связи со сравнительным характером проектных и поверочных расчетов к. п. д. рулевых механизмов и приводов принимается равным единице.

Спироидный рулевой механизм типа цилиндрический червяк — боковой сектор (рис. XVI.3 и XVI.4). Напряжения изгиба определяются для сектора, который менее прочен, чем червяк

$$\sigma = \frac{P_2}{y m b k_{\Sigma} \cos \beta_2 z_1} = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{y m b k_{\Sigma} r_1 z_1 \cos \beta_1}, \quad (\text{XVI.39})$$

где y — коэффициент формы зуба сектора (см. гл. VI); m — модуль (осевой) зацепления по начальной окружности; b — радиальная длина зуба сектора; k_{Σ} — коэффициент перекрытия ($k_{\Sigma} = 1,5 \div 1,8$).

Для выполненных конструкций червячно-спироидных рулевых механизмов (КрАЗ-214, «Урал-375»), исправно работающих в эксплуатации, $\sigma = 250 \div 350$ МПа (2500—3500 кгс/см²).

Контактные напряжения сжатия для зубьев сектора

$$\sigma_{сж} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{ш \max} R_{ш} E \cos \beta_2}{r_1 b \sin \alpha \cos \alpha \cos \beta_1} \left(\frac{1}{r_{1\text{э}}} + \frac{1}{r_{2\text{э}}} \right)},$$

$$r_{1\text{э}} = \frac{r_1}{\cos^2 \beta_1 \cos \delta_1}; \quad r_{2\text{э}} = \frac{r_2}{\cos^2 \beta_2 \cos \delta_2},$$

где α — угол зацепления (для рулевых механизмов автомобилей КрАЗ-214 $\alpha = 26^\circ 34'$); E — модуль упругости второго рода [для сталей $E = 200$ ГПа ($2 \cdot 10^6$ кгс/см²)]; $r_{1\text{э}}$, $r_{2\text{э}}$ — эквивалентные начальные радиусы червяка и сектора.

Так как $\cos \delta_1 = 1$, а $\cos \delta_2 = 0$, то после подстановки окончательно получим

$$\sigma_{сж} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{ш \max} R_{ш} E \cos \beta_1 \cos \beta_2}{r_1^2 b \sin \alpha \cos \alpha}}. \quad (\text{XVI.40})$$

Чрезмерные контактные напряжения приводят к явлениям поверхностной усталости металла: поверхность зубьев выкрашивается (питтинг). Для выполненных конструкций червячно-спиральных передач $\sigma_{сж} \leq 1,0 \div 1,5$ ГПа (10 000—15 000 кгс/см²).

Упорная бронзовая шайба *C* нагружена осевой силой сектора. Удельное давление на шайбу

$$p_0 = \frac{4Q_2}{\pi (d_1^2 - d_2^2)} = \frac{4P_{ш \max} R_{ш} \operatorname{tg} \alpha}{\pi r_1 (d_1^2 - d_2^2) \cos \beta_1}. \quad (\text{XVI.41})$$

Для выполненных конструкций, надежно работающих в эксплуатации, $p_0 \leq 25 \div 30$ МПа (250—300 кгс/см²).

Болты крышки картера рулевого механизма рассчитываются на разрыв от силы Q_2 , а болты *14* корпуса распределителя — от силы Q_1 .

Рулевой вал наряду с кручением, о чем говорилось ранее, в пределах опорных подшипников *З* испытывает изгиб от сил P_1 , R_1 , Q_1 . Наиболее опасен изгиб от силы R_1 , отжимающей червяк от сектора и ухудшающей зацепление. Прогиб вала в направлении силы R_1 ограничен упором *B* (см. стр. 429).

Рулевой механизм с глобоидным червяком и роликом (рис. XVI.5). Зацепление этого типа обеспечивает зубьям высокую прочность на изгиб. Поэтому основное внимание в расчетах уделяется износостойкости и контактной прочности. Оценка дается по величине напряжений сжатия, которые с достаточным приближением равны

$$\sigma_{сж} = \frac{Q_1}{F}.$$

Если вместо Q_1 и F подставить их значения

$$Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{r_1} \operatorname{tg} \beta_1;$$

$$F = i \frac{1}{2} [(\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_{1н}^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_{2н}^2],$$

где i — число работающих гребней ролика; $r_{1н}$, $r_{2н}$ — наружные радиусы червяка и ролика; φ_1 и φ_2 — центральные углы контактной площади, то окончательно получим

$$\sigma_{сж} = \frac{2P_{ш \max} R_{ш} \operatorname{tg} \beta_1}{r_1 i [(\varphi_1 - \sin \varphi_1) r_{1н}^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) r_{2н}^2]}. \quad (\text{XVI.42})$$

Для рулевых механизмов данного типа с трехгребневым роликом, подтверждающих высокие качества в эксплуатации, $\sigma_{сж} =$

= 100—300 МПа (1000—3000 кгс/см²). Меньшие значения приведены для среднего положения, большие — для крайних.

Осевые усилия червяка воспринимаются болтами *Б* крышек, а осевые усилия вала сошки — регулировочной пробкой *б*. Удельные давления между роликом *З* и проставочными шайбами составляют 20—30 МПа (200—300 кгс/см²).

Кривошипные рулевые механизмы (рис. XVI.6). Наиболее уязвимым местом таких механизмов является шип. Он рассчитывается в опасном сечении на изгиб и срез от силы $N_2 = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{r_1 \cos \beta_1}$. Плечо изгиба равно $l_{ш}$, диаметр поперечника шипа — $d_{ш}$.

Износостойкость шипа оценивается по величине контактных напряжений сжатия на длине рабочей части шипа l . Принимая с достаточным приближением, что шип опирается на плоскость, получим

$$\sigma_{сж} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{ш \max} R_{ш} E}{r_1 l r_{ср} \cos \beta_1 \cos \alpha}}, \quad (\text{XVI.43})$$

где $r_{ср}$ — средний радиус рабочей части шипа; α — угол зацепления (угол конуса шипа).

Для выполненных конструкций кривошипных рулевых механизмов с двумя шипами $\sigma_{сж} = 1,0 \div 1,5$ ГПа (10 000—15 000 кгс/см²). Кривошип подвергается изгибу на плече ($r_2 - \frac{d_{в}}{2}$) от сил P_2 и Q_2 , на плече ($l_{ш} + x$) — от R_2 и кручению от силы P_2 на плече ($l_{ш} + x$), где x — половина толщины тела кривошипа, а $d_{в}$ — диаметр втулки.

При этом

$$P_2 = Q_1 = P_1 \operatorname{tg} \beta_1 = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{r_1} \operatorname{tg} \beta_1;$$

$$R_2 = P_1, \text{ а } Q_2 = R_1 = N_1 \operatorname{tg} \alpha = \frac{P_1}{\cos \beta_1} \operatorname{tg} \alpha.$$

Сила Q_2 отжимает шип от нарезки винта и воспринимается упорным регулировочным винтом *РВ*. Направление этой силы не меняется.

Рулевой механизм типа винт—гайка—рейка—сектор (рис. XVI.7) Опыт эксплуатации таких рулевых механизмов показывает, что наиболее слабым звеном с точки зрения износостойкости является винтовая пара [XVI.3]. У стандартных рулевых механизмов ЗИЛ после пробега 150—160 тыс. км. в винтовой паре появляется осевой зазор более 0,3 мм (допустимый не более 0,2 мм), что увеличивает люфт рулевого колеса дополнительно на 6°. Следовательно, чтобы нерегулируемый люфт рулевого колеса не выходил за пределы нормы, необходимо винтовую пару менять после пробега 100 тыс. км.

В ряде случаев наблюдаются случаи усталостного разрушения шариков или беговых канавок. Снижением контактных напряжений сжатия можно существенно повысить работоспособность

винтовой шариковой пары и улучшить к. п. д. $\eta_{р.м}$. Напряжения сжатия в паре шарик — поверхность канавок определяются по формуле

$$\sigma_{сж} = m \sqrt[3]{\frac{4Q_1 E^2 \left(\frac{1}{d} - \frac{1}{d_k}\right)^2}{i \sin \beta_1 \cos \delta}}, \quad (\text{XVI.44})$$

где i — число одновременно находящихся под нагрузкой шариков в нарезке винта (для автомобиля ЗИЛ-130 $z = 22$); m — коэффициент, зависящий от кривизны соприкасающихся поверхностей (для выполненных конструкций $m = 0,6 \div 0,8$); d — диаметр циркулирующего шарика; d_k — диаметр канавки винта (гайки); δ — угол контакта шариков (характеристика рабочего профиля канавки; для выполненных конструкций $\delta = 45 \div 60^\circ$); E — модуль упругости первого рода (для сталей)

$$E = 200 \text{ ГПа } (2 \cdot 10^6 \text{ кгс/см}^2).$$

Выражение для Q_1 находится из системы уравнений (XVI.18):

$$Q_1 = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{r_1} \operatorname{tg} \beta_1. \quad (\text{XVI.45})$$

Расчеты по формуле (XVI.44) показывают, что при работающем усилителе для автомобиля ЗИЛ-130 контактные напряжения сжатия при нормальных нагрузочных режимах, когда $P_{шсу \max} = 75 \text{ Н } (7,5 \text{ кгс})$, составляют $\sigma_{сж} = 2,8 \text{ ГПа } (28 \text{ 000 кгс/см}^2)$, а осевая сила Q_1 (при $p = 7,0 \text{ МПа} = 70 \text{ кгс/см}^2$) достигает $0,60 \text{ кН } (600 \text{ кгс})$.

При неработающем усилителе, когда $P_{шбу} = 0,50 \div 0,60 \text{ кН } (50\text{—}60 \text{ кгс})$ или когда $\Delta P = 0,40 \div 0,50 \text{ кН } (40\text{—}50 \text{ кгс})$, контактные напряжения увеличиваются примерно вдвое и могут достигать $5,0\text{—}6,0 \text{ ГПа}$, что сопоставимо или даже превышает предельно допускаемые для сталей 25ХГТ при $HRC 58\text{—}62$ напряжения смятия $\sigma_{сж \text{ доп}} \leq 5 \text{ ГПа } (50 \text{ 000 кгс/см}^2)$. Осевое усилие для этого крайнего случая поднимается:

$$Q_1 = 3,5 \div 4,5 \text{ кН } (3500\text{—}4500 \text{ кгс}).$$

Неслучайно поэтому длительная эксплуатация автомобилей с неработающим усилителем не рекомендуется.

Большим изгибным напряжениям (при неработающем усилителе — для автомобилей МАЗ) подвергаются зубья сектора и рейки. Пренебрегая небольшой конусностью зацепления (что необходимо для обеспечения регулировочной зоны), выражение для подсчета изгибных напряжений (для сектора) можем записать так (рис. XVI.7):

$$\sigma = \frac{P_2}{y b_2 t_2 k_\Sigma} = \frac{P_{ш \max} R_{ш i p. м}}{r_2 y b_2 t_2 k_\Sigma}, \quad (\text{XVI.46})$$

где P_2 — окружное усилие на секторе; y — коэффициент формы зубьев (берется по таблицам для полного числа зубьев, укладываемых на периметре сектора); t_2 — шаг зубьев сектора; b_2 — длина зубьев сектора; $i_{р.м}$ — передаточное число рулевого механизма.

В рулевых механизмах ЗИЛ-130 (ЗИЛ-131) зацепление рейка—сектор нагружено не только усилием со стороны рулевого колеса, но также и усилием усилителя. Окружное усилие на секторе подсчитывается так:

$$P_2 = \frac{P_{ш \max} R_{ш} i_{р.м}}{r_2} + \pi p \frac{D^2}{4}.$$

Расчеты показывают, что для автомобилей типа ЗИЛ, когда усилитель работает на предельном режиме ($p = 7 \text{ МПа} = 70 \text{ кгс/см}^2$), а усилие на рулевом колесе $P_{ш \max} = 0,5 \text{ кН}$ (50 кгс), напряжения изгиба в зубьях сектора составляют $\sigma = 400 \text{ МПа}$ (4000 кгс/см^2); при повороте автомобиля с вышедшим из строя усилителем ($P_{ш \max} = 0,5 \text{ кН}$) $\sigma = 150 \text{ МПа}$. Напряжения изгиба в нормальных эксплуатационных условиях ($p \leq 7 \text{ МПа}$; $P_{ш \max} = 70 \text{ Н}$) не превышает $\sigma \leq 250 \text{ МПа}$.

Из приведенного анализа видно, что изгибные напряжения в зубчатом зацеплении не превышают установленных норм (см. гл. VI) и рулевые механизмы производства ЗИЛ и МАЗ обладают надлежащей прочностью.

Контактные напряжения $\sigma_{сж}$ сжатия для рассматриваемого типа зацепления подсчитываются обычным путем и величина их, как и для других типов зацеплений, не может быть больше $1,5 \text{ ГПа}$ ($15\,000 \text{ кгс/см}^2$).

Рулевой механизм типа винт—гайка—кривошип (рис. XVI.8). Слабым местом рулевых механизмов этого типа является нарезка. Высокий срок ее службы достигается малым удельным давлением на поверхностях трения

$$p = \frac{4Q_1}{i_{л} (d_{н}^2 - d_{в}^2)} = \frac{4P_{ш \max} R_{ш}}{i_{л} (d_{н}^2 - d_{в}^2) r_1} \operatorname{tg} \beta_1, \quad (\text{XVI.47})$$

где $Q_1 = \frac{P_{ш \max} R_{ш}}{r_1}$; $\operatorname{tg} \beta_1$ — осевая сила винта 1, являющаяся окружной для кривошипа 3; i — число полных витков нарезки в гайке; $d_{в}$, $d_{н}$ — внутренний и наружный диаметр нарезки винта, а $r_1 = \frac{d_{в} + d_{н}}{4}$ — радиус приложения окружной силы винта.

Для выполненных конструкций кривошипно-винтовых рулевых механизмов удельное давление в нарезке при осуществимых водителем усилиях на рулевом колесе ($P_{ш \max} \leq 50 \text{ кгс}$) не превышает $p = 7 \div 13 \text{ МПа}$ ($70\text{—}130 \text{ кгс/см}^2$).

Расчет рулевых приводов

Расчет рычагов и тяг привода ведется с учетом их места расположения и конструктивной формы. Наиболее интенсивно привод нагружен (сошка, продольная тяга, рычаг поворотной цапфы и др.) при установке усилителя в рулевом механизме (автомобили ЗИЛ — рис. XVI.9, а). При расположении усилителя в конечном звене рулевого привода (рис. XVI.12, а, б) многие элементы (сошка, продольная тяга, рычаг поворотной цапфы) нагружены только усилием водителя — $P_{ш \max}$.

Опыт эксплуатации показывает, что наиболее слабым звеном привода является сошка и шарниры.

Типовая конструкция сошки была показана на рис. XVI.3. Опасное сечение $x-x$ располагается у основания сошки. В этом сечении сошка от силы P_{Ω} , приложенной к пальцу, изгибается (на плече q) и скручивается (на плече p). Опасные напряжения возникают в точках a и b . Эквивалентные напряжения растяжения в точке a по третьей теории прочности равны:

$$\sigma_{\text{э.а}} = P_{\Omega} \sqrt{\frac{q^2}{W_{\text{изг}}^2} + 4 \frac{p^2}{W_{\text{кр}}^2}}, \quad (\text{XVI.48a})$$

а напряжения кручения в точке b

$$\tau_b = \frac{P_{\Omega} p}{W_{\text{кр}}}, \quad (\text{XVI.48б})$$

где $W_{\text{изг}}$, $W_{\text{кр}}$ — моменты сопротивления поперечного сечения соответственно при изгибе и кручении.

Поперечное сечение по форме близко к прямоугольнику или эллипсовидному. Способы и формулы для определения $W_{\text{изг}}$ и $W_{\text{кр}}$ приведены в учебниках по общинженерным дисциплинам. Сила P_{Ω} , необходимая для расчетов, равна:

для рулевого управления с усилителем в приводе (ГАЗ-66, «Урал-375»)

$$P_{\Omega} = \frac{P_{ш \max} R_{ш} i_{р. м}}{a};$$

для рулевого управления с усилителем в рулевом механизме (ЗИЛ-130, ЗИЛ-131)

$$P_{\Omega} = \frac{P_{ш \max} R_{ш} i_{р. м} + p \frac{\pi}{4} D^2 r_2}{a}.$$

Применительно к автомобилям ЗИЛ при $P_{ш \max} = 0,5$ кН (50 кгс) и $p = 7$ МПа (70 кгс/см²) напряжения сошки в опасном сечении равны $\sigma_{\text{э.а}} = 780$ МПа (7800 кгс/см²), а $\tau_b = 400$ МПа (4000 кгс/см²). При нормальных условиях эксплуатации ($p = 7$ МПа; $P_{ш \text{су}} \leq 0,07$ кН) или вышедшем из строя усилителе, когда поворот осуществляется только усилием водителя ($P_{ш \max} = 0,5$ кН = 50 кгс) напряжения в тех же точках будут $\sigma_{\text{э.а}} =$

= 350 МПа, а $\tau_{\sigma} = 184$ МПа. Предел прочности для стали 40Х, из которой отковывается сошка, не менее $\sigma_{\text{в}} = 1000$ МПа.

Шарниры всех рычагов и тяг проверяются на удельное давление. Оно не должно быть больше 25—30 МПа (250—300 кгс/см²) при пиковых нагрузках ($P_{\text{шт max}} = 0,5$ кН и $p = 7$ МПа), а в нормальных условиях эксплуатации — не более 15 МПа (150 кгс/см²).

Продольная и поперечная тяги рулевого привода должны обладать достаточно высокой жесткостью, чтобы при передаче через них усилий сжатия они не выпучивались. Выбор поперечных сечений тяг ведется по формуле Эйлера

$$P_{\text{сж } i} \leq \frac{\pi^2 E J_i}{l_i^2}, \quad (\text{XVI.49})$$

где $P_{\text{сж } i}$ — усилие сжатия, передаваемое i -й тягой; J_i — экваториальный момент инерции сечения [для трубчатых тяг $J_i = \frac{\pi D^2}{64} (1 - \alpha^4)$; $\alpha = \frac{d}{D}$ — отношение внутреннего диаметра трубы к наружному]; l_i — длина тяги, отсчитываемая между центрами шарниров.

Значение $P_{\text{сж } i}$ определяется с учетом места расположения рассчитываемой тяги (см. рис. XVI.12) и способа нагружения ее усилителем.

По известному значению $P_{\text{сж } i}$ и l_i находят J_i , а затем D и d . Запас жесткости для тяг выбирается не менее 1,5—2,5.

Список литературы к гл. XVI

1. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, 344 с.
2. Гинцбург Л. Л. и др. Сервоприводы и автоматические агрегаты автомобилей. М., «Транспорт», 1968. 191 с.
3. Вопросы расчета, конструирования и исследования автомобиля. Сб. статей под ред. проф. Кригера А. И. М., «Машиностроение», 1968, 180 с.

ГЛАВА XVII

РАМЫ И КУЗОВА

§ 81. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ. КЛАССИФИКАЦИЯ

Рама, кузов или рама, объединенная с кузовом автомобиля, выполняют функции несущей системы, на которой монтируются его агрегаты.

Все нагрузки, действующие на автомобиль в условиях эксплуатации, передаются на его несущую систему. К ним относятся: вес агрегатов и полезной нагрузки, усилия, действующие от амортизаторов, упругих элементов и направляющего устройства подвески, а также силы инерции, возникающие при колебаниях, разгоне, торможении и повороте автомобиля. При движении автомобиля с прицепом (полуприцепом) на несущую систему действуют нагрузки от тягово-сцепного или опорно-сцепного устройства.

Классификация несущих систем дана в табл. XVII.1.

Общие требования к несущим системам.

1. При минимальном весе несущая система должна обладать долговечностью, соответствующей сроку службы автомобиля.

2. Жесткость несущей системы должна быть достаточной, чтобы ее деформации не нарушали условий работы агрегатов и механизмов автомобиля. При недостаточной жесткости в них при пере-

Т а б л и ц а XVII.1

Классификация несущих систем

Тип несущей системы	Конструктивные особенности и характеристика
Рама	Кузов установлен на раму при помощи упругих креплений (шарниров). Жесткость рамы больше чем кузова и он не воспринимает внешних нагрузок при деформациях рамы
Несущий кузов (корпус)	Кузов (без рамы) воспринимает все внешние нагрузки
Кузов объединенный с рамой (интегральная)	Кузов жестко соединен с рамой (заклепками, сваркой или болтами). Все нагрузки воспринимаются рамой совместно с верхним строением кузова

косах несущей системы возникают дополнительные напряжения. Возможны поломки или обрывы крепления, а также заклинивание дверей и окон кузова.

3. Форма рамы должна обеспечивать удобство монтажа агрегатов, низкое положение центра тяжести автомобиля и малую погрузочную высоту кузова. Требования к кузовам будут рассмотрены ниже.

Безрамные конструкции автомобилей при прочих равных условиях легче рамных. Благодаря совмещению функций кузова и несущей системы удается снизить общий вес.

Достоинство рамных конструкций в том, что на одном шасси можно выпускать различные модификации автомобиля по кузову, а также в удобстве ремонта.

§ 82. РАМЫ

На рис. XVII.1 показаны конструктивные схемы рам наиболее распространенных типов.

На легковых автомобилях преимущественно применяются периферийные рамы (а) и Х-образные (б).

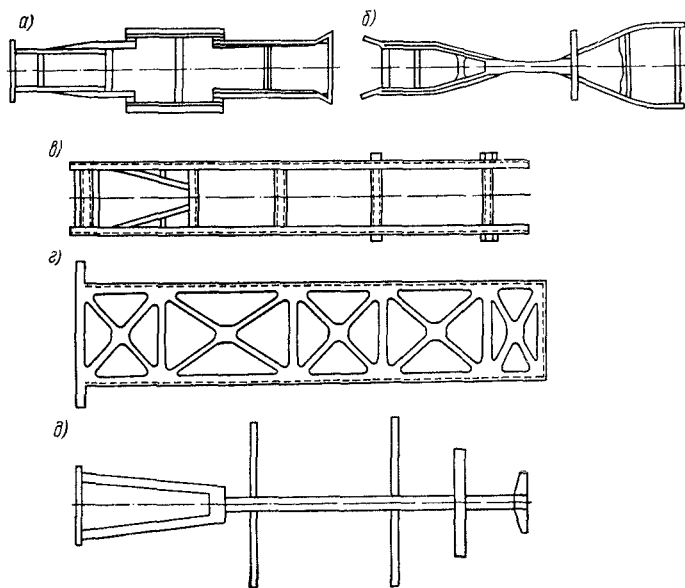


Рис. XVII.1. Конструктивные схемы рам: а — периферийная; б — Х-образная; в — лестничная; г — с Х-образными поперечинами; д — хребтовая

Периферийная рама состоит из двух лонжеронов, связанных поперечинами. В средней части лонжероны имеют вставки, расстояние между которыми увеличено. При установке кузова они располагаются на уровне порогов дверей. Это увеличивает сопро-

тивление кузова при боковых ударах. Вставки свариваются с передними и задними частями лонжеронов или штампуются за одно целое.

Для снижения центра тяжести автомобиля и уровня пола кузова лонжеронам над передней и задней осями придают выгибы в вертикальной плоскости с тем, чтобы средняя часть рамы располагалась ниже. Изгибающие моменты, действующие на раму, воспринимаются лонжеронами. Они создают необходимую жесткость рамы в продольной плоскости. Для лонжеронов применяют высокие открытые или закрытые профили, имеющие большой экваториальный момент инерции.

При перекосах рамы на лонжероны и поперечины действуют крутящие моменты, которые распределяются между этими элементами пропорционально их полярным моментам инерции и обратно пропорционально длинам. Поэтому основную роль в обеспечении угловой (крутильной) жесткости рамы играют поперечины, которые значительно короче лонжеронов. Все поперечины или часть их выполняются из закрытых профилей (коробчатых или трубчатых), имеющих большой полярный момент инерции.

X-образная рама (рис. XVII.1, б) состоит из средней балки, имеющей закрытый трубчатый профиль, передней и задней вильчатых частей. Для крепления кузова к средней части необходимы консольные кронштейны. Жесткость рамы при скручивании создается средней частью и поперечинами вилок.

Рама с прямыми лонжеронами и поперечинами (в) применяется и на легковых и на грузовых автомобилях. Она получила название лестничной. Лонжероны изготавливают путем штамповки или выгибают из полосы углеродистой или малолегированной стали (см. гл. III).

Преимущественное распространение имеют лонжероны открытого профиля — швеллер с обращенными внутрь полками. Они имеют малую жесткость при кручении. Требуемая угловая жесткость рамы достигается применением для основных поперечин закрытых профилей. Поперечины, которые используются в качестве опор для двигателя, радиатора, механизмов трансмиссии, опорно-сцепного устройства, могут иметь открытый профиль. Им придается форма, удобная для монтажа этих агрегатов.

Лонжероны с целью снижения веса, лучшего использования материала и достижения равнопрочности должны иметь переменное сечение в соответствии с характером распределения изгибающих и крутящих моментов по длине рамы. С той же целью увеличивают поперечное сечение элементов рамы за счет применения тонкого листового материала для их штамповки. Минимальная толщина стенки должна обеспечивать ее устойчивость против бокового выпучивания при изгибе. При толщине материала до 5—6 мм применяют холодную, а в остальных случаях горячую штамповку.

Сопротивление рамы продольному сдвигу лонжеронов увеличивается применением раскосов и косынок в местах присоединения поперечин. На некоторых прицепах и специальных автомобилях применяют рамы с X-образными поперечинами (рис. XVII.1, з). Стержни поперечин приваривают к лонжеронам. При перекосах рамы они работают на изгиб и кручение и обеспечивают высокую жесткость даже при применении открытых профилей.

Хребтовые рамы (рис. XVII.1, д) на легковых автомобилях вышли из употребления, а на грузовых применяются крайне редко. Семейство автомобилей большой грузоподъемности с хребтовой рамой выпускает фирма «Татра» (ЧССР). На этих автомобилях рама состоит из картеров главных передач, картера раздаточной коробки и соединяющих их патрубков трубчатого сечения. Элементы рамы соединяются болтами. При такой конструкции можно из одинаковых элементов делать рамы двух-, трех- и четырехосных полноприводных автомобилей; ремонт агрегатов, заключенных в раме, весьма затруднен.

Автомобильные рамы работают при высоких нагрузках и являются ответственной частью автомобиля. Вес рам грузовых автомобилей с буферами и кронштейнами в сборе составляет до 10—15% от собственного веса. Верхний предел относится к автомобилям большой грузоподъемности, в рамах которых применяют прокатные профили.

На рис. XVII.2 показана конструкция рамы грузового автомобиля. Лонжероны (1 и б), поперечины (2—5 и 7) и кронштейны рамы соединяются односрезными заклепочными соединениями. Ослабленные заклепки работают на срез. В эксплуатации среза заклепок не наблюдается. Их разрушению обычно предшествует ослабление, связанное с износом стержня заклепки и соединяемых деталей по толщине и отверстию. Ослабленные заклепки работают на изгиб и разрушаются от напряжений усталости.

Т а б л и ц а XVII.2

Значение пределов выносливости материала и соединений рам

Вид образца	Обозначение	Предел выносливости материала			
		Сталь 20кп		Сталь 14Г2	
		МПа	кгс/см ²	МПа	кгс/см ²
Лабораторные полированные образцы	σ_{-1}	215	2150	300	3000
Профили гнутые из листового проката	$\sigma_{-1л}$	170	1700	250	2500
Профильный прокат	$\sigma_{-1п}$	120	1200	210	2100
Клепанные соединения	$\sigma_{-1кл}$	70	700	80	800
Сварные соединения	$\sigma_{-1св}$	40—80	400—800	50—75	500—750

Рамы прицепов большей частью выполняют сварными из штампованных, гнутых и прокатанных профилей. Обычно применяется ручная дуговая сварка.

Основной причиной поломки рам являются усталостные разрушения в сечениях, ослабленных концентраторами напряжений (отверстия, сварные швы). В табл. XVII.2 приведены данные по пределам выносливости материала и соединений рам. Предел выносливости штампованных и гнутых профилей на 25—35% выше чем у прокатанных. Сварные швы обладают пределом выносливости в 4—5 раз меньшим листового материала и требуют упрочнения зоны шва. Для упрочнения применяют чеканку, местное пластическое обжатие или нагрев вблизи концов шва.

В табл. XVII.3 приведены геометрические характеристики некоторых наиболее распространенных профилей, применяемых для изготовления элементов рам. Все профили имеют одинаковую толщину стенки δ и одинаковую длину средней линии s , т. е. равную площадь поперечного сечения и следовательно равный вес на единицу длины. Сопротивление изгибу определяется экваториальными моментами, которые возрастают с увеличением отношения h/b . Для сравнения в таблице указаны относительные значения характеристик (в %) через экваториальные моменты

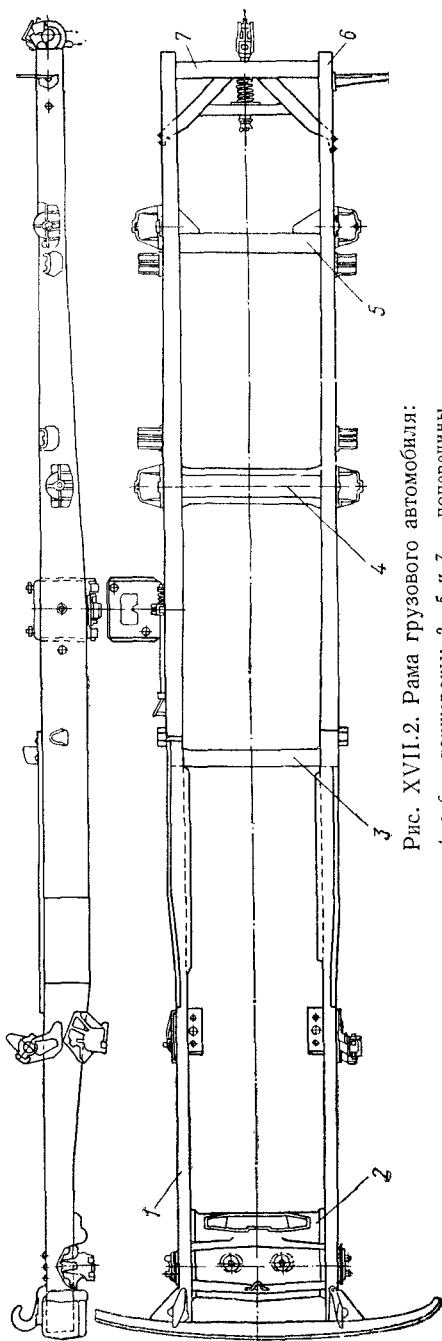
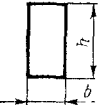
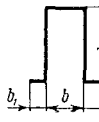

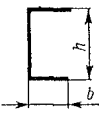
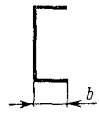
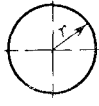


Рис. XVII.2. Рама грузового автомобиля:
1 и 6 — лонжероны; 2—5 и 7 — поперечины

Геометрические характеристики тонкостенных профилей

Схема профиля	Экваториальные моменты				Полярные моменты			
	инерции J	Относительное значение	сопротивления W	Относительное значение	инерции $J_{кр}$	Относительное значение	сопротивления $W_{кр}$	Относительное значение
 $\frac{h}{b} = 2$	$\frac{\delta h^2}{6} (h + 3b)$	32%	$\frac{\delta h}{3} (h + 3b)$	53%	$\frac{2\delta h^2 b^2}{h + b}$	49%	$2\delta b h$	70%
 $\frac{h}{b} = 2$ $b = 2b_1$	$\frac{\delta h^2}{3(b + 2h + 2b_1)} [h + (h + 2b)h + 2b_1(2h + 3b)]$	32%	$\frac{\delta h}{2(h + b)} [(h + 3b)h + 2b_1(2h + 3b)]$	53%	$\frac{\delta^3}{3} (b + 2h + 2b_1)$	0,35%	$\frac{\delta^2}{3} (b + 2h + 2b_1)$	3,5%
 $\frac{h}{b} = 2,5$	$\frac{\delta h^2}{12} (h + 6b)$	100%	$\frac{\delta h}{6} (h + 6b)$	100%	$\frac{1,12}{3} \delta^3 (h + 2b)$	0,4%	$\frac{\delta^2}{3} (h + 2b)$	3,5%
 $\frac{h}{b} = 3$	$\frac{\delta h^2}{12} (h + 6b)$	112%	$\frac{\delta h}{6} (h + 6b)$	103%	$\frac{1,12}{3} \delta^3 (h + 2b)$	0,4%	$\frac{\delta^2}{3} (h + 2b)$	3,5%
 $\frac{h}{b} = 3,5$	$\frac{\delta h^2}{12} (h + 6b)$	121%	$\frac{\delta h}{6} (h + 6b)$	105%	$\frac{1,12}{3} \delta^3 (h + 2b)$	0,4%	$\frac{\delta^2}{3} (h + 2b)$	3,5%
	$\pi \delta r^3$	26%	$\pi \delta r^2$	47%	$2\pi \delta r^3$	100%	$2\pi \delta r^2$	100%

швеллера с отношением $h/b = 2,5$, характеристики которого приняты за 100%.

Наибольшее сопротивление кручению имеет кольцевой профиль, полярные моменты которого приняты за 100%. Сопротивление кручению открытых профилей, как видно из таблицы, мало.

По условиям компоновки автомобиля ширина рамы в передней части часто делается меньше, чем в задней. Сужение рамы над передней осью необходимо для обеспечения достаточного угла поворота управляемых колес. Увеличение ширины в задней части

целесообразно по условиям монтажа кузова и увеличения расстояния между рессорами, что повышает сопротивление подвески боковому крену автомобиля. Сужение рамы достигается за счет выгиба лонжеронов в плане.

С производственной точки зрения преимущества имеют прямые лонжероны. Выгиб лонжеронов в горизонтальной и вертикальной плоскостях уменьшает прочность за счет появления дополнительных скручивающих моментов и возможных технологических дефектов в местах изгиба: Для усиления рамы в ослабленных

местах или увеличивают ширину полок в месте сужения рамы или устанавливают усилители. При закрытом профиле лонжеронов отпадает необходимость делать их прямыми из соображений прочности.

На рис. XVII.3 показаны три варианта соединения лонжеронов с поперечинами. Крепление поперечин к полкам (а) создает наиболее жесткий узел. Такой узел при кручении рамы препятствует деформации сечения и в материале возникают напряжения стес-

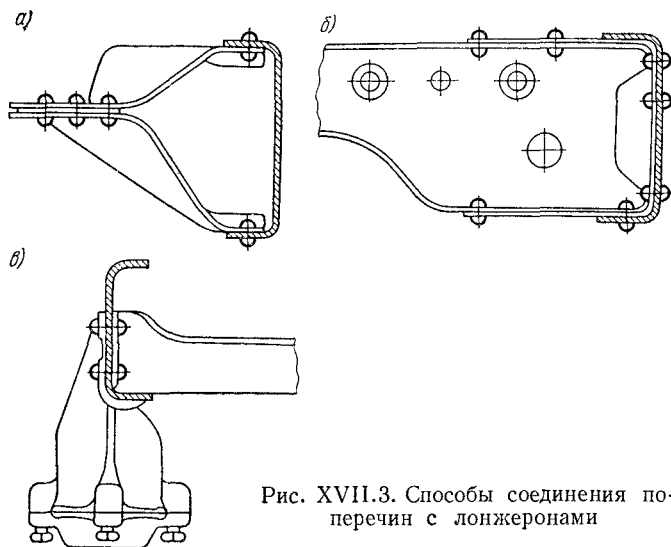


Рис. XVII.3. Способы соединения поперечин с лонжеронами

ненного кручения. Наличие отверстий в полках под заклепки приводит к концентрации напряжений и к снижению усталостной прочности узла.

При креплении к стенке и одной полке (рис. XVII.3, б) отверстия выполняются в той полке, которая при изгибе лонжерона подвергается сжатию. Крепление поперечины к стенке лонжерона уменьшает напряжения, возникающие при кручении рамы, но одновременно снижает ее угловую жесткость (рис. XVII.3, в).

Рамы, применяемые для легковых автомобилей с закрытыми кузовами, должны обладать высокой жесткостью. Требования к жесткости рам грузовых автомобилей значительно ниже. Кабины устанавливаются на раме на пружинных или резиновых опорах, которые предохраняют их от перенапряжений при перекосах рамы.

Для самосвалов применяют более жесткие рамы. При опрокидывании кузова на раму действуют сосредоточенные нагрузки и ее деформации могут привести к опрокидыванию автомобиля.

§ 83. КУЗОВА

Кузова автомобилей служат для размещения груза, пассажиров и водителя. На грузовых автомобилях кабина водителя выполняется отдельно от кузова. По типу конструкции кузова делятся: на несущие (корпусные), полунесущие (интегральные) и разгруженные (рамные).

Несущие кузова имеют три основных разновидности: каркасный, с несущим основанием и панельный.

Каркасные кузова применяются на легковых автомобилях и автобусах. На рис. XVII.4 показан каркас несущего кузова автобуса, состоящий из основания 1, панелей 2—4 и 6 и крыши 5 и представляющий жесткую пространственную стержневую систему. Продольные стержни (стрингеры) и поперечные (шпангоуты), выполненные из сварных труб прямоугольного сечения соединяются сваркой, заклепками или болтами. К каркасу крепятся внутренняя и наружная обшивки, пространство между которыми может быть заполнено теплоизолирующим материалом. В качестве обшивки могут применяться легкие сплавы и стеклопластики. Все нагрузки передаются через стержни каркаса. Обшивка не воспринимает нагрузки.

Несущее основание является плоской системой. У легковых автомобилей несущее основание представляет собой панель пола, усиленную ребрами жесткости и глубокими выдавками, которые служат туннелями для карданного вала, тяг управления и т. д. Для установки двигателя и подвески к основанию обычно спереди и сзади крепятся короткие лонжероны.

На рис. XVII.5 показано несущее основание кузова автобуса, выполненное из штампованных открытых профилей. Несущее основание часто применяется у открытых кузовов. Соединение верхнего строения с основанием может быть жестким (заклепки, сварка, болты) или упругим.

Панельный кузов представляет оболочку, состоящую из больших штамповок, соединенных между собой в пространственную систему. Штампованные панели имеют фланцы, которые увеличивают их жесткость и служат для соединения панелей между собой (обычно посредством сварки). Наиболее нагруженные панели могут быть прикреплены стержнями, приваренными с внутренней стороны. При соединении панелей стержни стыкуются и свариваются. Стержни и фланцы панелей в этом случае образуют каркас, который воспринимает нагрузки совместно с листами панелей. Такие кузова называют каркасно-панельными.

Применение несущих кузовов не только улучшает использование материала, но и позволяет снизить высоту автомобиля по сравнению с рамной конструкцией.

По назначению кузова делятся: на пассажирские (автобусные и легковые), грузовые, грузопассажирские и специальные.

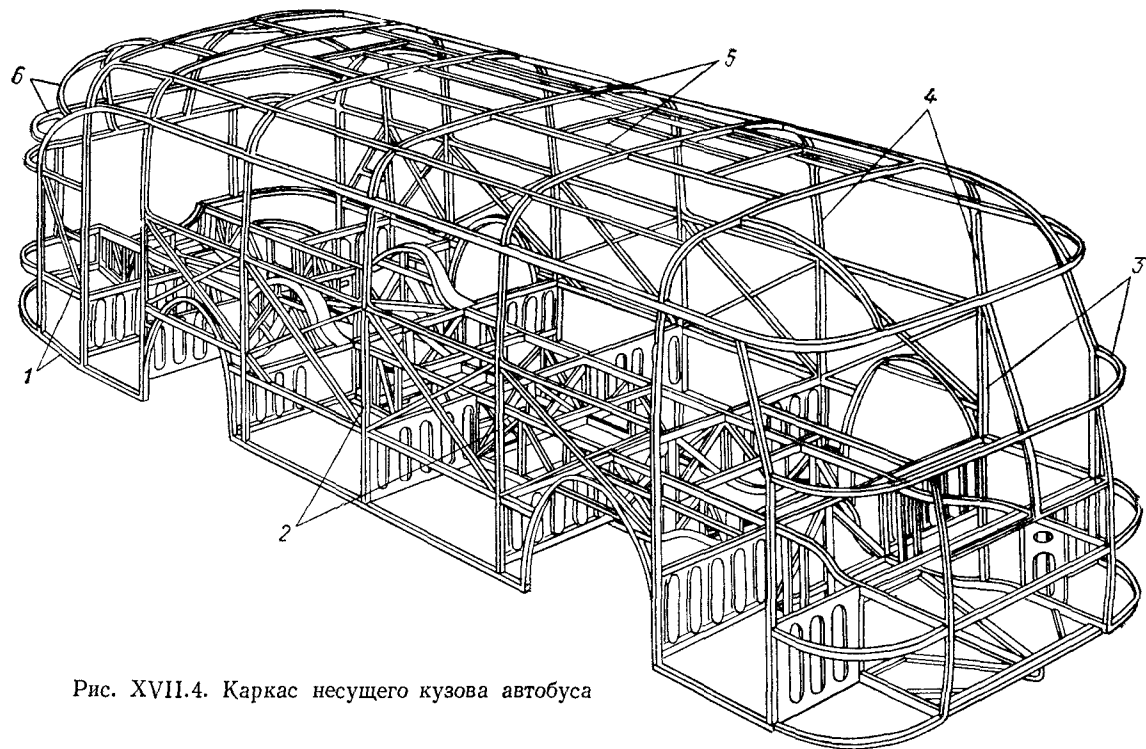


Рис. XVII.4. Каркас несущего кузова автобуса

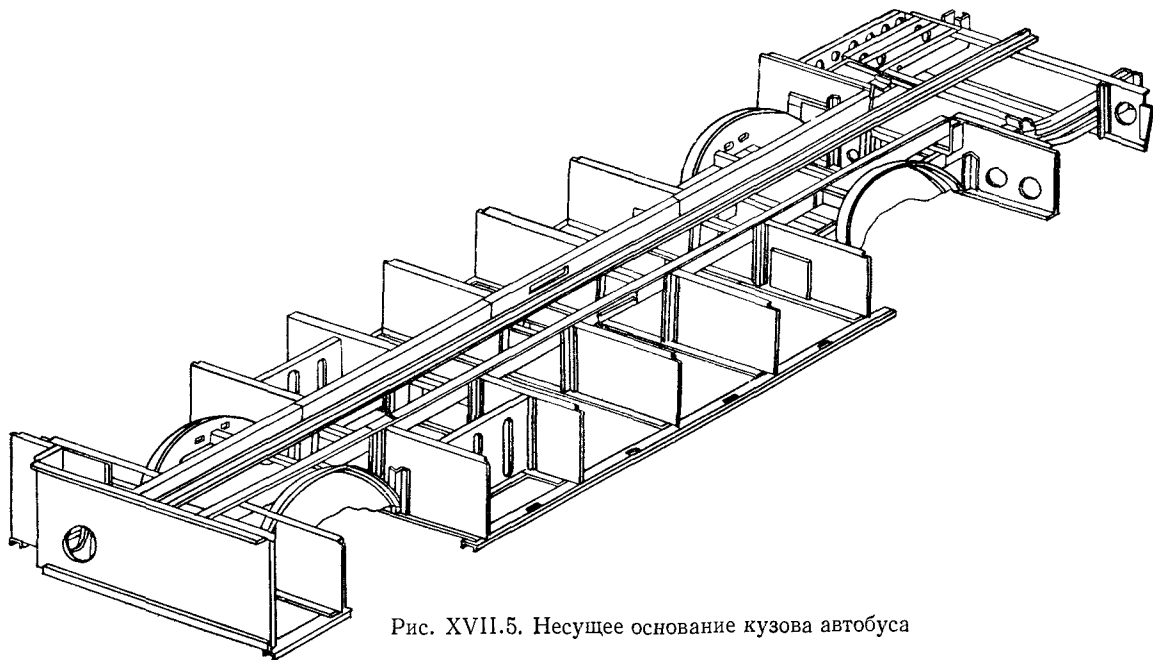


Рис. XVII.5. Несущее основание кузова автобуса

Автобусные кузова по вместимости имеют четыре категории:

- 1) особо малые — до 10 чел. (автобусы связи, служебные, обслуживания, маршрутные такси);
- 2) малые — для местных, городских и пригородных маршрутов вместимостью 28—50 чел.;
- 3) средние — городские вместимостью 75—90 чел.;
- 4) большие — на 100—110 чел.

При планировке автобусного кузова исходят из нормативов 0,315 м² на одного сидящего и 0,2 м² на стоящего пассажира (в часы пик до 0,125 м²).

Отечественные автобусы малой и особо малой вместимости, выпускаемые на базе шасси легковых и грузовых автомобилей, имеют разгруженные (рамные) кузова. Это позволяет на одном шасси выпускать различные модификации.

На автобусах средней и большой вместимости применяются несущие кузова. Вес каркасного кузова с основанием, полом и оборудованием (без сидений), отнесенный к его габаритной площади составляет около 1100 Па (112 кгс/м²), а вес, приходящийся на одного пассажира находится в пределах 390—460 Н (40—47 кгс). У городского автобуса вес кузова составляет 22—25% от его полного или 39—44% от собственного веса.

Каркасные кузова обладают высокой жесткостью. Жесткость кузова оценивается углом его закручивания при опоре груженого автобуса на три колеса (вывешено одно переднее колесо). Угол закручивания, отнесенный к полной длине, составляет 3,5—5,5 мин/м (угловой минуты на метр).

Система вентиляции и отопления кузова должна обеспечивать в салоне необходимый микроклимат. В кузовах, предназначенных для северных районов, теплоизоляция и отопление должны обеспечивать температуру +18°С при температуре окружающего воздуха до —35°С с автоматическим ее регулированием. В зимнее время подача воздуха на одного пассажира должна быть не менее 0,4 м³/мин. Скорость движения воздуха на уровне головы пассажиров не более 0,15 м/с. Уровень шума в салоне не более 75 дБ.

Высокая жесткость кузова обеспечивает его общую статическую и усталостную прочность. Основной причиной разрушения автобусных кузовов является коррозия. В хороших дорожных условиях при надежной защите от коррозии срок службы кузова составляет 400—500 тыс. км. Для защиты кузова от коррозии штамповка его деталей производится с применением специальных эмульсий, улучшающих качество поверхности. Детали после сварки промываются, фосфатируются и грунтуются.

Некоторые зарубежные фирмы для штамповки деталей кузовов применяют оцинкованную сталь. Даже при повреждениях покрытия оно обеспечивает электрохимическую защиту основного металла от коррозии. При применении в конструкции кузова цветных и черных металлов они должны быть разделены от непосредственного контакта с целью исключения электрохимических про-

цессов. Развитию процессов коррозии способствует повышенная влажность воздуха и его загрязнение углекислым газом, сернистым ангидридом и т. д.

Для защиты кузова от абразивного воздействия частиц песка на днище и крылья наносится специальное покрытие.

Оборудование кузова определяется его назначением (маршрутный, экскурсионный, междугородный, туристский и т. д.). Компоновка должна обеспечивать удобство посадки, выхода и перемещения пассажиров в салоне, хороший комфорт, обзор, а также травмобезопасность внутреннего оборудования.

Кузова легковых автомобилей классифицируются в зависимости от числа дверей и конструкции верха (крыши). Наибольшую безопасность и удобства для пассажиров обеспечивают закрытые кузова. Они имеют лучшую обтекаемость по сравнению с открытыми.

Самым распространенным кузовом является закрытый четырехдверный с двумя рядами сидений, который получил название с е д а н (ГАЗ-24, Москвич-412). Л и м у з и н отличается от седана наличием стеклянной перегородки за спинкой передних сидений. Устанавливается на автомобилях высшего класса (ЗИЛ-114). Тот и другой кузова могут иметь и дополнительный ряд откидных сидений. К у п е — закрытый двухдверный кузов. Необходимость откидывать передние сидения для доступа к задним ухудшает условия посадки пассажиров. Применяется только на малолитражных автомобилях, рассчитанных на индивидуальных владельцев.

Открытые кузова имеют меньшую жесткость, требуют более прочного основания. Они имеют значительно меньшее распространение (для районов с теплым климатом, спортивные и специальные автомобили). Кузов типа ф а э т о н имеет крышу в виде убирающегося тента и съемные боковины, в которых выполнены окна (ГАЗ-69). К а б р и о л е т — кузов с убирающейся жесткой или мягкой крышей и опускающимися стеклами в дверях и боковинах. Кузов типа х а р д т о п имеет жесткую неубирающуюся крышу без боковых стоек. Боковые стекла опускающиеся.

На легковых автомобилях массового производства применяются преимущественно панельные и каркасно-панельные кузова. На рис. XVII.6 показан кузов легкового автомобиля, состоящий из штампованных стальных панелей. Панели имеют выпуклую форму и соединяются электросваркой.

Кузов является наиболее ответственной и дорогой частью легкового автомобиля. Стоимость кузова составляет в среднем 55% его стоимости (30% приходится на стоимость двигателя и силовой передачи и 15% на стоимость ходовой части). Вес несущего кузова легкового автомобиля составляет 45—50% от его сухого веса. Отношение веса кузова к площади его горизонтальной проекции в пределах $650\text{--}700 \text{ Н/м}^2$ ($65\text{--}70 \text{ кгс/м}^2$).

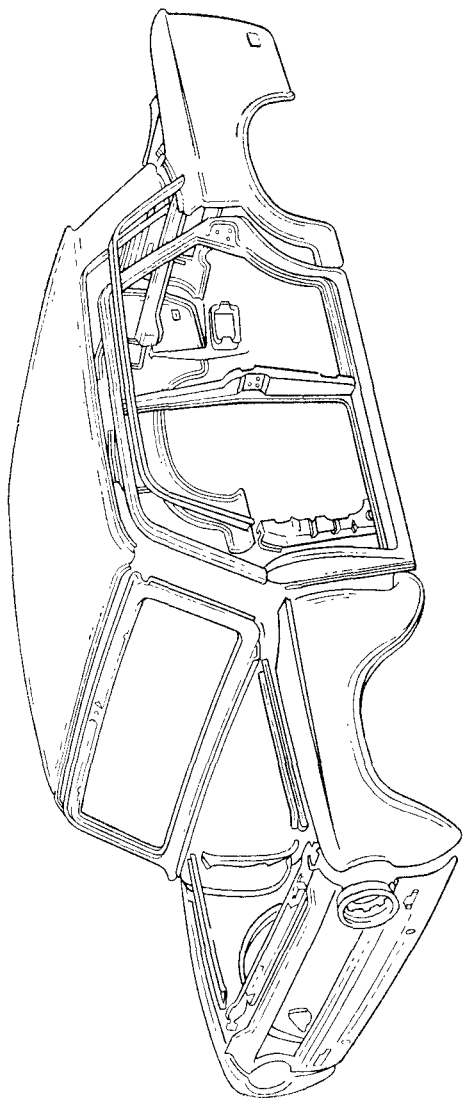


Рис. XII.6. Панельный кузов легкого автомобиля

Несущий кузов легкового автомобиля должен обладать высокой изгибной и крутильной жесткостью. У закрытого кузова при полной нагрузке стрела прогиба на базе равной его полной длине допускается не более 1 мм. Крутильная жесткость кузова порядка $6,1 \cdot 10^5$ Н·м/рад (1060 кгс·м/градус).

Требования к кузову из условий безопасности рассмотрены выше, в гл. 1.

Использование габаритов кузова оценивается отношением длины пассажирского помещения к длине кузова. За длину пассажирского помещения условно принимают расстояние от середины педали тормоза до спинки заднего сидения. У существующих кузовов это отношение в среднем равно 0,45—0,55. С ростом интенсивности движения в городах развивается тенденция создания более компактных автомобилей.

Внешние формы кузова должны обеспечивать его хорошую обтекаемость, т. е. малое значение фактора сопротивления воздуха kF и отсутствие зон разрежения, которые вызывают осаждение на поверхности кузова пыли и грязи. Форма кузова должна обеспечивать хорошую аэродинамическую устойчивость автомобиля при воздействии бокового ветра.

Внешние формы кузова в значительной мере подвержены требованиям моды.

В конструкции металлических кузовов пластмассы широко применяются для

внутренней обшивки, для отделки и для изготовления малонагруженных деталей. Кузова, в конструкции которых пластмассы являются основным материалом, называют пластмассовым. По силовой схеме они делятся на каркасные и панельные.

Каркас пластмассового кузова выполнен из стальных штампованных профилей и выполняет функции несущей системы. Облицовка кузова изготавливается из пластмассовых панелей, которые получают методом горячего прессования из листового материала или вакуумного формования. После отверждения панели склеиваются в единую оболочку, которая устанавливается на каркас («Трабант», ГДР).

Объемный вес высокопрочных пластмасс в 4—5 раз меньше стали. Если толщина панели в 2—3 раза больше стального листа, то она будет обладать большей жесткостью и меньшим весом. Поэтому вес пластмассового кузова может быть уменьшен на 15—30% по сравнению с металлическим. Пластмассовые панели не требуют рихтовки и подгонки при сборке, что упрощает производство.

Время формовки или прессования пластмассовых панелей достигает нескольких минут. Поэтому для производства пластмассовых панелей необходимо в 40—50 раз больше единиц оборудования, чем для штамповки того же количества стальных деталей. В связи с этим пластмассовые кузова применяются главным образом в мелкосерийном производстве.

Панельные кузова собираются из армированных пластмассовых панелей без каркаса. Штампованная стальная арматура заформовывается в панели в местах их соединения с другими панелями. Кромки арматуры соединяются между собой сваркой, заклепками или винтами.

Отдельные пластмассовые детали кузовов изготавливаются методом литья под давлением (щиток приборов, раскладки окон и т. д.).

Кабины грузовых автомобилей обычно выполняются стальными каркасно-панельной конструкции. Реже, в условиях мелкосерийного производства, применяют кабины с деревянным каркасом, обшитым листовой сталью. Деревянные детали должны быть пропитаны антисептическим составом.

Кабины, применяемые на грузовых автомобилях, различаются числом мест и компоновкой. Одноместные кабины (внутренняя ширина 1000 мм) применяются на самосвалах, автокранах и других специальных автомобилях. Ширина двухместной кабины 1500, трехместной 2000 мм. На автомобилях для междугородных перевозок применяют кабины со спальным местом и санузлом. Требования к кабинам регламентируются ГОСТ 9734—61 «Кабины. Рабочее место водителя».

Кабины, устанавливаемые над двигателем, выполняют откидывающимися или снабжают люком для демонтажа двигателя. Отки-

дывающаяся кабина должна иметь жесткое основание и повышенную прочность.

Кузова грузовых автомобилей специализуются по роду перевозимого груза. На автомобилях общего назначения устанавливают металлические, деревянные или деревянные с металлической оковкой бортовые платформы. Деревянные детали платформ изготавливаются по ГОСТ 9008—64.

Платформы обладают малой жесткостью, их крепят к лонжеронам рамы стремлянками. Размеры платформ стандартизованы (ГОСТ 8891—58). При грузоподъемности до 2000 кгс удельная емкость платформ $2 \cdot 10^{-3}$ м³/кгс с увеличением грузоподъемности она снижается и при грузоподъемности более 6000 кгс составляет $1 \cdot 10^{-3}$ м³/кгс. Для перевозки грузов с малым объемным весом применяют платформы увеличенной емкости с надставными решетчатыми бортами и закрытые кузова — фургоны.

Саморазгружающиеся кузова применяются для перевозки насыпных грузов. По назначению они делятся на три категории: для сельскохозяйственных грузов, для строительных материалов и для горных пород.

Удельная емкость кузовов сельскохозяйственных самосвалов $1,5 \cdot 10^{-3}$ м³/кгс, строительных $0,73 \cdot 10^{-3}$ м³/кгс и карьерных $0,56 \times 10^{-3}$ м³/кгс. Кузова с откидным бортом имеют угол подъема не менее 45°, а ковшовые — 65°. Для улучшения разгрузки применяют механизмы встряхивания кузова при подъеме.

Жесткость кузова должна быть достаточной, чтобы исключить его деформации и перекосы при подъеме, когда он опирается на три точки. Кроме того, при погрузке экскаваторами на кузов действуют ударные нагрузки.

Стальные кузова разрушаются преимущественно вследствие истирания и коррозии. Лучшей износостойкостью обладают алюминиевые кузова. Однако они хуже сопротивляются ударным нагрузкам и применяются для мелкозернистых материалов (песок, гравий и т. д.). Несмотря на большую стоимость материала применение алюминиевых сплавов дает общую экономию благодаря снижению веса кузова на 30% и увеличению его срока службы в четыре раза.

Цистерны для наливных пищевых продуктов изготавливаются из нержавеющей стали X18H10T. Технические требования по ГОСТ 9218—59.

Для нефтепродуктов применяются цистерны двух типов: транспортные, предназначенные только для перевозки, и топливозаправочные, которые используются и для перевозки и как топливозаправщики. Последние снабжаются механическим насосом с раздаточными кранами, фильтром тонкой очистки топлива и другим оборудованием согласно ГОСТ 6030—62.

Крутильная жесткость корпуса цистерны во много раз больше рамы. Поэтому их жесткое соединение не допускается, так как приводит к ограничению угловых деформаций рамы на участке

крепления цистерны. Это приводит к увеличению угла закручивания на остальной длине рамы, соответственно возрастают напряжения кручения и снижается прочность рамы. Обычно применяют крепление накладными лентами, концы которых имеют резьбу и проходят через бобышки подставок. Подставки крепятся к раме с помощью резино-металлических втулок.

Сменные кузова получили применение на автомобилях с пневматической подвеской. Для съема кузова в баллоны подвески подается сжатый воздух, и кузов приподнимается вместе с рамой на 90—100 мм. Из кузова выдвигаются опоры, после чего он отсоединяется от рамы. Давление в баллонах снижается, и автомобиль выезжает из-под кузова. Для удобства маневрирования передние опоры раздвинуты в стороны. Установка другого кузова производится в обратном порядке.

§ 84. ОСНОВЫ РАСЧЕТА РАМ И КУЗОВОВ

Схемы нагружения рамы двухосного автомобиля показаны на рис. XVII.7. В статическом положении (схема *a*) рама опирается на четыре колеса. Опорные реакции на правые колеса $G_{1п}$ и $G_{2п}$ соответственно равны опорным реакциям на левые колеса $G_{1л}$ и $G_{2л}$.

Нагрузки $P_1—P_9$, действующие на раму в статическом положении, определяются весом поддрессоренных частей автомобиля (двигатель, коробка передач, кабина, платформа с грузом и т. д.). Они действуют симметрично относительно продольной оси автомобиля и вызывают изгиб лонжеронов в вертикальной плоскости. Напряжения от статической нагрузки невелики.

В движении на автомобиль действуют динамические нагрузки, соответственно происходит изменение опорных реакций. Для оценки прочности несущей системы наиболее характерными являются два режима нагружения.

Первый режим — движение с большой скоростью по дороге с мелкими неровностями. В этом случае поддрессоренные части автомобиля совершают интенсивные вертикальные колебания, и на лонжероны действуют динамические нагрузки, которые могут быть выражены через статические

$$P_i = P_{i\text{ст}} \frac{j_i}{g} = P_{i\text{ст}} k_d, \quad (\text{XVII.1})$$

где $P_{i\text{ст}}$ — величина статической нагрузки; j_i — вертикальное ускорение в точке приложения этой нагрузки; g — ускорение силы тяжести; k_d — коэффициент динамичности.

С некоторым приближением вертикальные динамические нагрузки в этом случае можно считать симметричными как и при статическом нагружении (рис. XVII.7, *a*). Следовательно, лонжероны рамы при этом режиме работают на изгиб.

Второй режим — преодоление больших неровностей (рис. XVII.7, *б*), когда одно колесо разгружается или полностью

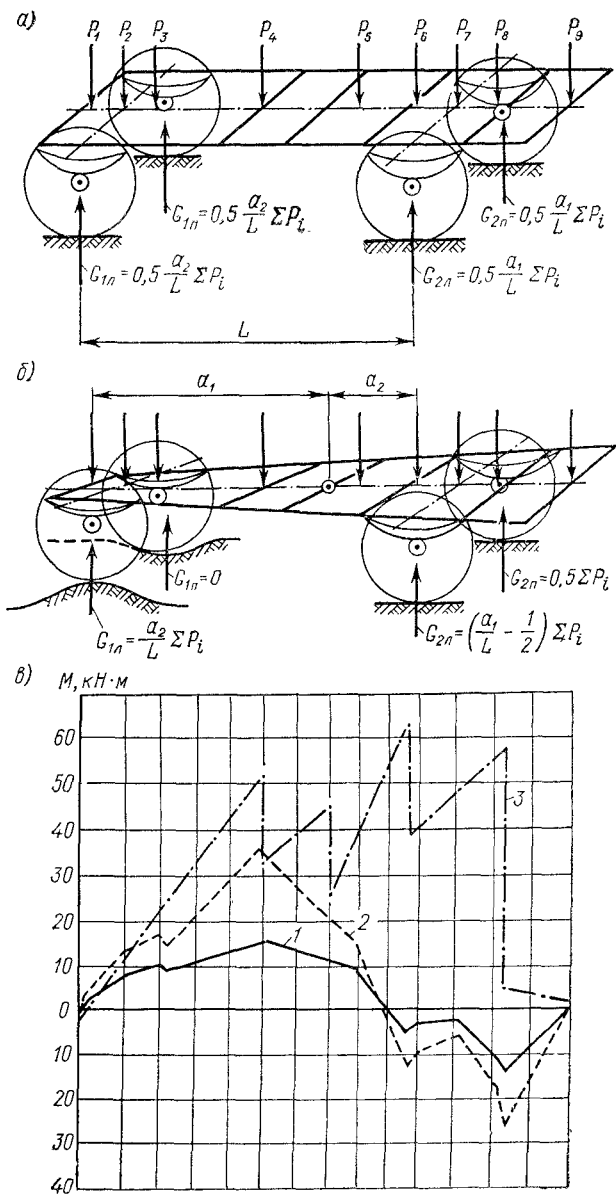


Рис. XVII.7. Схемы нагружения рамы и эпюры моментов

вывешивается (движение по разбитой грунтовой дороге, переезд кювета, насыпи под углом). При этом опорные реакции несимметричны, и рама работает на кручение.

Момент, закручивающий раму, определяется формулой

$$M_p = \alpha c_p, \quad (\text{XVII.2})$$

где α — угол закручивания рамы на длине, равной базе автомобиля; c_p — угловая жесткость рамы, Н·м/рад.

Угол закручивания рамы может быть выражен через глубину впадины h

$$\alpha = \frac{h}{B} \frac{c_{\Pi}}{c_{\Pi} + c_p}, \quad (\text{XVII.3})$$

где B — ширина колеи; c_{Π} — угловая жесткость подвески, определяемая из формулы

$$c_{\Pi} = \frac{1}{2 \left(\frac{1}{B_1^2 c_1} + \frac{1}{B_2^2 c_2} + \frac{1}{B^2 c_{ш1}} + \frac{1}{B^2 c_{ш2}} \right)},$$

где B_1, B_2 — расстояния между рессорами передней и задней подвесок; c_1 и c_2 — жесткости передней и задней рессор; $c_{ш1}$ и $c_{ш2}$ — жесткости шин переднего и заднего колес; B — ширина колеи.

При вывешивании одного колеса момент, закручивающий раму, достигает максимального значения

$$M_{p \max} = \frac{a_2 \sum P_i}{L} \frac{B}{2}, \quad (\text{XVII.4})$$

где a_2 — расстояние от центра тяжести автомобиля до более нагруженной оси, опирающейся на два колеса.

На графике, приведенном на рис. XVII.7, *в*, показаны эпюры моментов, действующих по длине лонжерона рамы двухосного автомобиля в трех случаях: 1 — при статической нагрузке, 2 — при динамической нагрузке (для передней оси $k_{д1} = 1,5$ и для задней $k_{д2} = 1,7$) и 3 — при переезде впадины с вывешиванием переднего правого колеса. Как видно из графика, при первом режиме нагрузки превосходят статические в 2,3 раза, а при втором режиме в 4,3.

Силы инерции, действующие на раму при разгоне, торможении и повороте автомобиля сравнительно невелики и обычно не учитываются. Кроме того, на раму передаются усилия от рулевой сошки, тягово-сцепного устройства и амортизаторов. Через подвеску на раму передаются также горизонтальные силы — тяговая и тормозная. Эти нагрузки учитываются при оценке местной прочности рамы, т. е. тех ее элементов, которые их непосредственно воспринимают.

Прочность рамы при изгибе оценивается применительно к первому режиму. Рама рассматривается как плоская

стержневая система, нагруженная сосредоточенными силами. Криволинейность отдельных стержней, как правило, не учитывается. Расчету подвергается один лонжерон. За расчетную нагрузку принимают половину всей нагрузки, действующей на раму. Если нагрузка на правый и левый лонжероны в значительной мере неодинаковая, то расчет производится по наиболее нагруженному лонжерону.

При расчете на изгиб вертикальные динамические нагрузки определяются путем умножения статических нагрузок на соответствующие им динамические коэффициенты ($k_{ди}$). Для определения динамических коэффициентов величины ускорений подрессорных масс принимаются на основании экспериментальных данных.

Действующие на раму статические нагрузки представляют веса отдельных агрегатов, сосредоточенные в их центрах тяжести. Нагрузка от агрегатов, имеющих на раме несколько точек опоры (двигатель, кабина), распределяется по этим опорам в соответствии с расположением их центра тяжести. Вес самой рамы с кронштейнами учитывается путем разбивки ее на участки, вес которых принимается сосредоточенным в центре участка.

По величине вертикальных нагрузок, действующих на раму, определяются опорные реакции. При этом рама рассматривается как балка на двух опорах, которыми являются оси автомобиля. Если подвеска автомобиля выполнена на продольных полуэллиптических листовых рессорах, то каждая опорная реакция распределяется на две составляющие, приложенные по концам рессоры к кронштейнам.

Для определения изгибающих моментов используется зависимость

$$M_i = M_{i-1} + Q_{i-1} \Delta l, \quad (\text{XVII.5})$$

где M_i — изгибающий момент в i -м сечении; M_{i-1} — изгибающий момент и Q_{i-1} — перерезывающая сила в $(i-1)$ -м сечении; Δl — расстояние между i -м и $(i-1)$ -м сечениями.

Напряжения изгиба определяются по формуле

$$\sigma_i = \frac{M_i}{J_i} y = \frac{M_i}{W}, \quad (\text{XVII.6})$$

где J_i — эквивалентный момент инерции сечения; y — вертикальная координата; W — экваториальный момент сопротивления сечения.

При расчете рамы на изгиб предполагается, что нагрузки приложены в центрах изгиба поперечных сечений лонжеронов. В тех случаях, когда действующие силы не совпадают с осью, проходящей через центр изгиба, и вызывают кручение элементов рамы, необходимо определять дополнительные напряжения, вызванные кручением. Так, в местах передачи на раму сосредоточенных нагрузок от кронштейнов крепления рессор, кабины, запасного

колеса, бензобаков и других агрегатов возможно возникновение значительных крутящих моментов. Для уменьшения напряжений кручения в лонжеронах в местах крепления этих кронштейнов устанавливают поперечины.

У многоосных автомобилей наибольшие моменты, изгибающие раму, возникают при перераспределении осевых нагрузок между мостами, вызванном неровностями дороги.

На рис. XVII.8 в качестве примера показаны схемы нагрузок и соответствующие им эпюры изгибающих моментов, действующих на раму четырехосного автомобиля-самосвала при преодолении типовых неровностей.

На ровной дороге (схема *a*) нормальные реакции распределяются между осями в соответствии со схемой подвески. Максимальный изгибающий момент соответствует сечению по оси балансира задней тележки.

При преодолении широкой впадины (схема *з*) вывешиваются колеса второй и третьей осей. Максимальный изгибающий момент действует в среднем сечении рамы. В момент переезда выступа (схема *б*) вывешиваются крайние оси; изгибающий момент имеет максимумы в сечениях по второй и третьей осям. Когда колеса первой и третьей осей преодолевают две последовательно расположенные впадины (схема *б*), максимальный изгибающий

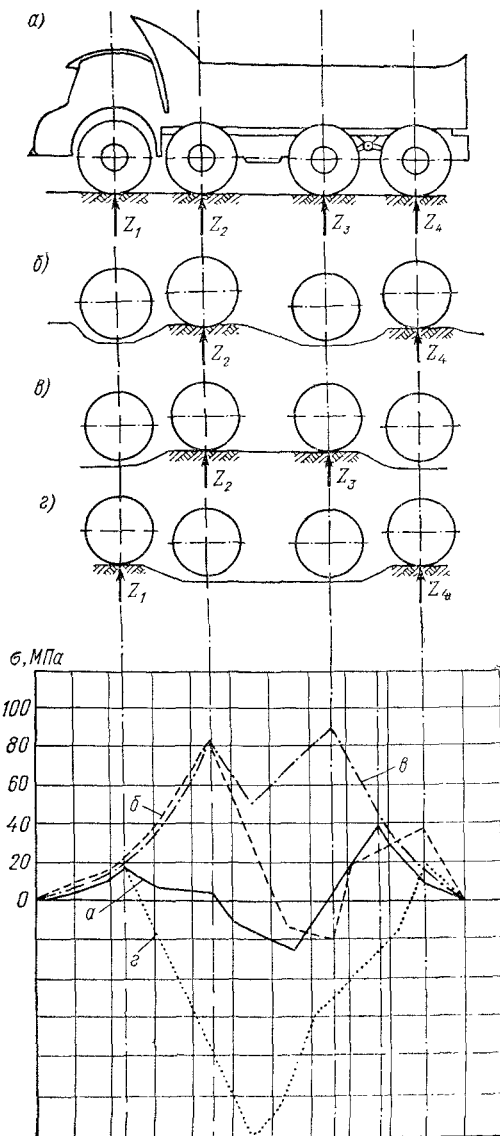


Рис. XVII.8. Схемы нагрузок для рамы четырехосного автомобиля и эпюры изгибающих моментов

момент действует в сечении второй оси. Из сопоставления эпюр видно, что изгибающие моменты, возникающие при переезде неровностей, в 2,5—3,5 раза больше, чем при движении по ровной поверхности.

Кручение рамы происходит при несимметричном действии нагрузки. Лонжеронная рама в этом случае представляет статически неопределимую систему. Степень статической неопределимости определяется выражением

$$n = 2(m - 1),$$

где m — число поперечин.

Определение неизвестных силовых факторов в общем случае требует решения системы канонических уравнений и представляет трудоемкую задачу. Лонжероны и поперечины в конструктивном отношении представляют тонкостенные профили. Расчет таких профилей на кручение имеет существенные особенности. Поперечные сечения стержней при кручении искривляются и становятся неплоскими, происходит так называемая депланация. Соединения поперечин с лонжеронами препятствуют их депланации. В результате при кручении тонкостенных стержней кроме касательных напряжений возникают нормальные напряжения стесненного кручения, которые необходимо учитывать. Поэтому расчет рам на кручение базируется на теории тонкостенных профилей [XVII.2,6].

Существуют упрощенные методы расчета автомобильных рам на кручение, учитывающие их характерные конструктивные особенности.

В работе Д. Б. Гельфгата и В. А. Ошнокова [XVII.3] показано, что стержни автомобильных рам обычно имеют изгибную жесткость, во много раз большую, чем жесткость на кручение. На этом основании деформацией изгиба при кручении рамы можно пренебречь, считая, что перемещения осуществляются только за счет кручения стержней.

Такое допущение дает возможность все внутренние силовые факторы выразить через один параметр — угол закручивания рамы α или внешний момент M_p и тем самым свести расчет к статически определимой задаче.

Если раму разрезать по плоскости симметрии и в местах разреза приложить внутренние силовые факторы, то мы получим расчетную схему рамы при кручении (рис. XVII.9), где 1—6 поперечины.

Моменты, приложенные к поперечинам, определяются по формуле

$$M_i = - \frac{J_{pi}}{J_p} M_p, \quad (\text{XVII.7})$$

где M_p — внешний момент, приложенный к раме [формулы (XVII.2 и 4)]; J_{pi} — полярный момент инерции i -й поперечины; J_p — приведенный момент инерции всей рамы при кручении.

Перерезывающие силы вычисляются по формуле

$$Q_i = 2 \frac{J_{i, i+1} - J_{i-1, i}}{b J_p} M_p, \quad (\text{XVII.8})$$

где b — длина поперечины; $J_{i, i+1}$ — полярный момент инерции лонжерона на участке между i -й и $(i+1)$ -й поперечинами; $J_{i-1, i}$ — то же на участке между i -й и $(i-1)$ -й поперечинами.

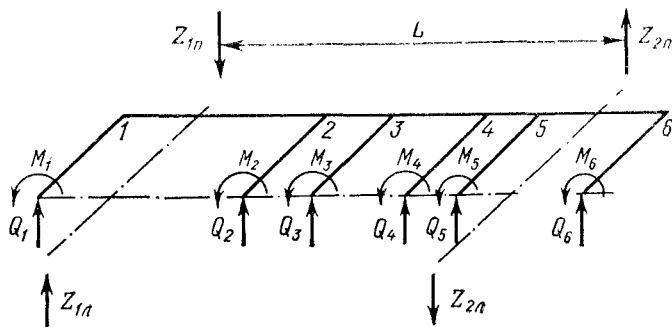


Рис. XVII.9. Расчетная схема рамы при кручении

Приведенный момент инерции рамы при кручении вычисляется по формуле

$$J_p = \frac{2}{L} \left[J_{1, 2} l_{1, 2} + J_{2, 3} l_{2, 3} + \dots + J_{i-1, n} l_{i-1, n} + \right. \\ \left. + \frac{b}{2} (J_{n1} + J_{n2} + \dots + J_{ni}) \right]. \quad (\text{XVII.9})$$

Моменты, действующие на участки лонжеронов между поперечинами, определяются по формуле

$$M_{i, i+1} = \frac{J_{i, i+1}}{J_p} M_p. \quad (\text{XVII.10})$$

Перерезывающие силы Q_i и моменты M_i [формулы (XVII.7) и (XVII.8)], действующие на поперечины, вызывают изгиб лонжеронов. Эпюра изгибающих моментов для поперечин определяется перерезывающими силами.

Поломки рам в ряде случаев происходят в местах соединения поперечин с лонжеронами. Часто трещины возникают у края полок лонжеронов. Эти случаи связаны с условиями эксплуатации, которые вызывают значительное закручивание рамы. В нормальных дорожных условиях углы закручивания рамы не превышают $3-4^\circ$. В наиболее тяжелых условиях движения вне дорог они достигают $13-16^\circ$. При этом рама испытывает значительные перегрузки и напряжения в отдельных сечениях доходят до предела текучести материала.

Для оценки прочности стержней рамы при кручении используются приближенные зависимости [XVII.3], основанные на допущении полного запрещения деформации в узлах рамы. Это дает несколько завышенное значение бимоента и составляющей напряжений стесненного кручения.

При кручении тонкостенных стержней нормальные напряжения определяются формулой

$$\sigma = \frac{M_x}{J_x} y + \frac{B}{J_\omega} \omega = \sigma_{изг} + \sigma_\omega. \quad (\text{XVII.11})$$

Первый член определяет напряжения от изгибающего момента, а второй — стесненного кручения от бимоента B .

Для стержней открытого профиля наибольшие напряжения стесненного кручения

$$\sigma_\omega = \frac{B\omega}{J_\omega} = \frac{6E\alpha}{Ll} \omega, \quad (\text{XVII.12})$$

где α — угол закручивания рамы по формуле (XVII.3); l — длина стержня; ω — секториальная координата; J_ω — секториальный момент инерции сечения стержня.

Приближенное значение бимоента определяется формулой

$$B = \frac{6E\alpha}{Ll} J_\omega.$$

Для стержней закрытого профиля

$$B = \sqrt{\frac{uG\bar{J}_{кр}}{E\bar{J}_\omega}} \frac{E\bar{J}_\omega}{L} \alpha,$$

где u — коэффициент искажения сечения; $J_{кр}$ — полярный момент инерции; \bar{J}_ω — приведенный секториальный момент инерции.

Наибольшие нормальные напряжения

$$\sigma_\omega = k' \frac{E\alpha}{L} \bar{\omega}, \quad (\text{XVII.13})$$

где $k' = \sqrt{\frac{uGJ_{кр}}{E\bar{J}_\omega}}$ — изгибно-крутильная характеристика стержня; $\bar{\omega}$ — обобщенная секториальная площадь сечения стержня.

Изложенный метод не применим для рам, у которых жесткость поперечин больше жесткости лонжеронов.

В работе Б. В. Проскуракова [XVII.5] дан метод расчета рам с поперечинами, имеющими большую жесткость при кручении. Рама рассматривается как балка, спаренная из двух лонжеронов и нагруженная сосредоточенными внешними моментами через подвеску. Внутренние усилия от взаимодействия поперечин с лонжеронами заменяются сосредоточенными бимоентами.

При конструировании рам в ряде случаев возникает необходимость в местном увеличении сопротивления лонжеронов действию изгибающих моментов путем установки усилителей (вставок). Это приводит к ступенчатому изменению жесткости лонжеронов и может явиться причиной их поломки у края усилителя от напряжений, возникающих при скручивании. При установке такого рода усилителей их крепление должно обеспечивать свободу деформаций полок, при которой устраняется опасность их поломки.

Выбор основных параметров лонжеронных рам в значительной мере основан на приближенных расчетных данных. Жесткость рамы на кручение, а также величины действительных деформаций и напряжений в наиболее характерных сечениях целесообразно проверять экспериментальным путем на моделях или при натуральных испытаниях опытных образцов. Модель рамы изготавливается в масштабе не менее чем 1 : 5.

Для определения напряжений, возникающих в отдельных сечениях рамы при различных режимах нагрузки, используются проволочные тензометры. В каждой точке должно быть наклеено по три тензометра, образующих розетку деформаций. Если тензометры образуют с осью элемента рамы углы 0° , 60° и 120° , то величины главных относительных деформаций ε_1 и ε_2 могут быть вычислены по формуле

$$\varepsilon_{12} = \frac{1}{3} (\varepsilon_0 + \varepsilon_{60} + \varepsilon_{120}) \pm \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_0 - \varepsilon_{60})^2 + (\varepsilon_0 - \varepsilon_{120})^2 + (\varepsilon_{60} - \varepsilon_{120})^2}.$$

Величины главных напряжений σ_1 и σ_2 через главные деформации выражаются соотношениями:

$$\sigma_1 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_1 + \mu \varepsilon_2);$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1),$$

где μ — коэффициент Пуассона.

Направление главных напряжений с продольной осью образует угол φ_0

$$\operatorname{tg} 2\varphi_0 = \frac{\sqrt{3} (\varepsilon_{60} - \varepsilon_{120})}{2\varepsilon_0 - \varepsilon_{60} - \varepsilon_{120}}.$$

Максимальные касательные напряжения: $\tau = \pm (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) G$.

Н е с у щ и й к у з о в представляет собой тонкостенную коробчатую оболочку с оконными и дверными проемами. При движении автомобиля кузов воспринимает изгибающие нагрузки от полезного груза и собственного веса, скручивающие нагрузки при боковом крене и перекосах осей, инерционные нагрузки при разгоне и торможении, испытывает вибрации при собственных колебаниях. Расчет несущего кузова производится методами строительной механики с неизбежными упрощениями и допущениями,

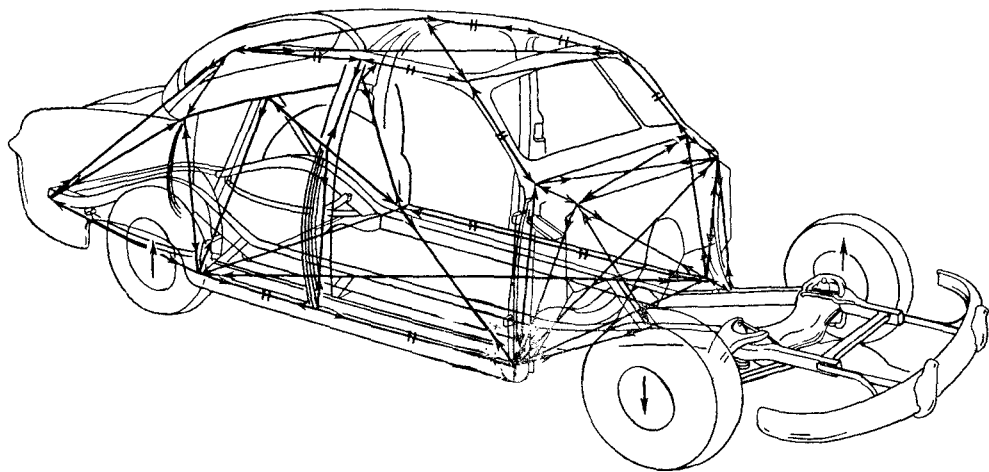


Рис. XVII.10. Схемы усилий, действующих на кузов легкового автомобиля при изгибе (а)
и кручении (б):

←→ — растяжение; →← — сжатие; # — — изгиб.

значительно снижающими достоверность результатов. Поэтому основным методом оценки прочности кузова являются испытания на изгиб и кручение.

На рис. XVII.10 показаны схемы усилий, действующих на кузов легкового автомобиля при кручении.

На переднюю открытую часть кузова приходится значительная нагрузка от двигателя и его систем. Задняя закрытая часть (корпус) воспринимает распределенную нагрузку от пассажиров, багажа и топливного бака. Жесткость кузова должна быть возможно более равномерной по его длине. Поэтому передняя часть выполняется из усиленных элементов, тогда как задняя может изготавливаться из более легких стержней и панелей.

Напряжения, возникающие в деталях кузова при кручении в 2—3 раза больше, чем при изгибе. Оптимальной считается жесткость, при которой угол закручивания на метр длины не более 15'.

В производстве кузовов-фургонов широко применяются армированные трехслойные панели, которые получают путем склеивания двух листов обшивки с промежуточным слоем армированного ячеистого материала (сотопласт или поропласт). В качестве обшивки применяют алюминиевые листы, стеклотекстолит и другие конструкционные материалы.

При замене стали пластмассами для получения той же прочности и жесткости конструкции необходимо соответствующим образом увеличивать моменты инерции поперечных сечений деталей. Так, например, при замене стали стеклотекстолитом высота (толщина) прямоугольного сечения из условий равной жесткости должна быть увеличена по соотношению

$$h_{\text{п}} = h_{\text{с}} \sqrt[3]{\frac{E_{\text{с}}}{E_{\text{п}}}} \approx (1,8 - 2,5) h_{\text{с}},$$

где $h_{\text{п}}$ — высота сечения пластмассового элемента; $h_{\text{с}}$ — высота сечения стального элемента; $E_{\text{с}}$ — модуль упругости стали; $E_{\text{п}}$ — модуль упругости пластмассы.

Так как удельный вес стеклопластиков в 4 раза меньше, чем у стали, то при таком увеличении размера поперечного сечения будет обеспечено значительное уменьшение веса детали.

Список литературы к гл. XVII

1. Б о ч а р о в Н. Ф. Расчет автомобильных рам на прочность. В сб. МВТУ, «Автомобиль», 1955, вып. 61.
2. В л а с о в В. З. Тонкостенные упругие стержни. М., Физматиздат, 1959. 250 с.
3. Г е л ь ф а т Д. Б. и О ш н о к о в В. А. Рамы грузовых автомобилей. М., Машгиз, 1959. 232 с.
4. Д о л м а т о в с к и й Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов. М., Машгиз, 1962. 319 с.
5. П р о с к у р я к о в Б. В. Динамика и прочность рам и корпусов. Л., «Машиностроение», 1972. 250 с.
6. У м а н с к и й А. А. Кручение и изгиб тонкостенных авиаконструкций. М., Оборонгиз, 1939. 300 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава I. Типы автомобилей и требования, предъявляемые к ним	5
§ 1. Автомобили, предназначенные в основном для движения по дорогам с твердым покрытием	—
§ 2. Требования, предъявляемые к автомобилям	6
§ 3. Автомобили повышенной и высокой проходимости	10
§ 4. Требования к «безопасному» автомобилю	14
Глава II. Основные параметры автомобилей	20
§ 5. Габаритные размеры и геометрические параметры проходимости (ГПП)	—
§ 6. Масса и сила тяжести (вес)	22
§ 7. Тяговые свойства	25
§ 8. Надежность автомобилей	27
§ 9. Срок службы	32
§ 10. Антропометрические данные. Обзор	35
§ 11. Компоновка автомобиля	38
Глава III. Материалы деталей автомобилей	—
§ 12. Стали и чугуны	45
§ 13. Цветные металлы и сплавы	51
§ 14. Резина и пластмассы	53
§ 15. Фрикционные материалы	56
Глава IV. Нагрузочные и расчетные режимы. Методы расчета	59
§ 16. Виды нагрузок, действующих на детали автомобиля	—
§ 17. Расчетные режимы и методы	66
§ 18. Основы расчета на усталость	84
Глава V. Сцепление	93
§ 19. Требования к сцеплению. Классификация	—
§ 20. Конструкции сцеплений и их анализ	94
§ 21. Приводы управления сцеплением	105
§ 22. Определение момента дискового сцепления и расчет его деталей	112
§ 23. Износостойкость и тепловой режим сцепления	117
Глава VI. Ступенчатые коробки передач	126
§ 24. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 25. Коробки передач с неподвижными осями валов	128
§ 26. Планетарные коробки передач	135

§ 27. Механизмы переключения передач	140
§ 28. Основы расчета коробок передач	151
§ 29. Раздаточные коробки	161
Глава VII. Бесступенчатые передачи	165
§ 30. Требования к бесступенчатым передачам. Классификация	—
§ 31. Гидродинамические передачи (гидродинамические трансформаторы)	167
§ 32. Гидрообъемные передачи (гидрообъемные трансформаторы)	186
§ 33. Электрические передачи (электрические трансформаторы)	201
Глава VIII. Карданные передачи	213
§ 34. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 35. Кинематика карданных шарниров	214
§ 36. Конструкции карданных передач и их анализ	217
§ 37. Критическое число оборотов карданного вала	226
§ 38. Основы расчета карданных передач	230
§ 39. Износ и нагрев карданного шарнира	233
Глава IX. Главные передачи	237
§ 40. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 41. Конструкции главных передач и их анализ	238
§ 42. Силы, действующие в конической паре с криволинейным зубом	244
§ 43. Жесткость, прочность, выносливость	247
Глава X. Дифференциалы	252
§ 44. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 45. Влияние дифференциала на тяговые свойства автомобиля	—
§ 46. Межосевые дифференциалы	256
§ 47. Межколесные дифференциалы	259
§ 48. Основы расчета дифференциалов	265
Глава XI. Приводы к ведущим колесам	270
§ 49. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 50. Конструкция полуосей	273
§ 51. Основы расчета полуосей на прочность	275
§ 52. Расчет полуосей на усталость	281
Глава XII. Балки мостов и поворотные устройства	293
§ 53. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 54. Основы расчета поворотного кулака и балки управляемого моста	297
§ 55. Основы расчета балки ведущего неуправляемого моста	301
§ 56. Жесткость балки моста	306
Глава XIII. Подвески	308
§ 57. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 58. Упругие элементы подвесок	311
§ 59. Направляющие устройства	324
§ 60. Амортизаторы	330
§ 61. Регулирование подвески	335
§ 62. Долговечность подвески	340

Глава XIV. Колеса и шины	344
§ 63. Требования к колесному движителю. Классификация	—
§ 64. Основы конструкции и элементы расчета шин тороидного профиля	346
§ 65. Специальные шины	359
§ 66. Ободья и ступицы колес	367
§ 67. Оборудование для регулирования давления воздуха в шинах	373
Глава XV. Тормозные системы автомобилей и автопоездов (автотранспортных средств АТС)	378
§ 68. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 69. Тормозные механизмы колодочного типа	381
§ 70. Графический метод расчета тормозов	387
§ 71. Дисковые и колодочно-дисковые тормоза. Регулировка зазоров в трущихся парах	390
§ 72. Энергетический баланс торможения и нагрев тормозов	398
§ 73. Механические и гидравлические тормозные приводы	402
§ 74. Пневматический и комбинированный приводы	408
§ 75. Регулирующие и корректирующие механизмы тормозов	418
Глава XVI. Рулевое управление	422
§ 76. Требования к рулевому управлению. Классификация	—
§ 77. Рулевые механизмы	425
§ 78. Рулевые приводы	438
§ 79. Усилители рулевого управления	447
§ 80. Основы расчета рулевого управления	465
Глава XVII. Рама и кузова	475
§ 81. Требования к конструкции. Классификация	—
§ 82. Рама	476
§ 83. Кузова	483
§ 84. Основы расчета рам и кузовов	491

*Николай Аркадьевич Бухарин
Владимир Сергеевич Прозоров
Михаил Михайлович Щукин*

А В Т О М О Б И Л И

КОНСТРУКЦИЯ, НАГРУЗОЧНЫЕ РЕЖИМЫ,
РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ,
ПРОЧНОСТЬ АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЯ

Редакторы издательства: *Г. Г. Степанова, Р. Н. Михеева*
Переплет художника *В. Б. Седова*. Технический редактор *А. А. Бардина*
Корректор *И. И. Романова*

Сдано в производство 28/V 1973 г. Подписано к печати 23/X 1973 г. М-36990
Формат бумаги 60×90¹/₁₆. Бумага типографская № 3. Печ. л. 31,5. Уч.-изд. л. 32
Тираж 30 000 экз. Зак. № 316. Цена 1 р. 35 к.

Ленинградское отделение издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»
191065, Ленинград, ул. Дзержинского, 10

Ленинградская типография № 6 Союзполиграфпрома
при Государственном комитете Совета Министров СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
193144, Ленинград, ул. Моисеево, 10