

**КОНСТРУИРОВАНИЕ
И РАСЧЕТ
КОЛЕСНЫХ МАШИН
ВЫСОКОЙ
ПРОХОДИМОСТИ**

•МАШИНОСТРОЕНИЕ•

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОЛЕСНЫХ МАШИН ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Под общей редакцией
Н. Ф. БОЧАРОВА, И. С. ЦИТОВИЧА

Д о п у щ е н о
Министерством высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
высших технических учебных заведений



МОСКВА
«МАШИНОСТРОЕНИЕ»
1983

ББК 39.33
К63
УДК 629.113.028.001.66 (075)

**Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян,
В. М. Семенов, В. С. Цыбин, Л. Ф. Жеглов**

Редактор: *Г. В. Калишев*

Рецензенты: *кафедра «Автомобили и двигатели» завода-вуза
при Московском автозаводе имени Лихачева, Ю. А. Елечистов*

**К63 Конструирование и расчет колесных машин высокой про-
ходимости: Учебник для вузов/Н. Ф. Бочаров, И. С. Цито-
вич, А. А. Полунгян и др.; Под общ. ред. Н. Ф. Бочарова,
И. С. Цитовича. — М.: Машиностроение, 1983. — 299 с., ил.**

В пер.: 1 р. 10 к.

В учебнике рассмотрены вопросы общей компоновки колесных машин, методы выбора и расчетов отдельных сборочных единиц и деталей. Проектировочные и проверочные расчеты основных деталей выполнены, как правило, по переменным нагрузкам с учетом вероятностных характеристик нагрузочного режима и прочности.

К 3603030000-121
038 (01)-83 121-83

ББК 39.33
6Т2.1

© Издательство «Машиностроение», 1983 г.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Ускорение научно-технического прогресса и дальнейшее развитие основных отраслей народного хозяйства страны тесно связаны с постоянным совершенствованием транспортной системы, в которой автомобильный транспорт по объему грузовых перевозок значительно превосходит все другие виды транспорта вместе взятые.

XXVI съезд КПСС поставил перед автомобильной промышленностью масштабные задачи, решение которых позволит обеспечить дальнейшее укрепление материально-технической базы. Одной из главных задач «Основных направлений экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», стоящих перед автомобильной промышленностью, является разработка конструкций и организация серийного выпуска автомобилей и автопоездов высокой проходимости для сельского хозяйства, лесной промышленности и строительства. Решение этой задачи внесет весомый вклад в выполнение «Продовольственной программы СССР на период до 1990 года».

Для дальнейшего увеличения централизованных автомобильных перевозок предусмотрено широкое применение автопоездов с набором прицепов и полуприцепов.

В учебнике изложены теоретические основы конструирования и расчета колесных машин высокой проходимости с учетом особенностей их эксплуатации.

Методики расчетов основных деталей: валов, зубчатых колес и подшипников выполнены в вероятностном аспекте. При этом, нагрузки задаются в виде вариаций кривых распределения, а свойства материалов параметрами статистических распределений. В ряде разделов курса приведен синтез механизмов для выбора оптимальных конструктивных вариантов сборочных единиц машин.

Основное внимание в учебнике уделено расчетам и построению рядов деталей, так как современное проектирование одной детали, для унификации и стандартизации требует рассмотрения всех подобных деталей.

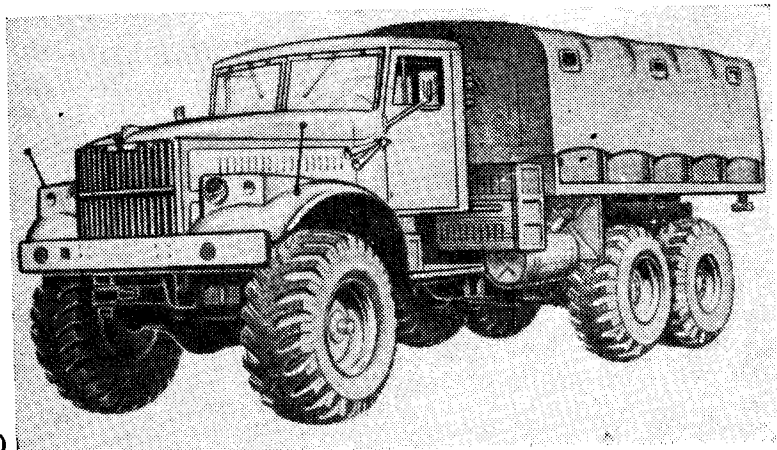
ВВЕДЕНИЕ

Создание и последующее развитие полноприводных автомобилей обусловлены необходимостью осуществления транспортных перевозок в плохих дорожных условиях, а также в условиях районов Севера, Сибири и Дальнего Востока, где использование автомобилей обычных конструкций неэффективно или вообще невозможно. За последние годы производство колесных машин высокой проходимости сформировалось как специфическая отрасль автомобильного производства и автомобильного транспорта, имеющая особенности с точки зрения как конструкции, так и эксплуатации. Однако, несмотря на значительные конструктивные отличия колесных машин от автомобилей обычных конструкций, для их производства используют однотипное технологическое оборудование, а основные сборочные единицы и системы создают максимально унифицированными. Это предопределяет широкие возможности для планирования и организации производства колесных машин в зависимости от требований, предъявляемых к ним, и облегчает производство запасных частей.

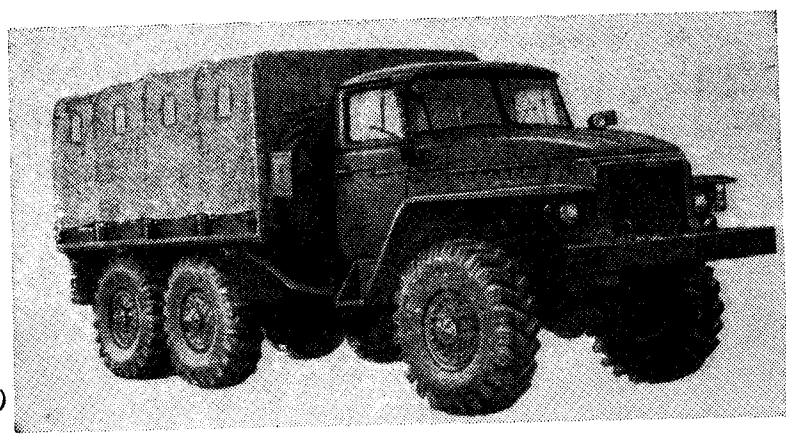
Колесные машины с наибольшим эффектом используются на грунтовых дорогах с низкими сцепными свойствами и малой несущей способностью, где они могут двигаться с высокими средними скоростями, обеспечивая при необходимости буксировку прицепов достаточно большой массы. На рис. 1 показаны общие виды, а в табл. 1 приведены основные данные колесных машин со всеми ведущими колесами.

Одним из основных способов повышения эффективности колесных машин является увеличение грузоподъемности при снижении собственной массы. Грузоподъемность необходимо повышать так, чтобы не снижалась проходимость машин. Это возможно только при применении легких материалов и увеличении числа ведущих осей в автомобилях и автопоездах.

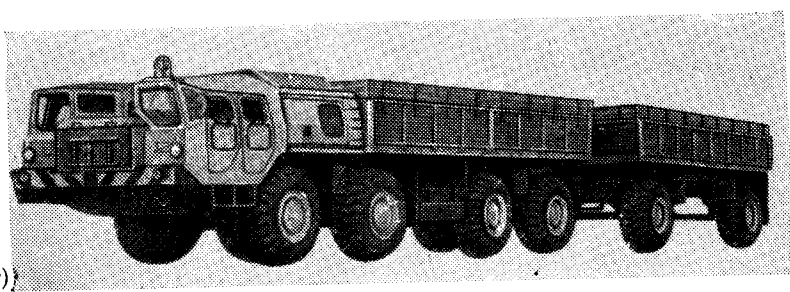
Развитие конструкций колесных машин высокой проходимости связано с совершенствованием прежде всего элементов трансмиссии, ходовой части и системы управления на основе теоретических исследований известных советских ученых Е. А., Чудакова Г. В. Зимелева, А. А. Липгарта, Б. В. Гольда, В. А. Грачева, Н. А. Бухарина и др.



а)



б)



в)

Рис. 1. Колесные машины высокой проходимости:
а — Урал-375Д; б — КраЗ-255Б; в — МАЗ-7310

1. Основные данные полио

Наименование	ЛуАЗ-968М (СССР)	ГАЗ-66 (СССР)	Чепель-Д561 (ВНР)	ЗИЛ-131 (СССР)
Колесная формула	4×4	4×4	4×4	6×6
Грузоподъемность, кг	250	2000	5000	3500
Масса, кг:				
полная	1360	5770	11 100	11 700
буксируемого прицепа	—	2000	7300	6500
Кабина	Полунесу- щий четы- рехместный кузов	двухмест- ная	четырёх- местная	Цельнометалличес трехмест- ная
Двигатель ¹	Карбюраторный		Дизель	Карбю
Максимальная мощность, кВт	28,7	84,6	106,7	110,4
Частота вращения, об/мин	4300	3200	2300	3200
Максимальная скорость ² , км/ч	90	95	88	80
Максимальный угол пре- одолеваемого подъема на су- хом твердом грунте, °	25	30	—	30
Коробка передач	с механиз- мом отбо- ра мощ- ности на задний мост	с синхро- низаторами	с механиз- мом дис- танцион- ного управ- ления	Механическая пятиступенча
Раздаточная коробка	—			Двухступенча с включе- нием перед- него моста при вклю- ченной по- нижающей передаче

¹ С воздушным охлаждением у автомобилей ЛуАЗ-968М и Татра-813.

² Максимальная скорость на воде у автомобиля Алвис Сталварт равна 9 км/ч.

приводных колесных машин

Урал-375 (СССР)	Альвис Сталwart (Велико- британия)	КрАЗ-255Б (СССР)	Латра-813 (ЧССР)	Лукас (ФРГ)	МАЗ-7310 (СССР)
6×6 5 000	6×6 5 000	6×6 7 500	6×6 8 800	8×8 —	8×8 20 000
13 400 10 000	13 400 10 000	11 950 30 000	— 10 000	19 500 —	24 000 25 000
какая трех- местная	трех- местная	Комбини- рованная (кар- кас деревян- ный, панели стальные), трехместная	Цельнометал- лическая се- местная	Герметизи- рованный сварной кузов	Две пластмас- совые, двух- местные
ракторный			Дизель		
132,5 3 200	161,9 3 800	176,6 2 100	189,1 2 000	287,0 2 500	386,4 2 000
75	72 ²	71	70	90 ²	60
30	24	30	—	30	—
тая	Гидро- механи- ческая пяти- ступен- чатая плане- тарная с гидро- муфтой	Механическая пятиступенча- тая с синхро- низаторами	пятиступенча- тая с допол- нительной двухступенча- той коробкой передач, с электропнев- матическим управлением и повышаю- щей передачей	Гидромеханическая четырёх- ступенча- тая с гид- ротранс- формато- ром	планетарная трехступен- чатая с гид- ротрансформа- тором и повы- шающей пере- дачей
тая с меж- осевым диффе- ренциа- лом	С меж- борто- вым са- мобло- кирую- щимся диффе- ренциа- лом		—	Блокируе- мая, рас- положен- ная в днище	Двухступен- чатая с меж- осевым диффе- ренциалом и пневматиче- ским управле- нием

у автомобиля Лукас — 16 км/ч.

Наименование	ЛуАЗ-968М (СССР)	ГАЗ-66 (СССР)	Чепель-Д564 (ВНР)	ЗИЛ-131 (СССР)
Подвеска: передняя	Независимая, с торсионными упругими элементами (торсионными)	Зависимая, на полуэллиптических		
задняя	Независимая, с торсионными упругими элементами	Зависимая, на полуэллиптических рессорах		Балансирная эллиптическая рессора
Тормоза	с гидроприводом	с гидроприводом и вакуумным усилителем	Барабанные с двухконтурным пневмоприводом	колодочные мопри

Урал-375 (СССР)	Алвис Сталварт (Велико- британия)	КрАЗ-255В (СССР)	Татра-813 (ЧССР)	Лукс (ФРГ)	МАЗ-7310 (СССР)
<p>рессорах</p> <p>я, на по- ческих ах</p> <p>с пнев- водом</p>	<p>Незави- симая, с торсион- ными упругими элемен- тами для всех колес</p> <p>Диско- вые, с гидро- пневно- приво- дом</p>	<p>Зависимая, на полуэллипти- ческих рес- сорах</p> <p>Балансирная, на полуэл- липтических рессорах</p> <p>Барабанные, колодочные с пневмопри- водом</p>	<p>Независимая, с торсионны- ми элемен- тами для всех колес</p> <p>Барабанные колодочные</p>	<p>Зависимая, с пружин- ными упру- гими эле- ментами для всех колес</p> <p>С гидро- приводом</p>	<p>Независимая, с торсионны- ми упругими элементами для всех колес</p> <p>Барабанные, с пневмогид- роприводом</p>

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Из большого разнообразия конструкций колесных машин можно выделить следующие машины: ограниченной проходимости, которые в основном предназначены для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и сухих грунтовых; повышенной проходимости, предназначенные для эксплуатации на дорогах с твердым покрытием и грунтовых в любое время года; высокой проходимости, предназначенные для эксплуатации в условиях бездорожья в любое время года. Эти машины могут преодолевать глубокий брод, рвы, канавы, пороговые неровности и другие препятствия. Обычно они имеют колесную формулу 4×4 , 6×6 , 8×8 , 10×10 и т. д., снабжаются разрезными мостами, независимой подвеской колес, автоматической трансмиссией, обеспечивающей движение со скоростями от 2 до 100 км/ч, шинами большого диаметра с регулируемым давлением воздуха.

Существует еще ряд признаков, по которым классифицируются колесные машины высокой проходимости, среди них назначение, компоновочные схемы, грузоподъемность и т. д. По назначению их делят на общетранспортные и многоцелевые;

по компоновочным схемам — в зависимости от типа несущей системы (рамной и корпусной конструкции);

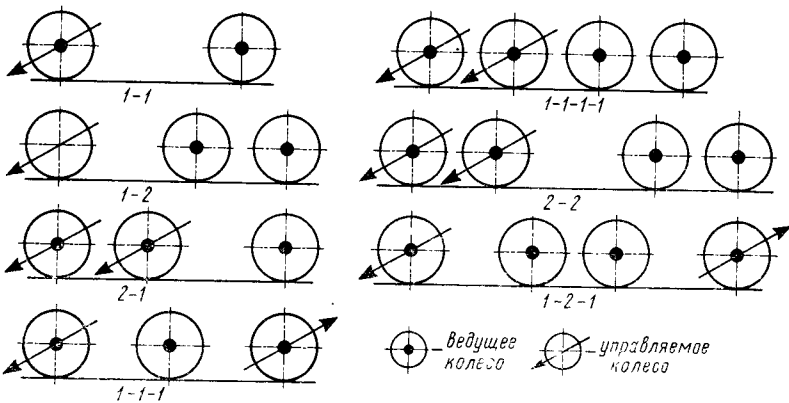


Рис. 2. Варианты расположения осей для двух-, трех- и четырехосных колесных машин и их осевые формулы

по числу осей — двухосные, трехосные и многоосные — и их расположению по длине машины (рис. 2), что определяет нагрузку на оси, проходимость, управляемость и плавность хода;

по взаимному расположению двигателя, кабины и грузовой платформы — с последовательным и последовательно-параллельным размещением указанных элементов;

по схеме силового привода к ведущим колесам в зависимости от способа подвода мощности к ним (бортовые, с мостовой схемой и индивидуальным подводом мощности) и в зависимости от характера распределения потоков мощности — с заблокированным, дифференциальным и смешанным приводом (с постоянно включенными мостами или отключаемыми одним или несколькими мостами).

§ 1. ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОЛЕСНЫМ МАШИНАМ

В настоящее время особое внимание при конструировании уделяют снижению массы машин, применяя более рациональную их компоновку, легкие сплавы и пластмассы. В результате широких конструкторских и исследовательских работ установлено, что многоосные многоприводные колесные машины, имеющие шины с регулируемым давлением воздуха, самоблокирующиеся дифференциалы и другие конструктивные элементы, повышающие их проходимость до проходимости гусеничных машин, отличаются меньшей массой, экономичностью, большим запасом хода и скоростью движения, не разрушают дорог с твердым покрытием.

В настоящее время к числу важных требований, предъявляемых к колесным машинам высокой проходимости, относятся ограниченное число базовых моделей автомобилей (по грузоподъемности) и минимально возможное количество типов сборочных единиц.

Колесные машины высокой проходимости нужно создавать на базе обычных автомобилей с большей унификацией одинаковых элементов. Кроме одинарных шин и всех ведущих мостов колесные машины высокой проходимости должны иметь дополнительные механизмы и устройства, повышающие их эксплуатационные качества. К таким механизмам и устройствам относятся блокирующиеся и самоблокирующиеся дифференциалы; межосевой дифференциал; гидромеханические коробки передач с автоматическим переключением; устройства для изменения давления воздуха в шинах на ходу; системы подогрева для трансмиссии и кабины при работе в условиях низких температур.

Массовые и размерные параметры, а также осевые нагрузки этих машин должны удовлетворять требованиям ГОСТ 12.2.023—76.

Транспортабельность машин заключается в возможности перевозки и их различными видами наземного, водного и воздушного транспорта.

Подвижность машин обеспечивается высокими тягово-скоростными свойствами, проходимостью, т. е. возможностью движения по бездорожью, иметь высокие средние скорости (по дорогам с твердым покрытием 40—50 м/ч, по грунтовым 30—40 км/ч, по размокшим и заснеженным грунтовым 15—20 км/ч).

Надежность колесных машин является комплексным свойством, которое в зависимости от назначения машины и условий ее эксплуатации может включать безотказность, долговечность, ремонтпригодность и сохраняемость.

Одним из основных показателей безотказности является *вероятность безотказной работы*, т. е. вероятность того, что в пределах заданной наработки в километрах пробега или в часах отказа не возникает.

Приспособленность к техническому обслуживанию и ремонту характеризуется периодичностью, трудоемкостью технического обслуживания и ремонта. Первое техническое обслуживание (ТО-1) этих машин проводится через 1200—1800 км, а второе (ТО-2) через 6000—9000 км.

К колесным машинам высокой проходимости предъявляют следующие требования.

Оптимальное сочетание скоростных и тяговых характеристик.

Прочность, высокая износостойкость материала и простота конструкции.

Минимальная стоимость производства и эксплуатации.

Минимальная собственная масса.

Минимальные габаритные размеры (выступающие детали должны легко сниматься). Габаритные размеры должны допускать перевозку машины по железной дороге без разборки.

Удобство посадки и высадки.

Простота обслуживания (минимальное число мест для смазывания и регулировки и легкий доступ к ним, безопасность обслуживания).

Низкий уровень звукового давления и вибраций в кабине и кузове машины.

Возможность эксплуатации в различных климатических условиях.

Хорошая проходимость вне дорог.

Максимальная скорость при движении по шоссе 70—100 км/ч; двигатель должен обеспечивать хорошую приемистость. Минимальная скорость 4 км/ч.

Возможность преодоления водных преград глубиной до 1,8 м.

Минимальное давление на грунт 0,01—0,05 МПа.

Минимальный дорожный просвет 400 мм.

Максимальный угол подъема (при полной нагрузке) 30°.

Предельный угол крена, при котором возможно движение без уменьшения скорости, 11°.

Легкость управления при максимальных углах подъема и спуска.

Наличие рабочей, запасной и стояночной тормозных систем. Стояночная тормозная система должна надежно удерживать автомобиль на дороге с предельным уклоном не менее 25 %.

Запас хода при движении по шоссе со скоростью 30—60 км/ч должен быть не менее 500—600 км.

Возможность эксплуатации без дополнительного оборудования — при температуре до 243 К, а с незначительными изменениями в конструкции — до 233 К.

Минимальный расход топлива, масла, антифриза, жидкости для амортизаторов.

Тормозной путь не более 11 м при скорости 30 км/ч (для машин с полной массой более 8 тыс. кг).

Наличие приспособлений для крепления при транспортировании и для подъема при погрузке на водный и воздушный транспорт.

Обеспечение сохранности грузов и оборудования при вибрациях во время движения или при транспортировании автомобиля.

Наличие буксирных приспособлений.

§ 2. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Под эксплуатационными характеристиками и показателями колесных машин понимаются тягово-динамические, экономические, тормозные, массовые и габаритные характеристики, а также подвижность. Эксплуатационные характеристики прежде всего позволяют оценить средние скорости движения машины, расход топлива, возможность движения в трудных дорожных условиях и по бездорожью.

Основную характеристику проектируемой колесной машины устанавливают в зависимости от технического задания, предусматривающего:

вид грузов, определяющий тип машины (грузовая, пассажирская и т. д.) и тип кузова (открытая платформа, фургон и т. д.);

условия перевозок (объем грузов или пассажиропотоков), позволяющие установить класс грузоподъемности или вместимость машины;

дорожно-климатические условия эксплуатации, позволяющие осуществлять выбор типа шасси машины по проходимости.

В процессе проектирования уточняют и увязывают основные эксплуатационно-конструктивные качества машины с конструкцией. Определяют возможную унификацию по элементам с выпускаемыми машинами и по основной характеристике проектируемой машины составляют ее эксплуатационно-техническую характеристику по таким показателям, как грузоподъемность, число ведущих и неведущих мостов, собственная масса, максимальный

динамический фактор на прямой передаче, максимальная скорость, тип двигателя, его максимальная мощность, рабочий объем, минимальный расход топлива, тип шин, тип кузова и т. д.

Выбор основных параметров проводится по собственной массе, полной массе и ее распределению по осям; габаритным размерам, длине кузова и распределению мест в нем; по дорожному просвету, радиусам поворота и вертикальной проходимости; углам въезда и съезда.

Тягово-динамические характеристики в итоге определяют один из важнейших показателей — среднюю скорость движения машины. Тяговая характеристика колесной машины выражает графически зависимость силы тяги от скорости движения машины при разных передаточных числах трансмиссии.

Одним из показателей, характеризующих скоростные характеристики и среднюю скорость движения колесной машины, является удельная мощность, т. е. отношение мощности двигателя к полной массе машины. У современных автомобилей удельная мощность колеблется в пределах $6-33$ кВт/т, а у колесных машин высокой проходимости она достигает 37 кВт/т. Выполняя тяговый расчет, определяют основные конструктивные параметры колесной машины, обеспечивающие в определенных дорожных условиях заданные ее свойства.

Топливо-экономические характеристики колесной машины определяют расход топлива при различных условиях эксплуатации. Расход топлива зависит от многих факторов и прежде всего от конструкции колесной машины, ее технического состояния, дорожных и климатических условий, квалификации водителя.

Основным показателем топливной экономичности является расход топлива на 100 км пути, рассчитываемый по формуле $q_n = 100Q/S$ (где Q — общий расход топлива, л; S — пройденный путь, км).

Тормозные характеристики определяют способность колесной машины в кратчайшее время снижать скорость до полной остановки и иметь при этом минимальный тормозной путь, т. е. расстояние, проходимое машиной от момента начала торможения до полной остановки. Оценочными параметрами эффективности тормозной системы служат тормозной путь S_T и максимально возможное замедление j_z . Тормозной путь зависит от начальной скорости движения колесной машины, массы ее, замедления. Тормозной путь измеряется экспериментально.

При торможении колесной машины с начальной скорости 30 км/ч при движении по сухой горизонтальной асфальтобетонной дороге тормозной путь не должен превышать значений, указанных в табл. 2.

Подвижность колесной машины можно определить как результат ее взаимодействия с окружающей средой. Она зависит от многих факторов, главными из которых являются проходимость, плавность хода и маневренность.

2. Максимальные значения тормозного пути

Автомобили	Тормозной путь, м (не более)	Максимальное замедление, м/с ² (не менее)
Легковые	7,2	5,8
Грузовые с максимальной массой до 8 тыс. кг и автобусы длиной до 7,5 м	9,5	5
Грузовые с максимальной массой свыше 8 тыс. кг и автобусы длиной более 7,5 м	11	4,2

Проходимость колесной машины в общем случае — возможность ее движения и эффективной работы в тяжелых дорожных условиях.

Колесные машины оценивают по опорно-сцепной и геометрической проходимости. Под опорно-сцепной проходимостью понимается способность машины перемещаться по опорной поверхности с низкой несущей способностью, т. е. по сильнодеформируемым грунтам и снегу ограниченной глубины. На опорно-сцепную проходимость влияют такие факторы, как масса машины, удельная мощность, динамический фактор, коэффициент сцепного веса, конструкция системы поддрессоривания, тип шин и др. При криволинейном движении машины проходимость зависит также от схемы поворота управляемых колес. Так, если при повороте колеса одного борта движутся по одной колее («след в след»), то потери на колеобразование будут минимальны и, следовательно, проходимость машины будет выше (например, машины 4 × 4 со всеми управляемыми колесами).

Плавность хода, так же как и проходимость, существенно влияет на подвижность машин. В зависимости от назначения машины, очевидно, будет меняться и критерий оптимальности системы поддрессоривания, обеспечивающей плавность хода. У колесной машины должна быть такая система поддрессоривания (и соответствующая ей плавность хода), которая ограничивала бы воздействия со стороны дороги так, чтобы они не превосходили допустимого уровня по условиям работоспособности водителя и пассажиров, а также сохранности перевозимого груза.

Маневренность машины необходима для непрерывного поддержания заданного направления, т. е. изменения курса движения. Маневрирование может осуществляться поворотом управляемых колес, торможением колес одного борта и поворотом одного звена относительно другого (для сочлененных машин).

Машина может иметь как две, так и большее число пар управляемых колес. Очевидно, что с увеличением числа пар управляемых колес уменьшается минимальный радиус поворота, и машина становится более маневренной, что имеет большое значение, особенно для многоприводных колесных машин при движении

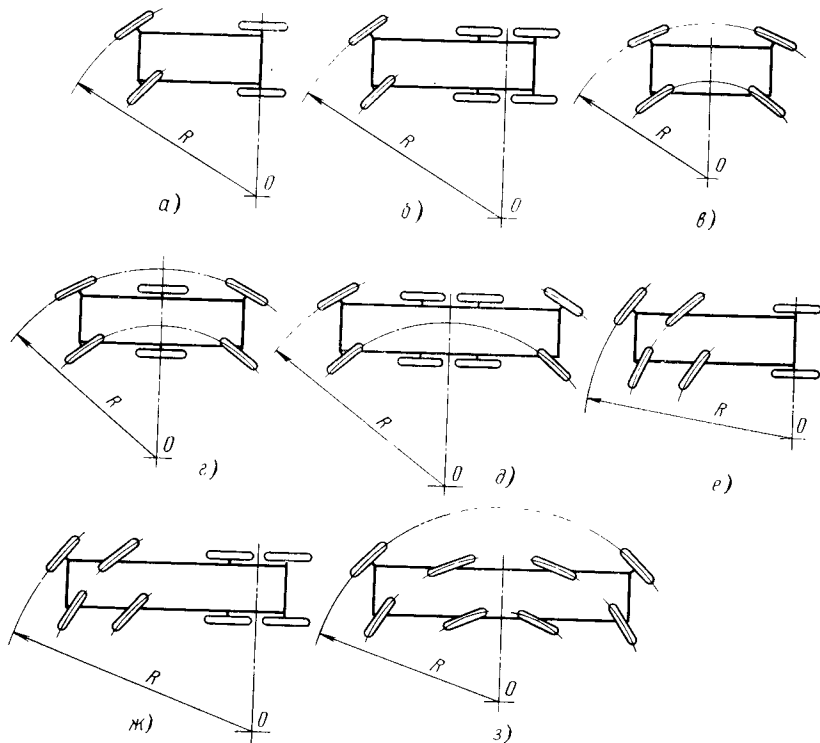


Рис. 3. Схемы поворота двух-, трех- и четырехосных колесных машин с управляемыми колесами:
 а и б — передними; в, г и д — передними и задними; е и ж — первой и второй осей;
 з — передними, средними и задними

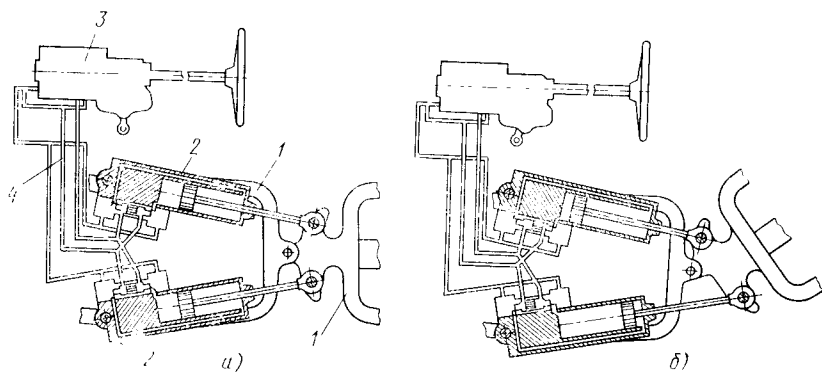


Рис. 4. Схема поворота сочлененной колесной машины:
 а — прямолинейное движение; б — поворот; 1 — рама; 2 — силовой цилиндр; 3 —
 рулевой механизм; 4 — трубопровод

в различных условиях (городских, горных и др.). На рис. 3 показаны схемы поворота двух-, трех- и четырехосных машин. Применение передних и задних управляемых колес значительно повышает маневренность машины, однако усложняет конструкцию рулевого привода, ухудшает устойчивость движения, а также вносит трудности при компоновке и уменьшает полезный объем машины, так как в корпусе машины необходимо предусмотреть более объемные колесные ниши. Схема поворота сочлененной машины показана на рис. 4.

§ 3. ОБИТАЕМОСТЬ КОЛЕСНЫХ МАШИН. ШУМО- И ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЯ

Обитаемость. Кузова колесных машин имеют весьма ограниченные размеры. На каждого человека, находящегося в кузове, приходится 0,4—1,2 м³ объема внутреннего помещения. При сравнительно малом объеме и отсутствии вентиляции быстро расходуется кислород и накапливаются двуокись углерода (СО₂) и вредные вещества (отработавшие газы, пары топлива и т. п.), повышаются влажность и температура воздуха.

При движении машины внутрь кузова проникает шум, источниками которого являются двигатель, агрегаты трансмиссии, шины, система вентиляции и отопления, воздушный поток, обтекающий кузов, и пр. Кроме того, шум обычно возникает вследствие колебаний стенок кузова.

Воздействие солнечной радиации, увеличение температуры окружающего воздуха, нагрев двигателя и агрегатов трансмиссии обуславливают повышение температуры рабочего помещения кузова. Так, в кабине машины при ее работе в южных районах температура воздуха на уровне головы водителя может достигать 313—323 К, а на уровне педалей (при переднем расположении двигателя) 323—333 К. Через 2—5 ч работы в таких условиях водитель почти полностью теряет работоспособность.

Колебания и вибрации кузова также оказывают значительное воздействие на людей, находящихся в машине. Это воздействие во многом зависит и от конструкции сиденья. Нормальные вентиляция и отопление кузова являются необходимыми условиями работы водителя. Потребность в интенсивном воздухообмене подтверждается данными, приведенными в табл. 3.

Повышение содержания двуокиси углерода в воздухе приводит к нежелательным для человека явлениям. Так, при содержании в воздухе 0,1 % СО₂ через 30 мин возникает опасность для жизни человека. Не менее опасно для человека наличие в воздухе паров бензина. Даже при небольшой их концентрации (примерно 0,5 г/м³) в течение рабочего дня возникает головная боль и раздражается слизистая оболочка.

Кузов должен быть хорошо изолирован от попадания отработавших газов и паров бензина. Содержание в нем при закрытых

3. Количество потребляемого водителем воздуха и выделяемой двуокиси углерода

Характер работы водителя	Число дыханий в 1 мин	Потребление, 10^{-3} , м ³		Выделение CO_2 , 10^{-3} , м ³
		воздуха	кислорода	
Состояние покоя	15	12	0,5	0,4
Работа:				
легкая (движение по ровному малонагруженному шоссе)	17	18	0,9	0,75
средней тяжести (движение по пересеченной местности, загруженному шоссе)	19	32	1,6	1,5
тяжелая (движение вне дорог)	22	52	2,6	2,4
очень тяжелая (движение в сложной обстановке вне дорог)	27	60	3	3

окнах окиси углерода не должно превышать $0,01 \text{ г/м}^3$, а двуокиси углерода $1,5 \text{ г/м}^3$.

Вентиляция может быть естественной или принудительной. Первая осуществляется путем открытия окон, люков, крышек, что неизбежно приводит к возникновению сквозняков, попаданию в кузов пыли, дождя и снега, а также к увеличению шума. Такую вентиляцию трудно сочетать с отоплением кузова. Поэтому рациональнее применять принудительную систему вентиляции, состоящую из воздухозаборника (с герметично закрывающейся крышкой), воздухопроводов, фильтра, вентилятора (с приводом от регулируемого электродвигателя). Чтобы в кузове не ощущалось сквозняка, скорость воздушного потока не должна превышать $0,25 \text{ м/с}$. При работе вентиляторов в кузове создается давление несколько выше атмосферного, что исключает подсос запыленного воздуха через имеющиеся неплотности.

Отверстия для входа воздуха в систему вентиляции должны быть расположены в зонах наибольшего давления воздуха, обтекающего кузов, а для выхода — в зоне разрежения. Для снижения возможности попадания пыли отверстия для входа воздуха располагают как можно выше от полотна дороги, в передней части кузова. Воздухозаборник должен иметь ловушку для дождевой воды (с отводной трубой).

Для колесных машин, работающих в запыленной местности, а также для машин, движущихся в колонне, обязательна установка в системе вентиляции специальных фильтров, очищающих воздух от пыли и ядовитых компонентов отработавших газов. При этом вентиляторы должны приводиться во вращение более мощными электродвигателями.

При повышении температуры окружающей среды выше $308 - 313 \text{ К}$ воздух, поступающий в кузов, необходимо охлаждать

с помощью кондиционера, состоящего из компрессора, сборника и испарителя. При понижении температуры окружающей среды воздух, поступающий в кузов, наоборот, необходимо подогревать теплообменником, расположенным в воздухе.

Существуют следующие системы отопления кузовов:

1. С использованием тепловой энергии от системы охлаждения двигателя (при жидкостном охлаждении) и от системы выпуска отработавших газов (при воздушном охлаждении). В первом случае вода из системы охлаждения двигателя поступает в теплообменник; во втором — выпускной трубопровод снабжается водяной рубашкой, из которой горячая вода также подается в теплообменник. Нагреть воздух, поступающий в кузов, непосредственно от выпускного трубопровода недопустимо, так как в этом случае неизбежно загрязнение воздуха отработавшими газами. Недостатками систем, использующих тепловую энергию двигателя, являются: возможность переохлаждения двигателя при интенсивной работе системы отопления; невозможность работы при остановке двигателя; зависимость эффективности системы отопления от теплового режима двигателя.

2. С собственным источником теплоты, независимая или зависимая. В первом случае система отопления состоит из подогревателя (топливный насос с электроприводом, распылитель, свеча), теплообменника и вентилятора с электродвигателем. Теплоносителем являются воздух или жидкость (система с жидкостью сложнее). Во втором случае насос подогревателя не имеет собственного привода, а действует только при работающем двигателе. Недостатком таких систем является дополнительный расход топлива.

3. Комбинированные системы, в которых используется теплота двигателя и имеется собственный источник теплоты, включаемый на стоянке при остановленном двигателе и при недостатке теплоты, отбираемой от двигателя. Недостатки таких систем — увеличение габаритов и массы, а также высокая стоимость.

Наибольшее распространение получили системы отопления, связанные с системой жидкостного охлаждения двигателя. Они просты, эффективны для кузовов небольших размеров (кабины грузовых автомобилей, кузова легковых автомобилей), исключают попадание в кузов отработавших газов и неприятных запахов из моторного отделения. Количество воздуха, поступающего в кузов через такие системы, зависит не только от интенсивности работы вентилятора, но и от скорости встречного потока воздуха. Система вентиляции и отопления должна подавать в кузов не менее 1 м^3 в мин наружного воздуха для одного человека. При закрытых окнах и дверях в кузове должно быть создано избыточное давление не менее 38—49 Па, что исключит попадание пыли через неплотности. Температурное поле в кузове должно быть равномерным, и перепад температур не должен превышать 3 К. Фильтры должны надежно очищать воздух от пыли (эффективность очистки — до 95 %); допустимое содержание пыли в воздухе не более 1 г/м^3 .

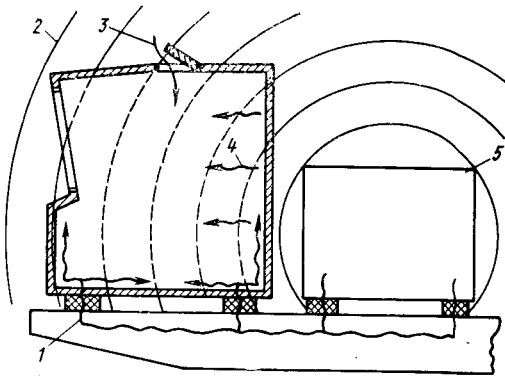


Рис. 5. Схема проникновения различных видов излучения в кабину колесной машины:
 1 — вибрационное; 2-4 — звуковое; 5 — источник излучения (двигатель)

Шумо- и теплоизоляция. Уровень шума и температура воздуха в кузове колесной машины существенно влияют на состояние и работоспособность людей, находящихся в нем. Обеспечение в кузове нормальных акустических условий — актуальная и сложная задача, требующая тщательных и всесторонних исследований с использованием современной регистрирующей

и вычислительной аппаратуры и методов обработки результатов.

Шум движущейся машины создается двигателем, трансмиссией и ходовой частью, кузовом, потоком воздуха и вспомогательным оборудованием. На рис. 5 показана схема проникновения шума в кабину машины, вызванного работой двигателя. Внешний шум проникает в кабину через щели, отверстия, неплотности. В результате вибраций конструкций — стенок кузова, рамы, деталей систем управления — в кабине создается дополнительный шум.

Для борьбы с шумом используются звукоизолирующие и звукопоглощающие материалы в стенках конструкции, устраняются неплотности, повышается жесткость стенок.

В практике автомобилестроения широко используют нанесение мастик с высокими демпфирующими свойствами на тонкостенные элементы конструкции (масса покрытия должна составлять 15—20 % массы обшивки, на которую оно наносится), установка эластичных прокладок между элементами, подверженными вибрации, применение деталей с повышенной жесткостью (гофрированных, с выштамповками, выпуклых и вогнутых), замена металла пластмассами, имеющими высокие демпфирующие свойства (в 100—1000 раз выше чем у металла), заполнение пространства между обшивками стекловолокном плотностью около $0,05 \text{ г/см}^3$ при перфорированной внутренней обшивке (толщина заполнителя 50—100 мм). Большой эффект дает двойное остекление, причем расстояние между стеклами должно быть 10—20 мм, а стекла — изолированы от корпуса эластичными прокладками. Все это, естественно, приводит к увеличению массы и размеров кабин (кузовов) и должно учитываться при разработке компоновки машины.

Обычно мероприятия, обеспечивающие снижение уровня звукового давления в кузове машины, сочетают с решением вопросов

по созданию нормального теплового режима рабочего помещения, который оказывает существенное влияние на самочувствие людей, находящихся в нем. Под влиянием высокой температуры окружающей воздуха у водителя снижаются внимание, точность и скорость реакции, при понижении температуры повышается чувствительность к боли, обуславливая более осторожные, а следовательно, и напряженные движения, быстро утомляющие водителя. Установлено, что тепловой режим в кабине (кузова) существенно влияет на число ошибок, допускаемых водителем, а следовательно, и на число аварий (рис. 6). Оптимальной является температура 293 К, а с ее увеличением и уменьшением количество аварий N возрастает.

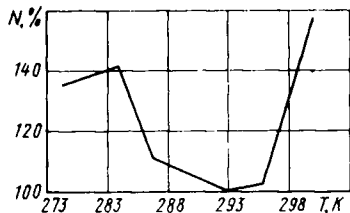


Рис. 6. Влияние температуры воздуха T в кабине на число аварий N

Тепловой баланс кабины (кузова) машины определяется рядом факторов, основными из которых являются тепловыделение от людей, находящихся в ней; тепловыделение от двигателя, трансмиссии и других элементов конструкции, находящихся в ней или вблизи ее; теплообмен вместе с воздухом, подаваемым системой вентиляции и отопления; поступление (удаление) теплоты через прозрачные (главным образом от солнечной радиации) и непрозрачные стенки.

Для предотвращения передачи теплоты через стенки применяют следующее:

- установку теплоизолирующих прокладок (асбестовая ткань, стеклоткань или холст, ленопласт, войлок);

- двойные стенки с воздушными зазорами между ними и с вентиляцией полостей между стенками;

- тепловые экраны (обычно с блестящими поверхностями) на некотором расстоянии от стенок кузова (например, над крышей, между трубопроводами системы выпуска отработавших газов и полом кузова);

- шторки (изнутри), жалюзи и козырьки (снаружи) для уменьшения воздействия солнечной радиации через стекла;

- цветные стекла и стекла специального состава, препятствующих проникновению тепла, а также стекла со специальными покрытиями, отражающими тепловые лучи.

§ 4. КОМПОНОВКА

Система «водитель—машина—дорога» (ВМД). Условия взаимодействия водителя с машиной и дорогой непосредственно влияют на компоновку колесных машин. *Функция водителя* в системе ВМД по содержанию — ориентация положения машины в про-

странстве и во времени при заданных или выбранных значениях переменных движения и обеспечение безопасности движения. В число переменных движения входят характеристики дорожной среды, нагрузки и режимы движения.

Функция водителя в системе ВМД по форме — реализация управления движением машины, включающая контроль, регулирование и оперативное управление (перевод из одного состояния в другое). В процессе контроля, регулирования и оперативного управления осуществляются прием информации, ее анализ, обработка, выработка решений, а также воздействие на систему управления машиной (через рулевое колесо, педали, рычаги, кнопки).

Функция колесной машины в системе ВМД — перевозка людей и грузов, выполнение различных специальных операций — видов работ.

Функция дороги (или дорожной среды) в системе ВМД — поддержание заданного движения машины с определенными скоростями и нагрузками. В понятие «дорога» входит целый комплекс понятий: собственно дорожное полотно, дорожные знаки и светофоры, ограждения, автомобили и колесные машины встречного и попутного направлений, пешеходы, здания и различные сооружения, придорожная растительность, окружающие ландшафты, погодные факторы и т. д.

Система ВМД очень сложная. Все ее компоненты объединены между собой причинно-следственными связями. Система ВМД характеризуется точным взаимодействием компонентов, что и определяет ее целостность. Надежность системы ВМД проявляется в способности удовлетворять ряду требований, которые обеспечивают заданное ее качество. Она определяется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и другими характеристиками.

Отказы могут быть вызваны психологическими, физиологическими, конструктивными, технологическими и эксплуатационными факторами.

По статистическим данным причины отказов можно разделить следующим образом: 70 % отказов вызваны ошибочными действиями водителя; 10 % — техническими неисправностями автомобиля; 20 % — неудовлетворительным состоянием дорожной среды. Таким образом, значительная часть отказов зависит от водителя, его работоспособности, реакции на помехи, стойкости к действию экстремальных факторов, причем основной показатель — работоспособность водителя определяется прежде всего состоянием физиологических систем его организма. Работоспособность водителя зависит от правильной организации его рабочего места, обеспечения нормальных условий для жизнедеятельности водителя и пассажиров.

Организация рабочего места водителя. Большое значение в системе ВМД имеет рациональная организация рабочего места води-

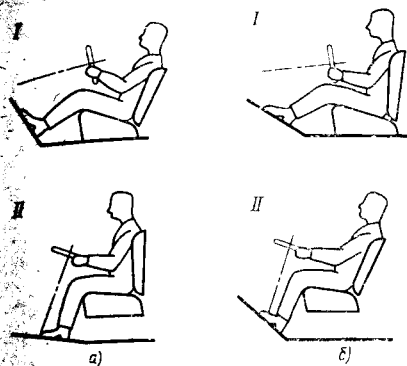


Рис. 7. Варианты посадки водителя:
 I — низкая; II — высокая; а — удобно;
 б — неудобно

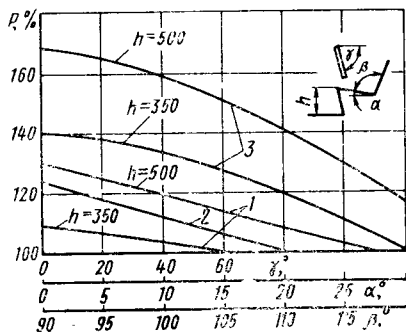


Рис. 8. Зависимость усилий, создаваемых водителем на органах управления, от углов наклона подушки α и спинки β сиденья, рулевого колеса γ и высоты сиденья h :

1, 3 — на педалях при различных α и β ;
 2 — на рулевом колесе при различных γ

теля, т. е. комплекса его оснащения, оборудования и планировки в соответствии с психофизиологическими и антропометрическими требованиями, которые в первую очередь определяют компоновку машины. Рабочее место водителя характеризуется размерами, параметрами обзорности, расположением органов управления, положением сиденья, наличием контрольно-измерительных приборов, освещением и другими показателями.

Размеры кабины (кузова) должны допускать беспрепятственное и удобное выполнение работы водителем. Это требование часто противоречит требованию максимального уменьшения размеров. Ограниченные размеры кузова (кабины) машины не позволяют предоставить водителю и пассажирам полную свободу для выбора наиболее удобных положений при посадке и выполнении работы. По современным требованиям внутренняя ширина кабины грузового автомобиля должна быть не менее 750 мм (одноместной) и 1250 мм (двухместной). Предельные значения размеров кабины регламентированы ГОСТ 12.2.023—76.

На рис. 7 показаны различные варианты посадки водителя. При низкой посадке углы наклона подушки и спинки сиденья, передней части пола и рулевого колеса должны быть большими, и наоборот, при высокой посадке — малыми. Эти параметры влияют не только на удобство посадки, но и на возможность водителя прикладывать необходимые усилия к органам управления. Из рис. 8 видно, что усилие, которое водитель может приложить к рулевому колесу, увеличивается с уменьшением угла наклона γ рулевого колеса. Усилие, создаваемое на педалях, зависит главным образом от углов наклона подушки α и спинки β и высоты

и подушки над полом. Чем выше сиденье и чем меньше эти углы, тем большее усилие на педали может быть получено.

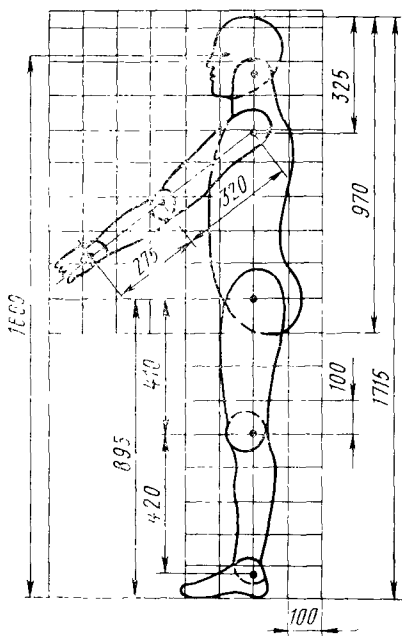
Ниже приведены максимально допустимые усилия (в Н), необходимые для приведения в действие органов управления при удобной посадке и длительной работе водителя.

Рулевое колесо	60
Педаль тормоза	700
Педаль сцепления	150
Рычаг стояночного тормоза	400
Рычаг переключения передач	60

При наличии усилителей в рулевом приводе или тормозной системе в случае их отказа должна быть обеспечена возможность управления машиной.

При разработке рабочего места водителя используется обычно шарнирный шаблон человека в соответствующем масштабе. На рис. 9 показан такой шаблон для мужчины среднего роста. Недостатком данного шаблона является неопределенность углов между элементами тела. Более удобны фиксированные шаблоны для различных типов посадки водителя (низкая, средняя, высокая), полученные по результатам замеров углов на наиболее удачно выполненных рабочих местах.

При проектировании рабочего места водителя за базовую плоскость можно принять уровень пола кабины, плоскость (по-



Шаблон человека среднего роста

верхность) сиденья или положение глаза относительно кабины (кузова). Если за базу принять уровень пола (рис. 10, а), то при посадке водителей максимального и минимального ростов будет иметь место большая разница (h_1) в положении глаз по высоте, что приводит к различной оценке дорожной обстановки водителями. При этом необходимо обеспечить обязательную регулировку сиденья (в продольном направлении до 100 мм, в вертикальном до 80 мм).

Если за базу принять плоскость сиденья (рис. 10, б), разница между положением глаз h_2 уменьшается ($h_2 < h_1$), что благоприятно сказывается на обзорности, и упрощается регулировка сиденья — необходимо предусмотреть только горизонтальное его перемеще-

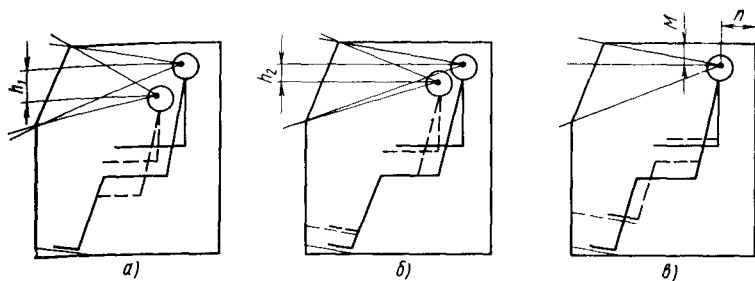


Рис. 10. Варианты базирования посадки водителя по различным плоскостям:
 а — пола кабины; б — сиденья; в — глаза водителя

ние. Однако в этом случае возникает необходимость в регулировке положения педалей. Принятие за базу положения глаза водителя относительно кабины (рис. 10, в) обеспечивает одинаковую обзорность для водителей любого роста, но при этом необходимо выполнить регулировку положения сиденья по вертикали и регулировку положения педалей в больших пределах, чем в предыдущем случае.

Обзорность характеризуется величиной пространства, видимого водителем из кабины (кузова), и в значительной степени обуславливает легкость управления машиной и безопасность движения. Для измерения и оценки обзорности используют различные методы, основанные на определении геометрических границ пространства, видимого с точек (областей) расположения глаз водителя. Для определения положения глаз водителя применяют специальные манекены соответствующих (для данных условий эксплуатации и типа машины) размера и массы. Обзорность тем лучше, чем больше размеры ветрового стекла, чем ближе оно расположено к глазам водителя и чем меньше наружных элементов машины попадает в поле зрения водителя и более правильно выбраны размеры поперечного сечения стоек ветрового окна (с учетом бинокулярности зрения), больше зона очистки ветрового стекла очистителями и омывателями.

Большое значение для нормальных условий работы водителя имеет правильное расположение органов управления (рулевого колеса, рукоятки рычага переключения передач, педалей сцепления, управления дроссельными заслонками, тормоза, рычагов переключения передач раздаточной коробки, переднего моста, блокировки дифференциала, лебедки и др.). Рекомендации по размещению рычагов и численные значения границ обзорности регламентированы ГОСТом.

Информационные приборы должны быть расположены так, чтобы обеспечивалось быстрое и правильное получение водителем соответствующей информации, чтобы не утомлять его. Они должны находиться прямо перед водителем, несколько ниже ветрового стекла, их число должно быть минимальным, основные приборы

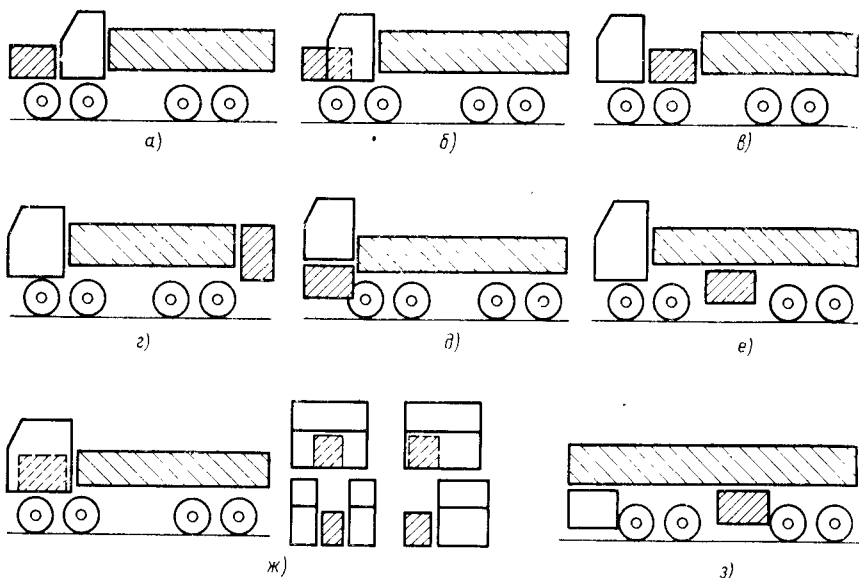


Рис. 11. Схемы компоновки четырехосной колесной машины многоцелевого назначения

должны быть смонтированы в центральной части. Плоскость циферблатных приборов должна быть перпендикулярна линии зрения водителя во избежание искажения показаний. Желательно по возможности вместо обычных приборов применять световые сигнализаторы (давления масла, температуры охлаждающей жидкости и др.).

Компоновка колесной машины. Компоновка зависит прежде всего от назначения машины. Как отмечалось, она определяется системой ВМД, а также взаимным положением основных элементов — двигателя, трансмиссии, поста управления, отделения для пассажиров (экипажа) или груза. Она должна обеспечивать удобное размещение людей или грузов в машине, т. е. вход и выход из нее, погрузку и разгрузку, хорошую обзорность, удобное обслуживание, необходимые эксплуатационные качества машины (проходимость, маневренность, устойчивость и др.). На компоновку влияют тип двигателя и трансмиссии, число осей и колесная формула, тип несущей системы, тип подвески колес и многие другие факторы. В свою очередь, компоновка влияет на массу колесных машин, их грузоподъемность, проходимость, маневренность. Она в значительной степени определяет внешний вид колесной машины и является основой для архитектурной разработки внешних форм машин.

Основными элементами колесных машин многоцелевого назначения являются кузов, кабина водителя, двигатель и колеса.

На рис. 11 представлены схемы компоновки четырехосной колесной машины.

Возможно последовательное размещение двигателя, кабины, кузова (схемы *a—г*) и последовательно-параллельное их размещение (схемы *д—з*). При последовательном размещении обеспечивается хороший доступ ко всем элементам, однако длина машины получается очень большой, что отрицательно сказывается на маневренности и проходимости. При последовательно-параллельном размещении длина машины может быть значительно сокращена, однако при этом неизбежно затрудняется доступ либо к кабине, либо к двигателю.

Расположение кабины в передней части машины (схемы *в—з*) улучшает обзорность, что особенно важно при движении вне дорог, однако в этом случае уменьшается защищенность водителей при авариях. Разнесение кабины и двигателя (схемы *г—з*) способствует улучшению акустической обстановки в кабине и, наоборот, расположение двигателя в кабине (схемы *б, ж*) — ухудшает ее. При расположении кабины и двигателя под кузовом (схема *з*) удается получить наименее выгодное значение коэффициента использования габаритных размеров (длина машины определяется длиной кузова). Однако в этом случае возникают определенные трудности с размещением кабины, учитывая необходимость обеспечения достаточно большого просвета под ней, что особенно важно для машин высокой проходимости.

§ 5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ НА РАЗРАБОТКУ НОВОЙ КОЛЕСНОЙ МАШИНЫ

Техническое задание является первичным документом процесса разработки новой конструкции и основанием для проработки эскизного и технического проектов. Оно устанавливает основное назначение, условия эксплуатации, технические характеристики, показатели качества, технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации и производства новой или модернизированной конструкции машины, специальные требования, предъявляемые к разрабатываемой машине, а также необходимые стадии разработки конструкторской документации. Техническое задание разрабатывается предприятием-разработчиком колесных машин на основе утвержденного перспективного типажа и других нормативных документов.

Техническое задание должно содержать следующие данные: обоснование разработки новой модели, срок постановки на производство заводом-изготовителем, сведения о производственной кооперации;

основные (базовые) конструктивные параметры новой модели и аналогичных моделей;

для грузовых машин — номинальную грузоподъемность, полную массу и ее распределение по осям, мощность и тип двига-

теля, удельные показатели (отношение мощности двигателя к полной массе машин и отношение массы груза к массе снаряженного автомобиля);

чертежи общего вида шасси и машины, подробную планировку кузова и результаты ее сравнения с планировкой предыдущей модели и лучших отечественных и зарубежных образцов;

конструктивную унификацию агрегатов в семействе колесных машин;

краткую характеристику конструктивных схем агрегатов;

выходные характеристики и преимущества компоновки;

грузоподъемность машины;

показатели тяговой и скоростной динамики;

новые перспективные показатели маневренности, проходимости и глубины преодолеваемого брода;

обеспеченность средствами пуска двигателя в зимнее время; удобство погрузки и выгрузки грузов, использование грузоподъемности, сохранность груза;

запас хода по топливу;

выполнение специальных требований: безопасности движения, параметров выброса токсичных веществ, показателей внутреннего и внешнего шума, комфортабельности, оборудования кузова (тент, сиденья и т. п.);

учет внутренней планировки кабины;

показатели надежности машины, ее элементов и систем, амортизационный пробег автомобиля и срок амортизации в годах, пробег до первого капитального ремонта; перечень деталей, которые должны подвергаться профилактической замене и ремонт которых не допускается исходя из безопасности движения и других условий, их техническую гарантию (величина пробега поворотных цапф, наконечников рулевых тяг и других деталей);

массу, металлоемкость конструкции;

предварительное задание координат центра масс машины; сведения о легких сплавах, пластмассах, цветных металлах, низколегированных сталях, высокопрочных чугунах;

трудоемкость изготовления, обслуживания и ремонта;

сведения о снижении трудоемкости ремонта и обслуживания;

показатели топливной экономичности;

сведения о патентной чистоте.

Уже на первом этапе конструирования параллельно с разработкой эскизного и технического проекта необходимо уточнять предварительными расчетами ожидаемые эксплуатационные показатели проектируемой машины.

Конструкторская документация для изготовления любого опытного образца разрабатывается в соответствии с утвержденным техническим заданием. При этом проводятся необходимый комплекс расчетных исследований на прочность, безотказность, долговечность; стендовые испытания изделий; дается экономическое обоснование технических требований по повышению качества

комплектующих изделий; увязываются конструкторские решения нового изделия с перспективами развития производственной базы, применяемой технологией.

По результатам изготовления опытного образца и заводских испытаний корректируют конструкторскую документацию, изготавливают образец и проводят межведомственные испытания в условиях, приближенных к условиям эксплуатации у потребителя.

Цикл конструкторской разработки нового автомобиля включает следующие этапы:

- замысел конструкции и анализ возможности его осуществления;
- основные расчеты конструкции и изготовление компоновочных чертежей;

- изготовление детализованных чертежей и определение узлов для испытаний;

- художественное конструирование и подготовку рабочих чертежей;

- испытания образцов;

- подготовку материалов для испытаний;

- изготовление образцов автомобилей для испытаний;

- получение исходных данных для испытаний;

- функциональные испытания рулевого управления, тормозов, органов управления, подвески, системы охлаждения, отопителя на удобство обслуживания и на шум;

- испытание кабины на выносливость на вибростенде и на усталость; анализ напряжений в эксплуатации;

- сертификационные испытания тормозов, осветительных приборов, дверных замков, педали подачи топлива, ремней безопасности;

- доводку, испытание и изменение конструкции;

- эксплуатационные испытания производственных образцов;

- опытное производство;

- испытание на шум;

- серийное производство.

§ 6. ДОРОЖНЫЕ УСЛОВИЯ

При движении в естественных дорожных условиях машина совершает случайные колебания, а ее узлы и детали подвергаются динамическим нагрузкам. Характер и интенсивность указанных процессов зависят как от конструктивных параметров, так и от условий движения. Дорога представляет собой поверхность со случайным расположением неровностей в продольной и поперечной плоскостях. Для упрощения вычислений вероятностных характеристик дорожная поверхность может быть определена двумя случайными функциями — ординатой среднего сечения по длине $q(x)$ и углом наклона поперечного сечения $\psi(x)$:

$$q(x) = 0,5 (q_{л}(x) + q_{п}(x));$$

$$\psi(x) = (q_{л}(x) - q_{п}(x))/B,$$

где $q_л(x)$; $q_п(x)$ — функции высот микропрофиля сечений поверхности дороги соответственно под левым и правым колесами относительно некоторого среднего значения; B — расстояние между сечениями дороги (колея машины); x — текущая ордината.

Некоррелированность функций $q(x)$ и $\psi(x)$ подтверждается практически. В общем случае эти функции являются нестационарными и их характеристики меняются по времени и длине участка дороги. Если же оцениваемый участок дороги по типу покрытия и степени износа однороден и можно пренебречь его изменением во времени, то функции, определяющие поверхность дороги, считают с некоторым приближением как случайные стационарные с нормальным законом распределения, подчиняющиеся эргодической теореме.

Рассмотрим условия стационарности и эргодичности случайного процесса.

Случайный процесс, все моментные характеристики которого инвариантны по отношению к сдвигу начала отсчета независимой переменной, называется стационарным. Свойство стационарности в корреляционной теории случайных процессов выражается постоянством математического ожидания и дисперсии $m_q(x) = m_q$; $D_q(x) = D_q$ и независимостью корреляционной функции от начала отсчета $K_q(x, x_1) = K_q(l)$ (где $l = x - x_1$).

Определение статистических характеристик случайного процесса в общем случае предполагает достаточно большое число (ансамбль, совокупность) реализаций. Однако для стационарного случайного процесса имеется возможность получения вероятностных характеристик по одной достаточной продолжительности реализации при эргодичности процесса.

Случайный процесс считается эргодическим, если результат осреднения какой-либо характеристики процесса по множеству реализаций совпадает с результатом осреднения закона изменения этой характеристики по одной реализации. Для математического ожидания достаточным условием эргодичности является стремление $K_q \rightarrow 0$ при $|l| \rightarrow \infty$; для корреляционной функции кроме достаточного условия необходимо, чтобы закон распределения ординат случайного процесса был нормальным. Оценки математического ожидания, дисперсии, среднего квадратического отклонения, корреляционной функции определяются выражениями

$$m_q = 1/L \int_0^L q(x) dx;$$

$$D_q = \sigma_q^2 = 1/L \int_0^L \bar{q}^2(x) dx;$$

$$K_q(l) = 1/(L-l) \int_0^{L-l} \bar{q}(x) q(x+l) dx, \quad (1)$$

где L — продолжительность реализации процесса; σ_q — среднее квадратическое отклонение; $\bar{q}(x)$ — центрированная случайная функция, $\bar{q}(x) = q(x) - m_q$.

Математическое ожидание определяет изменение случайной функции на какую-то среднюю величину, а разброс значений относительно среднего характеризует дисперсия. Корреляционная функция дает представление о вероятностной связи между значениями микропрофиля по длине участка дороги. Чем быстрее функция $K_q(l)$ стремится к нулю, тем слабее взаимосвязь между последующими значениями $q(x)$. Значение l , при котором $K_q(l) \leq 0,05K_q(0)$, называется максимальным интервалом корреляции. По виду корреляционной функции можно выявить скрытую периодическую составляющую со случайной амплитудой, которая обычно характеризует состояние дороги.

В корреляционной теории стационарных случайных процессов наряду с приведенными выше характеристиками широко используется еще один вид статистических характеристик — спектральные плотности процессов. Спектральная плотность дисперсий высот неровностей микропрофиля дороги характеризует частоту повторения неровностей со случайной амплитудой и данной длиной волны. Определяется спектральная плотность как преобразование Фурье от корреляционной функции

$$S_q(\theta) = \int_{-\infty}^{\infty} K_q(l) e^{-j\theta l} dl = 2 \int_0^{\infty} K_q(l) \cos \theta l dl, \quad (2)$$

где θ — частота повторений неровностей микропрофиля дороги; $\theta = 2\pi/l_B$; l_B — длина волны гармонической составляющей микропрофиля дороги.

Применяя формулу обратного преобразования Фурье, можно по спектральной плотности установить корреляционную функцию:

$$K_q(l) = 0,5\pi^{-1} \int_{-\infty}^{\infty} S_q(\theta) e^{j\theta l} d\theta = \pi^{-1} \int_0^{\infty} S_q(\theta) \cos l\theta d\theta. \quad (3)$$

Так как корреляционная функция в точке $l = 0$ равна дисперсии, то согласно выражению (3) она может быть определена через спектральную плотность

$$K_q(0) = D_q = \pi^{-1} \int_0^{\infty} S_q(\theta) d\theta$$

и представляет площадь под кривой $S_q(\theta)$ с масштабным коэффициентом $1/\pi$. При использовании расчетных формул и сравнении результатов следует обращать внимание на нормирование спектральной плотности, т. е. на коэффициент правой части равенства (2) перед интегралом (в источниках могут встречаться другие значения этого коэффициента). Если взять на оси абсцисс графика спектральной плотности две частоты θ_1 и θ_2 с шагом $\Delta\theta$, то площадь под кривой энергетического спектра определит дисперсию в данном интервале частот $\Delta\theta$. Аналогичный вид имеют выражения вероятностных характеристик угла наклона поперечного сечения $\psi(x)$.

Если поверхность дороги рассматривать как случайную функцию одного переменного вдоль дороги, среднее значение микропрофиля равно нулю и величина l мала по сравнению с продолжительностью реализации L (протяженность обследуемого участка), то оценка корреляционной функции (1) заменяется практически эквивалентной и более простой формулой

$$K_q(l) = L^{-1} \int_0^L q(x) q(x+l) dx.$$

Так как корреляционная функция является неслучайной функцией, то полученная по результатам эксперимента она может быть представлена аналити-

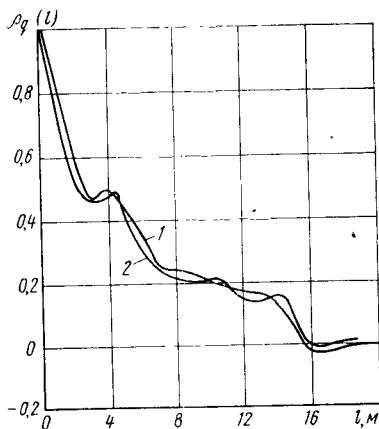


Рис. 12. Нормированная корреляционная функция микропрофиля бульажной мостовой с изношенным покрытием:

1 и 2 — кривые соответственно экспериментальная и аппроксимированная

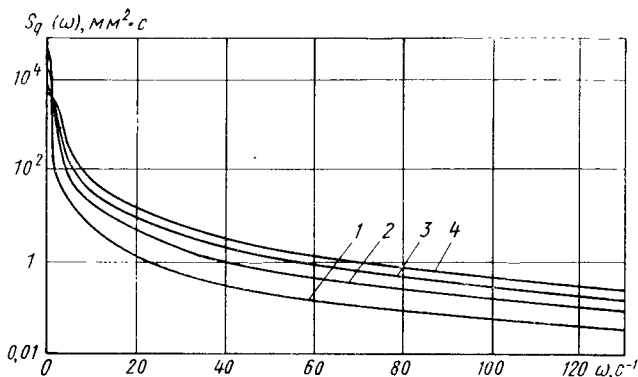


Рис. 13. Спектральные плотности $S_q(\omega)$ воздействия разбитой грунтовой дороги для различных скоростей движения колесной машины:

1 — 3,6 км/ч; 2 — 10 км/ч; 3 — 20 км/ч; 4 — 30 км/ч

ческим выражением. Как видно из рис. 12, ее нормированное значение хорошо аппроксимируется зависимостью

$$\rho_q(l) = K_q(l)/K_q(0) = A_1 e^{-\alpha_1 |l|} + A_2 e^{-\alpha_2 |l|} \cos \beta_2 l,$$

где $A_1 + A_2 = 1$, во многих случаях $A_2 = 0$; α_1 и α_2 — коэффициенты, характеризующие степень нерегулярности микропрофиля; β_2 — частота скрытой периодичности в случайной функции микропрофиля дороги.

Интегрированием выражения нормированной корреляционной функции можно определить спектральную плотность распределения высот неровностей микропрофиля дороги:

$$S_q^*(\theta) = \frac{A_1 \alpha_1}{\theta^2 + \alpha_1^2} + \frac{A_2 \alpha_2 (\alpha_2^2 + \beta_2^2 + \theta^2)}{\theta^4 + 2(\alpha_2^2 - \beta_2^2)\theta^2 + (\alpha_2^2 + \beta_2^2)^2}.$$

Нормированное значение спектральной плотности

$$S_q^*(\theta) = 0,5 S_q(\theta)/K_q(0).$$

Нормирование корреляционной функции и спектральной плотности применяется для придания результатам большей наглядности и удобства их использования при исследованиях и расчетах. Спектральная плотность может быть также определена различными способами непосредственно по данным измерений (спектроанализатор, ЭВМ и др.).

Интенсивность колебаний при движении по неровным дорогам существенно зависит от скорости движения. Для описания воздействия дороги необходимо в вероятностных характеристиках перейти от функций протяженности, определяющих потенциальные свойства микропрофиля, к функциям по времени. Для корреляционной функции это достигается заменой переменной l на τ при $l = v\tau$: $K_q(\tau) = K_q(l)/v$ (где v — скорость движения). Переход спектральной плотности во временную область можно осуществить, с учетом связи между пространственными и временными частотами ($\omega = 2\pi v/l_B = \theta v$, где ω — круговая частота) путем изменения масштабов по осям координат: $S_q(\omega) = S_q(\theta)/v$ и $\omega = v\theta$. Следовательно, замена переменных в выражениях корреляционной функции и спектральной плотности (рис. 13) приводит к трансформации графиков при постоянстве дисперсии. Действительно,

$$D_q = K_q(0) = \pi^{-1} \int_0^{\infty} S_q(\omega) d\omega = \pi^{-1} \int_0^{\infty} \frac{1}{v} S_q(\theta) d(v\theta) = \pi^{-1} \int_0^{\infty} S_q(\theta) d\theta.$$

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТРАНСМИССИЙ. РАСЧЕТ ВАЛОВ, ПОДШИПНИКОВ И ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

§ 7. ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Принципы построения трансмиссий. Современные двигатели внутреннего сгорания не обладают достаточным диапазоном крутящих моментов и угловых скоростей. Для движения автомобиля в различных эксплуатационных условиях необходимо, чтобы усилия на ведущих колесах и частота их вращения изменялись в значительных пределах.

При проектировании трансмиссии необходимо прежде всего установить минимальное и максимальное ее передаточные числа, а затем — общий диапазон и число передач. При выборе числа передач решается вопрос о том, какие агрегаты обеспечат полученные передачи (коробка передач, раздаточная коробка и др.).

Расчет минимального передаточного числа трансмиссии u_{\min} ведется исходя из максимальной скорости, которую должна развивать машина. При этом считается, что максимальную скорость обеспечивает выбранная мощность двигателя:

$$u_{\min} = 2\pi r_K n_{v \max} / v_{\max} \cdot 60,$$

где r_K — рабочий радиус ведущего колеса, м; v_{\max} — максимальная скорость движения машины, м/с; $n_{v \max}$ — частота вращения коленчатого вала двигателя, при v_{\max} об/мин.

Максимальное передаточное число u_{\max} определяется исходя из необходимого максимального усилия на ведущих колесах и требуемой минимально устойчивой скорости движения машины: большее из передаточных чисел принимается для дальнейших расчетов:

$$u_{\max p} = G_{сц} \varphi r_K / (T_{\max д} \eta_{тр});$$

$$u_{\max v} = 2\pi r_K n_{v \min} / (v_{\min} \cdot 60),$$

где $u_{\max p}$ — максимальное передаточное число исходя из требуемого максимального усилия; $G_{сц}$ — составляющая веса, приходящаяся на ведущие колеса, Н; φ — коэффициент сцепления; $T_{\max д}$ — максимальный крутящий момент двигателя, Н·м; $\eta_{тр}$ — КПД трансмиссии; $u_{\max v}$ — максимальное передаточное число исходя из требуемой минимальной скорости движения машины; $n_{v \min}$ — минимально устойчивая частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; v_{\min} — минимальная скорость движения машины, м/с.

4. Расчет минимальных и максимальных

Параметры	ГАЗ-66	БелАЗ-548
Тяговое усилие по сцеплению $G_M \cdot 0,6$ ($\varphi = 0,6$), кН	$58 \cdot 0,6 = 34,8$	$450 \cdot 0,6 = 270$
Рабочий радиус колеса r_R , м	0,507	0,94
Максимальный момент двигателя T_{max} , кН·м	0,3	2,15 ($K_{max} = 3,2$)
Максимальное передаточное число u_{max} при $\eta_{тр} = 0,88 \div 0,8$	$\frac{34,8 \cdot 0,507}{0,3 \cdot 0,88} = 66,9$	$\frac{270 \cdot 0,94 \cdot 1,5}{2,15 \cdot 3,2 \cdot 0,8} = 69$
Частота вращения, об/мин:		
n_N при N_{max}	3200	2200
n_T при T_{max}	2000	1500
Скорость, км/ч:		
максимальная v_{max}	90	55
минимально устойчивая v_{min}	5	—
Минимальное передаточное число u_{min} при v_{max}	$\frac{0,377 \cdot 3200 \cdot 0,507}{90} = 6,8$	$\frac{0,377 \cdot 2200 \times 0,94 \cdot 0,9}{55} = 13$
Максимальное передаточное число u_{max} при v_{min}	$\frac{0,377 \cdot 2000 \times 0,507}{5} = 76,5$	—
Диапазон передаточных чисел D	$\frac{76,5}{6,8} = 11,2$	$\frac{69}{13} = 5,3$
Действительный диапазон u_{max}/u_{min}	6,55	2,46
	1,982	3,2
	$6,55 \cdot 1,982 = 12,982$	7,87

Диапазон передаточных чисел определяется по формуле

$$D = u_{max}/u_{min}.$$

Число передач устанавливают в зависимости от назначения автомобиля и особенностей трансмиссии. В табл. 4 приведены расчеты максимальных и минимальных передаточных чисел для ряда колесных машин.

После предварительных расчетов передаточных чисел определяют вид трансмиссии и проводят разбивку общих передаточных чисел по отдельным ее агрегатам.

На практике наибольшее распространение получили механические, гидромеханические и электромеханические трансмиссии, причем выбор типа трансмиссии часто связывают с мощностью двигателя. При мощности двигателя до 250 кВт на колесных машинах чаще всего применяют механические трансмиссии, при

ных передаточных чисел трансмиссий

Урал-4320	МАЗ-7310	Т-150К	К-700
$138,45 \cdot 0,6 = 83,1$ 0,6	$560 \cdot 0,6 = 336$ 0,74	$80,2 \cdot 0,6 = 48,12$ 0,64	$120 \cdot 0,6 = 72$ 0,78
0,65	2,7 ($K_{\max} = 3,2$)	0,562	0,95
$\frac{83,1 \cdot 0,6}{0,65 \cdot 0,88} = 87,1$	$\frac{2 \cdot 336 \cdot 0,74}{2,7 \cdot 3,2 \cdot 0,8} = 72$	$\frac{48,12 \cdot 0,64}{0,562 \cdot 0,8} = 68,4$	$\frac{72 \cdot 0,78}{0,95 \cdot 0,8} = 74$
2600 1550	2200 1200	2100 1500	1700 1200
85 5	45 5	30 2	33 2
$\frac{0,377 \cdot 2600 \cdot 0,6}{85} = 6,92$	$\frac{0,377 \cdot 2200 \times}{\times 0,74 \cdot 0,9} =$ 45 = 12,3	$\frac{0,377 \cdot 2100 \times}{\times 0,64} =$ 30 = 16,9	$\frac{0,377 \cdot 1700 \times}{\times 0,78} =$ 32 = 15,6
$\frac{0,377 \cdot 1550 \cdot 0,6}{5} = 70,1$	$\frac{0,377 \cdot 1200 \times}{\times 0,74 \cdot 0,9} = 60$ 5	$\frac{0,377 \cdot 1500 \times}{\times 0,64} = 181$ 2	$\frac{0,377 \cdot 1200 \times}{\times 0,78} = 176$ 2
$\frac{87,1}{6,92} = 12,6$	$\frac{72}{12,3} = 5,85$	$\frac{181}{16,9} = 10,7$	$\frac{176}{15,6} = 11,3$
$\frac{5,61}{0,723} = 7,76$	$\frac{81,5}{13,1} = 6,23$	$\frac{274,8}{17,64} = 15,5$	$\frac{170,4}{15,7} = 10,8$
$\frac{2,15}{1,3} = 1,65$			
$7,76 \cdot 1,65 = 12,8$			

мощности от 250 до 750 кВт — гидромеханические и при мощности свыше 750 кВт — электромеханические.

Гидромеханические трансмиссии могут быть:

однопоточными — кроме механических агрегатов имеется гидромфуга или гидротрансформатор;

двух- и многопоточными — применяется агрегат, разветвляющий мощность на гидравлический и механический потоки;

с гидростатической передачей, которая полностью или частично заменяет коробку передач.

В случае электромеханических передач двигатель вращает вал динамомашин, вырабатывающей ток для питания тяговых электродвигателей с колесными или бортовыми редукторами.

Для машин высокой проходимости наиболее предпочтительными являюся гидромеханические трансмиссии, так как при их использовании повышаются плавность хода и проходимость.

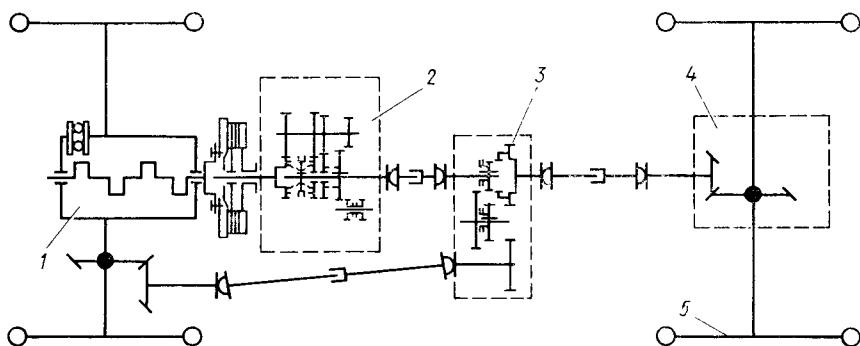


Рис. 14. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля ГАЗ-66:

1 — двигатель; 2 — коробка передач; 3 — раздаточная коробка; 4 — главная передача и дифференциал; 5 — колесный движитель

Некоторый повышенный расход топлива вследствие установки гидротрансформатора может быть уменьшен применением на определенных режимах блокировки.

Наибольшее распространение для машин с колесной формулой 4×4 получила схема, представленная на рис. 14. В данной схеме отсутствует межосевой дифференциал, однако предусмотрена возможность включения и выключения переднего моста на высшей передаче; имеются два межколесных дифференциала кулачкового типа с повышенным внутренним трением.

Для машин с колесными формулами 6×6 и 8×8 наибольшее распространение получили схемы, показанные на рис. 15 и 16. В схеме на рис. 15 установлено четыре дифференциала: один центральный в раздаточной коробке, допускающий блокировку, и три обычных конических. В схеме на рис. 16 применено семь дифференциалов: центральный в раздаточной коробке — симметричный конический, допускающий его блокировку; два межосевых и два задних межколесных самоблокирующегося типа, работающих по принципу муфт свободного хода, и, наконец, два межколесных конических повышенного трения.

Из схем (рис. 14 и 15) видно, что для многоосных машин одним из основных вопросов является правильный выбор конструкций,

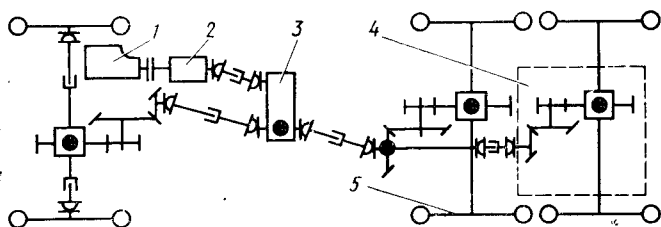


Рис. 15. Кинематическая схема трансмиссии Урал-4320:

1—5 — то же, что на рис. 14

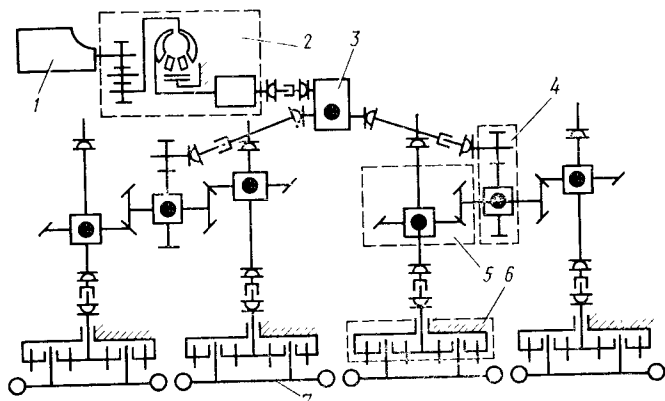


Рис. 16. Кинематическая схема трансмиссии автомобиля МАЗ-537:
 1 — двигатель; 2 — гидромеханическая коробка передач; 3 — раздаточная коробка;
 4 — межмостовой редуктор; 5 — главная передача и дифференциал; 6 — колесный редуктор; 7 — колесный движитель

числа и расположения центрального, межосевых и колесных дифференциалов.

Некоторое распространение получили так называемые трансмиссии с бортовой схемой, которые имеют два основных вала по сторонам автомобиля и индивидуальный привод к ведущим колесам.

На рис. 17 представлена наиболее простая схема трансмиссии шестиосных автомобилей. По этой схеме достигается хорошая компоновка машины, если устанавливать один центральный дифференциал и шесть колесных. Установка же межосевых дифференциалов затруднительна. В трансмиссии одной из колесных машин «Татра» также отсутствует центральный дифференциал, но предусмотрена возможность выключения переднего моста. В качестве межколесных применены цилиндрические дифференциалы и к каждому колесу осуществлен индивидуальный привод, что дает возможность осуществлять независимую подвеску колес. Однако, несмотря на простоту, схемы, приведенные на рис. 14—17, не обеспечивают минимальной массы трансмиссий. Для получения минимальной массы нужно при допустимо высоких

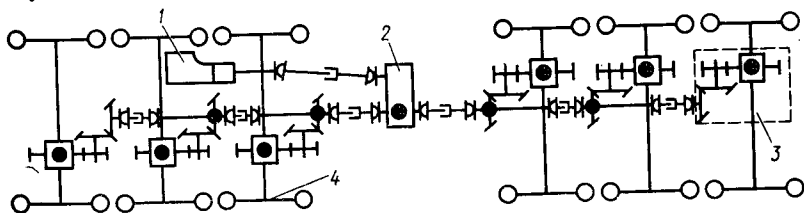


Рис. 17. Кинематическая схема трансмиссии шестиосной машины с центральным приводом:

1 — двигатель с коробкой передач; 2 — раздаточная коробка; 3 — главная передача и дифференциал; 4 — колесный движитель

частотах вращения валов передаточное число снижать через колесные (бортовые) передачи.

Большое внимание уделяется разработкам многоосных автомобилей с многопоточными трансмиссиями.

Распределение общего передаточного числа трансмиссии по агрегатам. Трансмиссии транспортных и тяговых машин разделяют на три типа в зависимости от распределения передаточного числа: трансмиссии, у которых на всех передачах во всех агрегатах происходит уменьшение частоты вращения и повышение крутящих моментов; трансмиссии, имеющие в коробке передач одну или две повышающие передачи; трансмиссии со специальными повышающими редукторами или с большинством повышающих передач в коробках.

Возможность значительного увеличения рабочих скоростей зубчатых колес создает предпосылки для введения повышающих передач.

Методы расчета элементов трансмиссии. Размеры деталей должны определяться не только напряжениями и внешней контактной напряженностью, но и требованиями, предъявляемыми к данной детали как к звену машины. Следовательно, при проектировании необходимо выполнять не один расчет, а несколько с учетом условий и особенностей работы деталей и их возможных износов и поломок. Комплекс таких расчетов одной и той же детали называют расчетами по предельным состояниям.

Расчеты по предельным состояниям могут быть классифицированы на несколько групп: расчеты, связанные с напряженным состоянием материала детали («внутренним» или «внешним», а также длительным или кратковременным); расчеты, связанные с функциональным назначением детали.

Кроме того, расчеты по предельным состояниям можно разделить на четыре подгруппы:

расчеты по основным внутренним напряжениям (по несущей способности); главнейшими из них для деталей машин являются расчет на усталость, при этом многократно возникающие напряжения должны соответствовать пределу выносливости, и расчет на прочность, при этом максимальные напряжения, действующие ограниченное число раз (для зубчатых колес менее $2 \cdot 10^5$ раз), не должны превышать значений, ограниченных кривой усталости, а иногда и предела текучести;

расчеты по внешней поверхностной напряженности; так же, как и в предыдущем случае, основными являются два расчета: на усталость от многократных нагрузок и смятие от малого числа больших нагрузок;

расчеты по вибростойкости; при этом определяются деформации (прогибы, углы закручивания), частоты собственных колебаний, возмущающие и демпфирующие силы и, наконец, максимально возможные вибрации;

расчеты на экстремальные нагрузки.

При расчете по предельным состояниям требуется переход от детерминированных методов оценки прочности и сроков службы к вероятностным. Действительно, если нагрузка переменна и прочностные свойства металла меняются, то оценка прочности с помощью коэффициента запаса становится условной.

Расчеты на усталость валов, зубчатых колес и подшипников рекомендуется проводить одним методом по единому нагрузочному режиму в трансмиссии. Вначале выбирают расчетный предел выносливости. Затем определяют кривую распределения нагрузок, выбирают расчетную нагрузку и находят эквивалентное число циклов ее действия. Число циклов для валов, зубчатых колес и подшипников определяют различными методами: для валов — по спектральным плотностям крутящих моментов и скоростям их изменения, для зубчатых колес и подшипников — по числу нагружений отдельных зубьев и соответственно числу перекатывавший шариков по одной точке наиболее нагруженной обоймы.

По расчетной нагрузке и числу циклов определяют расчетное число часов работы элемента или пробег до выхода его из строя, а затем строят кривую распределения.

§ 8. ВЫБОР НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ДЛЯ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТРАНСМИССИИ

Методы задания нагрузочного режима

Детерминированный расчет. Нагрузочный режим задают несколькими кривыми распределения пробегов по скорости и по усилиям (крутящим моментам). При современной точности расчетов можно рассматривать независимую кривую распределения пробегов по усилиям, приписывая ей среднюю скорость движения, и кривую распределения пробегов по скоростям. Кроме того, ряд деталей работает на отдельных передачах и под нагрузкой не все время, а только часть времени. Поэтому одного общего двумерного распределения недостаточно, и необходимо задавать законы распределения усилий для отдельных передач. Учитывая, что автомобили эксплуатируются в неоднородных дорожных условиях и при различном нагруженном состоянии (без груза, с прицепом, с полной нагрузкой и т. д.), значительно легче и правильнее выбрать нагрузочные кривые для отдельных условий эксплуатации и разделить работу в процентах на разных режимах, а не строить сразу общую кривую. Поэтому вначале следует установить число характерных режимов работы и для каждого режима задать законы распределения крутящих моментов и скоростей (или средние их величины), вернее параметры кривых, выражающих эти законы. Принимая во внимание необходимость учета циклов перемены напряжений в деталях, при расчетах на долговечность следует также для каждого режима установить относительную продолжительность его действия и, кроме того, специальным расче-

том определить низшие частоты крутильных и изгибных колебаний машинного агрегата.

Вероятностный расчет. Для бóльшей преемственности с детерминированными расчетами вероятностные расчеты можно выполнять следующим образом. В отличие от детерминированного расчета устанавливается не несколько кривых распределения нагрузок, а несколько семейств таких кривых, в которых кривая распределения, используемая при детерминированном расчете, является некоторым частным случаем. При таком построении вероятностного расчета следует выполнить действия, присущие детерминированному расчету, и дополнить их действиями со случайными величинами.

Основные этапы задания нагрузочного режима. Задание нагрузочного режима применительно к проектированию трансмиссии автомобиля состоит из ряда этапов. Вероятностные расчеты выполняются последовательно в пять этапов, при которых определяются:

относительный пробег автомобиля на различных передачах; кривые распределения нагрузок на отдельных передачах и общая кривая;

законы вариаций кривых распределения нагрузок;

расчетные параметры нагрузочного режима для узлов и деталей;

максимальные динамические нагрузки.

При выполнении детерминированных расчетов третий этап исключается.

Относительные пробеги машины на отдельных передачах. Кривые распределения

Путь, проходимый машиной на отдельных передачах, зависит от типа автомобиля, числа передач, особенностей трансмиссии и условий эксплуатации. В табл. 5 приведено примерное распределение времени работы по передачам для грузовых автомобилей.

5. Распределение времени работы (в %) машин на отдельных передачах

Число передач	Передача									
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X
Четыре	1	4	25	70	—	—	—	—	—	—
Пять	1	3	12	24	60	—	—	—	—	—
Шесть	1	2,5	6	12	23,5	5,5	—	—	—	—
Семь	1	2	4	8	12	23	50	—	—	—
Восемь	1	2	3,5	5	7,5	13	23	45	—	—
Девять	0,5	1	2	3,5	5,5	9	15	23,5	40	—
Десять	0,5	1	1,5	2,5	4	6,5	10	15	24	35

Кривые распределения нагрузок на передачах. Эти кривые используются для расчета деталей, работающих под нагрузкой только на одной или на нескольких передачах. Для расчета деталей трансмиссии, работающих под нагрузкой на всех передачах, применяется общая кривая распределения нагрузок.

Из теории автомобиля известно, что при делении членов уравнения баланса мощностей на скорость движения получается условный баланс сил, при котором тяговое усилие, обусловленное крутящим моментом, расходуется на преодоление сопротивления движению и создание усилия на крюке. Если все члены уравнения баланса сил поделить на вес машины, то получится уравнение для удельных сил тяги:

$$p_k = p_f \pm p_i + p_w + p_n + p_{кр} \pm p_j \quad (4)$$

где p_f , p_i , p_w , p_n , p_j — удельные силы соответственно сопротивления качению, подъему, воздуха, обусловленные колебаниями и разгоном; $p_{кр}$ — удельная сила тяги на крюке.

Эксперименты по замеру крутящих моментов в трансмиссиях автомобилей показывают, что кривые распределения удельных сил тяги достаточно стабильны для общетранспортных автомобилей и, что эти кривые подчиняются либо усеченному нормальному закону, либо усеченному логарифмически нормальному закону. Также было определено, что характер этих кривых зависит в основном от дорожных условий и числа прицепов, однако на них влияет в некоторой степени и мощность двигателя, установленного на машине. Для вновь проектируемой машины всегда можно установить параметры кривой распределения удельных сил тяги. По удельной силе тяги и полной массе автомобиля (тягача) определяется тяговое усилие на ведущих колесах; умножением последнего на расчетный радиус колеса — крутящий момент на ведущих колесах. Для определения параметров этих кривых необходимо приближенно рассчитать среднюю удельную силу тяги, а затем выбрать вид кривой и среднее квадратическое отклонение и определить условно-максимальную удельную силу тяги.

Средняя удельная сила тяги p_k определяется на каждой передаче в отдельности по формуле (4).

1. Среднее удельное сопротивление дороги $\bar{p}_f = \bar{p}_i \pm \bar{p}_j$ принимается для грузовых автомобилей 0,025 и автомобилей-самосвалов 0,04.

2. Среднее удельное сопротивление воздуха \bar{p}_w определяется на каждой передаче по формуле

$$\bar{p}_w = K_w \bar{v}_i^2 / (3,6^2 G_u),$$

где \bar{v}_i — математическое ожидание скорости движения на i -й передаче, км/ч; G_u — вес автомобиля, Н; K_w — фактор обтекаемости автомобиля, Н·с²/м².

Математическое ожидание $\bar{v}_a = (0,6 \div 0,8) v_{\text{amax}}$, причем $\bar{v}_{ai} = \bar{v}_a / u_i$.

3. Среднее удельное сопротивление $\bar{p}_{\text{п}}$ обусловлено колебаниями подвески.

4. Среднее удельное усилие на крюке $\bar{p}_{\text{кр}}$ следует рассчитывать исходя из сопротивлений движению прицепных устройств. В первом приближении принимают, что среднее тяговое усилие, необходимое для буксирования прицепа, обусловлено только сопротивлением дороги. Тогда, например, при массе прицепа 20 т и массе тягача 15 т $\bar{p}_{\text{кр}} = 0,025 \cdot 20 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = 4,9$ кН, а соответствующая удельная сила тяги на крюке тягача $\bar{p}_{\text{кр}} = 0,025 \times \times 20/15 = 0,033$.

5. Среднее удельное сопротивление разгону \bar{p}_j зависит от мощности двигателя, установленного на данной машине.

Для определения \bar{p}_j необходимо вначале найти расчетную удельную силу тяги p_{pi} (где i — номер передачи). Под расчетной удельной силой тяги следует понимать тягу, которая соответствует максимальному моменту T_{max} двигателя и ограничена силой сцепления шин ведущих колес. Таким образом, например, $p_{дI} = T_{\text{max}} i_{\text{ткI}} \eta_{\text{ткI}} / (r_k G_a)$; $p_{\phi} = G_{\phi} \phi / G_a$; $p_{дII} = T_{\text{max}} i_{\text{ткII}} \eta_{\text{ткII}} / (r_k G_a)$; $p_{\phi} = G_{\phi} \phi / G_a$ и т. д., где $p_{дII}$ — меньшее значение из $p_{дII}$ и p_{ϕ} ; p_{ϕ} — удельная сила сцепления ведущих колес; $\eta_{\text{ткI}}$ — КПД трансмиссии на соответствующей передаче; G_{ϕ} — составляющая веса, приходящегося на ведущие колеса колесной машины; ϕ — коэффициент сцепления.

Наконец, определяют среднее удельное сопротивление разгону на отдельных передачах

$$\bar{p}_{ji} = K_j (p_{pi} - \bar{p}_{wi} - \bar{p}_{\phi i} - \bar{p}_{ni} - \bar{p}_{кр i}),$$

т. е. принимают, что на разгон затрачивается определенный процент избыточной силы тяги. Можно принимать $K_j = 0,3$.

Определяем среднее тяговое усилие для каждой передачи в отдельности:

$$\bar{p}_k = \bar{p}_{\phi} + \bar{p}_w + \bar{p}_{\text{п}} + \bar{p}_{\text{кр}} + \bar{p}_j.$$

Для определения вида кривой удельных сил тяг при проектировании новой машины необходимо на всех передачах сопоставить средние удельные силы тяги с расчетными. Для передач, у которых отношение $p_p / \bar{p}_k > 1,3 \div 1,5$, принимают, что удельная сила тяги распределена по логарифмически нормальному закону, а для передач, у которых $p_p / \bar{p}_k < 1,3 \div 1,5$, — по нормальному закону.

Среднее квадратическое отклонение удельных сил тяг при логарифмически нормальной кривой для общетранспортных автомобилей составляет 0,15—0,30. Для нормального распределения коэффициент вариации равен 0,25—0,50.

Расчет предельных значений удельной силы тяги сводится к определению значений $p_{k\text{min}}$ и $p_{k\text{max}}$, так как кривые распределения — логарифмически нормальная и нормальная —

являются усеченными. При расчетах можно принимать $\rho_{\text{мин}} = 0$, а $\rho_{\text{макс}} = \rho_D$.

Общая нагрузочная кривая. Принимается, что общая нагрузочная кривая является усеченной логарифмической нормальной кривой с параметрами $\bar{\rho}_{\text{ко}} = 0,04$ и $S_{\text{лгр}} = 0,20 \div 0,25$ для грузовых автомобилей, $\bar{\rho}_{\text{ко}} = 0,08$ и $S_{\text{лгр}} = 0,20 \div 0,30$ для автомобилей высокой проходимости.

Использование кривых распределения и параметров нагрузочного режима при расчетах

Детерминированный расчет. При выполнении расчетов зубчатых колес, подшипников и других деталей трансмиссий на выносливость необходимо знать только три параметра кривых распределения удельных сил тяги: среднее медианное значение, расчетную удельную силу тяги и среднее квадратическое отклонение (или среднее отклонение логарифмов). При расчетах на выносливость нагрузки, превышающие расчетную силу тяги, нельзя учитывать простым суммированием, как остальные нагрузки, а приходится вводить во все расчеты так называемые коэффициенты динамики, получаемые эмпирически и зависящие не только от амплитуд и числа циклов, но и от интенсивности изменения нагрузок. При расчетах определяют по три указанных параметра для каждой передачи и общие для всей трансмиссии.

При расчетах валов площадь под кривой распределения разбивают на горизонтальные площадки, для каждой из которых устанавливают среднюю нагрузку и амплитуду (рис. 18, а). Частоты колебания нагрузок устанавливают исходя из собственных частот колебаний трансмиссии. Расчеты по кривой распределения нагрузок можно вести тремя методами. Во всех случаях необходимо от кривой нагрузок переходить к кривым напряжений; если эти кривые одинаковы и меняется только масштаб, то нагрузки можно суммировать, заменяя эквивалентными и т. д. Если же кривая напряжений отличается от кривой нагрузок

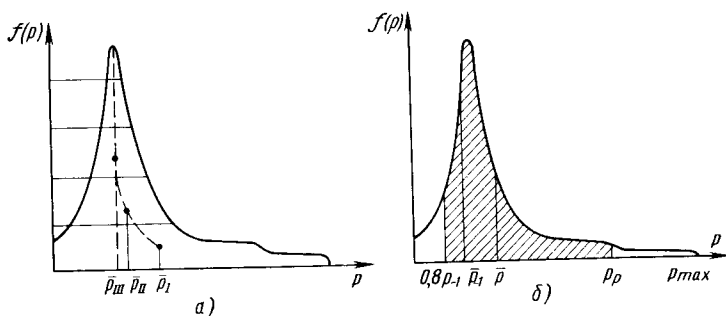


Рис. 18. Кривые распределения удельных сил тяги

(например, различные коэффициенты динамики или другие показатели), то необходимо перестраивать кривую.

Метод I — непосредственный расчет по кривой распределения. Под нагрузочной кривой выделяется площадь, ограниченная слева нагрузкой, соответствующей пределу выносливости p_{-1} (или 0,6—0,8 предела выносливости), и справа — расчетной нагрузкой. Эта площадь разбивается на вертикальные элементарные площадки (рис. 18, б), и расчет ведется по формуле

$$\sum_{p_{-1}}^{p_p} p_k^m \Delta L = K \sum_{\sigma_x}^{\sigma_p} \sigma_x^m \Delta N,$$

где σ_x — напряжение, соответствующее p_k ; K — коэффициент пропорциональности между удельной силой тяги и соответствующим напряжением; ΔL — пробег при силе тяги p_k и напряжении σ_x ; m — показатель степени кривой усталости.

Метод II — замена переменных нагрузок одной среднеэквивалентной. Эквивалентная нагрузка действует в течение реального пробега и вызывает те же усталостные явления, что и действительные нагрузки:

$$\sum_{p_{-1}}^{p_p} p_k^m \Delta L \approx p_{\text{эк}}^m \sum_0^{p_{\text{max}}} \Delta L = p_{\text{эк}}^m L_0 = (p_p K_{II})^m L_0,$$

где L_0 — общий пробег автомобиля; K_{II} — коэффициент нагрузки.

Метод III — расчет по максимальной длительно действующей нагрузке с определением эквивалентного пробега при этой нагрузке. Удельная сила тяги, соответствующая этой нагрузке, описана ранее и называется расчетной:

$$\sum_{p_{-1}}^{p_p} p_k^m \Delta L = p_p^m L_k = p_p^m K_{II} L_0.$$

В практических расчетах чаще всего пользуются третьим методом. По расчетной удельной силе тяги определяют расчетные крутящие моменты на отдельных валах трансмиссии. Пробеги же при расчетных моментах находят умножением реальных пробегов на коэффициенты, которые рассчитывают по кривым удельных сил тяги по формуле

$$K_{II} = \sum_{p_{-1}}^{p_p} p_k^m \Delta L / (p_p^m L_0). \quad (5)$$

Зависимость между коэффициентами пробега и нагрузки выражается уравнением $K_{II} = K_{II}^m$. Из расчетов коэффициентов пробега для различных деталей и напряженных состояний было установлено, что их величины при заданных кривых распределения зависят от показателя степени m и отношения расчетной тяги

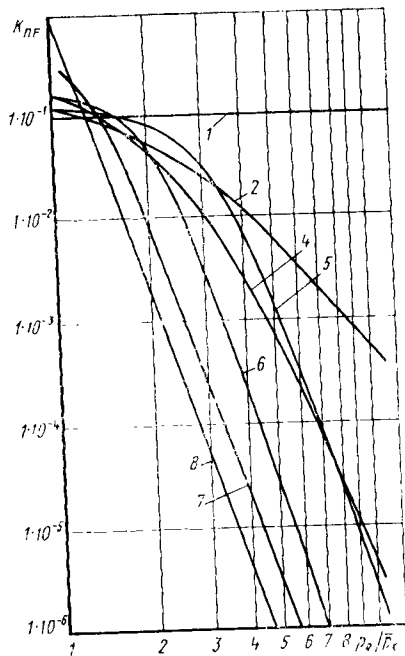
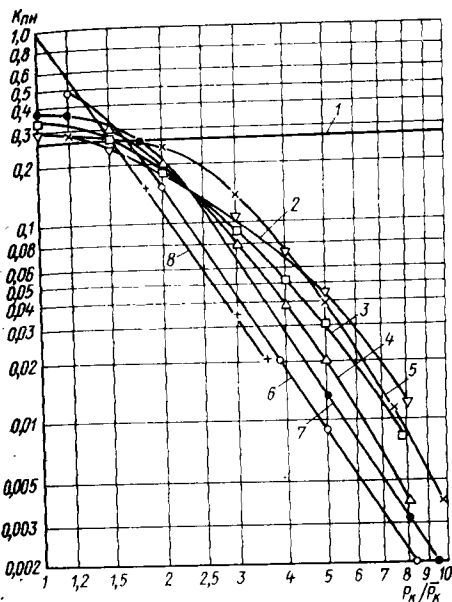


Рис. 19. Коэффициенты пробега $K_{ПН}$ при $mH = 3$:

1 — $K_{ПН} = 0,27$; $K_{ПФ} = 0,1$; 2 — 4 — логарифмически нормальное распределение при $\text{Sig } p$, равном соответственно 0,3, 0,2, 0,15; 5 — 7 — нормальное распределение при $K_{\text{вар}}$, равном соответственно 1, 0,5, 0,25; 8 — постоянная нагрузка

Рис. 20. Коэффициенты пробега $K_{ПФ}$ при $mF = 9$ (обозначения те же, что на рис. 19)

к средней $\rho_r / \bar{\rho}_k$. Поэтому были построены специальные графики, позволяющие определять $K_{П}$ в зависимости от названных величин (рис. 19, 20).

Вероятностный расчет. Колесные машины одной и той же модели работают в различных условиях эксплуатации, характеризующихся кривыми распределения нагрузок. Каждой кривой соответствует определенный коэффициент пробега. Следовательно, вариации условий эксплуатации и соответствующие им вариации кривых распределения при вероятностных расчетах должны описываться некоторой кривой распределения коэффициентов пробега. Для выполнения расчетов необходимо знать законы этих распределений и их основные параметры.

Анализ результатов исследований режимов работы различных автомобилей позволяет в первом приближении принять, что коэффициенты пробега подчинены логарифмически нормальному закону распределения, и рекомендовать значения статистических характеристик кривых распределения коэффициентов пробега, указанные в табл. 6. В табл. 6 приведены средние квадратические

**6. Статистические характеристики кривых
распределения коэффициентов пробега автомобилей**

Наименование	Грузовые	Самосвалы
Диапазон коэффициентов:		
нагрузки K_H	0,4—0,8	0,3—0,8
пробега $K_{ПН}$ при $m = 3$	0,064—0,512	0,027—0,512
пробега $K_{ПФ}$ при $m = 9$	0,0001—0,15	0,01—0,25
Средние коэффициенты пробега при рас- чете*:		
на контактную усталость $\bar{K}_{ПН} p$	$K_{ПН} p / 10^{0,1}$	$K_{ПН} p / 10^{0,125}$
на усталость при изгибе $\bar{K}_{ПФ} p$	$K_{ПФ} p / 10^{0,2}$	$K_{ПФ} p / 10^{0,25}$
Средние квадратические отклонения логарифмов коэффициентов пробега:		
$S_{lg K_{ПН}}$	0,1	0,125
$S_{lg K_{ПФ}}$	0,2	0,25

* Расчетные значения используют в детерминированном расчете.

отклонения логарифма коэффициента пробега $S_{lg K_{П}}$ и указан метод определения среднего его значения исходя из частного значения, полученного при выполнении детерминированного расчета. Данные относятся к автомобилям, режимы работы которых наиболее изучены. Для автомобилей, не указанных в табл. 6, статистические характеристики кривых распределения коэффициентов пробега должны определяться на основе экспериментальных данных.

Параметры нагрузочного режима. Выше было указано, что по известной исходной кривой распределения нагрузок можно определить частную кривую распределения нагрузки для любой детали трансмиссии и по ней выполнить расчет данной детали. Однако при наличии исходной кривой распределения расчет деталей трансмиссии (в том числе зубчатых колес) на долговечность может быть выполнен и без определения характеристик частной кривой. Для расчета накопленной усталости при расчете детали на долговечность необходимо определить уровень циклических напряжений, соответствующий движению автомобиля с расчетной тяговой силой, и коэффициент пробега на данной передаче, а также число циклов перемены напряжений на этой передаче, которое находится по величинам заданного общего пробега L_0 , относительного пробега на передаче γ , передаточного числа $u_{зв}$ и КПД $\eta_{зв}$ от вала рассматриваемой детали к ведущим колесам.

Коэффициент пробега $K_{П}$ и относительный пробег γ являются показателями нагрузочного режима, общими для всех деталей, нагруженных на данной передаче. Эти величины определены выше. Для расчета уровня циклического напряжения необходимо определить частные показатели расчетного режима рассматриваемой детали — расчетный крутящий момент на ее валу и расчетную частоту вращения этого вала. Под уровнем циклического

напряжения следует понимать максимальное отклонение его от нулевого значения в течение одного цикла.

В качестве расчетного необходимо принять крутящий момент, соответствующий средней тяговой силе того интервала исходной кривой распределения, который принимался в качестве интервала приведения. Так как коэффициенты пробегса получают при приведении переменных нагрузок, подчиняющихся исходной кривой распределения, к нагрузкам одного из интервалов, расчетный момент тоже должен определяться исходя из нагрузки в этом интервале. Если число интервалов группировки увеличивать, то средняя нагрузка расчетного интервала в пределе примет значение, соответствующее расчетному моменту.

Таким образом, расчетным крутящим моментом называется момент на рассматриваемом валу трансмиссии, определяемый исходя из расчетной силы тяги на ведущих колесах автомобиля на данной передаче. Рассмотрим на примере порядок определения расчетного момента и расчетной частоты вращения для механической и гидромеханической трансмиссий.

Определение расчетного момента. При расчете деталей *механической трансмиссии*, работающих под нагрузкой на всех передачах, расчетный момент определяется только на низшей передаче, в остальных же случаях — на тех передачах, на которых данная деталь находится под нагрузкой.

При известной расчетной удельной силе тяги момент на любом валу при заданной передаче

$$T = \lambda \rho_r G_a r_k \theta / (u_{зк} \eta_{зк}), \quad (6)$$

где λ — показатель той части мощности, которая передается данным валом; для валов трансмиссии, передающих полную мощность, $\lambda = 1$; θ — коэффициент, учитывающий циркулирующую мощность при блокированном приводе.

Если в приводе от двигателя к рассматриваемому валу установлены межосевые дифференциалы с параметрами, обеспечивающими распределение потока мощности между ведущими колесами, примерно пропорциональное их сцепным весам, то

$$\lambda = G_\phi / G_{\phi\Sigma}, \quad (7)$$

где G_ϕ — вес, приходящийся на те ведущие колеса, к которым мощность передается через рассматриваемый вал; $G_{\phi\Sigma}$ — общий сцепной вес машины.

Формулой (7) надо пользоваться также при блокированном приводе рассматриваемого вала.

Если в приводе к валу установлены межосевые дифференциалы с конструктивными параметрами, не обеспечивающими распределение мощности, пропорциональное сцепным весам, то показатель λ следует определять как произведение частных показателей деления в каждом дифференциале, расположенном между двигателем и рассматриваемым валом. Для симметричных дифференциалов

(конструктивный параметр $|p| = 1$) частное значение $\lambda = 1/2$. При несимметричном дифференциале, например, с параметром $|p| = 2$ для привода к переднему мосту $\lambda_1 = 1/3$ и для привода к тележке $\lambda_{2-3} = 2/3$.

КПД на некотором участке трансмиссии определяется с учетом того, что КПД каждого последовательно расположенного зубчатого зацепления находится в следующих пределах:

цилиндрического внешнего	0,98—0,985
цилиндрического внутреннего	0,99
конического с круговыми зубьями и гипоидного	0,95—0,96

КПД планетарных передач определяют в зависимости от схемы и конструктивных параметров по существующим правилам. Значение коэффициента θ , учитывающего возможную циркуляцию мощности, устанавливают с учетом вида привода от двигателя к рассматриваемому валу. Если привод дифференциальный, то следует принимать $\theta = 1$; при заблокированном приводе $\theta = 1,1$ для низших и $\theta = 1,2$ для высших передач.

В некоторых случаях выполняются расчеты при заданных значениях относительных пробегов γ и коэффициентов пробега K_{γ} на передачах. Тогда удельные тяговые силы p_k могут не определяться, что исключает непосредственное использование формулы (5) при определении расчетного момента. Чтобы найти значение расчетного момента при неизвестной удельной силе тяги, следует определить и сопоставить две величины: момент, рассчитанный по моменту двигателя, и момент T_{φ} , найденный по сцеплению ведущего колеса с дорогой:

$$T_d = T_{тд} u_{тд} \eta_{тд} \alpha \theta; \quad T_{\varphi} = G_{\varphi} f_{к} / u_{к} \eta_{к} \quad (8)$$

$u_{тд}$ — передаточное число от турбины до рассматриваемой шестерни; $\eta_{тд}$ — КПД, соответствующий $u_{тд}$.

Для механических трансмиссий $T_{тд} = T_{\max д}$, для гидромеханических трансмиссий $T_{тд}$ — момент на валу турбины гидротрансформатора при расчетном для данной передачи значении коэффициента трансформации K_p ; $T_{тд} = K_p T_{пр}$ (где $T_{пр}$ — крутящий момент на насосном колесе гидротрансформатора). В качестве расчетного момента на валу зубчатого колеса принимается $T = T_d$, если $T_{\varphi} > T_d$, и $T = T_{\varphi}$, если $T_{\varphi} < T_d$.

Следует заметить, что определение расчетного момента по формуле (6) или путем сопоставления величин T_d и T_{φ} дает одинаковый результат. Поэтому использование первого или второго расчетного приема можно связывать с удобством расчета для каждого частного случая.

Гидромеханическую трансмиссию следует разделить на два участка: двигатель — вал насосного колеса гидротрансформатора; вал турбины гидротрансформатора — ведущие колеса автомобиля. Для первого участка расчетным на входе является максимальный крутящий момент двигателя, для второго расчетный момент

определяется по рекомендации, рассмотренной выше, применительно к механической трансмиссии.

Определение расчетной частоты вращения. Для механической трансмиссии и второго участка гидромеханической трансмиссии расчетная частота вращения n вала рассматриваемого зубчатого колеса определяется по формуле

$$n = n_T / u_{T.},$$

где $u_{T.}$ — передаточное число механической части.

Величина n_T для грузовых автомобилей общетранспортного назначения с механической и гидромеханической трансмиссиями определяется исходя из средней технической скорости:

$$n_T = 60v_a u_{TKB} / (2\pi \cdot 3,6r_K), \quad (9)$$

где n_T — расчетная частота вращения входного вала, об/мин; v_a — скорость движения автомобиля, км/ч; u_{TKB} — передаточное число механической части трансмиссии; r_K — радиус качения ведущего колеса, м.

Для автомобилей высокой проходимости с механической трансмиссией и самосвалов, предназначенных для работы в карьерах, с такой же трансмиссией можно принимать $n_T = n_M$ (где n_M — частота вращения вала двигателя, соответствующая максимальному крутящему моменту). Величина n_T для всех перечисленных выше групп автомобилей принимается одинаковой на всех передачах.

Для специальных автомобилей и сверхтяжелых карьерных самосвалов значение n_T в общем случае устанавливается для каждой передачи и двух крайних весовых состояний (без груза и с максимальным грузом) в отдельности. Для определения n_T необходимо сначала найти средние скорости \bar{v}_{ai} на отдельных режимах, а затем воспользоваться формулой (9):

$$n_{Ti} = 60\bar{v}_{ai} u_{TKi} / (2\pi \cdot 3,6r_K),$$

где u_{TKi} — общее передаточное число механической трансмиссии или второго участка гидромеханической трансмиссии на рассматриваемом режиме.

При расчетах согласующего редуктора, установленного на первом участке гидромеханической трансмиссии между двигателем и трансформатором, расчетная частота вращения вала зубчатого колеса может определяться исходя из частоты вращения коленчатого вала двигателя n_M , соответствующей максимальному крутящему моменту $T_{max \tau}$. Если при выполнении предварительных расчетов имеются затруднения в определении средних скоростей движения, то можно принимать расчетную частоту вращения $n_T = n_M$ для автомобилей с механической трансмиссией, $n_T = 0,6N T_T$ для автомобилей с гидромеханической трансмиссией (где N — максимальная мощность двигателя, Вт; T_T — крутящий

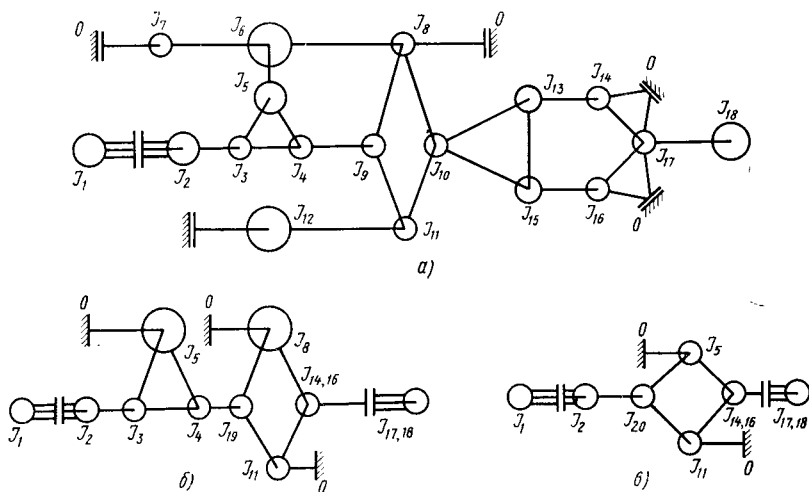


Рис. 21. Динамические схемы взаимодействующих агрегатов автомобиля:

индексы при приведенных моментах инерции J обозначают следующее: 1 — вращающиеся детали двигателя; 2 — ведомый диск сцепления; 3 и 4 — вращающиеся детали коробки передач; 5 — двигатель (момент относительно оси коленчатого вала); 6 — подпружиненную массу автомобиля (кроме двигателя); 7 — передний мост; 8 и 11 — задний мост (момент относительно продольной и поперечной осей); 9 и 10 — конические шестерня и колесо главной передачи; 12 — автомобиль (момент относительно поперечной оси); 13 и 15 — полуосевые зубчатые колеса дифференциала; 14 и 16 — ведущие колеса автомобиля; 17 и 18 — поступательно движущаяся масса соответственно заднего моста и автомобиля; 19 и 20 — вращающиеся детали соответственно заднего моста и деталей трансмиссии

момент, развиваемый двигателем при максимальной мощности, Н·м).

Максимальные динамические нагрузки. Для расчета на прочность трансмиссии необходимо знать максимальный динамический момент $T_{j\max}$, который может возникнуть при наиболее неблагоприятных условиях эксплуатации.

Максимальные динамические нагрузки рассчитывают по системам дифференциальных уравнений на ЭВМ. Однако вначале всегда требуется исследовать на АВМ, какую динамическую систему для данной колесной машины следует принимать в качестве расчетной.

На рис. 21 представлены три динамические схемы, по которым можно определять нагрузки. Схема *a* наиболее полная, учитывающая не только машинный агрегат (двигатель — трансмиссия — масса автомобиля) и два сцепления, но и колебания автомобиля вокруг продольной и поперечной его осей. Схема *б* упрощенная: не учитывается дифференциал автомобиля и колебания двигателя и заднего моста (рассматриваются изолированно). Схема *в* наиболее простая, при расчете по ней учитываются машинный агрегат, два сцепления и изолированно колебания двигателя и заднего моста вокруг продольной оси автомобиля. На рис. 21 линиями, соединяющими моменты инерции, показаны податливости линей-

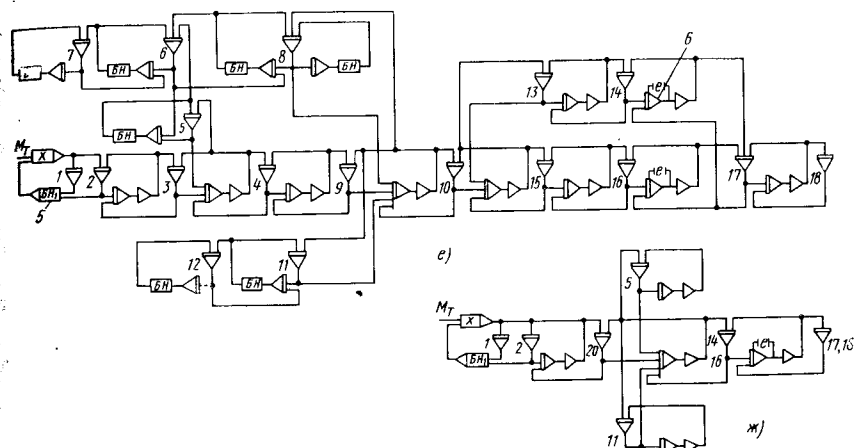
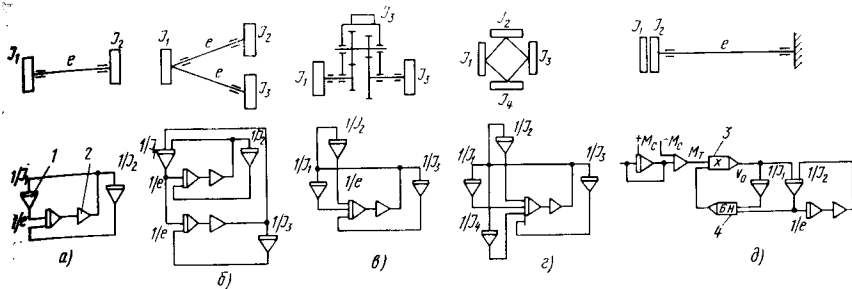


Рис. 22. Структурные схемы динамических систем:

a — однозвенной; *б* и *в* — с разветвлением соответственно на массу, и на податливость; *г* и *д* — имитирующей соответственно колесо автомобиля, сцепление; *e* и *ж* — для расчета динамических нагрузок в трансмиссии соответственно по рис. 21, *a*, 21, *в*; на схемах *a* — *д* 1 — интегратор; 2 — устройство умножения; 4 — нелинейное устройство

ные (e_{2-3} , e_{4-9} , e_{13-14} , e_{15-16} , e_{17-18}), нелинейные (e_{5-6} , e_{6-7} , e_{6-8} , e_{7-0} , e_{8-0} , e_{12-0} , e_{5-0} , e_{11-0}); трехсторонние и четырехсторонние линейные и нелинейные дифференциалы, имитирующие прямые и реактивные податливости (e_{3-4-5} , $e_{9-8-10-11}$, $e_{10-13-15}$, $e_{14-0-17}$, $e_{16-0-17}$, $e_{19-8-11-14}$, $e_{20-5-11-14}$).

После написания дифференциальных уравнений составляют структурную систему для набора ее на аналоговых машинах. Практика расчетов показывает, что составление таких систем значительно упрощается, если их считать состоящими из элементарных частей. Масштабирование должно быть максимально упрощено, все входные коэффициенты решающих устройств (инверторов, интеграторов, нелинейных блоков) определяются непосредственно по параметрам динамической системы.

На рис. 22 приведены пять основных элементов структурных схем. На рис. 22, *a* показаны системы из двух маховиков, соединенных валом, и структурная схема, имеющая два интегратора,

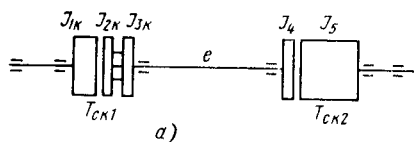
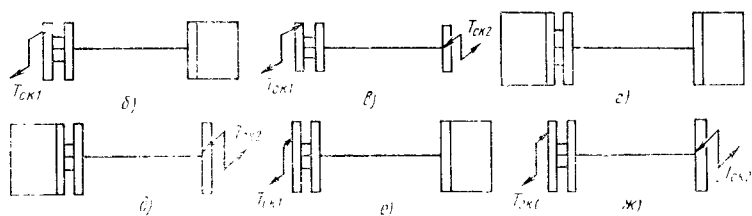


Рис. 23. Схемы для определения максимальных динамических нагрузок: а) расчетная схема; б и в — $\omega_r < \omega_{др}$; г и ж — $\omega_r > \omega_{др}$



имитирующих маховики и интегратор с инвертором, имитирующий вал. Коэффициенты передачи на входах интеграторов соответственно $1/J_1$, $1/J_2$ и $1/e$ (где J — моменты инерции соответствующих маховиков; e — податливость вала). На рис. 22, б представлена схема при разветвлении потока мощности на два потока на массу, на рис. 22, в — при разветвлении потока на податливости. На рис. 22, г дан четырехсторонний дифференциал, имитирующий колесо автомобиля, а на рис. 22, е — система, имитирующая фрикционное сцепление автомобиля. На рис. 22, е и ж приведены структурные схемы, соответствующие динамическим системам (см. рис. 21, а, в), причем интеграторы, имитирующие определенные моменты инерции на рис. 22, обозначены цифрами, одинаковыми с индексами на рис. 21.

При механической трансмиссии $T_{j_{max}}$ на ее валах различен на разных передачах. Он зависит от многих факторов: момента трения во фрикционном сцеплении; момента, соответствующего пробуксовке ведущих колес; передаточных чисел в трансмиссии; моментов инерции вращающихся деталей; массы автомобиля; податливости валов трансмиссии; демпфирующих сил; зазоров и т. д.

В первом приближении определения расчетного значения $T_{j_{max}}$ колесную машину можно рассматривать как однозвенную динамическую систему (рис. 22, 23). Параметры такой системы подсчитывают по следующим зависимостям:

$$J_{1K} = u_{кв}^2 \sum J_{д}; \quad J_{2K} = u_{кв}^2 J_{с};$$

$$J_{3K} = \sum J_{х} u_0^2; \quad J_1 = \sum J_{кв} / u_0^2;$$

$$J_5 = M_{а} r_{к}^2 / u_0^2; \quad \omega_r = \omega_N / u_{кв};$$

$T_{СК1} = T_{с} u_{кв}$; $e = e_{к} + e_{п} 0,5 u_0^2 + e_{р} 0,5 u_0^2 + e_{ш} 0,5 u_0^2$; $T_{СК2} = T_{ф} u_0$, где J_{1K} , J_{2K} , J_{3K} , J_4 , J_5 — моменты инерции деталей, приведенные к карданному валу, соответственно: вращающихся частей двигателя, ведомого диска сцепления, зубчатых колес коробки передач,

ведущих колес и поступательно движущейся массы автомобиля; ΣJ_d — суммарный момент инерции вращающихся деталей двигателя, приведенный к маховику; J_c — момент инерции ведомого диска сцепления; $\Sigma J_{кв}$ — суммарный момент инерции ведущих колес; J_1 — момент инерции соответствующего зубчатого колеса; M_1 — масса колесной машины; r_k — радиус качения ведущих колес; $u_{кв1}$, u_0 — передаточные числа коробки передач и главной передачи; u — передаточные числа от вала соответствующего зубчатого колеса коробки передач до вторичного вала; e_k , e_n , e_p , $e_{п1}$ — податливости карданного вала, полуоси, реактивная податливость подвески заднего моста и шин соответственно; ω_k , ω_1 — угловые скорости приведенного и реального маховика при максимальной мощности; T_c , $T_{ск1}$ — моменты трения в сцеплении, реальный и приведенный к карданному валу соответственно; $T_{ф}$, $T_{ск2}$ — моменты трения на колесах при пробуксовке, реальный и приведенный к карданному валу соответственно.

Рекомендуется все приведения делать к карданному валу автомобиля, так как динамические моменты, рассчитанные по однозвенной системе, соответствуют именно карданному валу, а после умножения на $u_0/2$ — полуоси. По однозвенной системе нельзя непосредственно определить динамический момент на первичном валу коробки передач. Его рекомендуется выбирать приближенными методами исходя из процессов, протекающих в сцеплениях, и соотношения моментов инерции ведомого диска и суммарного (вращающихся деталей коробки передач). При приведении всех параметров к карданному валу различными способами на разных передачах моменты трения в сцеплении (при постоянном моменте трения в нем) и начальная угловая скорость маховика.

Опытами установлено, что максимальные динамические нагрузки в трансмиссиях возникают при интенсивном включении сцепления, наезде колес на препятствие, движении по синусоидальной неровности и при движении с периодическими пробуксовками. При максимальных динамических нагрузках происходит либо пробуксовка сцепления, либо пробуксовка ведущих колес. Следовательно, моменты трения в сцеплениях являются ограничителями максимального динамического момента. Однако максимальный динамический момент превышает $T_{ск1}$ и $T_{ск2}$ вследствие докручиваний системы за счет кинетической энергии масс с моментами инерции $J_{2к}$, $J_{3к}$ и J_4 .

Для приближенной оценки максимального момента T_{\max} рассмотрим, что происходит с системой при резком отпуске педали сцепления. Очевидно, необходимо принять, что масса с моментом инерции J_1 имеет угловую скорость ω_k , а вся остальная система в начальный момент времени неподвижна. Затем масса с моментом $J_{1к}$ прижимается к массе с моментом $J_{2к}$ так, что к неподвижной системе мгновенно прикладывается момент трения $T_{ск1}$. Этот момент раскручивает всю систему. На валу

возникает упругий момент, максимальное значение которого необходимо определить. При увеличении угловой скорости массы с моментом $J_{2к}$ в сцеплении и ведущих колесах могут происходить различные явления (прекращение буксования сцепления, буксование ведущих колес) и от этого будет зависеть $T_{\text{жмах}}$. Все процессы, протекающие в сцеплении, можно разделить на две основные группы.

Первая группа характеризуется тем, что максимальный динамический момент возникает при пробуксовке сцепления, а вторая — тем, что максимальный динамический момент возникает после прекращения буксования сцепления.

Из анализа и расчетов динамических систем автомобилей, а также экспериментов по замеру динамических моментов, возникающих при резком отпуске педали сцепления на различных передачах, установлено, что время одного колебания нагрузки составляет 40/500—250/500 с (рассматриваются колебания, определяющие динамические нагрузки), а время нарастания момента при наиболее интенсивном отпуске педали сцепления (при отсутствии гидروпривода в сцеплении) составляет 7/500—20/500 с. Неизбежное наличие зазоров в системе приводит к тому, что во время приложения к трансмиссии крутящего момента момент трения достигает расчетного значения. В этом случае дифференциальные уравнения имеют вид

$$J_{23}\ddot{\varphi}_3 + (\varphi_3 - \varphi_4)/e = T_{\text{ск1}};$$

$$J_{45}\ddot{\varphi}_4 - (\varphi_3 - \varphi_4)/e = 0,$$

где $J_{23} = J_{2к} + J_{3к}$; $J_{45} = J_4 + J_5$; e — податливость валов от сцепления до ведущего колеса машины; φ_i — угловое перемещение соответствующей массы.

Примем, что $\varphi_3 - \varphi_4 = x$; тогда два уравнения заменяются одним:

$$\ddot{x} + K_{25}^2 x = T_{\text{ск1}}/J_{23},$$

где K_{25} — собственная частота колебаний автомобиля при буксующем сцеплении;

$$K_{25} = i \sqrt{J_{23}J_{45}e};$$

$$J_{25} = J_{2к} + J_{3к} + J_4 + J_5.$$

Введем начальные условия: при $t = 0$ $x = \varphi_3 - \varphi_4 = 0$; $\dot{x} = \dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4 = 0$; тогда

$$x = (T_{\text{ск1}}/J_{23}K_{25}^2)(1 - \cos K_{25}t);$$

$$\dot{\varphi}_3 = \frac{T_{\text{ск1}}}{J_{25}} t + \frac{T_{\text{ск1}}J_{45}}{J_{23}J_{25}K_{25}} \sin K_{25}t.$$

Если рассматривать начало процесса, то t невелико, а отношение J_{45}/J_{25} близко к единице, поэтому можно считать

$$\dot{\varphi}_3 \approx (T_{\text{ск1}}/J_{23}K_{25}) \sin K_{25}t; \quad K_{25} \approx i \sqrt{1/(J_{23}e)}.$$

Данное уравнение применимо до тех пор, пока скорости маховика и ведомого диска не станут одинаковыми или не начнется буксование ведущих колес.

Если скольжение сцепления будет происходить непрерывно, то

$$\dot{\Phi}_{3\max} \approx T_{\text{ср}1} (J_{23} K_{23}) \approx T_{\text{ср}1} \cdot e \sqrt{J_{23}}$$

Полученную угловую скорость назовем граничной ω_r ; эксперименты показывают, что вследствие наличия зазоров более правильно граничную скорость определять по формуле

$$\dot{\Phi}_{3\max} = T_{\text{ср}1} \cdot e \sqrt{J_{23}} = T_{\text{ср}1} \cdot e \sqrt{J_c} = \omega_r$$

В первом приближении можно принять, что граничная угловая скорость постоянна на всех передачах и единая для данной машины. По величине ω_r можно определить, будет ли в сцеплении отсутствовать или происходить непрерывное скольжение до момента времени, соответствующего первому максимуму крутящего момента. Если $\omega_r < \omega_k$ (приведенной к карданному валу угловой скорости маховика), то имеет место скольжение, если $\omega_r > \omega_k$ — отсутствие скольжения. После определения параметров динамической схемы (см. рис. 22) и критической скорости можно найти максимальные динамические моменты на отдельных передачах.

В первом расчетном случае определения максимального динамического момента состояние системы характеризуется зависимостями

$$\begin{aligned} \omega_r < \omega_k; \quad \omega_r &= T_{\text{ср}1} \cdot e \sqrt{J_c}; \\ T_{\text{ср}1} &= 0,75 T_{\text{ср}01}; \quad T_{\text{ср}01} = \beta_c T_e \max, \end{aligned}$$

где β_c — коэффициент запаса по сцеплению; $T_{\text{ср}01}$ — момент трения в сцеплении при первоначальном его буксовании.

Вначале необходимо определить момент, возникающий при непрерывном буксовании сцепления и при отсутствии буксования колес $T_{1\max} = 2T_{\text{ср}1} J_{45}/J_{25} \approx 2T_{\text{ср}1}$, и момент, необходимый для буксования колес,

$$T_{\text{ср}2} = T_{\text{ср}2} J_{15}/u_0 J_5 = T_{\text{ср}2} J_{45}/J_5.$$

Если $T_{1\max} \leq T_{\text{ср}2}$, то расчетные динамические моменты на валах следующие (см. рис. 23, б):
на первичном

$$T_{j_{1\max}} = [T_{1\max} (2u_{\text{вн}})] (1 + J_{23}/J_{23});$$

на карданном $T_{j_{\text{вс}}\max} = T_{1j\max}$;

на полуоси $T_{j_{\text{пос}}\max} = 0,5 T_{1\max} u_0$.

Если $T_{1\max} > T_{\text{ср}2}$, то уравнения будут соответственно следующие (см. рис. 23, в):

$$\begin{aligned} J_{23} \ddot{\Phi}_3 + (q_3 - q_4)/e &= T_{\text{ср}1}; \\ J_1 \ddot{\Phi}_4 - (q_3 - q_4)/e &= -T_{\text{ср}2}. \end{aligned}$$

Если обозначить $\varphi_3 - \varphi_4 = x$, то

$$\ddot{x} + k_{24}^2 x = \frac{T_{\text{СК}1}}{T_{23}} + \frac{T_{\text{СК}2}}{J_4};$$

$$x = A \cos K_{24}t + B \sin K_{24}t + \frac{T_{\text{СК}1}}{K_{24}^2 J_{23}} + \frac{T_{\text{СК}2}}{K_{24}^2 J_4},$$

где K_{24} — собственная частота колебаний автомобиля при буксовании сцепления и колес;

$$K_{24} = \sqrt{J_{24}/(J_{23}J_4e)}; \quad J_{24} = J_{2\text{К}} + J_{3\text{К}} + J_4.$$

При $t = 0$ $x = T_{\text{СК}2} \frac{J_{45}}{J_5} e$; $\dot{x} = \dot{x}_{25}$, т. е. начальные условия для

схемы *в* (см. рис. 23) аналогичны конечным условиям для схемы *б*:

$$T_{\text{макс}} = x_{\text{макс}}/e = T_{\text{СК}1} J_4 / J_{24} + T_{\text{СК}2} J_{23} / J_{24} + \\ + \sqrt{[T_{\text{СК}2} (nJ_{24} - J_{23}) / J_{24} - T_{\text{СК}1} J_4 / J_{24}]^2 + (\dot{x}_{25} / K_{24} e)^2},$$

где $n = J_{45} / J_5$.

$$\text{Приближенно } T_{\text{макс}} \approx T_{\text{СК}1} \frac{J_4}{J_{24}} + T_{\text{СК}2} \frac{J_{23}}{J_{24}} + \frac{\omega_{\Gamma}}{1,5 K_{24} e},$$

однако $T_{\text{макс}}$ не может превышать величины $2T_{\text{СК}1} J_{45} / J_{25}$. Коэффициент 1,5 вводится в связи с тем, что исходная система является нелинейной, и переходы от одной системы к другой происходят плавно, а не скачками. Следовательно, расчетные моменты (схема *в*) на первичном валу

$$T_{i \text{т макс}} = T_{j \text{к макс}} / u_{\text{КП}};$$

на карданном валу (меньший из двух)

$$T'_{j \text{к макс}} = 2T_{\text{СК}1} J_{45} / J_{25};$$

$$T''_{j \text{к макс}} = T_{\text{СК}1} J_4 / J_{24} + T_{\text{СК}2} J_{23} / J_{24} + \omega_{\Gamma} / (1,5 K_{24} e);$$

на полуоси

$$T_{j \text{и макс}} = T_{j \text{к макс}} u_0 / 2.$$

Во втором расчетном случае определения максимального динамического момента состояние системы характеризуется неравенством $\omega_{\Gamma} > \omega_{\text{К}}$. Вначале определяют следующие моменты:

момент, возникающий в системе, если массы с моментами $J_{1\text{К}}$ и $J_{2\text{К}}$ войдут в соприкосновение мгновенно и в дальнейшем никаких пробуксовок сцепления и колес не будет,

$$T_{\alpha \text{ макс}} = \omega_{\text{К}} / (K_{15} e),$$

где K_{15} — собственная частота колебаний машинного агрегата-автомобиля;

$$K_{15} = \sqrt{J_{15} / (J_{13} J_{45} e)};$$

$$J_{13} = J_{1\text{К}} + J_{2\text{К}} + J_{3\text{К}}; \quad J_{15} = J_{1\text{К}} + J_{2\text{К}} + J_{3\text{К}} + J_4 + J_5;$$

момент, необходимый для пробуксовки сцепления,

$$T_{ср1} - T_{ср1} J_{13}/J_{1к};$$

момент, необходимый для пробуксовки колес,

$$T_{ср2} - T_{ср2} J_{45}/J_5.$$

Если $T_{а max} < T_{ср1}$ и $T_{ср2}$, то момент (схема *г*) на первичном валу

$$T_{jт max} = T_{а max} \frac{1}{u_{кп}};$$

на карданном

$$T_{jк max} = T_{а max};$$

на полуоси $T_{jn max} = 0,5 T_{а max} u_0$.

Если $T_{а max} > T_{ср2}$ и $T_{а max} < T_{ср1}$, то решение будет следующим. Примем, что в начальный момент отсутствует пробуксовка сцепления и вся система вращается как единое целое. Тогда

$$J_{13}\ddot{\varphi}_3 + (\varphi_3 - \varphi_4)e = 0;$$

$$J_{45}\ddot{\varphi}_4 - (\varphi_3 - \varphi_4)e = 0;$$

$$\varphi_3 - \varphi_4 = x; \quad \ddot{x} + K_{15}^2 x = 0.$$

При $t = 0$ $\dot{x} = \omega_k$ и $x = 0$; следовательно, $x = \omega_k/K_{15} \sin K_{15}t$.
При $x = T_{ср2}e$ получается другая система:

$$J_{13}\ddot{\varphi}_{13} + (\varphi_{13} - \varphi_4)e = 0;$$

$$J_{41}\ddot{\varphi}_4 - (\varphi_{13} - \varphi_4)e = -T_{ср2}; \quad \ddot{x} + K_{14}^2 x = T_{ср2}/J_4,$$

где $x = \varphi_{13} - \varphi_4$; $K_{11} = \sqrt{J_{14}/(J_{13}J_4e)}$;

K_{14} — собственная частота колебаний при буксовании колес.

Начальные параметры новой системы равны конечным старой, т. е. при $t = 0$ $x = T_{ср2}J_{45}/J_5e$; $\dot{x} \approx \omega_k$; $x = (T_{ср2}J_{45}/J_5 - T_{ср2}J_{13}/J_{11})e \cos K_{14}t + \omega_k/K_{14} \sin K_{14}t + T_{ср2}J_{13}e/J_{11}$.

Приближенно $x_{max} \approx T_{ср2}e + \omega_k/(1,5K_{14})$.

Следовательно (схема *д*), момент на первичном валу $T_{jт max} = T_{jк max}/u_{кп}$;

на карданном $T_{jк max} = T_{ср2} + \frac{\omega_k}{1,5K_{14}e}$;

на полуоси $T_{jn max} = 0,5T_{jк max}u_0$.

Если $T_{а max} > T_{ср1}$ и $T_{а max} < T_{ср2}$ (схема *е*), то аналогично предыдущему случаю момент на первичном валу

$$T_{jт max} = T_{jк max}/u_{кп};$$

на карданном $T_{jк max} = T_{ср1} + \frac{\omega_k}{1,5K_{25}e}$;

на полуоси $T_{jn max} = 0,5T_{jк max}u_0$.

Если $T_{а max} > T_{ср1}$; $T_{а max} > T_{ср2}$, то момент (схема *ж*) на первичном валу $T_{jт max} = T_{jк max}/u_{кп}$;

на карданном $T_{jк max} = T_{ср1}J_{41}/J_{21} + T_{ср2}J_{23}/J_{21} + \omega_k/1,5K_{21}e$;

на полуоси $T_{jn max} = 0,5T_{jк max}u_0$.

7. Расчетные удельные силы тяги (p_K) на ведущих колесах и соответствующие им расчетные крутящие моменты на основных валах трансмиссии

Автомобиль и его основные данные	Передача в коробке передач	$u_{кп}$	$\eta_{тк}$	p_{ϕ} при $\eta = 0,7$	$p_{Д} = p_K$	Расчетный момент, Н·м		
						приводного вала коробки передач	карданного вала	полуоси
ГАЗ-53А $G_a = 74$ кН; $G_2 = 55,9$ кН; $r_K = 0,46$ м; $u_0 = 6,83$; $T_{e \max} = 290$ Н·м; $\omega_N = 335$ с ⁻¹	I	6,55	0,92	0,528	0,351	290	1842	5980
	II	3,09	0,92		0,165	290	869	2820
	III	1,71	0,92		0,092	290	481	1560
	IV	1	0,95		0,055	290	290	940
	Заднего хода	7,77	0,9		0,407	290	2140	6948
ЗИЛ-130 $G_a = 95,25$ кН; $G_2 = 69,5$ кН; $r_K = 0,49$ м; $u_0 = 6,32$; $T_{e \max} = 410$ Н·м; $\omega_N = 325$ с ⁻¹	I	7,44	0,9	0,514	0,372	410	2960	8700
	II	4,1	0,9		0,205	410	1630	4790
	III	2,29	0,9		0,114	410	912	2680
	IV	1,47	0,9		0,073	410	584	1715
	Заднего хода	7,09	0,88		0,346	410	2780	8170
МАЗ-500А $G_a = 148,250$ кН; $G_2 = 100$ кН; $r_K = 0,529$ м; $u_0 = 7,22$; $T_{e \max} = 680$ Н·м; $\omega_N = 220$ с ⁻¹	I	5,26	0,89	0,471	0,293	680	3470	4390
	II	2,9	0,89		0,162	680	1920	2430
	III	1,52	0,89		0,085	680	1000	1265
	IV	1	0,92		0,058	680	680	840
	Заднего хода	5,48	0,88		0,302	680	3580	4530

Примечание. G_2 — вес, приходящийся на ведущий мост машины.

8. Параметры однозвенных динамических систем, приведенных к карданному валу

Автомобиль	$u_{кп}$	J_{1K}^* , кг·м ²	J_{2K}^* , кг·м ²	J_{3K}^* , кг·м ²	J_4 , кг·м ²	J_{ϕ} , кг·м ²	$e \cdot 10^6$, м ⁻¹	$T_{сок 1}$, Н·м	$T_{ск2}$, Н·м	ω_K , рад/с
ГАЗ-53А	6,55	0,499 $u_{кп}^2$	0,0209 $u_{кп}^2$	0,0073	0,748	34,1	994	580 $u_{кп}$	2630	51
	3,09			0,0171						108,3
	1,7			0,0471						197
	1			0,0541						335
ЗИЛ-130	7,44	0,987 $u_{кп}^2$	0,0320 $u_{кп}^2$	0,0324	1,36	58,3	618	820 $u_{кп}$	3760	45,0
	4,1			0,0426						81,7
	2,29			0,077						146
	1,47			0,146						228
МАЗ-500А	1	3,70 $u_{кп}^2$	0,087 $u_{кп}^2$	0,284	2,18	80,6	231	1300 $u_{кп}$	5110	335
	5,26			0,103						41,8
	2,91			0,135						75,8
	1,52			0,251						145
	1			0,454						220
	0,664			0,802						333

9. Собственные частоты колебаний автомобиля
в различных условиях, рад/с

Автомобиль	K_{15}	K_{16}	K_{14}	K_{24}	ω_r
ГАЗ-53А	8,62	30,3	37,3	47,2	94,8
	15	53,7	39,2	64,8	
	25,5	72,6	44,3	81,2	
	42,2	116	55,7	121	
ЗИЛ-130	7,41	22	34,9	40,6	85,5
	10,9	36,5	35,8	49,9	
	17,6	53,5	38,4	63,5	
	25,9	65,1	42,8	73,5	
	35,6	71,7	49,3	81,8	
МАЗ-500А	9,63	29,6	45	53	50,2
	13,5	48,6	46	65,5	
	22,7	74,2	49,5	86,3	
	32,7	89,7	54,8	99,9	
	47,4	107	64,7	116	

10. Значения динамических моментов в трансмиссиях автомобилей
для первой передачи в коробке передач

Параметры	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130	МАЗ-500А
Динамические моменты, Н·м:			
$T_{ск1}$	2850	4560	5 150
$T_{ск2}$	2630	3760	5 110
$T_{1шах}$	—	—	—
$T_{ср2}$	2690	3850	5 250
$T_a шах$	5950	9830	18 800
$T_{ср1}$	3970	6480	7 240
$T_{ск1} J_4 / J_{24}$	1090	1260	1 510
$T_{ск2} J_{23} / J_{24}$	1620	2710	3 620
$\omega_K / (1,5K_{24}e)$	720	1193	2 280
$2T_{ск1}$	5700	9120	10 300
$T_{j в шах}$	3430	5160	7 410
Угловая скорость, рад/с:			
ω_r	94,8	85,5	50,2
ω_K	51	45	41,8

В табл. 8 приведены исходные данные, необходимые для расчета динамических моментов в трансмиссии автомобилей. В табл. 8 и 9 представлены данные промежуточных расчетов, а в табл. 10 — расчетные динамические моменты на основных валах трансмиссии некоторых колесных машин.

Для более точного определения расчетного значения динамического момента на различных валах трансмиссии автомобиля необходимо рассматривать более сложные динамические системы

с несколькими упругими звеньями, реактивными контурами, с учетом зазоров между деталями, нелинейностей и других факторов. Величины динамических моментов в этих случаях необходимо определять с помощью аналоговых и цифровых вычислительных машин.

§ 9. РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы трансмиссий рассчитывают на усталость, статическую прочность, жесткость (деформации), крутильные и изгибные колебания.

Расчет на усталость. Расчет валов на усталость при действии периодического нагружения может быть выполнен одним из трех методов: а) непосредственным суммированием повреждающих воздействий от переменных нагрузок; б) заменой периодического нагружения эквивалентным; в) выбором одной из нагрузок в качестве расчетной и приведением реального числа циклов к эквивалентному. С точки зрения результатов расчета все три метода равноценны, так как в них используется одно и то же уравнение

$$\sum_{0,6\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \tau_x^m N_x = a \tau_{-1}^m N_0, \quad (10)$$

где τ_{\max} — максимальное напряжение цикла; τ_{-1} — предел выносливости при симметричном цикле; m — показатель степени кривой усталости; N_0 — база испытаний; N_x — число циклов нагружения, соответствующее напряжению τ_x ; τ_x — напряжение, соответствующее определенному режиму эксплуатации; a — коэффициент, корректирующий линейную гипотезу суммирования усталостных повреждений.

С практической точки зрения, а также для лучшей сопоставимости расчетов с данными стендовых испытаний более целесообразно пользоваться третьим методом, так как при этом вводится четкое понятие о расчетном напряжении τ_p и эквивалентной базе испытаний $N_{\text{эк}}$. В этом случае формула (10) имеет вид

$$\sum_{0,6\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \tau_x^m N_x = \tau_p^m N_{\text{эк}} = \tau_p^m N_d K_{\text{ц}}; \quad (11)$$

$$K_{\text{ц}} = \sum_{0,6\tau_{-1}}^{\tau_{\max}} \tau_x^m N_x / (\tau_p^m N_d),$$

где N_d — действительное число циклов; τ_p — расчетное напряжение.

Указанный расчет можно проводить двумя способами: по пределам выносливости при асимметричном цикле τ и симметричном τ_{-1} . Поскольку все циклы являются асимметричными, то расчет можно проводить по пределу выносливости при таком цикле. Однако необходимо иметь в виду, что, во-первых, асимметрия у циклов различная (встречаются и симметричные циклы), а приво-

доть цикл нужно к циклу определенной асимметрии, и если для каждой детали τ_{-1} — определенная величина, то τ_r зависит от коэффициента асимметрии цикла напряжений $R_\tau = \tau_a/\tau_m$ (где τ_a — амплитуда напряжений цикла; τ_m — среднее напряжение цикла), во-вторых, кроме расчета на усталость проводится и расчет на прочность, в котором используется максимальное напряжение. Поэтому в практических расчетах валов на усталость проводится замена всех асимметричных циклов эквивалентными знакопеременными симметричными. Соотношения параметров при расчетах обонми методами следующие:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{anp} &= K_{\tau_i} \tau_a + \psi_\tau \tau_m = \tau_m (K_{\tau_i} R_\tau + \psi_\tau); \\ \tau_{rnp} &= K_{\tau_i} \tau_a + \tau_m = \tau_m (K_{\tau_i} R_\tau + 1), \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

где τ_{anp} и τ_{rnp} — приведенные напряжения соответственно симметричное и асимметричное; K_{τ_i} — коэффициент концентраций напряжений; ψ_τ — коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений.

В обонх случаях необходимо знать среднюю величину и амплитуду напряжения, а также коэффициент концентрации напряжения. При приведении к симметричному циклу необходимо дополнительно знать коэффициент ψ_τ , который для современных металлов составляет 0,05—0,2. Действительное число циклов нагружения валов трансмиссий определяют исходя из низшей собственной частоты колебаний трансмиссии.

Вероятностный расчет валов ведут по методам, описанным ниже. Из соотношений (10) и (11) следует, что $\tau_p^m N_d K_\alpha = a \tau_{-1}^m N_0$. Общее число циклов N_d определяют исходя из числа циклов N_{1r} , нагружающих вал в течение 1 ч и общего времени работы t :

$$N_d = t N_{1r}.$$

Следовательно, $\tau_p^m t N_{1r} K_\alpha = a \tau_{-1}^m N_0$. Если принять, что величины τ_{-1}^m , N_0 и K_α изменяются по определенным законам, то получим основное уравнение вероятностного метода расчета валов на усталость

$$t = a \tau_{-1}^m N_0^{-1} N_{1r}^m K_\alpha, \quad (13)$$

где t , τ_{-1}^m , N_0 и K_α — случайные величины.

Для примера определим детерминированным методом число часов работы вала до его поломки. Задано: $a = 1$; $\tau_{-1} = 100$ Па; $N_0 = 2 \cdot 10^6$; $N_{1r} = 6000$; $\tau_p = 100$ Па; $K_\alpha = 0,1$. По формуле (13) получим $t = 3300$ ч.

Расчет на прочность. Проверочный расчет валов трансмиссии на прочность проводят по максимальному динамическому моменту, возникающему в трансмиссии при наиболее неблагоприятных условиях. Одновременно при проверочных расчетах сопоставляют коэффициенты запаса по выносливости и прочности.

Расчет на жесткость. Валы коробок передач, редукторов и других агрегатов, в которых работают зубчатые колеса, рассчи-

тывают на жесткость. При этом определяют прогибы и перекосы валов от максимальных длительно действующих моментов и составляют их с предельно рекомендуемыми.

Валы коробки передач рекомендуется выбирать так, чтобы их прогибы под действием усилий на зубьях зубчатых колес не превышали 0,05 мм в плоскости, проходящей через оси валов, на которых установлены находящиеся в зацеплении зубчатые колеса, суммарный прогиб был не более 0,1 мм, угол перекося — не более $5 \cdot 10^{-4}$ рад.

Расчет колебаний при изгибе. Почти все валы современных трансмиссий необходимо рассчитывать на колебания при изгибе. Расчет заключается в определении частот собственных колебаний (изгибных) и последующей оценке возможности возникновения резонансных режимов в рабочих диапазонах частот вращения валов.

Наружные диаметры карданных валов автомобилей определяют из условия, чтобы реально возможная частота вращения вала была ниже критической при изгибе. Критическая частота, как известно, равна частоте собственных колебаний. Так как карданные валы рассматривают как балки с распределенными массами и балки с упругими опорами, частота колебаний

$$k = \lambda^2 \sqrt{EJ/(ml^4)},$$

где λ — корень волнового уравнения балки, лежащей на упругих опорах; EJ — жесткость сечения балки при изгибе; m — масса, приходящаяся на единицу длины балки; l — длина балки.

§ 10. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Расчет подшипников при статическом нагружении

К статическим условиям нагружения подшипника относят условия, при которых он воспринимает внешнюю нагрузку без относительного вращения колец или при вращении с частотой не более 1 об/мин. В условиях статического нагружения работают, например, подшипники ступиц зубчатых колес постоянного зацепления вторичного вала коробки передач автомобилей. При работе под нагрузкой тела качения этих подшипников не вращаются, так как зубчатые колеса блокируются с валом зубчатой муфтой. Подшипники вращаются только при работе зубчатых колес вхолостую, не воспринимая нагрузки. Оценка работоспособности подшипника при статическом нагружении проводится по статической грузоподъемности C_0 , которая наряду с динамической грузоподъемностью C является одной из основных характеристик подшипника.

Статическая грузоподъемность представляет собой статическую нагрузку (радиальную для радиальных и радиально-упорных и осевую для упорных и упорно-радиальных подшипников), вызывающую в наиболее нагруженной зоне контакта общую остаточную деформацию тела качения и колец, равную 0,0001 диаметра тела качения. Для стандартных подшипников значения C_0 приведены в справочниках, а для нестандартных подшипников их можно определить по следующим выражениям:

Шариковые:

радиальные и радиально-упорные	12,5 $iz D_T^2 \cos \alpha$
сферические	3,3 $iz D_T^2 \cos \alpha$

упорные и упорно-радиальные	$50 z D_T^2 \sin \alpha$
Роликовые:	
радиальные, сферические и радиально-упорные	$22 iz D_{Teff} \cos \alpha$
упорные и упорно-радиальные	$10J z e_{eff} D_T \sin \alpha$

Работоспособность подшипника при статическом нагружении обеспечивается, если выполняется условие

$$C_0 \geq P_0 K_{\beta 0} K_{M_0}, \quad (14)$$

где P_0 — эквивалентная статическая нагрузка; $K_{\beta 0}$ — коэффициент безопасности при статическом нагружении; K_{M_0} — коэффициент материала.

При эквивалентной статической нагрузке возникает такая же общая остаточная деформация в наиболее напряженной зоне контакта тела качения с кольцами, как при действительных условиях нагружения.

Величина P_0 для радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников принимается как наибольшая, полученная из уравнения $P_0 = X_0 F_{r0} + Y_0 F_{a0}$, причем для радиальных роликоподшипников $P_0 = F_{r0}$, для упорных и упорно-радиальных шарико- и роликоподшипников $P_0 = 2,3 F_{r0} \operatorname{tg} \alpha + F_{a0}$ (где F_{r0} и F_{a0} — соответственно радиальная и осевая статические нагрузки; X_0 , Y_0 — коэффициенты соответственно радиальной и осевой статических нагрузок).

Коэффициент $X_0 = 0,5$ для однорядных подшипников и $X_0 = 1$ для двухрядных (кроме шариковых радиальных, для которых $X_0 = 0,6$; $Y_0 = 0,5$). Для шариковых сферических $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$, а двухрядных $Y_0 = 0,44 \operatorname{ctg} \alpha$. Ниже приведены значения Y_0 для шариковых радиально-упорных подшипников при различных углах контакта.

Угол контакта, °	18—19	20	25	26	30	35	36	40
Коэффициент Y_0 для подшипника:								
однорядного	0,43	0,42	0,38	0,37	0,33	0,29	0,28	0,26
двухрядного	0,86	0,84	0,76	0,74	0,66	0,58	0,56	0,52

Коэффициент $K_{\beta 0}$ зависит от требований к плавности хода и моменту трения подшипника: при высоких требованиях принимают $K_{\beta 0} = 1,2 \div 2,5$; при нормальных $K_{\beta 0} = 0,8 \div 1,2$; при пониженных $K_{\beta 0} = 0,5 \div 0,8$. Коэффициент материала K_{M_0} при расчете подшипников без одного или двух колец определяется по рис. 2б в зависимости от поверхностной твердости детали, выполняющей роль беговой дорожки. Для подшипников с кольцами следует принимать $K_{M_0} = 1$.

Расчет на долговечность подшипников качения

Основным показателем, определяющим долговечность подшипников качения, является динамическая грузоподъемность C — расчетная нагрузка (радиальная для радиальных и радиально-упорных подшипников и осевая для упорных и упорно-радиальных), которую подшипники могут выдержать в течение расчетного срока службы, равного 1 млн. оборотов внутреннего кольца. Под расчетным сроком службы понимается число оборотов, при котором не появляется признаков усталости металла не менее чем у 90 % подшипников из данной группы в одинаковых условиях.

Долговечность подшипника зависит от внешних факторов (величины и характера нагрузки, частоты вращения, рабочей температуры и др.) и от его динамической грузоподъемности.

Долговечность (млн. оборотов)

$$L = (C/P_H)^m,$$

где C — динамическая грузоподъемность, Н; P_H — приведенная нагрузка, Н; $m = 3$ для шарикоподшипников и $m = 3,33$ для роликоподшипников.

Приведенная нагрузка представляет собой постоянную нагрузку, при приложении которой к подшипнику он будет иметь такую же долговечность, что и при действительных условиях работы в подшипниковом узле. Приведенная нагрузка

$$P_{\text{пр}} = PK_0 K_T K_M,$$

где P — динамическая нагрузка, Н; K_0 , K_T , K_M — коэффициенты соответственно безопасности, температуры и материала.

Долговечность подшипников агрегатов автомобилей выражают в километрах пробега. Пересчет долговечности в километры пробега производится по формуле

$$L_s = 10^6 (C P_{\text{пр}})^m n_1^{-1}, \quad (15)$$

где n_1 — число оборотов подшипника за 1 км пробега автомобиля.

Величина

$$n_1 = 500 u_{\text{шк}} (\pi r_k), \quad (16)$$

где $u_{\text{шк}}$ — передаточное число участка трансмиссии от рассчитываемого подшипника до ведущих колес.

Долговечность подшипника при переменных режимах работы можно определять на основе гипотезы линейного суммирования повреждений по формуле

$$\sum_{i=1}^k \delta L_{si} / L_{si} = 1,$$

где δL_{si} и L_{si} — соответственно наработка и полная долговечность подшипника на i -м режиме; k — число режимов работы подшипника.

Наработка δL_{si} подшипника на i -м режиме связана с долговечностью L_s при работе на всех режимах зависимостью

$$\delta L_{si} = \gamma_{si} L_s,$$

где γ_{si} — относительная длительность работы подшипника на i -м режиме за 1 км пробега.

Полная долговечность L_{si} подшипника на i -м режиме определяется по формуле (15).

Полная долговечность подшипника, работающего на различных режимах,

$$L_s = 10^6 C^m \left/ \sum_{i=1}^k P_{\text{пр } i}^m n_{1i} \right., \quad (17)$$

где k — число режимов.

Приведенная нагрузка на i -м режиме

$$P_{\text{пр } i} = P_i K_{0i} K_{Ti} K_{Mi};$$

число оборотов подшипника за 1 км пробега на i -м режиме

$$n_{1i} = 500 \gamma_{si} u_{\text{шк } i} \pi r_k.$$

По формуле (17) находят долговечность подшипника при проверочных расчетах. Из выражения (17) получают формулу для определения требуемой динамической грузоподъемности подшипника:

$$C_{\text{тр}} = \sqrt[m]{10^{-6} L_{s \text{ тр}} \sum_{i=1}^k P_{\text{пр } i}^m n_{1i}}.$$

где $L_{s \text{ тр}}$ — требуемая долговечность подшипника.

Эту формулу используют для выбора подшипника при проектировочных расчетах. По выражению (17) можно найти долговечность подшипника L_h , выраженную в часах. Для этого величину n_{1i} следует определять по формуле

$$n_{1i} = 60 n_{pi} \gamma_{ni},$$

где n_{pi} — число оборотов подшипника за 1 ч на i -м режиме; n_{pi} — расчетное (среднестатистическое) число оборотов подшипника за 1 мин на i -м режиме.

11. Выражения для расчета динамической грузоподъемности

Подшипники	D_T , мм	C Н	
Шариковые: радиальные, радиально-упорные	Не более 25,4	$10 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} D_T^{1,8}$	
	Более 25,4	$10 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2,33,647} D_T^{1,1}$	
	упорные однорядные, одинарные и двойные	Не более 25,4	$10 f_c z^2 {}^3 D_T^{1,8}$
		Более 25,4	$10 f_c z^{2/33,647} D_T^{1,4}$
Роликовые: радиальные и радиально-упорные упорные однорядные, одинарные и двойные	Любой	$10 f_c i (l_{eff} \cos \alpha)^{7/9} z^{3/4} D_T^{20/27}$	
	Любой	$10 f_c i^{7/9} z^{3/4} D_T^{29/27}$	

Примечание. D_T — диаметр тела качения (средний диаметр для конического ролика и наибольший для бочкообразного), мм; f_c — коэффициент, зависящий от геометрии деталей подшипника точности их изготовления и материала (числовые значения f_c приведены в справочниках по подшипникам); i — число рядов тел качения в подшипнике; α — номинальный угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника; z — число тел качения в одном ряду; l_{eff} — фактическая длина контакта ролика с кольцом, имеющим наименьшую протяженность контакта, мм

Если долговечность подшипника задана в часах, то требуемую динамическую грузоподъемность C_{TP} при проектировочных расчетах определяют по формуле

$$C_{TP} = \sqrt[m]{10 {}^6 L_{hTP} \sum_{i=1}^k P_{np}^m i n_i}$$

где L_{hTP} — заданная долговечность подшипника, ч.

Динамическая грузоподъемность. Значения динамической грузоподъемности для стандартных подшипников приведены в справочниках; для нестандартных подшипников ее рассчитывают по формулам, данным в табл. 11. Динамическую грузоподъемность C подшипникового узла, состоящего из двух радиальных или радиально-упорных (установленных узкими или широкими торцами наружных колец один к другому) подшипников, определяют по формуле $C = 1,62 C_1$ для шарикоподшипников и $C = 1,72 C_1$ для роликоподшипников (где C_1 — динамическая грузоподъемность одного подшипника).

Для подшипникового узла, состоящего из двух или более одинаковых радиально-упорных однорядных подшипников, установленных последовательно и смонтированных так, что нагрузка на подшипники распределяется равномерно, динамическая грузоподъемность определяется по следующим формулам:

$$\text{для шарикоподшипников } C = i^{0,7} C_1;$$

$$\text{для роликоподшипников } C = i^{7/9} C_1,$$

где i — число подшипников в узле.

Эквивалентная динамическая нагрузка. Эта нагрузка представляет собой постоянную радиальную нагрузку, при приложении которой к подшипнику

с вращающимся внутренним и неподвижным наружным кольцом обеспечивается такой же расчетный срок службы подшипника, как и при действительных условиях нагружения и вращения. Для упорных или упорно-радиальных подшипников с вращающимся тугим и неподвижным свободно посаженным кольцами эквивалентная динамическая нагрузка — постоянная центральная осевая нагрузка. Эквивалентная динамическая нагрузка P определяется по формулам, приведенным ниже для различных подшипников.

Шариковые радиальные и радиально-упорные, роликовые радиально-упорные	$XVF_r + YF_a$
Роликовые радиальные	VF_r
Шариковые и роликовые радиальные сферические, упорно-радиальные шариковые и роликовые	$XF_r + YF_a$
Упорные шариковые и роликовые	F_a

Примечание. X и Y — коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V — коэффициент вращения; $V = 1$ и $V = 1,2$ при внутреннем кольце, соответственно вращающемся и неподвижном по отношению к нагрузке; F_r — радиальная нагрузка; F_a — осевая нагрузка.

Коэффициенты радиальной X и осевой Y нагрузок находят по табл. 12 в зависимости от отношения F_a/VF_r и коэффициента e , который характеризует особенность нагружения подшипника при действии комбинированной (радиальной и осевой) нагрузки. Коэффициент e для радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта $\alpha \leq 15^\circ$ зависит от отношения iF_a/C_0 и угла контакта, а для остальных типов подшипников — только от угла контакта.

При выборе подшипников следует иметь в виду, что при $F_a/VF_r \leq e$ осевая нагрузка для однорядных подшипников не оказывает влияния на эквивалентную нагрузку (в этом случае $X = 1, Y = 0$). Для двухрядных подшипников, напротив, даже небольшая осевая нагрузка влияет на эквивалентную нагрузку, и в случае, когда $F_a/VF_r > e$, в этих подшипниках работает только один ряд.

Радиальные и осевые нагрузки. Нагрузки на подшипники узлов трансмиссии колесных машин обусловлены усилиями в зубчатых зацеплениях (табл. 13). Подшипники осей сателлитов планетарных коробок передач дополнительно нагружены центробежной силой сателлитов.

В формулах для определения радиального F_r и осевого F_x усилий гипоидных и конических зубчатых колес и зубчатых колес с прямыми зубьями знак «—» следует принимать в случае, когда направление вращения (если смотреть на зубчатое колесо с вершины делительного конуса) совпадает с направлением наклона зубьев шестерни и не совпадает с направлением наклона зубьев колеса. В противном случае следует принимать знак «+». Направление вращения по часовой стрелке считается правым, а против часовой стрелки — левым.

Направление действия радиального F_r и осевого F_x усилий определяется по знакам («+» или «—»). При положительном значении усилие F_r направлено по радиусу к оси вращения зубчатого колеса, а усилие F_x — от вершины к основанию делительного конуса параллельно оси вращения; при отрицательных значениях усилия F_r и F_x направлены в стороны, противоположные указанным.

Будем считать, что радиальная нагрузка, действующая на радиально-упорные шарико- и роликоподшипники, приложена в точке пересечения нормали, проведенной к середине контактной площади наружного кольца подшипника (рис. 24). Расстояние a от точки приложения к валу радиальной нагрузки до

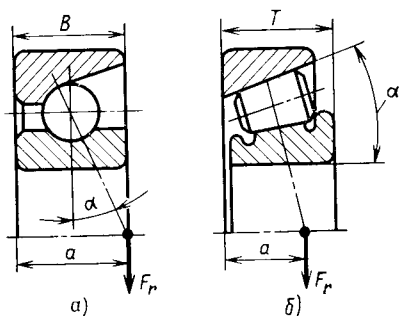


Рис. 24. Расположение точки приложения радиальной нагрузки F_r на оси вала при установке радиально-упорных подшипников:

а — шариковых; б — роликовых

12. Коэффициенты радиальной X и осевой Y динамических нагрузок

Подшипник	Угол кон-такта, °	Отно-ситель-ная на-грузка	$F_a / VF_r \leq e$		$F_a / VF_r > e$		e
			X	Y	X	Y	
Шариковый ра-диальный одно- и двухрядный	0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,30
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
Шариковый ра-диально-упорный	12	0,014	1	2,08	0,74 0,46	2,94/1,81	0,3
		0,029		1,84		2,63/1,62	0,34
		0,057		1,69		2,37/1,46	0,37
		0,086		1,52		2,18/1,34	0,41
		0,11		1,39		1,98/1,22	0,45
		0,17		1,3		1,84/1,13	0,48
		0,29		1,2		1,69/1,04	0,52
		0,43		1,16		1,64/1,01	0,54
		0,57		1,16		1,62/1	0,54
		Шариковый ра-диально-упорный		18—20		—	1
24—26	—		0,92	1,44/0,87	0,68		
30	—		0,78	1,24/0,76	0,80		
35, 36	—		0,66	1,07/0,66	0,95		
40	—		0,56	0,57/0,35	1,14		
Роликовый ко-нический	—	—	1	0,45 ctg β	0,67/0,4	0,67/0,4ctg β	1,5 tg β
Шариковые упорно-радиальные	45	—	1,18	0,59	0,66/0,66	1/1	1,25
	60	—	1,90	0,54	0,92/0,92	1/1	2,17
	75	—	3,89	0,52	1,66/1,66	1/1	4,67
Роликовые ра-диально-упорные	—	—	1,51 tg β	0,67	tg β	1/1	1,5 tg β

Примечания: 1. Для однорядных подшипников при $F_a / VF_r \leq e$ $X = 1$; $Y = 0$.

2. В числителе приведены значения X и Y для двухрядных подшипников, в знаменателе для однорядных.

торца наружного кольца однорядного радиально-упорного подшипника может быть рассчитано по формулам:

для шарикоподшипников

$$a = 0,5 [B + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha];$$

для роликоподшипников

$$a = 0,5 [T + 0,5 (d + D) \operatorname{tg} \alpha],$$

где B — ширина колец радиально-упорного шарикоподшипника; d и D — внутренний и наружный диаметры подшипника; T — монтажная высота радиально-упорного роликоподшипника.

На рис. 25 показаны два варианта установки радиально-упорных подшипников. Расстояние l между радиальными нагрузками в обоих случаях существ-

13. Формулы для расчета усилий в зацеплении зубчатых колес

Усилие	Зубья	
	прямые	косые
Цилиндрические		
Окружное	$F_t = 2T_p / d_w$	
Радиальное	$F_r = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w + \rho)$	$F_r = F_t \operatorname{tg}(\alpha_{wn} + \rho) \cos \beta$
Осевое	—	$F_x = F_t \operatorname{tg} \beta$
Конические		
Окружное	$F_t = 2T_p / d_m$	
Радиальное	$F_r = F_t \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \cos \delta$	$F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} [\operatorname{tg}(\alpha_n + \rho) \cos \delta \mp \sin \beta_n \sin \delta]$
Осевое	$F_x = F_t \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \sin \delta$	$F_x = \frac{F_t}{\cos \beta_n} [\operatorname{tg}(\alpha_n + \rho) \sin \delta \pm \sin \beta_n \cos \delta]$
Гипоидные		
Окружное	$F_{t2} = 2T_{p2} / d_{m2}$	$F_{t1} = F_{t2} \cos \beta_{n1} / \cos \beta_{n2}$
Радиальное	$F_{r1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos \beta_{n1,2}} [\operatorname{tg}(\alpha_n + \rho) \cos \delta_{1,2} \mp \sin \beta_{n1,2} \sin \delta_{1,2}]$	
Осевое	$F_{x1,2} = \frac{F_{t1,2}}{\cos \beta_{n1,2}} [\operatorname{tg}(\alpha_n + \rho) \sin \delta_{1,2} \pm \sin \beta_{n1,2} \cos \delta_{1,2}]$	

Примечание. T_p — расчетный крутящий момент на зубчатом колесе; d_w — начальный диаметр; α_w — угол зацепления; ρ — угол трения ($\rho \approx 3^\circ$); α_{wn} — угол зацепления в нормальном сечении; d_m — средний делительный диаметр; β — угол наклона зуба; α — угол профиля исходного контура; α_n — угол профиля среднего нормального исходного контура (для гипоидных зубчатых колес — нормальный угол зацепления); δ — угол делительного конуса; β_n — средний угол наклона зуба; индекс 1 относится к шестерне, индекс 2 — к колесу.

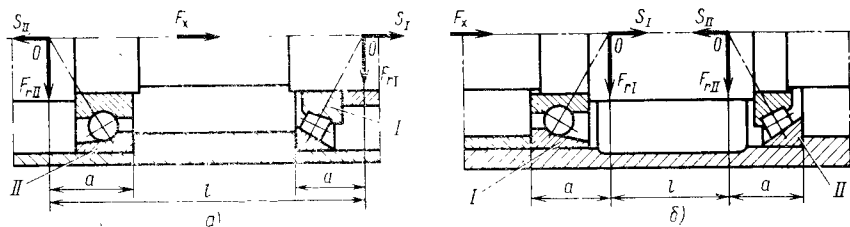


Рис. 25. Реакции опор и точки их приложения на валу при различных схемах установки радиально-упорных подшипников:

а) X-образная, б) X-образная; I, II — подшипники

14. Формулы для определения осевой нагрузки, приходящейся на радиально-упорные однорядные подшипники

Условия нагружения	Опора I	Опора II
1) $S_I \geq S_{II}; F_x \geq 0$ 2) $S_I < S_{II};$ $F_x \geq S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_I$	$F_{aII} = S_I + F_x$
3) $S_I < S_{II};$ $F_x < S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - F_x$	$F_{aII} = S_{II}$

венно различно, что важно при приложении к валу момента. При установке подшипников по схеме, данной на рис. 25, а, плечо l будет больше, а радиальная нагрузка на подшипники меньше, чем при установке по схеме, изображенной на рис. 25, б.

При приложении радиальной нагрузки F_r к однорядному радиально-упорному подшипнику появляется осевая составляющая S . Для радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = eF_r.$$

Для радиально-упорных роликоподшипников

$$S = 0,83eF_r, \quad (18)$$

где e — коэффициент.

Для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 12^\circ$ коэффициент e для вычисления осевой составляющей S определяется из уравнения

$$\lg e = [\lg (F_r/C_0) - 1,144]/4,729;$$

для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 15^\circ$

$$\lg e = [\lg (F_r/C_0) - 1,766]/7,363;$$

для шарикоподшипников с углом контакта $\alpha = 18 \div 40^\circ$ — по табл. 12. Учитывая, что для радиально-упорных роликоподшипников $e = 1,5 \lg \alpha$, выражение (18) можно записать в следующем виде:

$$S = 1,245 F_r \lg \alpha.$$

Осевая нагрузка F_a на радиально-упорные однорядные подшипники при их парной установке на валу определяется исходя из внешней осевой нагрузки F_x , обусловленной осевыми усилиями в зубчатых колесах, и осевых сил S_I и S_{II} , возникающих в опорах I и II от действия радиальных нагрузок F_{rI} и F_{rII} (рис. 25). Формулы для расчета осевых нагрузок F_{aI} и F_{aII} в опорах приведены в табл. 14; при пользовании формулами следует обращать внимание на нумерацию опор вала. Номером I обозначена та опора, для которой направление действия осевой силы S совпадает с направлением внешней осевой нагрузки F_x , а номером II — опора, для которой направление действия указанных сил не совпадает.

Для определения радиальных и осевых нагрузок на подшипники рассчитывают усилия в зубчатых колесах и составляют расчетную схему. Затем находят радиальную F_r и внешнюю осевую F_x нагрузки на подшипники, после чего — осевые составляющие радиальной нагрузки и, наконец, осевую нагрузку F_a .

Коэффициент безопасности K_0 . Коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических нагрузок на долговечность подшипника, $K_0 = K_{дI}K_{дII}$ (где $K_{дI}$, $K_{дII}$ — коэффициенты внутренних и внешних динамических нагрузок).

Коэффициенты внутренних динамических нагрузок $K_{дI}$ учитывают влияние динамической нагрузки $F_{дI}$ в зацеплении зубчатых колес на долговечность под-

шипника. Эта нагрузка возникает из-за ошибок в окружном шаге зубьев. Если на валу расположено одно зубчатое колесо, то $K_{д1} = 1 + (F'_д/F_t)$, а если два одновременно работающих зубчатых колеса, то

$$K_{д1} = 1 + 0,5 [(F'_{д1}/F_{t1}) + (F'_{д2}/F_{t2})], \quad (19)$$

где $F'_{д1}$, $F'_{д2}$ — динамическая нагрузка, а F_{t1} и F_{t2} — статическое окружное усилие в зацеплении соответственно первого и второго зубчатых колес.

Динамическая нагрузка

$$F_{д1} = K_B \lambda_M b_{оср} v \sqrt{d_1 (u + 1) \Delta / u}, \quad (20)$$

где K_B — коэффициент, зависящий от вида зубчатой передачи; λ_M — коэффициент, учитывающий вращающиеся массы, жестко связанные с шестерней; $b_{оср}$ — средняя осевая ширина ободьев сопряженных зубчатых колес, мм; v — окружная скорость в зацеплении, м/с; d_1 — делительный диаметр шестерни (для конической — средний делительный диаметр d_{m1}), мм; u — передаточное число (отношение числа зубьев колеса z_2 к числу зубьев шестерни z_1); Δ — наибольшая вероятная погрешность шага зацепления, мкм.

Ниже приведены значения коэффициента K_B для различных передач.

Цилиндрическая с зубьями:	
прямыми	0,18
косыми	0,1
Коническая с зубьями:	
прямыми	0,2
круговыми	0,14

Если шестерня не связана жестко с деталью, масса которой соизмерима с массой шестерни, то коэффициент $\lambda_M = 1$. При наличии такой детали (например в блоке зубчатых колес коробок передач) коэффициент λ_M определяют по формуле

$$\lambda_M = \sqrt{(\theta_M + 1)(u^2 + 1) / (\theta_M + u^2 + 1)},$$

где θ_M — отношение момента инерции масс, жестко связанных с шестерней, к моменту инерции шестерни.

Средняя осевая ширина ободьев сопряженных зубчатых колес $b_{оср} = 0,5(b_{о1} + b_{о2})$, где $b_{о1}$, $b_{о2}$ — осевая ширина обода соответственно шестерни и колеса. Окружная скорость в зацеплении при расчетной частоте вращения n_p шестерни для цилиндрических зубчатых колес

$$v = \pi d_{о1} n_{p1} / 60;$$

для конических

$$v = \pi d_{m1} n_{p1} / 60.$$

Наибольшая погрешность окружного шага зацепления

$$\Delta = \sqrt{i_{рв1}^2 + i_{рв2}^2},$$

где $i_{рв1}$ и $i_{рв2}$ — предельные отклонения окружного шага зацепления соответственно шестерни и колеса.

Максимальная динамическая нагрузка в зацеплении для цилиндрических зубчатых колес

$$F_{д \max} = b_{оср} \Delta G_t \Sigma \cos^2 \beta;$$

для конических

$$F_{д \max} = 1,2 b_{оср} \Delta G_t \Sigma \cos^2 \beta_n,$$

где $G_t \Sigma$ — коэффициент предельной динамической нагрузки (см. табл. 21). Если найденное по формуле (20) значение $F_{д} > F_{д \max}$, то следует принимать $F_{д} = F_{д \max}$.

Коэффициент внешних динамических нагрузок $K_{д2}$ учитывает динамические нагрузки в агрегатах трансмиссии, возникающие вследствие колебаний, возбуждаемых двигателем и внешними силами — воздействием дороги при движении колесной машины. Подшипники выходных валов, расположенные рядом с фланцем крепления карданного вала, а также подшипники дифференциала дополнительно нагружаются динамической нагрузкой, обусловленной колебаниями карданного вала и дифференциала.

Коэффициент $K_{д2}$ определяют при расчете динамической системы трансмиссии на крутильные колебания или на основании экспериментальных данных. Можно принимать следующие значения: $K_{д2} = 1,2$ для подшипников, расположенных рядом с фланцем крепления карданного вала; $K_{д2} = 1,5$ для подшипников дифференциала; $K_{д2} = 1 \div 1,2$ для прочих подшипников агрегатов трансмиссии.

Температурный коэффициент K_T учитывает влияние теплового режима работы подшипника на его долговечность. Ниже приведены значения K_T при рабочей температуре подшипника.

Температура подшипника, К	373	398	423	448	473	498	523
K_T	1	1,05	1,10	1,15	1,25	1,35	1,40

В агрегатах трансмиссии автомобилей температура масла, как правило, не превышает 373 К, поэтому для них следует принимать $K_T = 1$.

Коэффициент материала K_M учитывает влияние поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек, на долговечность подшипников без одного или двух колец. Для таких подшипников коэффициент K_M определяется по приведенному на рис. 26 графику в зависимости от поверхностной твердости деталей, выполняющих роль беговых дорожек.

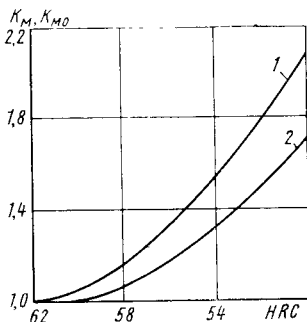


Рис. 26. Зависимости коэффициентов материалов от их твердости:

1 — при расчете долговечности подшипника; 2 — при расчете подшипника на статическую нагрузку

Основы вероятностного расчета

Долговечность подшипников качения L_s агрегатов трансмиссии в условиях эксплуатации носит вероятностный характер. В общем случае она определяется по формуле

$$L_s = R/R_{тp1}, \quad (21)$$

где R и $R_{тp1}$ — величины, характеризующие ресурс подшипника и требуемый его ресурс, отнесенный к 1 км пробега автомобиля.

Ресурс подшипника зависит от его параметров (размеров, материала, точности и др.) и устанавливается по результатам испытаний подшипников по формуле

$$R = P^n n, \quad (22)$$

где P — эквивалентная нагрузка, действующая на подшипник при испытаниях; n — число оборотов подшипника до выхода его из строя.

Требуемый ресурс подшипника на 1 км пробега

$$R_{\text{тп}i} = \sum_{i=1}^k P_{\text{тп}}^m i n_{1i}. \quad (23)$$

Величины $P_{\text{тп}}$ и n_{1i} определяют исходя из нагрузочного режима трансмиссии и условий работы подшипника. Для установления закона распределения долговечности подшипника необходимо знать законы распределения и числовые характеристики случайных величин R и $R_{\text{тп}1}$.

Распределение реальных сроков службы подшипника при стендовых испытаниях подчиняется закону распределения Вейбулла. Путем подбора числовых характеристик было установлено, что распределение случайной величины R в первом приближении можно описать логарифмически нормальным законом.

Вероятностный характер случайной величины $R_{\text{тп}1}$ обусловлен множеством случайных факторов: силами сопротивления движению машины (дорожными условиями), динамическими процессами в трансмиссии, скоростью движения машины, условиями монтажа, смазки, охлаждения подшипникового узла и др. Большинство из них связано с долговечностью подшипника степенной зависимостью. Поэтому распределение случайной величины $R_{\text{тп}1}$ подчинено логарифмически-нормальному закону.

Прологарифмировав выражение (21), получим

$$\lg L_s = \lg R - \lg R_{\text{тп}1}. \quad (24)$$

Так как распределения случайных величин $\lg R$ и $\lg R_{\text{тп}1}$ описываются нормальным законом, то распределение случайной величины $\lg L_s$ также будет иметь нормальный закон. Для построения кривой распределения долговечности подшипника требуется знать числовые характеристики распределения случайной величины $\lg L_s$; ее среднее значение $\overline{\lg L_s}$ и среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\lg L_s}$. С учетом формулы (24) выражения для определения числовых характеристик можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \overline{\lg L_s} &= \overline{\lg R} - \overline{\lg R_{\text{тп}1}}, \\ \sigma_{\lg L_s} &= \sqrt{\sigma_{\lg R}^2 + \sigma_{\lg R_{\text{тп}1}}^2}, \end{aligned} \quad (25)$$

где $\overline{\lg R}$ и $\overline{\lg R_{\text{тп}1}}$ — средние значения случайных величин $\lg R$ и $\lg R_{\text{тп}1}$; $\sigma_{\lg R}$ и $\sigma_{\lg R_{\text{тп}1}}$ — их средние квадратические отклонения.

Числовые характеристики $\overline{\lg R}$ и $\sigma_{\lg R}$ случайной величины $\lg R$ устанавливаются при стендовых испытаниях подшипников, а числовые характеристики $\overline{\lg R_{\text{тп}1}}$ и $\sigma_{\lg R_{\text{тп}1}}$ случайной величины $\lg R_{\text{тп}1}$ — исходя из законов распределения параметров нагрузочного режима трансмиссии и факторов, определяющих условия работы подшипника в узле.

Среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\lg R}$ случайной величины $\lg R$, распределенной по нормальному закону (рис. 27), может быть в первом приближении рассчитано по формуле

$$\sigma_{\lg R} \approx (\lg R_{\max} - \lg R_{\min}) / 6, \quad (26)$$

где $\lg R_{\max}$ и $\lg R_{\min}$ — максимальное и минимальное значения, полученные при ограниченном числе опытов. С учетом равенства (22) выражение (26) можно записать в виде

$$\sigma_{\lg R} \approx (1/6) \lg n_{\max} / n_{\min}, \quad (27)$$

где n_{\max} и n_{\min} — соответственно максимальное и минимальное числа оборотов подшипника до выхода его из строя.

Отношение n_{\max}/n_{\min} характеризует рассеяние долговечности подшипников одного типоразмера при стендовых испытаниях при действии постоянной эквивалентной динамической нагрузки P . По результатам испытаний отношение n_{\max}/n_{\min} для шарикоподшипников равно примерно 160, а для роликоподшипников 80. Подставив указанные значения n_{\max}/n_{\min} в формулу (27), получим:

для шарикоподшипников

$$\sigma_{\lg R} = (1/6) \lg 160 = 0,38;$$

для роликоподшипников

$$\sigma_{\lg R} = (1/6) \lg 80 = 0,32.$$

Эти значения следует принимать для подшипников при диаметре тел качения $D_T \leq 25,4$ мм; при $D_T > 25,4$ мм среднее квадратическое отклонение $\sigma_{\lg R}$ увеличивают на 15 %.

Среднее значение $\overline{\lg R}$ случайной величины $\lg R$, распределенной по нормальному закону (см. рис. 27), определяется по формуле

$$\overline{\lg R} = \lg R_{II} + 1,28 \sigma_{\lg R}, \quad (28)$$

где R_{II} — номинальный ресурс подшипника.

Номинальный ресурс долговечности

$$R_{II} = 10^6 C^m. \quad (29)$$

Числовой коэффициент в формуле (28), определяющий положение величины $\lg R_{II}$ относительно среднего значения, соответствует интегральной плотности распределения $F(\lg R) = 0,1$ (см. рис. 27).

Подставив в формулу (28) значение R_{II} из выражения (29), а также значения $\sigma_{\lg R}$, получим формулы для расчета среднего значения $\overline{\lg R}$ в зависимости от динамической грузоподъемности C

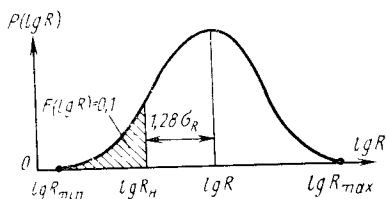


Рис. 27. Нормальное распределение случайной величины $\lg R$

подшипника. Среднее значение $\overline{\lg R_{\text{Тр1}}}$ случайной величины $\lg R_{\text{Тр1}}$ определяется на основании статистической обработки данных о нагруженности подшипника в различных эксплуатационных условиях. Для приближенных расчетов можно принимать

$$\overline{\lg R_{\text{Тр1}}} = \lg (X_{R\Omega} R_{\text{Тр1}}),$$

где $X_{R\Omega}$ — коэффициент для перехода от значения $R_{\text{Тр1}}$, полученного при детерминированном расчете, к среднему.

Величины $X_{R\Omega}$ можно принимать равными $X_{\text{АН}}$ (см. табл. 26). В табл. 26 даны средние квадратические отклонения логарифмов требуемых ресурсов для 1 км пробега $S_{\lg F_{1H}}$, т. е. следует принимать

$$\sigma_{\lg R_{\text{Тр}}} = S_{\lg R_{1H}}.$$

§ 11. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА УСТАЛОСТЬ

Если заданы или предварительно выбраны основные размеры и параметры зубчатых колес, то выполняют два вида проверочных расчетов — на усталость и прочность. В каждом из этих расчетов рассматривается два вида напряженного состояния зубьев: контактная напряженность активных поверхностей и напряженность при изгибе.

При расчете на усталость рекомендуется определять ресурс зубчатого колеса, зависящий от контактной усталости активных поверхностей зубьев, и ресурс, определяемый усталостью зубьев при изгибе. Ресурс зубчатого колеса в зависимости от назначения машины может выражаться временем работы машины H в часах, или пробегом L в километрах. В любом случае вначале необходимо определить характеристики нагрузочного режима зубчатой передачи, пользуясь ранее данными рекомендациями.

Для оценки усталости зубчатых колес используют время их работы, что позволяет перейти к вероятностному методу расчета. Приведенные ниже расчетные формулы распространяются на все виды зубчатых колес, которые применяются в трансмиссиях колесных машин (цилиндрические и конические). Формулы для расчета контактной усталости и усталости при изгибе построены аналогично. В соответствии с ГОСТом приведены следующие формулы. Расчет на контактную усталость активной поверхности зубьев выполняют по формулам:

$$\sigma_{Hl} = Z_H Z_M Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Hl}}{d_w} \frac{u+1}{u}};$$

$$\omega_{Hl} = (F_{Hl}/b_w) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv};$$

$$\sigma_{HP} = (\sigma_{H \text{ lim}}/S_H) Z_R Z_e K_L K_{sH};$$

$$\sigma_{H \text{ lim}} = \sigma_{H \text{ limb}} K_{HL},$$

причем условие достаточной контактной усталости $\sigma_H \leq \sigma_{HP}$;

на усталость при изгибе

$$\begin{aligned}\sigma_F &= Y_F Y_\varepsilon Y_\beta \omega_{Ft} / m; \\ \omega_{Ft} &= (F_{Ft} / b_w) K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\varepsilon}; \\ \sigma_{FP} &= \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} Y_R Y_S K_{xF}; \\ \sigma_{F \text{ lim}} &= \sigma_{F \text{ lim } b}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fc} K_{FL};\end{aligned}$$

условие достаточной усталости при изгибе $\sigma_F \leq \sigma_{FP}$.

В этих формулах величины, относящиеся к расчету контактной усталости, имеют в индексе букву H , а к расчету усталости при изгибе — букву F . Кроме того, ряд идентичных коэффициентов обозначен в первом случае Z , а во втором Y .

В приведенных формулах приняты следующие обозначения:

σ_H, σ_F — расчетные напряжения; σ_{HP}, σ_{FP} — допускаемые напряжения; $\sigma_{H \text{ lim}}, \sigma_{F \text{ lim}}$ — пределы выносливости, соответствующие заданному (эквивалентному) числу циклов; $\sigma_{H \text{ lim } b}, \sigma_{F \text{ lim } b}^0$ — пределы выносливости, соответствующие базе испытаний; F_{Ht}, F_{Ft} — расчетная окружная сила; d_w, u, b_w, m — соответственно начальный диаметр шестерни; передаточное число, рабочая ширина венца и модуль; S_H и S_F — коэффициенты безопасности.

Коэффициенты учитывают следующее:

Z_H, Y_F — форму сопряженных профилей в полюсе и форму зуба; $Z_\varepsilon, Y_\varepsilon$ — суммарную длину контактных линий и перекрытие зубьев; Z_M — механические свойства материалов; Y_β — наклон зуба; $K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ — распределение нагрузки между зубьями; $K_{H\beta}, K_{F\beta}$ — неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; K_{Hv}, K_{Fv} — динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении; Z_v — окружную скорость; Y_S — концентрацию напряжений у основания зуба; K_L — влияние смазывания; K_{xH}, K_{xF} — размеры зубчатого колеса; K_{Fg}, K_{Fd} — влияния суммирования переходной поверхности и ее деформационного упрочнения и электрохимической обработки соответственно; K_{Fc} — влияние двустороннего приложения нагрузки.

Расчетное контактное напряжение можно определить из следующего выражения:

$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{F_{Ht}}{b_w d_w} \frac{u+1}{u} Z_H^2 Z_\varepsilon^2 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}} = Z_M \sqrt{C_H},$$

где C_H — коэффициент контактных напряжений или параметр. Для получения идентичных формул при расчетах на контактную усталость и усталость при изгибе ниже введен параметр Π_{II} — параметр контактного напряжения.

В автомобилестроении в единых кинематических цепях устанавливают цилиндрические, конические, гипоидные и винтовые зубчатые колеса. Современные вероятностные расчеты требуют учета вариаций нагрузок и возможных колебаний механических свойств. Расчет ведется по унифицированным формулам (пригодным для различных видов зубчатых колес), имеющим единую структуру при расчетах на выносливость по изгибу и контактным напряжениям.

Расчет на контактную усталость активных поверхностей зубьев

Первый этап заключается в определении расчетного контактного напряжения

$$\Pi_{Ht} = \frac{F_{Ht}}{b_w d_{w1}} Z_H Z_e K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\mu} K_{H\nu} \quad (30)$$

и предельного контактного напряжения при базе испытаний N_{H0}

$$\Pi_{HPO} = \Pi_{H \text{ lim}}^0 Z_R \quad (31)$$

Затем сопоставляют величины Π_{Ht} и Π_{HPO} . Если $\Pi_{Ht} \geq 0,9 \Pi_{HPO}$, то выполняют второй и третий этапы расчета. Если $\Pi_{Ht} < 0,9 \Pi_{HPO}$, то расчет заканчивают.

На втором этапе рассчитывают ресурс, установленный по контактным напряжениям для зубчатого колеса, т. е. ресурс для 1 ч работы машины или 1 км пробега. При работе зубчатого колеса с циклическими напряжениями одного уровня

$$R_{1H} = \Pi_{Ht}^{mH} N_{1H} \quad (32)$$

В случае работы с циклическими напряжениями переменного уровня

$$R_{1H} = \sum \Pi_{Hx}^{mH} N_{1Hx} \quad \text{или} \quad R_{1H} = \sum \Pi_{Hy}^{mH} N_{1Hy}, \quad (33)$$

где x и y — индексы соответственно при расчете ресурса в часах и километрах пробега; mH — показатель кривой усталости по контактной прочности.

После этого находят общий ресурс зубчатого колеса

$$R_{H \text{ lim}} = \Pi_{HPO}^{mH} N_{H0} \quad (34)$$

На третьем этапе подсчитывают время работы H_H (ч) или пробег L_H машины (км) до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев:

$$H_H = R_{H \text{ lim}} / R_{1H}; \quad L_H = R_{H \text{ lim}} / R_{1H} \quad (35)$$

Расчет зубьев на усталость при изгибе

На первом этапе определяют расчетное напряжение изгиба зубьев. Окончательная формула для напряжения изгиба имеет вид

$$\sigma_F = \frac{F_{Ft}}{b_{jm}} Y_F Y_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\mu} K_{F\nu} \quad (36)$$

Предельное напряжение при изгибе и базе испытаний циклов N_{F0}

$$\sigma_{FPO} = \sigma_{F \text{ lim}}^c Y_R K_{Fc}, \quad (37)$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}^c$ — предел выносливости при изгибе для симметричного цикла нагружения Y_R и K_{Fc} — коэффициенты, учитывающие соответственно особенности зубьев и характер цикла на усталость

при изгибе зубьев. Если при сопоставлении величин $\sigma_F \geq 0,9\sigma_{FPO}$, выполняют второй и третий этапы расчета. Если $\sigma_F < 0,9\sigma_{FPO}$, расчет заканчивают.

На втором этапе определяют назначенный ресурс по напряжениям изгиба зубьев, т. е. для 1 ч работы или 1 км пробега машины. Если зубчатое колесо работает с циклическими напряжениями одного уровня, то

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} N_{1F}, \quad (38)$$

σ_F^{mF} — расчетное напряжение; N_{1F} — число циклов; mF — показатель кривой усталости при изгибе.

В случае работы с циклическими напряжениями переменного уровня

$$R_{1F} = \sum \sigma_{Fx}^{mF} N_{1Fx}$$

или

$$R_{1F} = \sum \sigma_{Fy}^{mF} N_{1Fy}. \quad (39)$$

Затем находят общий ресурс зубчатого колеса при изгибе:

$$R_{F \text{ lim}} = \sigma_{FPO}^{mF} N_{FO}. \quad (40)$$

На третьем этапе определяют время работы H_F (ч) или пробег L_F машины (км) до усталостной поломки зуба:

$$H_F = R_{F \text{ lim}} / R_{1F}$$

или

$$L_F = R_{F \text{ lim}} / R_{1F}. \quad (41)$$

Определение величин, входящих в формулы расчетных напряжений

Расчетную окружную силу F_t находят исходя из расчетного момента T , действующего на валу зубчатого колеса, начального диаметра d_w и числа зацеплений (сателлитов) n_p . Для зубчатого колеса, имеющего одно зацепление, расчетная окружная сила (в Н) при цилиндрической передаче $F_t = 2 \cdot 10^3 T / d_w$, при конической

$$F_t = 2 \cdot 10^3 T / d_{wm}, \quad (42)$$

где T — расчетный крутящий момент на валу рассматриваемого зубчатого колеса, Н·м; d_w — начальный диаметр зубчатого колеса, мм; m — индекс, соответствующий конической передаче. Для зубчатого колеса многосателлитной цилиндрической передачи $F_t = 2 \cdot 10^3 T / (d_w n_p)$, конической $F_t = 2 \cdot 10^3 T / (d_{wm} \cdot n_p)$. Для гипоидной передачи F_t рассчитывают по формуле (42) отдельно для колеса F_{t2} и шестерни F_{t1} . Для других передач значения F_t одинаковы у шестерни и колеса.

Для многосателлитной передачи следует всегда учитывать момент на валу одного из центральных зубчатых колес механизма и соответственно начальный диаметр этого колеса.

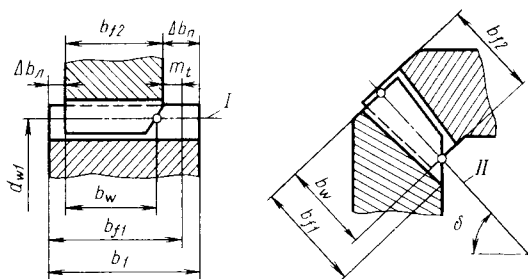


Рис. 28. Расчетные значения рабочей ширины зубчатого венца:

I — образующая начального цилиндра; *II* — образующая начального конуса

Рабочая ширина венца b_w при расчете контактных напряжений отличается от его рабочей ширины b_f при расчете напряжений изгиба. Последняя может быть разной для шестерни (b_{f1}) и колеса (b_{f2}) (рис. 28).

Начальный диаметр шестерни d_{w1} для цилиндрических передач используют для расчета контактного напряжения по формуле (30). Для конических и гипоидных передач применяют средний начальный диаметр шестерни d_{wm1} .

Расчетный нормальный модуль m_n подставляют в формулу (36) для расчета напряжения изгиба цилиндрических передач. Для конических и гипоидных передач применяют средний нормальный модуль m_{nm} . Величина m_{nm} может указываться на рабочем чертеже в качестве расчетного модуля, в противном случае ее необходимо определить исходя из окружного внешнего модуля m_{te} .

Единичное контактное напряжение (коэффициент контактного напряжения) Z_{H1} для различных видов зубчатых передач определяют по следующим формулам.

Для цилиндрической прямозубой передачи внешнего или внутреннего зацепления

$$Z_H = d_{w1} a_w \operatorname{tg} \alpha_w / (2 \rho_{r1} \rho_{r2}), \quad (43)$$

где ρ_{r1} и ρ_{r2} — радиусы кривизны профилей зубчатых колес.

Для цилиндрической косозубой передачи внешнего зацепления

$$Z_H = 2(u + 1) \cos^2 \beta / (u \sin 2\alpha_{nw}); \quad (44)$$

внутреннего зацепления

$$Z_H = 2(u - 1) \cos^2 \beta / (u \sin 2\alpha_{nw}). \quad (45)$$

Для конической обкатной передачи с межосевым углом $\Sigma = 90^\circ$

$$Z_H = 2 \sqrt{u^2 - 1} \cos^2 \beta_m / (u \sin 2\alpha_n); \quad (46)$$

полуобкатной

$$Z_H = 2u \cos^2 \beta_m / (\sqrt{u^2 + 1} \sin 2\alpha_n). \quad (47)$$

Для конической передачи с межосевым углом $\Sigma \neq 90^\circ$

$$Z_H = \frac{2 \sin \delta_1 (u^2 + 2u \cos \Sigma + 1) \cos^2 \beta_m}{u \sin 2\alpha_n}. \quad (48)$$

Для гипоидной обкатной передачи

$$Z_H = \frac{2 \cos^2 \beta_{cp} (u^2 + k^4)}{\sin 2\alpha_n k^2 \sqrt{k^2 + u^2}}; \quad (49)$$

полуобкатной

$$Z_H = \frac{2 \cos^2 \beta_{cp} u}{\sin 2\alpha_n k^2 \sqrt{k^2 + u^2}}, \quad (50)$$

где k — коэффициент увеличения размеров шестерни; $k = \cos \beta_{m2} / \cos \beta_{m1}$.

Формулы (49) и (50) для гипоидной передачи действительны лишь в том случае, если контактное напряжение Π_H определяется по формуле

$$\Pi_H = \frac{F_{H12}}{b_w d_{w1}} Z_H Z_\epsilon K_{Ha} K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu} K_{H\nu} K_{H\nu}$$

где F_{H12} — окружное усилие на колесе. Величины, входящие в формулы (43)—(50), находят при геометрическом расчете зубчатой передачи.

Единичное напряжение изгиба (коэффициент напряжения изгиба Y_F). Сначала находят номинальное значение коэффициента Y_F^0 : для зубчатых колес внешнего зацепления по графику (рис. 29), для зубчатых колес внутреннего зацепления — по табл. 15. Его определяют исходя из числа зубьев z_i (для цилиндрических прямых зубьев) или эквивалентного числа зубьев $z_{v1,2}$ (для косых и конических зубьев) и коэффициента смещения x . При внутреннем зацеплении учитывается число зубьев сопряженного зубчатого колеса (табл. 15).

На рис. 29 и в табл. 15 приведены значения Y_F^0 для цилиндрических зубчатых колес со стандартным исходным контуром при приложении полной окружной силы на профиле зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления.

Затем определяют расчетное значение коэффициента напряжения изгиба

$$Y_F = Y_F^0 K_u K_\alpha K_\beta K_\tau$$

где K_u , K_α , K_β и K_τ — коэффициенты, учитывающие влияние параметров парного зубчатого колеса, угла профиля, радиуса переходной кривой профиля зуба ρ_f , преднамеренного перераспределения толщины зубьев зубчатых колес.

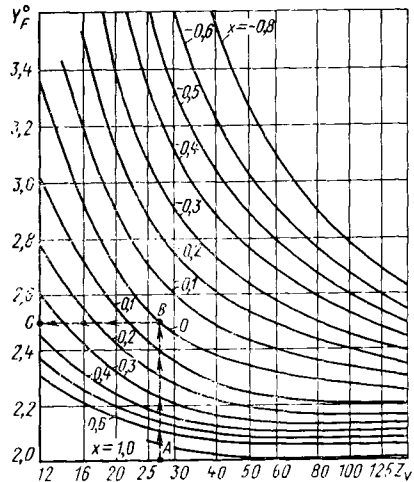


Рис. 29. График для определения коэффициента Y_F^0 при расчете зубчатых колес внешнего зацепления

15. Коэффициент Y_F^0 для зубчатых колес внутреннего зацепления при $x_1 = x_2$

Коэффициент смещения x	Число зубьев шестерни z_{v1}	z_{v2}					Число зубьев шестерни z_{v1}	z_{v2}			
		40	50	60	80	100		40	50	60	100
0	13	$\frac{2,52}{2,72}$	$\frac{2,46}{2,73}$	$\frac{2,4}{2,74}$	$\frac{2,35}{2,73}$	$\frac{2,35}{2,72}$	19	$\frac{2,38}{2,63}$	$\frac{2,32}{2,64}$	$\frac{2,28}{2,63}$	$\frac{2,1}{2,62}$
+0,3		$\frac{2,5}{2,43}$	$\frac{2,46}{2,52}$	$\frac{2,4}{2,58}$	$\frac{2,35}{2,66}$	$\frac{2,35}{2,70}$		$\frac{2,36}{2,43}$	$\frac{2,32}{2,49}$	$\frac{2,26}{2,56}$	$\frac{2,1}{2,6}$
+0,6		$\frac{2,48}{2,23}$	$\frac{2,44}{2,33}$	$\frac{2,38}{2,41}$	$\frac{2,35}{2,54}$	$\frac{2,35}{2,63}$		$\frac{2,35}{2,24}$	$\frac{2,3}{2,32}$	$\frac{2,24}{2,46}$	$\frac{2,1}{2,53}$
+1,0		$\frac{2,48}{2,00}$	$\frac{2,44}{2,12}$	$\frac{2,38}{2,23}$	$\frac{2,35}{2,41}$	$\frac{2,35}{2,5}$		$\frac{2,35}{2,05}$	$\frac{2,3}{2,15}$	$\frac{2,20}{2,32}$	$\frac{2,1}{2,41}$
0		14	$\frac{2,50}{2,72}$	$\frac{2,44}{2,73}$	$\frac{2,38}{2,74}$	$\frac{2,32}{2,73}$		$\frac{2,3}{2,72}$	25	$\frac{2,3}{2,55}$	$\frac{2,2}{2,56}$
+0,3	$\frac{2,48}{2,43}$		$\frac{2,44}{2,52}$	$\frac{2,38}{2,58}$	$\frac{2,32}{2,66}$	$\frac{2,30}{2,7}$	$\frac{2,28}{2,36}$	$\frac{2,2}{2,42}$		$\frac{2,10}{2,50}$	$\frac{2,02}{2,53}$
+0,6	$\frac{2,46}{2,23}$		$\frac{2,42}{2,33}$	$\frac{2,36}{2,41}$	$\frac{2,30}{2,54}$	$\frac{2,30}{2,63}$	$\frac{2,26}{2,18}$	$\frac{2,18}{2,26}$		$\frac{2,08}{2,39}$	$\frac{2,02}{2,46}$
+1,0	$\frac{2,46}{2,06}$		$\frac{2,42}{2,12}$	$\frac{2,36}{2,23}$	$\frac{2,30}{2,41}$	$\frac{2,30}{2,50}$	$\frac{2,26}{2,00}$	$\frac{2,18}{2,09}$		$\frac{2,06}{2,26}$	$\frac{2,02}{2,34}$
0	17		$\frac{2,48}{2,62}$	$\frac{2,40}{2,63}$	$\frac{2,35}{2,64}$	$\frac{2,30}{2,63}$	$\frac{2,20}{2,62}$	33		$\frac{2,08}{2,56}$	$\frac{2,04}{2,55}$
+0,3		$\frac{2,46}{2,36}$	$\frac{2,40}{2,43}$	$\frac{2,35}{2,49}$	$\frac{2,30}{2,56}$	$\frac{2,20}{2,60}$	$\frac{2,08}{2,42}$		$\frac{2,04}{2,50}$	$\frac{2,00}{2,53}$	
+0,6		$\frac{2,44}{2,15}$	$\frac{2,38}{2,24}$	$\frac{2,32}{2,32}$	$\frac{2,25}{2,46}$	$\frac{2,20}{2,53}$	$\frac{2,06}{2,26}$		$\frac{2,02}{2,39}$	$\frac{2,00}{2,46}$	
+1,0		$\frac{2,44}{2,00}$	$\frac{2,38}{2,05}$	$\frac{2,32}{2,15}$	$\frac{2,25}{2,32}$	$\frac{2,20}{2,41}$	$\frac{2,06}{2,09}$		$\frac{2,02}{2,26}$	$\frac{2,00}{2,34}$	

Примечания: В числителе дано значение для шестерни, в знаменателе — для колеса. * зубья колеса нарезаются дольником, имеющим число зубьев $z_0 = 20$.

Для шестерни и колеса передачи внутреннего зацепления

$$K_{H1} = K_{H2} \approx 1 - 0,125(x_2 - x_1);$$

для шестерни цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$K_{H1} \approx 1 + 0,125(z_{v1}/z_{v2} + x_2 - 1);$$

для колеса цилиндрической передачи внешнего зацепления

$$K_{H2} \approx 1 + 0,125(z_{v2}/z_{v1} + x_2 - 1).$$

где x_2 — коэффициент суммы смещений шестерни x_1 и колеса x_2 ; z_{ϕ} — число зубьев условного парного колеса передачи, для которой рассчитаны точки на графике (см. рис. 29); z_{v1} , z_{v2} — эквивалентное число зубьев.

Ниже приведены значения z_{ϕ} при различных x :

$$\left. \begin{aligned} z_{\phi 1} &= 14 + 20x_1 \\ z_{\phi 2} &= 14 + 20x_2 \end{aligned} \right\} \text{при } x \geq -0,3;$$

$$\left. \begin{aligned} z_{\phi 1} &= 2 - 20x_1 \\ z_{\phi 2} &= 2 - 20x_2 \end{aligned} \right\} \text{при } x \leq -0,3.$$

Для конических и гипоидных передач можно принимать

$$K_{u1} = K_{u2} = 1.$$

При стандартных значениях угла профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$ и относительного радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба $r_i^* = 0,4m_n$ коэффициенты $K_\alpha = K_\rho = 1$.

При нестандартных значениях α и r_i коэффициенты K_α и K_ρ будут следующими.

α	15°	$17^\circ 30'$	20°	$22^\circ 30'$	25°
K_α	1,14	1,07	1	0,935	0,88
$\rho = r_i^*$	0	0,1	0,2	0,3	0,4
K_ρ	1,22	1,12	1,07	1,03	1

Коэффициент, учитывающий влияние преднамеренного перераспределения толщины зубьев шестерни и колеса,

$$K_\tau \approx 1,57 / (1,57 + x_\tau), \quad (51)$$

где x_τ — коэффициент изменения толщины зуба (коэффициент тангенциальной коррекции); подставляется в формулу (51) со знаком, указанным на чертежах зубчатых колес.

Преднамеренное перераспределение толщины зубьев шестерни и колеса осуществляется обычно только для конических и гипоидных передач. В цилиндрических передачах $x_\tau = 0$, поэтому для них $K_\tau = 1$.

Коэффициенты Z_ε и Y_ε учитывают соответственно перекрытие при расчете контактных напряжений и напряжения при изгибе. Для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями принимают $Z_\varepsilon = Y_\varepsilon = 1$. Коэффициент Z_ε для передач с непрямыми зубьями определяется в зависимости от коэффициентов осевого ε_β и торцового ε_α перекрытий. Графиком (рис. 30, а) следует пользоваться при определении значений Z_ε для цилиндрических передач с косыми зубьями, а графиком (рис. 30, б) — для гипоидных передач и конических передач с криволинейными зубьями. Необходимые для этого величины ε_α и ε_β определяют при геометрическом расчете передачи.

Коэффициент Y_ε для цилиндрических передач с косыми зубьями и конических передач с непрямыми зубьями принимают рав-

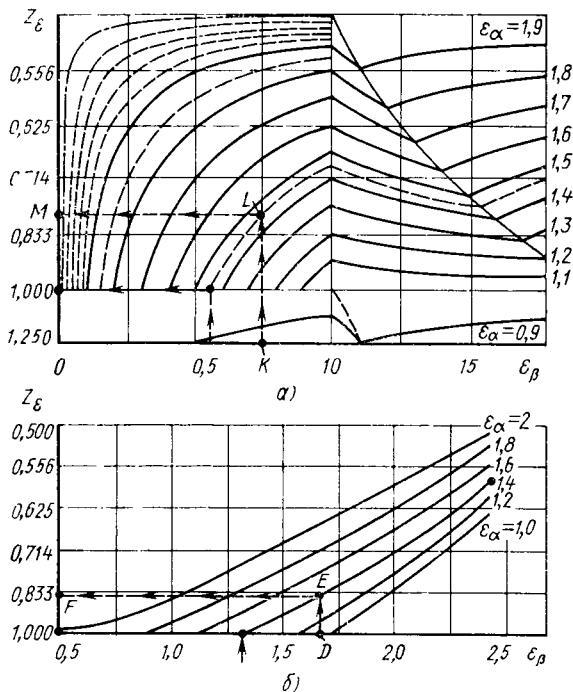


Рис. 30. Графики для определения коэффициента Z_ϵ при расчете передач:

а - цилиндрических косозубых; б - конических с криволинейным зубом и гипоидных

ным значению Z_ϵ ; при расчете гипоидных передач его определяют отдельно для шестерни и колеса. Для гипоидной шестерни

$$Y_{\epsilon 1} = Z_\epsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m1}; \quad (52)$$

для гипоидного колеса

$$Y_{\epsilon 2} = Z_\epsilon \cos \beta_{cp} / \cos \beta_{m2},$$

где $\beta_{cp} = 0,5 (\beta_{m1} + \beta_{m2})$; β_{m1} , β_{m2} — средние углы наклона линии зуба шестерни и колеса.

Коэффициент $K_{H\alpha}$ находят из соотношения

$$K_{H\alpha} = K_{H\psi} K_{H\gamma};$$

$K_{H\psi}$ — коэффициент, учитывающий повышение интенсивности нагрузки на наклонных контактных линиях у околополюсных участков вследствие меньшей суммарной деформации зубьев в средней фазе зацепления по отношению к суммарной деформации в начальной и конечной фазах; $K_{H\gamma}$ — коэффициент, учитывающий неточность распределения нагрузки между зубьями. Для передач с прямыми зубьями принимают $K_{H\psi} = 1$. Для передач с криволинейными зубьями $K_{H\psi}$ определяют в зависимости от величины ϵ_β .

Ниже приведены значения коэффициента $K_{H\beta}$ в зависимости от ϵ_{β} .

ϵ_{β}	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95
$K_{H\beta}$	1,16	1,17	1,19	1,21	1,22	1,24	1,26	1,28	1,3	1,32

Для передач с прямыми зубьями принимают $K_{H\beta} = 1$. Для передач с криволинейными зубьями значение $K_{H\beta}$ находят по графику (рис. 31) в зависимости от степени точности передачи и расчетной окружной скорости v в зацеплении.

Окружную скорость v (в м/с) находят по расчетной частоте вращения вала зубчатого колеса. Для цилиндрической передачи

$$v = \pi d_{\omega} n / 60 \cdot 10^3; \quad (53)$$

конической

$$v = \pi d_{\omega m} n / 60 \cdot 10^3, \quad (54)$$

где n — расчетная частота вращения вала зубчатого колеса, об/мин (определяется согласно рекомендациям, приведенным ранее).

При расчете зубчатых колес, входящих в состав планетарной передачи с вращающимся водилом, в формулы (53) и (54) следует подставлять расчетную частоту вращения в относительном движении $n_{\text{отн}}$.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ для передач, имеющих 7-ю степень точности и более точных, принимается равным единице. Для менее точных передач коэффициент $K_{F\alpha}$ определяется по формуле

$$K_{F\alpha} = 1 + (K_{F\alpha}^0 - 1) K_{\Delta}, \quad (55)$$

где $K_{F\alpha}^0$ — отношение напряжений для двух случаев приложения полной нагрузки на зуб: к вершине зуба и верхней граничной точке однопарного зацепления; K_{Δ} — коэффициент, учитывающий влияние степени точности на сопротивление нагрузки.

Коэффициент $K_{F\alpha}^0$ для внешних зубьев определяется по табл. 16 в зависимости от параметров z_v и x рассчитываемого зубчатого колеса; для внутренних зубьев можно принимать $K_{F\alpha}^0 = 1,3$ при $z_{v1} = 12 \div 16$; $K_{F\alpha}^0 = 1,35$ при $z_{v1} = 17 \div 22$; $K_{F\alpha}^0 = 1,38$ при $z_{v1} \geq 23$. Коэффициент K_{Δ} определяется по табл. 17 в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности работы и удельной нагрузки на зуб.

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ определяют в зависимости от группы, к которой относится рассматриваемая зуб-

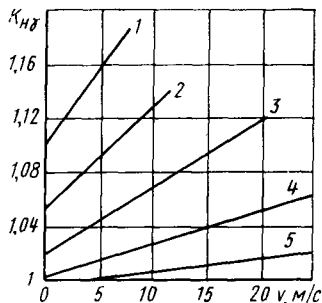


Рис. 31. График для определения коэффициента $K_{H\beta}$ при расчете передач с криволинейными зубьями: линии 1—5 соответствуют 9—5-й степеням точности по нормам плавности работы

16. Коэффициент $K_{F\alpha}^{\circ}$ для зубчатых колес со стандартным исходным контуром

z_v	x								
	0,8	0,6	0,4	0,2	0	-0,2	-0,1	-0,6	-0,8
10	1,35	1,4	1,4	1,35	—	—	—	—	—
12	1,36	1,42	1,42	1,36	1,32	—	—	—	—
16	1,40	1,46	1,46	1,4	1,34	1,3	—	—	—
20	1,46	1,5	1,48	1,45	1,39	1,34	1,30	—	—
25	1,48	1,52	1,5	1,48	1,41	1,36	1,30	—	—
30	1,52	1,55	1,52	1,48	1,42	1,38	1,32	1,28	—
40	1,58	1,56	1,54	1,48	1,43	1,38	1,32	1,28	1,26
60	1,63	1,56	1,54	1,49	1,45	1,4	1,36	1,30	1,26
80	1,65	1,58	1,54	1,50	1,46	1,42	1,38	1,34	1,26
100	1,66	1,58	1,54	1,51	1,47	1,44	1,40	1,36	1,28
200	1,68	1,62	1,56	1,52	1,48	1,45	1,43	1,40	1,34

17. Коэффициент K_{Δ}

Степень точности по нормам плавности работы зубчатой передачи	Коэффициент расчетной окружной силы F_{to}^* , Н (мм·мм)	K_{Δ}
6	Любое значение	0
7	Более 120	
7	Менее 120	0,2
8	Более 120	
8	Менее 120	0,4
9	Более 120	
9	Менее 120	0,8
10	Более 120	
10	Менее 120	1

* $F_{to} = F_t / (b_w m_{nm})$, где F_t — расчетная окружная сила; H ; b_w — рабочая ширина венца; мм; m_{nm} — модуль нормальный средний, мм.

18. Коэффициенты $K_{H\omega}/K_{F\omega}$, учитывающие влияние приработки зубьев на распределение нагрузки

Твердость HRC активных поверхностей зубьев	Окружная скорость v , м/с			
	1	2	4	6
47	$\frac{0,62}{0,9}$	$\frac{0,65}{0,96}$	$\frac{0,7}{1}$	$\frac{0,8}{1}$
	50	$\frac{0,72}{0,95}$	$\frac{0,76}{1}$	$\frac{0,85}{1}$
60		$\frac{0,8}{1}$	$\frac{0,85}{1}$	$\frac{0,96}{1}$

Примечание При окружной скорости $v = 8$ м/с и выше $K_{H\omega} = K_{F\omega} = 1$.

чатая передача. Можно выделить три группы зубчатых передач трансмиссии, для которых определение величин $K_{H\omega}$ и $K_{F\omega}$ имеет некоторые особенности: 1) однопарные с постоянным зацеплением парных зубчатых колес; 2) однопарные со скользящим зубчатым колесом, в которых пара вводится в зацепление осевым перемещением одного из зубчатых колес; 3) многосателлитные.

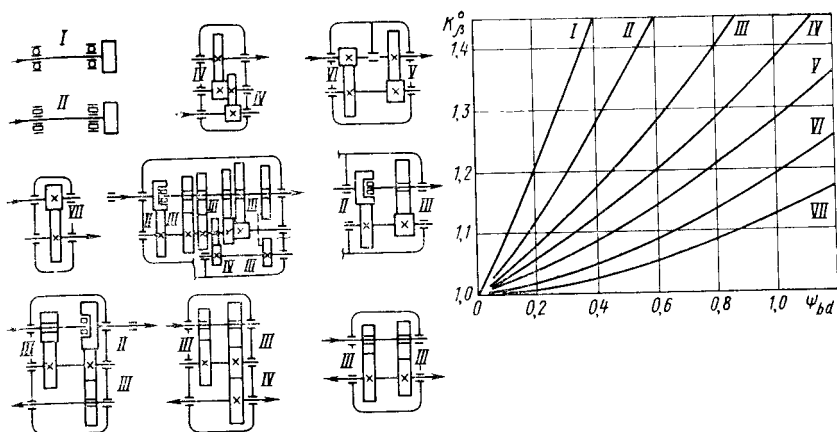


Рис. 32. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 для расчета зубчатых колес с твердостью активных поверхностей зубьев $HV > 350$ (без продольной модификации и коррекции угла наклона зубьев) при различных схемах зубчатых цилиндрических передач:

I, II — консольное закрепление соответственно на шариковых, роликовых подшипниках; III — с осевым перемещением зубчатого колеса; IV — с постоянным зацеплением зубчатых колес; V, VI — с разрезным валом; VII — одноступенчатая передача

Для однопарных передач с постоянным зацеплением

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) K_{H\omega}; \quad (56)$$

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) K_{F\omega}; \quad (57)$$

где K_{β}^0 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца в начальный период работы передачи; $K_{H\omega}$, $K_{F\omega}$ — коэффициенты, учитывающие влияние приработки зубьев в процессе эксплуатации.

Значения коэффициентов $K_{H\omega}$ и $K_{F\omega}$ приведены в табл. 18. Коэффициент K_{β}^0 может быть рассчитан аналитически. Если отсутствуют необходимые для такого расчета данные о жесткостях отдельных элементов зубчатой передачи (например корпусов, опор валов), то можно пользоваться графиками приближенных значений K_{β}^0 (рис. 32 и 33). Предварительно следует рассчитать величину $\Psi_{bl} = b_{\omega}/d_{\omega 1}$ для цилиндрической и $\Psi_{bl} = b_{\omega}/d_{\omega m1}$ — для конической и гипоидной передач.

Для однопарных передач со скольльзящим зубчатым колесом

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{\beta}^0 - 1) K_{H\omega}; \quad (58)$$

$$K_{F\beta} = K_{\beta}^0 \chi_0.$$

Значение K_{β}^0 определяют по графику, представленному на рис. 32, значение $K_{H\omega}$ — по табл. 18. Значение K_{β} зависит от состояния машины при включении скольльзящего зубчатого колеса. Если перемещение скольльзящего зубчатого колеса для

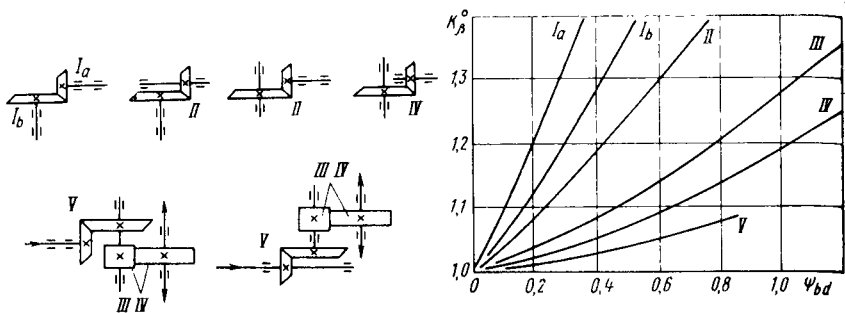


Рис. 33. Схемы и график для определения коэффициента K_{β}^0 при расчете зубчатых колес главных передач автомобилей (верхний ряд схем) с твердостью активных поверхностей зубьев $HB > 350$ при различных схемах цилиндрических, конических и гипоидных передач:

Ia, Ib — соответственно для ведущего и ведомого зубчатых колес; II — для неконсольного закрепления одного из зубчатых колес; III — с двумя зубчатыми колесами на одном валу; IV для неконсольного закрепления зубчатых колес; V для двухступенчатых передач

включения передачи производится при неподвижной машине (например, включение первой передачи после второй), $K_{\theta} = 1,05$. Указанное значение K_{θ} относится к обоим зубчатым колесам передачи.

Для многосателлитных передач

$$K_{H\beta} = 1 + (\gamma K_{\beta}^0 - 1) K_{H\omega}; \quad (59)$$

$$K_{F\beta} = 1 + (\gamma_n K_{\beta}^0 - 1) K_{F\omega},$$

где γ_n — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами в начальный период работы передачи.

Значение γ_n находят по табл. 19 в зависимости от числа сателлитов и наличия самоустанавливающихся звеньев в механизме; коэффициент K_{β}^0 определяют с помощью графика, данного на рис. 32; коэффициент $K_{F\omega}$ — по табл. 18.


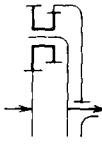
Коэффициенты K_{Hv} и K_{Fv} определяют по окружной скорости v [см. (53) и (54)] и расчетной погрешности зацепления Δ (табл. 20). Определение коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} целесообразно начинать с расчета внутренней динамической нагрузки в зубчатом зацеплении $F_{j\Delta}$, который выполняют в следующем порядке.

1. Определяют внутреннюю динамическую нагрузку $F_{j\Delta 1}$ при окружной скорости $v = 1$ м/с:

$$F_{j\Delta 1} = N_{\Delta} b_{cp} \sqrt{d_{\omega m 1} (u + 1/u)} \Delta_0,$$

где N_{Δ} — коэффициент, учитывающий влияние вида передачи на появление погрешности Δ_0 при формировании динамической нагрузки; $b_{cp} = 0,5 (b_{i1} + b_{i2})$ мм; для конических и гипоидных шестерен $d_{\omega m 1}$ — начальный средний диаметр, мм.

19. Коэффициент γ_n , учитывающей неравномерное распределение нагрузки в передачах с разветвлением потока мощности при изготовлении зубчатых колес по 7–8-й степеням точности

Механизм	Самоустанавливающееся звено	n_p				
		2	3	4	5	6
 <p>Однорядный</p>	Отсутствует	—	1,25	1,3	1,35	1,4
	Водило или два центральных зубчатых колеса (одно в простой несоосной передаче) . .	1,1	1,1	1,15	1,2	1,25
	Одно из центральных зубчатых колес	—	1,15	1,2	1,25	1,3
 <p>Двухрядный</p>	Отсутствует	—	1,3	1,35	1,4	1,45
	Водило или два центральных зубчатых колеса	—	1,15	1,2	1,25	1,3
	Одно из центральных зубчатых колес	—	1,2	1,25	1,30	1,35

Значения коэффициента N_Δ для различных передач приведены ниже.

Цилиндрическая:	
прямозубая	0,18
косозубая	0,1
Коническая:	
прямозубая	0,2
с криволинейным зубом	0,14
Гипоидная	0,08

2. Вычисляют внутреннюю динамическую нагрузку при расчетной окружной скорости:

$$F_{j\Delta} = F_{j\Delta M} v;$$

находят предельную динамическую нагрузку F_{jM} для различных типов зубчатых колес; для цилиндрической передачи

$$F_{jM} = \Delta_0 b_{cp} G_{t\Sigma} \cos^2 \beta;$$

для конической и гипоидной передач

$$F_{jM} = 1,2 \Delta_0 b_{cp} G_{t\Sigma} \cos^2 \beta_{cp};$$

где $G_{t\Sigma}$ — коэффициент предельной динамической нагрузки соприкасающихся зубьев, определяемый по табл. 21;

сопоставляют значения $F_{j\Delta}$ и F_{jM} и меньшее из них принимают в качестве расчетной внутренней динамической нагрузки F_j ;

20. Расчетная погрешность Δ_{II} изготовления зубчатых колес, мкм

Модуль ($m, m_n, m_{нп}$), мм	Степень точности по нормам плавности		
	6	7	8
1—2,5	10	18	28
2,5—4	12	20	32
4—6	14	22	36
6—8	16	25	42
8—10	18	28	48
10 и выше	22	34	56

21. Коэффициент предельной динамической нагрузки зубьев эвольвентных передач

Угол наклона линии зуба $\beta_{ср}$, °	Передача	
	цилиндрическая	коническая
12	20	23
16	19	22
20	18	21
24	17	20
28	16	19
32	14	17
36	13	16
40	11	14

Примечание. Для прямозубых цилиндрической и конической передач следует принимать $K_{F\Sigma} = 1$ (Н/(мм·мкм)).

определяют расчетный коэффициент внутренней динамической нагрузки:

$$K_{v\Delta} = 1 + F_j/F_t,$$

где F_t — расчетная окружная сила в зацеплении, Н; находят искомые значения коэффициентов:

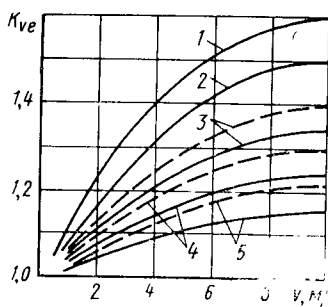


Рис. 34. График для определения коэффициента K_{ve} :

1—4 — механических трансмиссий соответственно гусеничного трактора, колесного трактора, грузового и легкового повышенной проходимости автомобилей; 5 — гидромеханической трансмиссии; — — — зубчатые колеса неподдресорированных агрегатов; — — — зубчатые колеса поддресорированных агрегатов

$$K_{Fv} = K_{v\Delta} K_{ve};$$

$$K_{Hv} = \sqrt{K_{v\Delta} K_{ve}} = \sqrt{K_{Fv}};$$

где K_{ve} — коэффициент, учитывающий влияние внешних динамических нагрузок, зависящий от типа машины, вида трансмиссии и демпфирующего влияния подвески (рис. 34).

Коэффициенты $K_{H\mu}$, $K_{F\mu}$ учитывают влияние трения и смазки. При отсутствии данных, указывающих на необходимость принятия значения $K_{H\mu} \neq 1$, следует принимать $K_{H\mu} = 1$. При $K_{H\mu} = 1$ необходимо использовать в узлах трансмиссии смазочные материалы, рекомендуемые инструкциями по техническому обслуживанию и эксплуатации. Величину $K_{F\mu}$ выбирают в зависимости от выполняемой зубчатым колесом функции в рассматрива-

22. Коэффициент K_{Fx} в зависимости от значений модулей и диаметра делительной окружности

$d_w, \text{мм}$	$m, m_n, m_{nm} \text{ мм}$										
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
до 300	0,96	1	1,02	1,04	1,07	1,1	1,13	1,16	1,19	1,22	1,25
300—400	0,98	1,02	1,04	1,06	1,09	1,12	1,15	1,18	1,21	1,24	1,27
400—500	1	1,04	1,06	1,08	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,27	1,3
500—600	1,03	1,07	1,09	1,11	1,15	1,18	1,22	1,26	1,29	1,32	1,35
600—700	1,06	1,1	1,12	1,14	1,18	1,21	1,26	1,3	1,33	1,37	1,4
700—800	1,1	1,13	1,16	1,19	1,22	1,26	1,3	1,34	1,38	1,42	1,46

емой паре: $K_{F\mu} = 1,05$ для шестерни; $K_{F\mu} = 0,95$ для колеса. При расчете внутреннего зацепления следует принимать для зубчатых колес $K_{F\mu} = 1$.

Коэффициенты K_{Hx} и K_{Fx} находят следующим образом. Для зубчатых колес, имеющих $d_w < 700$ мм, принимают $K_{Hx} = 1$; для зубчатых колес, имеющих $d_w \geq 700$ мм,

$$K_{Hx} = 1/(1,07 - 10^{-4}d_w).$$

Коэффициент K_{Fx} можно определить по табл. 22 в зависимости от модуля и диаметра зубчатого колеса.

Расчет величин, определяющих предельные напряжения

Пределы выносливости $\Pi_{H \text{ lim}}^0, \sigma_{F \text{ lim}}^c$ устанавливают при стендовых испытаниях зубчатых колес с заданными конкретными размерами, термообработкой и чистой поверхностью зубьев, которые соответствуют определенной вероятности неразрушения. Для зубчатых колес с размерами $d_w < 300$ мм модули (m, m_n, m_{nm}) равны примерно 3—4 мм, значения пределов выносливости, соответствующие вероятности неразрушения $p \approx 90\%$, указаны в табл. 23. Значения предела выносливости при изгибе зубьев $\sigma_{F \text{ lim}}^c$ относятся к знакопеременному симметричному циклу и базе испытаний N_{F0} , приведенным в табл. 23.

Контактную усталость по данной методике рассчитывают с использованием контактного напряжения Π_H ; соответственно этому в табл. 23 указаны пределы контактной усталости $\Pi_{H \text{ lim}}^0$. Между пределом контактной усталости $\Pi_{H \text{ lim}}^0$, используемым в данной методике, и соответствующим пределом выносливости, используемым при расчете контактных напряжений по Герцу ($\sigma_{H \text{ lim } b}$), имеется следующая зависимость:

$$\Pi_{H \text{ lim}}^0 = (\sigma_{H \text{ lim } b} / 275)^2, \quad (60)$$

где $\sigma_{H \text{ lim } b}$ — в МПа.

Коэффициенты Z_R и Y_R учитывают особенности обработки зубьев. Значения коэффициента Z_R для зубчатых колес приведены в табл. 24 с учетом параметров шероховатости активной поверхности зуба с более низкими параметрами шероховатости зубчатого колеса пары. Для цементованных, цианированных, закаленных ТВЧ по контуру, нормализованных и улучшенных зубчатых колес с неотшлифованной переходной поверхностью без грубых следов обработки, не подвергавшихся упрочняющей обработке дробью и другим воздействиям, следует принимать $Y_R = 1$. Значение Y_R , отличное от единицы, может приниматься только при наличии хорошо проверенных экспериментальных данных о влиянии технологии обработки переходной поверхности зуба у опасного по изгибу сечения.

23. Характеристики усталости и прочности зубьев зубчатых колес, изготовленных из различных материалов

Марка стали	Вид термообработки	Твердость HRC		Характеристики усталости										Характеристики прочности			
		поверхности зуба	сердцевина зуба	σ_{HRC}^0 , МПа	$d = 0,9$	σ_{HRC}^0 , МПа	V_f	N_{FC} , 10 ⁶ циклов	m_f	σ_{HRC}^0 , МПа	$d \approx 0,9$	σ_{HRC}^0 , МПа	H_{-1}	N_{HRC} , 10 ⁶ циклов	H_{-1}	σ_{HRC}^0 , МПа	σ_{HRC}^0 , МПа
12X2H4A	Цементация	56—63	33—41	430		467	0,062	4	9	19	22,1	0,11	1,2	3	1900	190	
12XH3A	»	56—63	25—33	380		422	0,078	4	9	18,5	21,5	0,11	1,2	3	1850	190	
15XГН2ГА	»	56—63	30—42	420		486	0,106	4	9	19	22,1	0,11	1,2	3	1750	190	
18ХГГ	»	56—63	28—35	370		430	0,11	4	9	18	21,3	0,12	1,2	3	1600	190	
18X2H4BA	»	58—63	35—40	430		466	0,06	4	9	21	24,8	0,12	1,2	3	1950	190	
20X2H4A	»	56—63	36—41	460		505	0,07	4	9	21	24,4	0,11	1,2	3	1950	190	
20XГН3А	»	56—63	31—41	400		444	0,076	4	9	19	22,1	0,11	1,2	3	1900	190	
20XГНТР	»	56—63	30—42	420		486	0,106	4	9	19	22,1	0,11	1,2	3	1750	190	
20XH2M	»	58—63	28—35	420		465	0,076	4	9	20	23,3	0,11	1,2	3	1700	190	
20XГНР	»	56—63	28—35	410		465	0,092	4	9	18	21	0,11	1,2	3	1650	190	
20HГР	»	56—63	28—35	380		430	0,092	4	9	19	22,5	0,12	1,2	3	1500	190	
25XГГ	»	56—63	28—35	380		430	0,104	4	9	19	22,5	0,12	1,2	3	1700	190	
30XГГ	»	56—63	29—42	410		475	0,106	4	9	19	22,5	0,12	1,2	3	1700	190	
35X	Цианирование	56—63	35—45	410		460	0,082	2	9	18	21,3	0,12	1,2	3	1750	190	
38XA	»	56—63	35—45	420		470	0,082	2	9	18	21,3	0,12	1,2	3	1800	190	
40X	»	56—63	35—45	420		470	0,082	2	9	18	21,3	0,12	1,2	3	1800	190	
40XH	Объемная закалка	45—55	45—55	300		350	0,112	2	6	11	13	0,12	0,6	3	1600	100	
40XH	Улучшение	25—30	25—30	240		280	0,09	1	6	5	5,7	0,09	0,16	3	700	40	
45	Закалка ТВЧ по контуру	53—58	28—35	280		320	0,098	2	7	13	15,4	0,12	1	3	1500	160	
58	То же	56—62	29—32	420		480	0,098	2	7	16	18,6	0,11	1	3	1600	190	

24. Коэффициенты Z_R

Класс шероховатости по ГОСТ 2789—73	Параметры шероховатости, мкм		Z_R
	Среднее арифметическое отклонение профиля R_a	Высота неровностей профиля по десяти точкам R_z	
4	—	40—20	0,82
5	—	20—10	0,88
6	2,5—1,25	—	0,94
7	1,25—0,63	—	1

Коэффициент K_{Fc} учитывает влияние характера цикла на выносливость при изгибе зубьев. Его значение можно определить в зависимости от характера нагружения зубчатого колеса следующим образом.

При явно выраженном знакопеременном цикле (например, промежуточных зубчатых колесах в реверсных однорядных передачах, сателлитах с внешним и внутренним зацеплением в планетарных передачах) или периодическом реверсировании при одинаковой продолжительности работы в обоих направлениях $K_{Fc} = 1$.

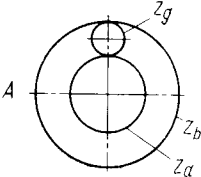
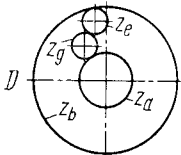
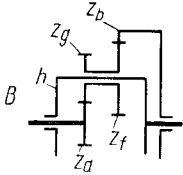
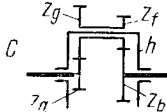
В случае одностороннего отнулевого цикла или цикла, достаточно близкого к нему (например, зубчатых колесах низших передач и заднего хода в коробках передач трансмиссий), $K_{Fc} = 1,3$.

При периодическом изменении направления нагрузки, когда отношение чисел циклов максимальной нагрузки при заднем ходе и движении вперед может достигать $N_p/N_{\Pi} \approx 0,3 \div 0,4$ (например, зубчатые колеса трансмиссий, расположенные за коробкой передач, зубчатые колеса раздаточных коробок, ведущих мостов и т. п.), $K_{Fc} = 1,2$. Если $N_p/N_{\Pi} \approx 0,65 \div 0,75$ (например, зубчатые колеса высших передач коробок передач автомобилей при движении накатом и при колебательных процессах в трансмиссии), $K_{Fc} = 1,08$ и, если $N_p/N_{\Pi} \approx 0,45 \div 0,6$ (например, зубчатые колеса промежуточных передач коробок передач), $K_{Fc} = 1,14$.

Выбор фактора цикличности a и передаточного числа от вала зубчатого колеса к ведущим колесам машины $u_{зк}$. При расчетах зубчатых колес, выполняемых по пробегу автомобиля, число отнулевых циклов напряжений для зуба определяют с использованием величин a и $u_{зк}$. При выборе значений данных величин для расчета планетарных передач надо учитывать переносное движение.

Фактор цикличности a — это число зацеплений одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса (для планетарных передач — за один относительный оборот вала зубчатого колеса). Следует принимать $a = 1$ для зубчатых колес, имеющих одно зацепление, а также для промежуточных зубчатых колес непланетарных передач и сателлитов планетарных передач в случае, если величина передаточного числа $u_{зк}$ для сателлита определяется по табл. 25. Для промежуточных зубчатых колес и сателлитов принимают $a = 1$, так как зуб этих колес во второе зацепление входит другой стороной; $a = n_p$ для зубчатых колес, имеющих n_p зацеплений, в которые зуб входит одной и той же стороной, например для центральных зубчатых колес, имеющих n_p зацеплений одинаковыми сателлитами (при этом величину $u_{зк}$ нужно определять по формулам табл. 25).

Передаточное число $u_{зк}$ от вала зубчатого колеса к ведущим колесам автомобиля определяют по кинематической схеме трансмиссии. В связи с указанным выше выбором величины a при расчете числа циклов напряжений для зубчатых колес планетарных механизмов требуется определять передаточное число $u_{зк}^0$ с учетом относительного движения. Величина $u_{зк}^0$ должна быть подставлена в формулы (63)—(64), (67—68) вместо $u_{зк}$. Значение $u_{зк}^0$ для зубчатых колес планетарных механизмов можно находить по формулам табл. 25.

Схема механизма	Параметр p	Вариант использования механизма
	$- z_b \cdot z_a$	Ведущее звено — солнечное зубчатое колесо z_a ; ведомое — водило h , неподвижное — коронное зубчатое колесо
	$+ z_b \cdot z_a$	Ведущее звено — коронное зубчатое колесо; ведомое — водило; неподвижное — солнечное зубчатое колесо
	$-\frac{z_b z_g}{z_a z_f}$	ведущее звено — водило; ведомое — солнечное или коронное зубчатое колесо
	$+\frac{z_b z_g}{z_a z_f}$	

Примечание $u_{вм-к}$ - передаточное число от ведомого звена механизма к

§ 12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО РЕСУРСА ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

При расчете на выносливость зубчатого колеса, работающего с симметричным циклом напряжений, требуемый ресурс для 1 ч работы или 1 км пробега машины R_{1H} и R_{1F} определяется по формулам (32) и (38) соответственно. Зубчатые колеса трансмиссии работают с переменным циклом напряжений. Формулы (32) и (38) для определения величин R_{1H} и R_{1F} при действии этих напряжений даны в общем виде. Окончательный вид этих формул зависит от расположения зубчатого колеса в трансмиссии и особенностей его нагружения. Можно выделить три расчетных случая определения рассматриваемых величин, в которых порядок расчета зависит от способа задания нагрузочного режима.

механизмов (от его элементов к ведущим колесам)

В механизмах А, D, В, С от центрального звена — зубчатого колеса		От сателлита в механизмах		
солнечного	коронного	А, D при z_g	D при z_e	В, С при z_g, z_f
$-p u_{\text{ВМ-К}}$	$u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_b}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_b}{z_e} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_b}{z_f} u_{\text{ВМ-К}}$
$u_{\text{ВМ-К}}$	$-\frac{1}{p} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_a}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_a}{z_e} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{z_a}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$
$-\frac{p}{(1-p)} \times$ $\times u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{1}{(1-p)} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{-p}{(1-p)} \times$ $\times \frac{z_a}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{-p}{(1-p)} \times$ $\times \frac{z_a}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$	$\frac{-p}{(1-p)} \times$ $\times \frac{z_a}{z_g} u_{\text{ВМ-К}}$

ведущим колесам автомобиля

С л у ч а й 1. Зубчатое колесо работает с переменным циклом напряжений на определенной передаче коробки передач и раздаточной коробки (при наличии последней). Нагрузочный режим задан кривой распределения, которая относится к ведущим зубчатым колесам или к некоторому валу трансмиссии. Дополнительно необходимо располагать сведениями о расчетных скоростях движения машины и данными, позволяющими переходить от кривой распределения к расчетным скоростям машины к нагрузкам на валу рассматриваемого зубчатого колеса и частотам его вращения.

Переменная нагрузка представляется ступенчато изменяющейся. Для каждой ступени ее изменения выбирают крутящий момент на валу T_i и частоту вращения n_i вала, неизменные в пределах одной ступени; относительное время работы α_{hi} или относительный пробег машины α_i с нагрузкой T_i

в долях времени работы или пробега машины на данной ступени. Далее определяют напряжения на отдельных участках и требуемый ресурс.

Ниже приведены формулы для определения требуемого ресурса.

Расчет по времени работы

$$R_{1H} = \sum \Pi_{HX}^{mH} N_{1HX} = \gamma_h a \cdot 60 \sum \Pi_{Hi}^{mH} \alpha_{hi} n_i; \quad (61)$$

$$R_{1F} = \sum \sigma_{FX}^{mF} N_{1FX} = \gamma_h a \cdot 60 \sum \sigma_{Fi}^{mF} \alpha_{hi} n_i \quad (62)$$

и по пробегу машины

$$R_{1H} = \sum \Pi_{HY}^{mH} N_{1HY} = \gamma a n_s u_{зк} \sum \Pi_{Hi}^{mH} \alpha_i; \quad (63)$$

$$R_{1F} = \sum \sigma_{FY}^{mF} N_{1FY} = \gamma a n_s u_{зк} \sum \sigma_{Fi}^{mF} \alpha_i, \quad (64)$$

где Π_{Hi} , σ_{Fi} — напряжения на отдельных ступенях, Па; mH , mF — показатели кривых усталости (см. табл. 23); a — число зацеплений одного зуба одной и той же стороной за один оборот вала зубчатого колеса; n_s — число оборотов, совершаемых ведущим колесом за пробег 1 км; $u_{зк}$ — передаточное число на участке от вала зубчатого колеса до ведущих колес машины на данной передаче; γ_h — относительное время работы; γ — относительный пробег машины на данной ступени в долях общего времени работы или пробега машины.

Если надо представить те же сроки службы зубчатого колеса только на данной передаче, то величины γ_h и γ в формулах (61)—(64) следует опустить.

Суммируя накопленную на каждой ступени усталостную долговечность, необходимо исключать ступени с малыми напряжениями. Так, при суммировании по формулам (61) и (63) не учитываются ступени, при которых $\Pi_{Hi} < 0,6\Pi_{HPO}$, а при суммировании по формулам (62) и (64) — ступени, где $\sigma_{Fi} < 0,6\sigma_{FPO}$. Если на всех ступенях $\Pi_{Hi} < 0,9\Pi_{HPO}$ или $\sigma_{Fi} < 0,9\sigma_{HPO}$, то соответствующую величину R_{1H} или R_{1F} не определяют.

При нагрузочном режиме, заданном одними значениями расчетного крутящего момента T , расчетной частоты h , относительного времени работы γ_h или относительного пробега γ машины на данной передаче и коэффициентами времени K_{BH} и K_{BF} или пробега K_{PH} и K_{PF} , расчетные формулы (61)—(64), упрощаются и имеют вид

$$R_{1H} = \Pi_H^{mH} \gamma_h a n \cdot 60 K_{BH}; \quad (65)$$

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} \gamma_h a n \cdot 60 K_{BF}; \quad (66)$$

$$R_{1H} = \Pi_H^{mH} \gamma a n_s u_{зк} K_{PH}; \quad (67)$$

$$R_{1F} = \sigma_F^{mF} \gamma a n_s u_{зк} K_{PF}. \quad (68)$$

Если $\Pi_H < 0,9\Pi_{HPO}$ или $\sigma_F < 0,9\sigma_{HPO}$, то соответствующая величина R_{1H} или R_{1F} не определяется.

С л у ч а й 2. Зубчатое колесо работает с переменным циклом напряжений на нескольких передачах; нагрузочный режим задан для каждой передачи в отдельности, т. е. каждая передача характеризуется одними значениями расчетного момента T , расчетной частоты вращения n , относительным временем работы $\gamma_{дк}$ или относительным пробегом γ_k машины и коэффициентами $K_{BHк}$, $K_{BFк}$ или $K_{PHк}$, $K_{PFк}$.

Для расчета R_{1H} , R_{1F} по времени работы и пробегу применяются формулы (61)—(64), однако суммирование в рассматриваемом случае проводится по передачам, а не по ступеням нагрузки, и γ и $u_{зк}$ не выносятся за знак суммы.

В число слагаемых включаются лишь те передачи, на которых данное зубчатое колесо находится под нагрузкой. Кроме того, из числа слагаемых в соответствующих формулах исключаются передачи, на которых $\Pi_H < 0,6\Pi_{HPO}$ или $\sigma_F < 0,6\sigma_{FPO}$. Если нет передач, на которых $\Pi_H \geq 0,9\Pi_{HPO}$ или $\sigma_F \geq 0,9\sigma_{FPO}$, то соответствующая величина R_{1H} или R_{1F} не определяется.

Случай 3. Зубчатое колесо работает с циклическими напряжениями переменного уровня на всех ступенях передачи; нагрузочный режим задан общей кривой распределения.

В этом случае для определения величин R_{1H} и R_{1F} следует пользоваться рекомендациями, сделанными выше, и формулами (61), (62) или (63), (64), в которых необходимо принять $\gamma_h = 1$ и $\gamma = 1$, так как зубчатое колесо работает на всех передачах и сумма относительного времени (пробега) равна единице.

Если нагрузочный режим задан для каждой передачи в отдельности значениями $u_{эв}$, $K_{ПФ}$, $K_{ПН}$, то расчет производится аналогично случаю 2. Если можно вычислить коэффициенты общего пробега, то расчет выполняют по формулам (67), (68), в противном случае производят суммирование по передачам (случай 2).

Усталость зубчатого колеса может оцениваться различными способами: по сроку службы, по допускаемому напряжению, по эквивалентному напряжению. При расчете по этим способам результаты должны быть однозначными.

Оценка по сроку службы. Вначале по формулам (31), (34) и (37), (40) определяют ресурс по контактным R_{Hlim} и изгибным R_{Flim} напряжениям и по формулам (35) и (41) рассчитывают сроки службы зубчатого колеса, обеспечиваемые контактной усталостью активных поверхностей зубьев (H_H или L_H) и усталостью при изгибе зубьев (H_F или L_F). Затем проверяют условия обеспечения требуемой усталости. При расчете по времени работы машины $H_H \geq H_0$; $H_F \geq H_0$ и $L_F \geq L_0$, при расчете по ее пробегу $L_H \geq L_0$ (где L_0 , H_0 — планируемые сроки службы в ч работы и км пробега машины соответственно).

Оценка по допускаемому напряжению. Рассмотрим последовательность расчета по пробегу машины. Сначала определяют эквивалентное число циклов нагружения:

$$\begin{aligned} N_{HE} &= R_{1H} L_0 \cdot \Pi_H^{mH}; \\ N_{FE} &= R_{1F} L_0 \cdot \sigma_F^{mF}. \end{aligned} \quad (69)$$

Для зубчатых колес, работающих на нескольких передачах, в формулы (69) следует подставлять большее значение напряжения.

Затем подсчитывают коэффициент долговечности:

$$\begin{aligned} K_{HL}^{mH} &= \sqrt{N_{H0}/N_{HF}}; \\ K_{FL} &= \sqrt{N_{F0}/N_{FE}}. \end{aligned} \quad (70)$$

Значения баз испытаний N_{H0} , N_{F0} приведены в табл. 23. Если получают, что $K_{HL} < 0,9$ или $K_{FL} < 0,9$, то следует принять значение 0,9. После этого определяют допускаемое напряжение:

$$\begin{aligned} \Pi_{HP} &= \Pi_{HP0} K_{HL}; \\ \sigma_{FP} &= \sigma_{FP0} K_{FL}. \end{aligned} \quad (71)$$

Величины Π_{HP0} и σ_{FP0} находят соответственно по формулам (31) и (37). Если получают, что $\Pi_{HP} > 0,6 \Pi_{Hlim}$, то принимают $\Pi_{HP} = 0,6 \Pi_{Hlim}$. Если же $\sigma_{FP} > 0,5 \sigma_{Flim}$, то принимают $\sigma_{FP} = 0,5 \sigma_{Flim}$, но не более 0,9 кПа. Значения Π_{Hlim} и σ_{Flim} даны в табл. 23.

Условия обеспечения требуемого сопротивления усталости зубчатого колеса:

$$\Pi_H \leq \Pi_{HP}; \quad \sigma_F \leq \sigma_{FP}.$$

Оценка по эквивалентному напряжению. Эквивалентное напряжение

$$\begin{aligned} \Pi_{HE} &= \sqrt[mH]{R_{1H} L_0 / N_{H0}}; \\ \sigma_{FE} &= \sqrt[mF]{R_{1F} L_0 / N_{F0}}. \end{aligned} \quad (72)$$

Если $\Pi_{HE} > \Pi_H$, то принимают $\Pi_{HF} = \Pi_H$; если $\sigma_{FE} > \sigma_F$, то принимают $\sigma_{FE} = \sigma_F$. В этом случае условия обеспечения требуемого сопротивления усталости

$$\Pi_{HE} \leq \Pi_{HPO}; \quad \sigma_{FE} \leq \sigma_{FPO}.$$

Так как при расчетах используется срок службы машины в часах работы или километрах пробега, то этот способ является также наиболее удобным и наглядным при переходе от детерминированных расчетов к вероятностным.

Если в результате расчета срок службы недостаточный, следует тщательно уточнить параметры нагрузочного режима и другие исходные данные, и лишь при условии, что после уточнения не изменяются результаты расчета, можно принимать решение о корректировке размеров или отдельных параметров зубчатого колеса.

При получении в результате расчета очень большого срока службы (например, $H > 6H_0$ или $L > 6L_0$) следует сначала убедиться, достаточна ли динамическая прочность зубчатого колеса. Если коэффициент запаса прочности большой, то возможна корректировка размеров или соответствующих параметров зубчатого колеса. Однако в некоторых случаях нельзя изменять размеры и параметры зубчатого колеса даже при большом расчетном сроке его службы по данному виду предельного состояния, так как следует учитывать значения расчетных сроков службы по другим видам предельного состояния; требования унификации, перспективности конструкций; необходимые размеры зубчатой муфты, выполняемой на ступице или ободе зубчатого колеса, вала, на котором установлено зубчатое колесо, и др.

§ 13. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ПРОЧНОСТЬ. ВЕРОЯТНОСТНЫЙ РАСЧЕТ

Расчет на прочность

Расчет на прочность включает следующие основные этапы: определение коэффициента максимальной динамической нагрузки, максимальных напряжений и оценку прочности.

Коэффициент максимальной динамической нагрузки определяют как отношение максимального динамического момента T_{jM} к расчетному моменту T , по которому выполняется расчет на усталость:

$$K_{jM} = T_{jM}/T.$$

Величины T_{jM} и T должны быть отнесены к одному и тому же валу и определены для одной и той же передачи. При расчете зубчатого колеса, работающего под нагрузкой на нескольких передачах, устанавливают передачи, на которых значение T_{jM} наибольшее. Общий порядок определения максимального динамического момента рассмотрен выше.

Максимальное контактное напряжение на активных поверхностях зубьев

$$\Pi_{H \max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_w d_{-1}} Z_H Z_E K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma} K_{H\delta} \quad (73)$$

Максимальное напряжение при изгибе зубьев

$$\sigma_{F \max} = K_{jM} \frac{F_t}{b_j m} Y_F Y_E K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{F\gamma} K_{F\delta} \quad (74)$$

В формулах (73) и (74) все коэффициенты, кроме K_{jM} , имеют те же числовые значения, что и при расчете на усталость; по формулам (30), (36) для соответствующей передачи.

Условием необходимой контактной прочности активных поверхностей зубьев является

$$\Pi_{H \max} \leq 0,9 \Pi_{H \lim} M. \quad (75)$$

где Π_{limM} — предельное контактное напряжение, при котором возможно повреждение активной поверхности зуба (смятие, продавливание, растрескивание хрупоченного слоя) от однократного действия динамической нагрузки. Условие необходимой прочности зубьев при изгибе

$$\sigma_{F \max} \leq 0,9\sigma_{F \text{ lim M}}, \quad (76)$$

где $\sigma_{F \text{ lim M}}$ — предельное напряжение изгиба, при котором возможны появление остаточной деформации зуба или его хрупкий излом от однократного действия динамической нагрузки.

Значения Π_{limM} и $\sigma_{F \text{ lim M}}$ приведены в табл. 23.

Вероятностный расчет зубчатых колес

Исходные зависимости для вероятностного расчета. Расчеты зубчатых колес, рассмотренные выше, предусматривают действия с определенными значениями таких величин, как напряжения, число циклов, срок службы и др. Эти расчеты являются детерминированными, поэтому и соответствующая им оценка сопротивления усталости может быть названа также детерминированной.

При определении вероятностных характеристик сопротивления усталости ресурс на 1 км пробега R_1 и общий ресурс зубчатого колеса R_{lim} рассматриваются как величины случайные, имеющие поле рассеяния и подчиняющиеся определенным статистическим законам распределения.

Исходная зависимость для вероятностной оценки сопротивления усталости имеет вид

$$L = R_{\text{lim}}/R_1,$$

где L — срок службы детали.

Задачей расчета является определение статистических характеристик случайной величины L . Исходными данными являются статистические характеристики случайных величин R_{lim} и R_1 .

В первом приближении закон распределения случайных величин R_{lim} и R_1 принимается логарифмически нормальным. Исходная зависимость вероятностной оценки выносливости при этом $\lg L = \lg R_{\text{lim}} - \lg R_1$. Основные характеристики случайных величин $\lg R_{\text{lim}}$ и $\lg R_1$ при нормальном законе их распределения: медианные значения $\overline{\lg R_{\text{lim}}}$, $\overline{\lg R_1}$ и средние квадратические отклонения $S_{\lg R_{\text{lim}}}$ и $S_{\lg R_1}$. Если указанные характеристики известны, то соответствующие искомым характеристики случайной величины L определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \overline{\lg L} &= \overline{\lg R_{\text{lim}}} - \overline{\lg R_1}; \\ S_{\lg L} &= \sqrt{S_{\lg R_{\text{lim}}}^2 + S_{\lg R_1}^2}. \end{aligned}$$

Определение статистических характеристик исходных случайных величин. Характеристики случайных величин $\lg R_{\text{lim}}$ и $\lg R_1$ при расчетах по вероятностной оценке сопротивления усталости зубчатых колес определяются с учетом того, что значения R_{lim}

и R_1 , полученные при детерминированном методе, являются некоторыми частными значениями соответствующих случайных величин R_{lim} и R_1 . Значения исходных величин Π_{FFO} , σ_{FFO} , K_{1F} , K_{1H} , используемые при определении значений R_{lim} и R_1 в детерминированном расчете, выбираются в поле рассеяния соответствующих случайных величин. Например, величины Π_{FFO} и σ_{FFO} выбраны соответствующими 90 %-ной вероятности неразрушения; величины R_{1F} и R_{1H} — расположенными определенным образом относительно медианных значений R_{1H} и R_{1F} . Числовые характеристики случайных величин R_{lim} и R_1 определяют с учетом значений R_{lim} и R_1 , полученных при детерминированном расчете.

Средние значения логарифма общего ресурса по контактным напряжениям определяют исходя из формулы (34):

$$\lg \bar{R}_{H\ lim} = mH \lg (\bar{\Pi}_{H\ lim} Z_R) + \lg N_{HO},$$

а по напряжениям изгиба — из формулы (40):

$$\lg \bar{R}_{F\ lim} = mF \lg (\bar{\sigma}_{F\ lim}^c Y_R K_{FC}) + \lg N_{FO}.$$

Значения величин $\bar{\Pi}_{H\ lim}^0$ и $\bar{\sigma}_{F\ lim}^c$ приведены в табл. 23.

Средние квадратические отклонения логарифмов общих ресурсов

$$S_{\lg R_{H\ lim}} \approx 0,43m_H V_H;$$

$$S_{\lg R_{F\ lim}} \approx 0,43m_F V_F.$$

Средние значения логарифмов требуемых ресурсов на единицу пробега

$$\lg \bar{R}_{1H} = \lg (X_{RH} R_{1H});$$

$$\lg \bar{R}_{1F} = \lg (X_{RF} R_{1F}),$$

где X_{RH} и X_{RF} — коэффициенты, определяемые по табл. 26.

Средние квадратические отклонения логарифмов требуемых ресурсов $S_{\lg R_{1H}}$ и $S_{\lg R_{1F}}$ для некоторых типов автомобилей указаны в табл. 26.

Определение статистических характеристик распределения сроков службы зубчатых колес. Средние значения логарифмов сроков

26. Значения X_R и $S_{\lg R_1}$

Автомобиль	Контактная усталость		Усталость при изгибе	
	X_{RH}	$S_{\lg R_{1H}}$	X_{RF}	$S_{\lg R_{1F}}$
Легковой	0,84	0,075	0,7	0,15
Грузовой	0,8	0,1	0,63	0,2
Самосвал	0,75	0,125	0,56	0,25

службы зубчатого колеса $\overline{\lg L_H} = \overline{\lg R_{H \text{ lim}}} - \overline{\lg R_{1H}}$; $\overline{\lg L_F} = \overline{\lg R_{F \text{ lim}}} - \overline{\lg R_{1F}}$. Средние квадратические отклонения логарифмов сроков службы зубчатого колеса

$$S_{\lg L_H} = \sqrt{S_{\lg R_{H \text{ lim}}}^2 + S_{\lg R_{1H}}^2};$$

$$S_{\lg L_F} = \sqrt{S_{\lg R_{F \text{ lim}}}^2 + S_{\lg R_{1F}}^2}.$$

Определение сроков службы и вероятности безотказной работы зубчатых колес. Полученные выше значения $\lg L$ и $S_{\lg L}$ позволяют рассчитать сроки службы зубчатого колеса, соответствующие заданной вероятности безотказной работы в течение заданного срока службы. Важными являются следующие показатели:

вероятность безотказной работы детали или отдельного ее элемента на протяжении планируемого пробега автомобиля до капитального ремонта $P(L_0)$;

минимальный срок службы детали L_{min} в километрах пробега машины;

гамма-процентный ресурс или гамма-процентный срок службы детали $L_{\gamma\%}$ в километрах пробега машины;

Вероятности безотказной работы в течение планируемого срока службы: $P(L_0)_H$ (обусловленная контактными напряжениями зубьев) и $P(L_0)_F$ (обусловленная напряжением при изгибе) могут быть найдены по величинам соответствующих квантилей нормального распределения

$$u_H = (\lg L_0 - \overline{\lg L_H}) / S_{\lg L_H}; \quad (77)$$

$$u_F = (\lg L_0 - \overline{\lg L_F}) / S_{\lg L_F}. \quad (78)$$

С помощью табл. 27 находят значения $P(L_0)_H$ (по величине u_H) и $P(L_0)_F$ (по величине u_F). При этом необходимо, чтобы $P(L_0)_H \geq P(L_0)$ и $P(L_0)_F \geq P(L_0)$, где $P(L_0)$ — установленное значение.

Величина $P(L_0)$ назначается с учетом заданной вероятности безотказной работы деталей, входящих в состав сборочной единицы. Для повышения надежности сборочной единицы величины $P(L_0)$ отдельных деталей должны быть достаточно высокими [$P(L_0) \approx 0,9$]. По мере повышения значимости детали вероятность безотказной работы должна возрастать.

Минимальный срок службы зубчатого колеса в километрах пробега машины, обеспечиваемый контактной выносливостью зубьев,

$$\lg L_{H \text{ min}} = \overline{\lg L_H} - 3S_{\lg L_H}.$$

Минимальный срок службы, обеспечиваемый напряжением зубьев при изгибе,

$$\lg L_{F \text{ min}} = \overline{\lg L_F} - 3S_{\lg L_F}.$$

27. Вероятность безотказной работы в зависимости от квантиля нормального распределения u

u	P	$\gamma, \%$	u	P	$\gamma, \%$
-3,09	0,999	99,9	0	0,5	50
-2,748	0,997	99,7	0,075	0,47	47
-2,512	0,994	99,4	0,151	0,44	44
-2,326	0,99	99	0,228	0,41	41
-1,881	0,97	97	0,305	0,38	38
-1,555	0,94	94	0,385	0,35	35
-1,405	0,92	92	0,468	0,32	32
-1,282	0,9	90	0,563	0,28	28
-1,126	0,87	87	0,674	0,25	25
-0,984	0,84	84	0,772	0,22	22
-0,878	0,81	81	0,878	0,19	19
-0,772	0,78	78	0,994	0,16	16
-0,674	0,75	75	1,126	0,13	13
-0,563	0,72	72	1,282	0,1	10
-0,468	0,68	68	1,645	0,05	5
-0,385	0,65	65	1,960	0,025	2,5
-0,305	0,62	62	2,366	0,009	0,9
-0,228	0,59	59	2,576	0,005	0,5
-0,151	0,56	56	2,807	0,0025	0,25
-0,075	0,53	53	3,09	0,001	0,1

По значениям $\lg L_{H\min}$ и $\lg L_{F\min}$ определяют искомые величины $L_{H\min}$ и $L_{F\min}$. Минимальный пробег машины до появления отказов зубчатого колеса, вызываемых усталостным повреждением зубьев, должен быть не ниже установленного гарантийного пробега L_{Γ} .

Гамма-процентный срок службы находят после определения квантиля нормального распределения u_{γ} , соответствующего заданной вероятности γ безотказной работы. Тогда

$$\left. \begin{aligned} \lg L_{H\gamma} &= \overline{\lg L_H} + u_{\gamma} S_{\lg L_H} \\ \lg L_{F\gamma} &= \overline{\lg L_K} + u_{\gamma} S_{\lg L_F} \end{aligned} \right\} \quad (79)$$

Значения u_{γ} подставляют с тем знаком, который указан в табл. 27. По значениям $\lg L_{H\gamma}$ и $\lg L_{F\gamma}$ определяют величины: $L_{H\gamma}$ — гамма-процентный срок службы зубчатого колеса в километрах пробега, обеспечиваемый контактным напряжением зубьев, и $L_{F\gamma}$ — аналогичный срок службы зубчатого колеса, обеспечиваемый напряжением при изгибе зубьев.

Различие действительных и расчетных сроков службы даже с учетом вероятностной оценки вызывается рядом причин. К ним можно отнести непредусмотренные расчетами: грубые нарушения в технологии изготовления деталей и сборки изделий; нарушения

режима и условий технического обслуживания и эксплуатации машины; отказы при действии максимальных динамических нагрузок, а также отказы, являющиеся следствием усталостных или статических разрушений соседних деталей или связанных разрушений других элементов зубчатого колеса (например, зубцов муфты и др.).

Несмотря на некоторое несоответствие расчетных и действительных значений показателей надежности, применение расчетного метода на стадии проектирования следует считать необходимым. Показатели, определяемые при вероятностной оценке сопротивления усталости, в значительной степени отражают потенциальные возможности изделия, заложенные в конструкции его элементов.

Глава 3

АГРЕГАТЫ ТРАНСМИССИИ

§ 14. СЦЕПЛЕНИЕ

Конструкции сцеплений

Сцеплением называется устройство, которое вводится в трансмиссию для того, чтобы отключать двигатель от других ее агрегатов и механизмов и плавно соединять их при трогании машины с места и переключении передач. Кроме того, сцепление предохраняет двигатель и трансмиссию от динамических перегрузок. На рис. 35 приведена конструкция типичного двухдискового сцепления с периферийным расположением цилиндрических нажимных пружин. В табл. 28 указаны размеры и основные параметры некоторых сцеплений.

Сцепления можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) по способу управления — автоматические, неавтоматические;
- 2) по числу ведомых дисков — однодисковые, двухдисковые и многодисковые;
- 3) по форме поверхностей трения — дисковые, конусные и барабанные;

28. Параметры сцеплений

Параметры	Однодисковые			Двухдисковые		
	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	ЯМЗ-236	Урал-375	ЯМЗ-238К	МАЗ-525
Наружный (внутренний) диаметр ведомого диска, мм	300 (164)	342 (186)	400 (220)	342	400 (220)	425 (235)
Максимальный диаметр кожуха, мм	352	400	460	400	460	490
Максимальный крутящий момент двигателя, Н·м	295	410	670	478	900	1540
Общая рабочая поверхность трения, см ²	992	1278	2232	2556	4464	3936
Среднее давление на фрикционные накладки, кПа	158	171	163	128	104	216
Расчетный средний коэффициент запаса сцепления при двух значениях μ :						
0,3	1,84	2,1	2,54	2,7	2,68	2,73
0,35	2,15	2,45	2,95	3,15	3,14	3,18

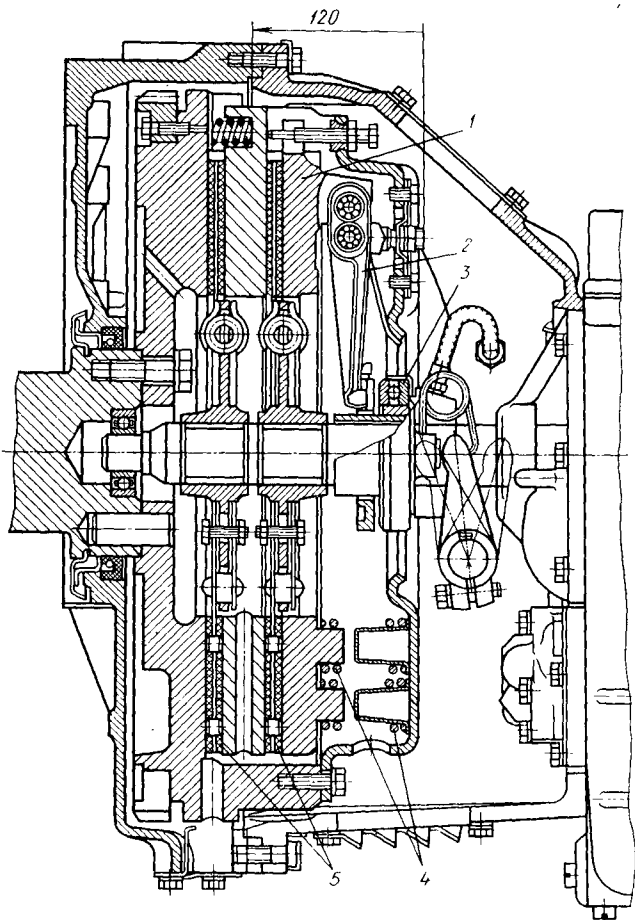


Рис. 35. Сцепление автомобиля МАЗ-500:

1 и 5 — нажимной и ведомый диски; 2 — выжимные рычаги; 3 — выжимной подшипник; 4 — нажимные пружины

4) по способу выключения — механические, пневматические, электрические, гидравлические и комбинированные;

5) по особенностям рабочих пружин — с цилиндрическими периферийными пружинами, с центральной конической пружиной, с упругим диском.

Несколько типичных схем конструкций дисковых сцеплений с различным расположением пружин и диафрагменной пружиной приведены на рис. 36. В последнее время наибольшее распространение получили одно- и двухдисковые сцепления с периферийным расположением пружин. Эти сцепления нерегулируемые, поэтому по мере изнашивания накладок и потери упругости пружин уменьшается передаваемый ими момент.

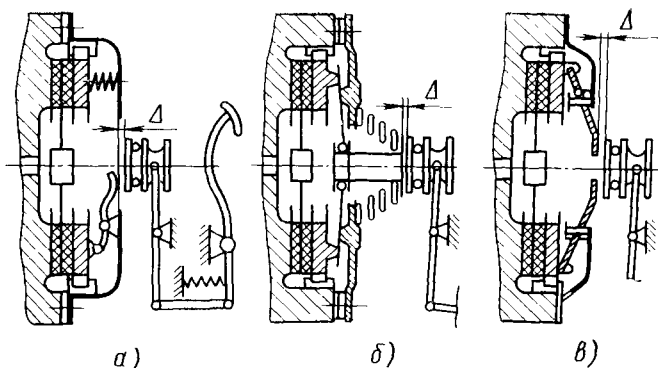


Рис. 36. Схемы дисковых сцеплений:

a — с периферийными пружинами; *б* — с центральной пружиной; *в* — с диафрагмой

Наиболее перспективными следует считать сцепления с одной диафрагменной пружиной, так как при этом уменьшается общая длина сцепления, сокращается число деталей; гораздо меньше изменяется момент трения при износе обшивок. Большинство сцеплений имеет гасители крутильных колебаний, встроенные в их ведомые диски. Большое значение имеет упругость ведомого диска в осевом направлении. Наличие осевой деформации обеспечивает плавное включение сцепления и повышает работоспособность обшивок. Для облицовки ведомого диска применяют специальные фрикционные материалы: сталеасбестовые, асбофрикционные и порошковые медно-графитовые.

При конструировании, как правило, определяют следующие основные параметры деталей сцепления: суммарное рабочее усилие пружин; основные размеры пружин; передаточные числа и размеры рычагов выключения сцепления; передаваемый момент и необходимые размеры трущихся поверхностей с учетом коэффициента запаса.

Определение рабочего усилия пружин

В дисковых сцеплениях момент трения создается сжатием ведомых и ведущих дисков. На рис. 37 представлена схема многодискового сцепления. Если обозначить суммарную сжимающую силу P , число трущихся поверхностей i (обычно $i = 2n$, где n — число ведомых дисков), коэффициент трения μ и средний радиус поверхностей трения $R_{\text{ср}}$, то формула для момента трения будет иметь вид

$$T_{\text{тр}} = P\mu i R_{\text{ср}}. \quad (80)$$

Для нормальной работы момент трения в сцеплении должен быть больше максимального момента двигателя $T_{\text{макс}}$:

$$T_{\text{тр}} = \beta_{\text{со}} T_{\text{макс}}, \quad (81)$$

где $\beta_{\text{со}}$ — коэффициент запаса; $\beta_{\text{со}} > 1$.

В процессе эксплуатации автомобиля вследствие изнашивания обшивок, уменьшения упругости пружин, «замазывания» дисков коэффициент запаса уменьшается. Однако выбирать его большим нельзя, так как при этом возрастут динамические нагрузки в трансмиссии и к педали придется прикладывать большие усилия, что скажется на утомляемости водителя. Приравнивая моменты $T_{тр}$ по формулам (80) и (81), получим уравнение суммарной сжимающей силы

$$P = T_{\max} \beta_{co} / (\mu i R_{cp}).$$

В выполненных конструкциях для однодисковых сцеплений легковых автомобилей повышенной проходимости $\beta_{co} = 1,2 \div 1,5$; для однодисковых и двухдисковых сцеплений грузовых автомобилей $\beta_{co} = 1,5 \div 2,2$; для многодисковых сцеплений, работающих на отдельных передачах, $\beta_{co} = 1,1 \div 2,5$; для двухдисковых сцеплений автомобилей высокой проходимости $\beta_{co} = 2 \div 3$.

Коэффициент трения μ зависит от материалов трущихся поверхностей. Его рекомендуется принимать: при трении прессованного асбеста, армированного проволокой, по чугуну в пределах $0,3-0,35$; стали по стали $0,18-0,22$, спеченных материалов по стали $0,33-0,38$; спеченных материалов по стали в масле $0,07-0,12$.

Средний радиус поверхностей трения, если его определить исходя из одинаковых давлений,

$$R_{cp} = (D_n^3 - D_{вн}^3) / [3(D_n^2 - D_{вн}^2)],$$

где D_n и $D_{вн}$ — диаметры ведомых дисков соответственно наружный и внутренний.

После предварительного выбора внутреннего и наружного диаметров накладок выявляют возможность конструктивного осуществления дисков исходя из размеров маховика. Выполняются также расчеты с проверкой предельно допустимого давления на материал обшивки и расчеты на изнашивание и нагревание обшивки при заданных параметрах машины и режиме ее эксплуатации.

После определения суммарной сжимающей силы необходимо найти усилие нажимных пружин при включенном сцеплении:

$$P = zaP_{п1} - P_0 - F,$$

где z — число пружин; a — передаточное число рычажков, передающих усилие от пружин к диску; $P_{п1}$ — рабочее усилие пружин.

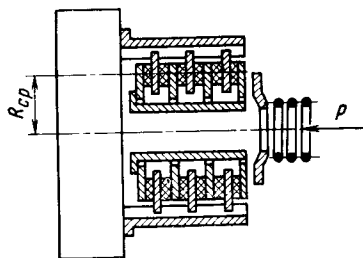


Рис. 37. Схема многодискового сцепления

жин; P_0 — усилие оттяжных пружин; F — результирующая сила трения в элементах привода.

В расчетах принимают $P_0 + F \approx 0,2P$. Тогда $zaP_{пр} = 1,2P$, откуда $P_{пр} = 1,2P/(za)$.

Расчет сцепления на изнашивание и нагревание

Выбранные размеры фрикционной накладки ведомого диска уточняют на основании расчетов на изнашивание и нагревание. Прежде всего определяют рабочее давление на фрикционную накладку:

$$p_{уд} = 4P / [\pi (D_n^2 - D_{вн}^2)].$$

Давление $p_{уд}$ на асбестовую фрикционную накладку должно быть в пределах 0,17—0,35 МПа на порошковую 1,5—2,0 МПа.

Для определения работы буксования трущихся пар сцепления обычно рассматривают процесс трогания машины с места на модели, представленной на рис. 38 (где J_d — момент инерции маховика и приведенных к нему масс движущихся деталей двигателя; J_a — момент инерции, заменяющий массу автомобиля m_a и прицепов $m_{пр}$, приведенный к коленчатому валу двигателя). Момент $J_a = (m_a + m_{пр}) r_k^2 / u_{тр}^2$. Примем, что в начальный момент времени коленчатый вал двигателя вращается с угловой скоростью ω_d , сцепление выключено, и маховик с моментом инерции J_a неподвижен. Затем мгновенно включается сцепление, возникает момент трения T_c , который тормозит вращение маховика с моментом J_d и увеличивает угловую скорость маховика с моментом инерции J_a до тех пор, пока их угловые скорости не сравняются (станут равны ω_0). Работа трения L , которая при этом расходуется на нагревание деталей сцепления,

$$L = \int_0^{t_0} T_c \omega_0 dt \approx 0,5 T_c \omega_0 t_0,$$

где ω_0 — относительная скорость вращения элементов сцепления; t_0 — время буксования.

Время буксования t_0 можно определить, пользуясь уравнениями количества движения. Для системы двигателя

$$J_d (\omega_d - \omega_0) = (T_c - T_d) t_0;$$

для системы маховика, заменяющего машину,

$$J_a \omega_0 = (T_c - T_a) t_0,$$

где T_d — крутящий момент двигателя; T_a — момент сопротивления на колесах автомобиля.

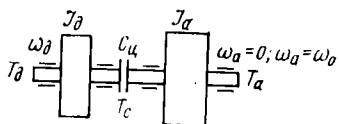


Рис. 38. Упрощенная динамическая модель машины

Решая полученные уравнения относительно t_0 и исключив из них ω_0 , получим

$$\left. \begin{aligned} t_0 &= \frac{J_d J_a \omega_d}{J_d (T_c - T_a) + J_a (T_c - T_d)}; \\ L &= \frac{T_c J_d J_a \omega_d^2}{2 [J_d (T_c - T_a) + J_a (T_c - T_d)]}. \end{aligned} \right\} \quad (82)$$

Если принять, что $T_a = 0$ и $T_c \approx T_d$, то

$$L = 0,5 J_a \omega_d^2 = (m_a + m_{пр}) r_k^2 \omega_d^2 / (2 u_{тр}^2), \quad (83)$$

где $u_{тр}$ — полное передаточное число трансмиссии. Формула (83) получила широкое применение. Расчеты обычно проводят для первой и второй передач.

Из формулы (83) следует, что при разгоне машины работа двигателя состоит из полезной работы, которая затрачивается на движение всей массы машины, и работы, вызывающей изнашивание и нагревание деталей сцепления. Изнашивание ведомых дисков определяется удельной работой

$$q_{уд} = 4L / [\pi i (D_n^2 - D_{вн}^2)].$$

При движении на первой передаче машины $q_{уд} = 100$ Дж/см², автопоезда $q_{уд} = 150$ Дж/см².

Расчет на нагревание выполняют для разгона с места или для заданного городского режима движения. В однодисковом сцеплении определяют повышение температуры Δt нажимного диска, в двухдисковом — среднего ведущего диска по формуле

$$\Delta t = \gamma L / C m_d,$$

где γ — коэффициент, учитывающий поглощаемую деталью часть теплоты; в рассматриваемых случаях $\gamma = 0,5$; C — теплоемкость материала детали; m_d — масса детали, кг.

Температура рассматриваемых деталей не должна превышать 283 К для одиночных автомобилей и 293 К для автопоездов.

Определение основных параметров элементов сцепления

Расчет пружин. Расчет пружин ведется различными методами. Рекомендуется рассчитывать пружины при совместном действии среза и кручения (рис. 39). Касательное напряжение

$$\tau = \frac{4P}{\pi b^2} + \frac{16PR}{\pi b^3} = \frac{8PD}{\pi b^3} \left(1 + \frac{b}{2D} \right) = \frac{8PDK_K}{\pi b^3},$$

где $D/b = I$ — индекс пружины; K_K — коэффициент корректировки; b — диаметр прутка пружины.

Отношение $D/b = I$ называется индексом пружины. При индексе, например, $I = 4$, коэффициент корректировки K_K

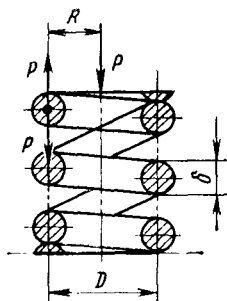


Рис. 39. Схема для расчета пружины на срез и кручение

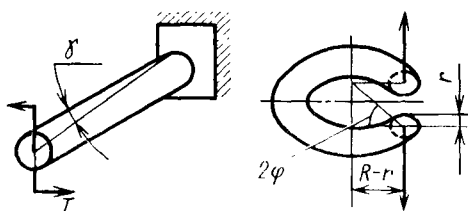


Рис. 40. Схема для расчета пружины на стесненное кручение

должен быть равен 1,37, а при расчете по формуле $1 + 6/2D$ он получается равным 1,125. Поэтому целесообразно дополнительно рассчитывать пружины сцепления на стесненное кручение. Рассмотрим стержень и виток пружины (рис. 40).

Напряжение $\tau = \gamma G$, где $\gamma = \varphi r/l$ (см. рис. 40) и $G = 8 \cdot 10^6 \text{ Н/см}^2$ — модуль упругости второго рода. Для витка

$$\gamma = \varphi r / [2\pi (R - r)].$$

В данном выражении длина взята по внутреннему диаметру пружины.

Так как $\varphi = Ml / (GJ_p) = 32 \cdot 2PR\pi R / (G\pi b^4)$, то $\tau = (8PD/\pi b^3) [R/(R - r)]$. Если сделать расчет для приведенного выше примера, т. е. при $D/b = 4$, то получим $R/(R - r) = 1/(1 - 1/4) = 1,33$. Таким образом, коэффициент корректировки при таком расчете получают значительно ближе к опытному (1,37). Значения K_K приведены ниже. Они получены на основании опытных данных.

D/b	4	5	6	7	8	9	10
K_K	1,37	1,29	1,24	1,20	1,17	1,15	1,14

Для примера в табл. 29 приведены размеры и параметры пружин сцепления некоторых автомобилей. Как отмечалось, усилие пружины в рабочем состоянии может быть определено по формуле $P_{пр} = 1,2P/(za)$, где $a = 1$, если пружины воздействуют непосредственно на нажимной диск. Однако при расчете напряжений в витках пружины учитывают не усилие пружины в рабочем состоянии, а силу, возникающую при выключении сцепления, которая несколько больше по значению. Формула для проверки напряжений в пружинах сцепления имеет вид $\tau = 8 \cdot 1,2 PK_B DK_K / (\pi b^3)$, где $K_B = 1,2$ — коэффициент увеличения усилия при выключении сцепления.

29. Параметры и размеры цилиндрических пружин сцеплений различных автомобилей

Параметр	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	Урал-375	МАЗ 500
Число пружин	12	16	12	28
Жесткость, Н/мм	2,98— 3,24	3,6—4,2	3,6—4	1,94—2,26
Наружный диаметр, мм	27	30	30	31,8
Диаметр проволоки, мм	4	4,5	4,5	4,8
Усилие пружин в рабочем состоянии, Н	750—816	1024—1152	768—864	1680—1960

Обычно для сталей 60С2, 60С2Н2А и 50ХФА принимают $\tau_{\max} = 600 \div 750$ МПа. Число витков рабочих пружин сцепления определяется из условия, чтобы пружины не были излишне жесткими и при выключении сцепления действующая сила не увеличивалась больше чем на 15—20 %. Деформации пружины под действием усилия P_p пружины и усилия сжатия пружин при выключении сцепления P_v соответственно равны

$$l_p = 8P_p D^3 n_p / (G\delta^4), \quad l_v = 8P_v D^3 n_p / (G\delta^4),$$

где n_p — рабочее число витков.

Следовательно, $\Delta l = l_v - l_p = 8D^3 n_p (P_v - P_p) / (G\delta^4)$.

Если принять $P_v - P_p = 0,2 P_p$, то

$$n_p = \Delta l G \delta^4 / (1,6 D^3 P_p).$$

Учитывая, что крайние витки не участвуют в деформации пружины, полное число ее витков определяют по формуле $n = n_p + (1,5 \div 2)$. Ход нажимного диска Δl принимают для однодисковых и двухдисковых сцеплений в пределах 1,5—3 мм.

Передаточное число механизма выключения сцепления. Максимальное усилие на педаль при выключении сцепления (рис. 41) для лучшего управления не должно превышать $P_n = 150 \div 200$ Н,

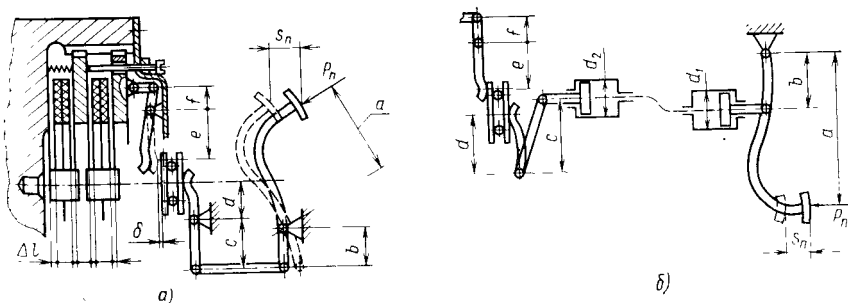


Рис. 41. Схема управления сцеплением:

а — механический привод; б — гидромеханический

а ход педали $s_n = 150 \div 180$ мм. Как указывалось, ход нажимного диска в современных сцеплениях $\Delta l = 1,5 \div 3$ мм и свободный ход педали 30—40 мм. Общее передаточное число привода выключения $u_n = 50 \div 80$, а максимальное усилие рабочих пружин, которое можно преодолевать ногой, с учетом КПД привода ($\eta_{пр} = 0,8$) составит 10—12,5 кН.

Наибольшее распространение получили два вида привода: механический (рис. 41, а) и гидромеханический (рис. 41, б). Для схемы а общее передаточное число

$$u_n = (a'/b) (c/d) (e'f).$$

Для схемы б

$$u_n = (a/b) (c/d) (d_2^2/d_1^2) (e/f).$$

Если усилие на педали превышает 150 Н и ход ее более 180 мм, в привод рекомендуется вводить сервоусилитель.

§ 15. КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Общие сведения

Для проектирования коробки передач необходимо знать диапазон передаточных чисел, минимальное передаточное число и число передач. Выше описан метод определения диапазона D передаточных чисел. Минимальное передаточное число u_{\min} у большинства коробок равно единице. Однако в связи с повышением точности изготовления и балансировки зубчатых колес в настоящее время увеличилось число коробок с $u_{\min} = 0,4 \div 0,7$.

Число передач определяется из требований эксплуатации и особенностей двигателей. В автомобилях высокой проходимости оно колеблется от 3 до 24 при общем диапазоне D от 3 до 50. Наиболее употребительное число передач 4—6 и диапазон передаточных чисел 7—14 (табл. 30). После того как диапазон подсчитан и число передач выбрано, необходимо рассчитать средний знаменатель геометрического ряда по формуле

$$q_{ср} = \frac{n-1}{j} \bar{D},$$

где n — число передач.

Передаточные числа коробок передач иногда образуют арифметический, иногда гармонический, но чаще всего геометрический ряд с небольшими отклонениями. Эти отклонения состоят в том, что знаменатель ряда q для низших передач увеличивают, а для высших уменьшают. Так, у пятиступенчатых коробок передач грузовых автомобилей чаще всего $q_{I,II} = 1,33 q_{ср}$, $q_{IV,V} = 0,675 q_{ср}$ (где q — отношение передаточных чисел смежных передач; I—V — номер передачи); остальные значения q располагают по арифметическому ряду так, чтобы выдержать общий диапазон (табл. 31).

30. Основные данные коробок передач грузовых автомобилей

Автомобиль	a_{ω} , мм	Число передач для движения вперед и назад	$u_{кп1}$	$T_{к\max}$, П·м*
МАЗ-469	80,5	4+1	4,12	140—180
МАЗ-53	110,625	4+1	6,55	160—310
ИЛ-131	123,25	5+1	7,44	250—410
ИлАЗ-677	ГМП	2+1	$\frac{1,179}{3,2}$	310—480
Урал-375	165,75	5+1	7,9	320—510
МАЗ-546	ГМП	4+4	$\frac{6,2}{3,53}$	510—750
КрАЗ-256	165,75 165,75	5+1 8+1	8 12,25	620—920 610—900
БелАЗ-540	ГМП	3+1	$\frac{3,5}{3,72}$	950—1390
МАЗ-7310	ГМП	3+1	3,2	1600—2460

Примечание. ГМП — гидромеханическая передача. В знаменателе приведен коэффициент трансформации.

* Рекомендуемый диапазон.

Преимущественное применение геометрических рядов для передаточных чисел коробок передач объясняется тем, что это позволяет более правильно дробить или удваивать передаточные числа. Кроме того, при их применении сохраняется оптимальный диапазон рабочих частот вращения коленчатого вала двигателя.

К конструкции коробки передач предъявляются следующие требования:

- высокий КПД на всех передачах, минимально возможные масса и габаритные размеры;
- надежность работы;
- простота в изготовлении и невысокая стоимость;
- обеспечение необходимых передаточных чисел;
- допустимость отсоединения работающего двигателя от трансмиссии на сравнительно длительное время;
- возможность осуществления отбора мощности для привода различных устройств и механизмов.

Коробки можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) по особенностям вращения зубчатых колес — вальные, планетарные, полупланетарные и специальные;
- 2) по числу валов — двухвальные, трехвальные, многовальные;
- 3) по числу водил — с одним, двумя, несколькими;
- 4) по количеству параллельных потоков мощности;
- 5) по способу переключения передач.

31. Ряды передаточных чисел коробок передач и раздаточных коробок

Автомобиль	Параметры	Коробка передач						Раздаточная коробка			
		u_I	u_{II}	u_{III}	u_{IV}	u_V	u_{3x}	$u_{ркв}$	$u_{рkn}$	$\frac{n-1}{\sqrt{D}}$	$\sqrt{\psi}$
ГАЗ-66	$u_{кп}$	6,48	3,09	1,7	1	—	7,9	1,963	1	1,86	1,36
	q	2,1	1,81	1,71	—	—	—	1,96	—	—	—
ЗИЛ-131	$u_{кп}$	7,44	4,1	2,29	1,47	1	7,09	2,08	1	1,65	1,28
	q	1,82	1,79	1,51	1,47	1,47	—	2,08	—	2,12	—
КамАЗ-4310	$u_{кп}$	7,82	4,03	2,50	1,53	1	7,38	1,692	0,917	1,67	1,29
	q	1,94	1,61	1,63	1,53	1,53	—	1,85	—	—	—
Урал-4320	$u_{кп}$	5,61	2,89	1,64	1	0,723	5,31	2,15	1,3	1,67	1,29
	q	1,94	1,76	1,64	1,38	1,38	—	1,65	—	—	—

Примечание. $u_{рkn}$, $u_{ркв}$ — передаточные числа раздаточных коробок соответственно понижающей и повышающей передач.

32. Ряды коробок передач автомобилей

Грузоподъемность автомобиля, т	Средняя мощность двигателя, кВт	Диапазон крутящих моментов двигателя, кН·м	a_{ω}	z	Грузоподъемность автомобиля, т	Средняя мощность двигателя, кВт	Диапазон крутящих моментов двигателя, кН·м	a_{ω}	z
Трехвальная					Полупланетарная *				
0,75	50	0,15—0,2	80	4	15	300	1,2—1,6	180	5
1,5	65	0,23—0,3	100	4	30	450	1,8—2,4	210	5
3	90	0,3—0,4	120	5	50	600	2,4—3	240	6
5	150	0,5—0,8	140	5	100	900	5—8	270	6
8	200	0,8—1,2	160	6					
Многовальная с многодисковыми фрикционами *					Планетарная *				
5	150	0,5—0,8	160	2	30	450	1,8—2,4	115	4
8	200	0,8—1,2	210	4	50	600	2,4—3	125	4
15	300	1,2—1,6	240	6	100	900	5—8	150	6
30	450	1,8—2,4	270	6					

Примечание. z — число передач.

* Данные коробки передач устанавливаются после гидротрансформатора с максимальным коэффициентом трансформации $K_{\max} = 3 \div 1$.

Увеличение числа передач привело к созданию коробок передач с демультипликатором, устанавливаемым впереди и сзади основной коробки передач, а также к дальнейшему совершенствованию полупланетарных коробок.

Размеры коробки передач, ее общая масса, масса зубчатых колес и подшипников помимо нагрузочного режима также зависят от ее конструктивной схемы, которая определяется мощностью двигателя, массой колесной машины и другими параметрами. Постепенно выработалась определенная размерность по модулю и межцентровому расстоянию для коробок передач колесных машин. В первом приближении размерность связывают только с одним параметром — крутящим моментом двигателя. В табл. 32 даны средние значения межцентровых расстояний a_{ω} для трехвальных, многовальных, полупланетарных и планетарных коробок передач.

Рассмотрим последовательно основные особенности различных вариантов коробок передач.

Двухвальные и трехвальные коробки передач. Двухвальные коробки передач применяют по условиям компоновки, когда ось выходного вала должна быть расположена ниже оси ведущего вала, и в тех случаях, когда время работы на отдельных передачах примерно одинаково.

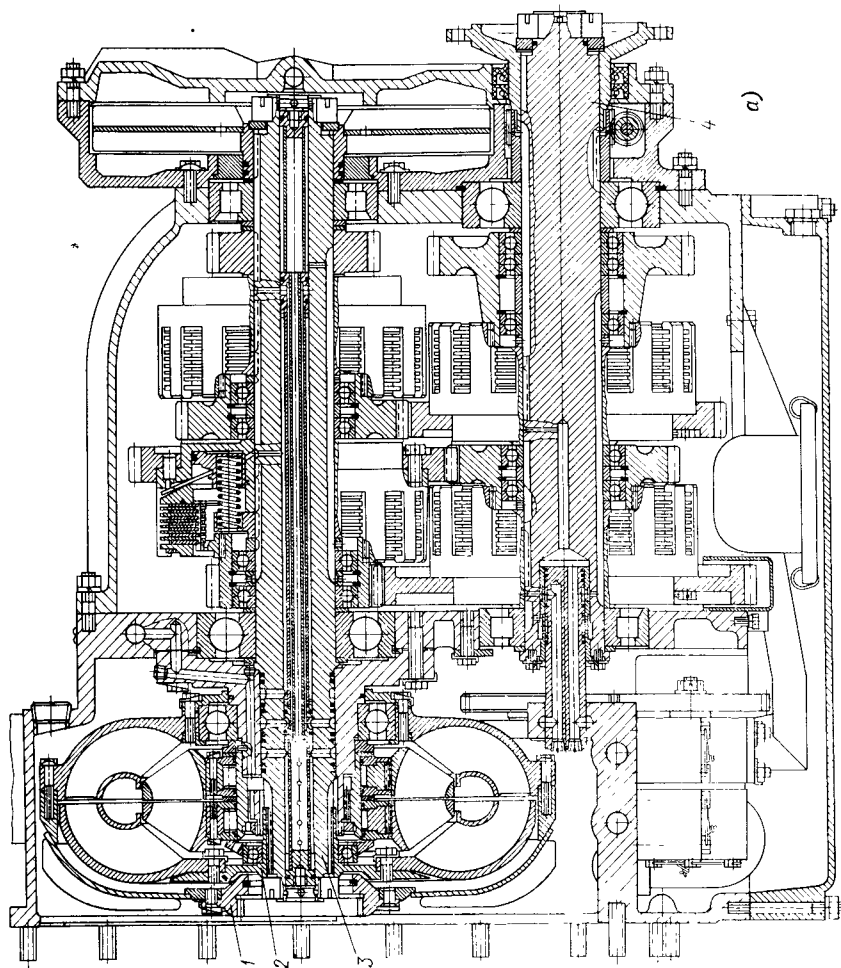


Рис. 42. Двухвальная коробка передач автомобиля БелАЗ-540:

а — общий вид; б — кинематическая схема; 1 — входной вал гидротрансформатора; 2 — выходной вал гидротрансформатора; 3 — входной вал коробки передач; 4 — выходной вал коробки передач

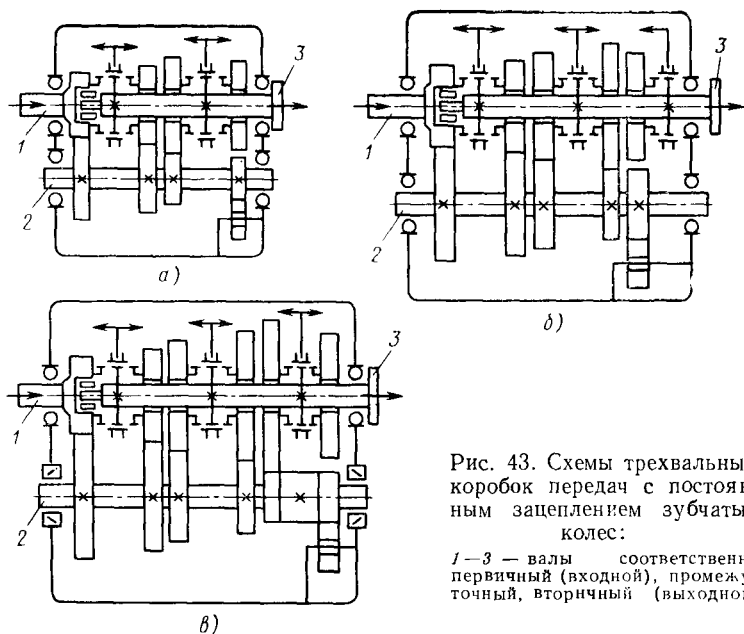


Рис. 43. Схемы трехвалных коробок передач с постоянным зацеплением зубчатых колес:

1—3 — валы соответственно первичный (входной), промежуточный, вторичный (выходной)

На рис. 42 показаны общий вид и схема двухвальной коробки передач автомобиля БелАЗ-540.

Трехвальные коробки передач имеют три основных вала: первичный, промежуточный и вторичный. Они обеспечивают получение прямой передачи непосредственным соединением ведущего (первичного) и ведомого (вторичного) валов. Применение получили трех-, четырех-, пяти- и шестиступенчатые коробки передач. Их конструкции развивались по следующим направлениям: переключение передач вначале осуществлялось передвижением зубчатых колес по валу, затем появились торцовые зубчатые муфты и, наконец, синхронизаторы; эвольвентные зубчатые колеса без коррекции, затем с равновысотной и, наконец, с угловой коррекцией, взамен прямозубых — косозубые зубчатые колеса, взамен шариковых — цилиндрические и конические роликоподшипники.

На рис. 43 приведены схемы трехвальных коробок передач, у которых все зубчатые колеса находятся в постоянном зацеплении. Коробки передач с тремя (рис. 43, а) и пятью (рис. 43, в) передачами вперед и одной заднего хода более рациональны, чем коробки передач с четырьмя передачами вперед и одной заднего хода (рис. 43, б) с точки зрения системы управления, так как у них все ползунуны в механизме переключения передач используются в двух направлениях.

К трехвальным коробкам передач относятся также коробки, полученные на базе основной трехвальной либо путем присоеди-

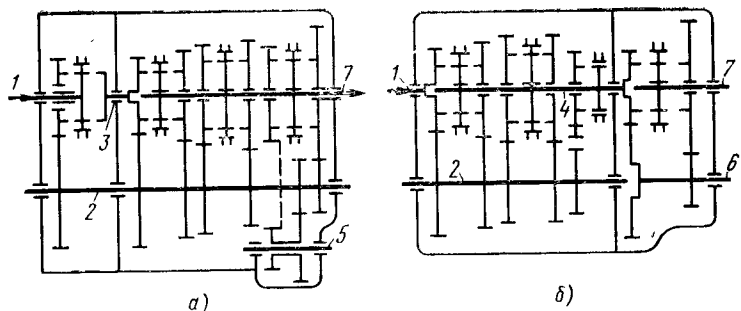


Рис. 44. Схемы трехвалных коробок передач:

a — с дополнительным приводом промежуточного вала; *б* — с редуктором, расположенным сзади коробки передач; 1 — входной вал; 2 — промежуточный вал; 3 — первичный вал основной коробки; 4 — вторичный вал основной коробки; 5 — вал заднего хода; 6 — вал редуктора; 7 — выходной вал

нения к ней редуктора, либо установкой дополнительной пары зубчатых колес, приводящей в движение промежуточный вал. Редуктор обычно размещают за коробкой передач и выполняют его двух- или трехступенчатым.

Впереди коробки передач в некоторых конструкциях устанавливают еще одну пару зубчатых колес (делитель), которые приводят в движение промежуточный вал. На рис. 44 приведены схемы подобных коробок передач. Из схем видно, что для удвоения числа передач при установке редуктора за коробкой передач (понижающий редуктор) он должен иметь две пары зубчатых колес. Однако такого же удвоения можно добиться установкой всего одной пары зубчатых колес впереди коробки передач. Указанные коробки передач имеют два механизма управления: один управляет основной коробкой, а второй — дополнительной.

Обычно общий диапазон передаточных чисел коробки передач с передним делителем $D \approx 10$, а отношение передаточных чисел зубчатых колес привода промежуточного вала равно знаменателю геометрического ряда q (рис. 44, *a*); диапазон передаточных чисел коробки передач с понижающим редуктором 12—14, а передаточное число редуктора q^n , где n — число передач в основной коробке (рис. 44, *б*).

Коробки передач с несколькими параллельными потоками мощности

Стремление уменьшить массу и габаритные размеры коробок передач привело к появлению коробок передач с двумя и тремя промежуточными валами. Схемы таких коробок передач представлены на рис. 45.

При делении мощности между несколькими промежуточными валами можно при тех же напряжениях в зубьях применять зубчатые колеса с венцами меньшей ширины: при трех промежуточ-

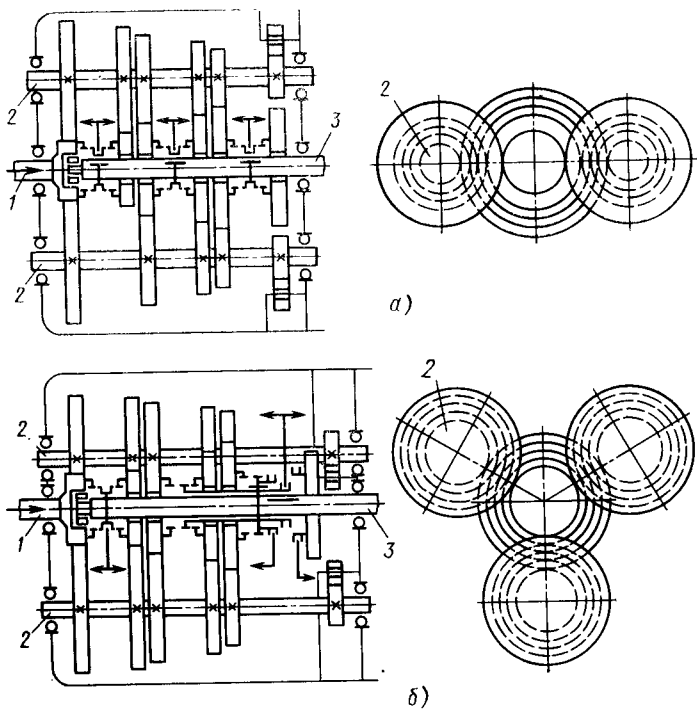


Рис. 45. Схемы коробок передач с промежуточными валами:

а) — двумя; б) — тремя; 1 — входной вал; 2 — промежуточные валы; 3 — выходной вал

ных валах в 3 раза меньше, чем при одном промежуточном вале (с учетом возможных перекосов зубчатых колес с широкими венцами). Однако каких-либо существенных преимуществ это не дает; главное преимущество достигается при уменьшении ширины венцов зубчатых колес вторичного вала (почти в 3 раза). Это значительно сокращает длину коробки передач и уменьшает прогибы валов. Кроме того, при нескольких промежуточных валах разгружаются подшипники вторичного вала.

Таким образом, усложнение конструкции коробки передач ведет к уменьшению ее массы и габаритных размеров.

Сопоставление вальных и планетарных коробок передач показывает, что первые имеют преимущество при небольших передаточных числах, а вторые — при больших.

На рис. 46 представлены схемы полупланетарных коробок передач. Полупланетарная коробка передач с внутренним рядом (рис. 46, а) рассчитана на крутящий момент 2 кН·м ($n_v = 3000$ об/мин), обеспечивает три передачи вперед и одну назад. Межцентровое расстояние $a_{0,1} = 180$ мм; модуль зубчатых колес вальной части $m = 4,5$ мм; у планетарного ряда $a_{0,2} = 100$ мм, $m = 4$ мм.

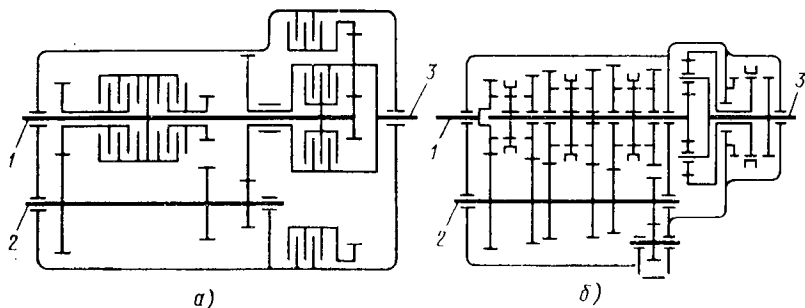


Рис. 46. Схемы полупланетарных коробок передач с редуктором:
а — внутри коробки передач; *б* — дополнительным; 1 — входной вал; 2 — промежуточный вал; 3 — выходной вал

Полупланетарная коробка передач с внешним рядом (рис. 46, б) разработана на базе пятиступенчатой. Все зубчатые колеса коробки постоянного зацепления. Коробка имеет девять передач. Исключено включение первой передачи в основной коробке передач на высшей передаче в планетарном редукторе. Это позволяет не ставить синхронизатор для первой передачи, которая включается только при трогании машины с места, когда включена понижающая передача планетарного редуктора. Все передачи, кроме I и заднего хода, переключаются с помощью синхронизаторов.

Девятиступенчатая коробка передач ЗФ5С-110 ГП (ФРГ) рассчитана на крутящий момент 1,2 кН·м; на грузовые автомобили ее устанавливают со следующими показателями: $a_{ш} = 154$ мм; $b = 30 : 40$ мм; $m_{ш} = 4 \div 6$; $z_1 : z_2 : z_3 = 35 : 24 : 85$ при $a_m = 84$ мм; $b = 32$ мм; $m_{ш} = 2,75$ мм.

Многовальные коробки передач. Для построения схемы многовальной коробки передач вначале следует установить, из скольких элементарных двухвальных механизмов будет состоять коробка. Для этого необходимо число передач представить в виде ближайшего произведения простых чисел (например, если требуется шесть передач, то в виде $6 = 2 \times 3$ или $6 = 3 \times 2$; если восемь передач, то $8 = 2 \times 2 \times 2$ и т. д.). Каждому простому числу должен соответствовать двухвальный механизм, которому дается номер (I, II, III и т. д.), причем эти номера служат для определения передаточных чисел зубчатых колес и могут идти не подряд, а любым образом, например III, I, II. Оптимальный порядок определяется при синтезе коробок передач.

Этот способ кратко описан ниже; с его помощью проще всего проектируются коробки передач, передаточные числа которых располагаются по геометрическому ряду. Для механизма, который обозначен цифрой I, отношение передаточных чисел принимается равным q ; для механизма II — q^{z_1} (где индекс z_1 — число

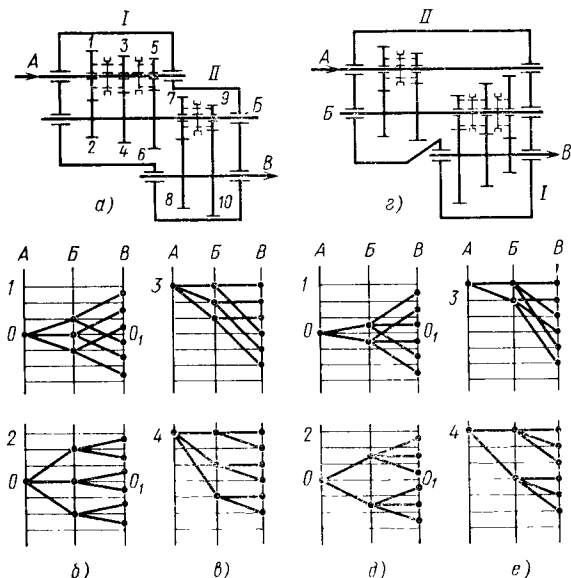


Рис. 47. Шестиступенчатая коробка передач:

а, з — схемы; *б, в, д, е* — структурные схемы и планы скоростей

зубчатых пар в механизме I), для механизма III — $q^{z_1 z_2}$ (где индекс z_2 — число зубчатых пар в механизме II) и т. д.

На рис. 47 показаны кинематические (*а, з*), структурные схемы (*б, д*) и планы скоростей (*в, е*) коробки с шестью передачами, которую можно выполнить двух вариантов: первый — двухвальный механизм, рассчитанный на три передачи, а второй — на две, или, наоборот, первый механизм — на две передачи, второй — на три (рис. 47, *а* и *з*). Кроме того, для каждого варианта возможны различные передаточные числа для отдельных пар зубчатых колес. Так, в первом варианте на схеме *а* цифрой I обозначен первый механизм, а цифрой II — второй двухвальный механизм. Следовательно, на валу B на выходе из первого механизма отношение передаточных чисел должно быть равно q , а на валу B q^3 . Во втором варианте на схеме *з* цифрой I обозначен второй механизм, а цифрой II — первый механизм. На структурной сетке отношение передаточных чисел во втором механизме должно быть равно q , а в первом q^3 (так как во втором механизме три пары зубчатых колес). Структурные сетки строят симметрично относительно центральных осей OO_1 . Число точек на каждой вертикальной линии равняется числу передач. После построения структурных сеток строят планы скоростей в зависимости от реальных угловых скоростей на входе в коробку передач и выходе из нее. На рис. 47, *в* и *е* показаны планы скоростей для случая, когда $\omega_A = \omega_B$ на

высшей ступени, а остальные пять передач получают делением: ω_A/q , ω_B/q^2 , ω_C/q^3 и т. д.

На плане скоростей откладываются логарифмы угловых скоростей. Из четырех схем шестиступенчатой коробки передач необходимо выбрать оптимальный вариант. Существуют более подробные методы выбора оптимального варианта с учетом большого числа требований и ограничений по габаритным размерам, массе, числу зубчатых колес (с учетом использования колес одного вала в качестве шестерен на другом), числу муфт переключения и т. д. Однако основными требованиями при выборе коробок передач являются следующие: 1) на валах, вращающихся с большей угловой скоростью, устанавливать надо максимально возможное число зубчатых колес; 2) нужно отдавать предпочтение коробкам, у которых изменение крутящего момента происходит постепенно, с минимальными передаточными числами. Например, из четырех приведенных вариантов оптимальным является вариант *б1*, так как в этом варианте три зубчатых колеса установлены на ведущем валу, имеющем в нашем случае наибольшую частоту вращения, и максимальное передаточное число равно q^3 , в то время как для схемы *в3* оно равно q^4 .

По плану скоростей подсчитывают число зубьев всех зубчатых колес, для чего задаются либо определяют сумму зубьев, находящихся в зацеплении зубчатых колес и величину q . Например, для схемы *б1* число зубьев определяют из соотношений

$$1) z_1 + z_2 = z_2; z_2/z_1 = 1;$$

$$2) z_3 + z_4 = z_2; z_4/z_3 = q;$$

$$3) z_5 + z_6 = z_2; z_6/z_5 = q^2;$$

$$4) z_7 + z_8 = z_2; z_8/z_7 = 1;$$

$$5) z_9 + z_{10} = z_2; z_{10}/z_9 = q^3.$$

Многовальные коробки передач чаще всего применяют при наличии в трансмиссии гидротрансформатора. В этом случае для переключения передач обычно используют многодисковые фрикционы, и переключение осуществляется полуавтоматическим или автоматическим путем. Если при ручном переключении передач очень важно иметь минимальное число рычагов, то при командном и автоматическом количестве управляющих элементов для получения той или другой передачи уже не имеет существенного значения.

На рис. 48 приведены схемы многовальных коробок передач. Унифицированная коробка передач автомобиля БелАЗ (рис. 48, *а*) имеет шесть фрикционов, четыре из которых установлены на входном и реверсивном валах, а два — на промежуточном валу. Вращение с входного вала передается через пары зубчатых колес 12 и 13 на реверсивный вал. Комбинируя включение фрикционов, можно получить восемь передач (возможные варианты показаны на рис. 48, *б, в*). В коробке передач по схеме *а* имеется

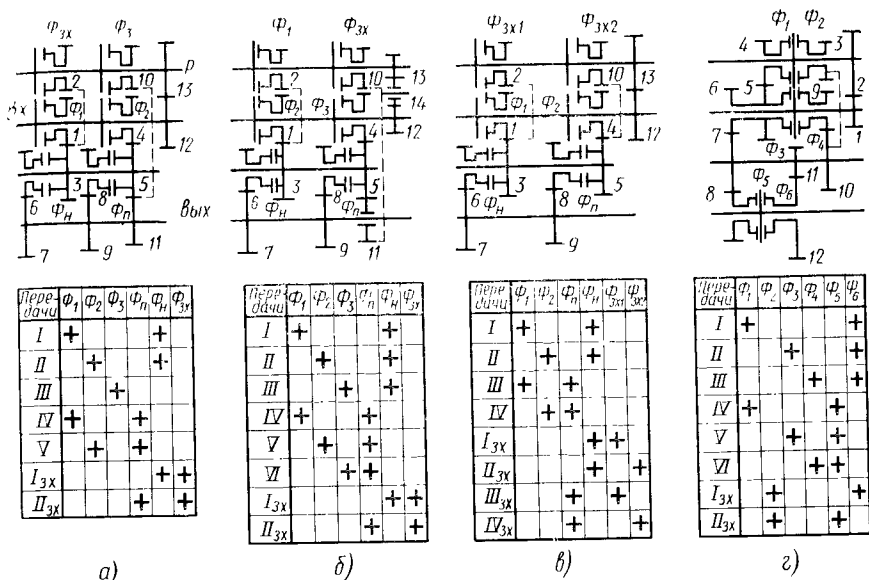


Рис. 48. Схемы многовалных унифицированных коробок передач автомобилей: а) — БелАЗ с числом передач соответственно 5+2, 6+2 и 4+4; б) — МоАЗ с числом передач 6+2; Φ_{3x} , Φ_{II} и Φ_{II} — фрикционы заднего хода, понижающей и повышающей передач

Число передач	z_i													
	1	2	3	1	5	6	7	8	9	10	11	12	13	11
5+2	31	31	58	44	45	27	60	54	33	39	37	36	57	--
6+2	33	33	57	41	45	27	60	54	33	35	42	23	36	27
4+4	33	33	57	41	45	27	60	54	33	44	--	36	57	--
6+2	41	59	44	16	53	36	46	38	16	36	18	53	--	--

семь передач (пять для движения вперед и две для заднего хода), а по схемам б) и в) — восемь передач.

На рис. 48, г) показана схема коробки передач, в которой диапазонные фрикционы расположены на выходном валу. Как правило, фрикционы необходимо располагать на валах, которые передают минимальные крутящие моменты. Однако, исходя из условий размещения фрикционов, их целесообразно располагать не на смежных валах.

Выбор основных параметров деталей коробки передач

После выбора кинематической схемы и передаточных чисел коробки передач необходимо предварительно рассчитать параметры ее основных деталей. Для ряда коробок передач эти параметры помещены в табл. 33.

33. Основные параметры зубчатых колес коробок передач

Автомобиль	T_{\max} , Н·м	D	u^*	b_{cp}	a_w , мм	m_n , мм	Сталь
ГАЗ-66	300	6,48	1	20	110,6	3,5—3,75	35X
ЗИЛ-130	410	7,44	1	25	123,2	3,5—4,25	25XГМ
МАЗ-500А	680	7,98	0,66	32	165,75	4,5—4,25	15XГНТА
КрАЗ-257	900	7,92	0,78	32	165,75	4,5—4,25	15XГНТА
ЛиаЗ-677	475	7,92	1	32	160,5	4,5	12X2Н4А
БелАЗ-540	1350	2,46	0,70	40	270	6,0	18X1Т
МоАЗ-546А	800	4,39	0,66	40	272	5,5—6,5	12XНЗА
					233		
МАЗ-537	2000	3,2	1	42	120	5,0	12XНЗА
					127,5		

* Передаточное число высшей передачи.

Зубчатые колеса. Межосевое расстояние a_w и нормальный модуль m_n можно определять по формулам

$$a_w = 0,5u_a \sqrt[3]{\frac{2T_p Z_H}{\Pi_{H \lim} \Psi_{bd}} \frac{K_{HV}}{K_{HL}}}; \quad (84)$$

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{2T_p \cos \beta Y_F}{\sigma_{F \lim} z_m \Psi_{bm}} \frac{K_{FV}}{K_{FL}}}, \quad (85)$$

где u_a — расчетное передаточное число, для цилиндрических колес $u_a = u + 1$; T_p — расчетный крутящий момент, Н·м; $\Pi_{H \lim}$, $\sigma_{F \lim}$ — предельные напряжения, Па; z_m — число зубьев шестерни; K_{HV} , K_{HL} — коэффициенты скорости и долговечности; $\Psi_{bd} = b/d_w$; $\Psi_{bm} = b/m_n$; d_w — диаметр делительной окружности.

Для трехвалных коробок передач, у которых первичный и вторичный валы лежат на одной оси, можно в первом приближении считать, что a_w и m_n зависят от максимального крутящего момента T двигателя, как показано ниже.

T , Н·м	170	260	340—420	700—850	900—1200
a_w , мм	80	100	120	140	160
m_n , мм	3—4	3—4	3,5—4	4—5	4—6

Передаточное число пары зубчатых колес. По межцентровому расстоянию и модулю определяется сумма чисел зубьев пары

$$z_{\Sigma} = 2a_w \cos \beta / m_n.$$

В выполненных трехвалных коробках передач грузовых автомобилей $z_{\Sigma} = 70 \pm 15$. Минимальное число зубьев 12—17. Передаточные числа отдельных пар рассчитывают исходя из требуемых передаточных чисел коробки передач. В одной и той же коробке зубчатые колеса различных пар могут иметь различные модули,

коэффициенты смещения и углы наклона зубьев β , поэтому суммы зубьев находящихся в зацеплении пар могут быть различными.

Рабочая ширина венцов b для трехвальных коробок (с одним промежуточным валом)

$$b \approx (0,18 \div 0,24) a_w.$$

Исходный контур зубчатых колес обычно определяют, принимая $\alpha = 20^\circ$, коэффициент граничной высоты $h_f^* = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0,25$ и радиус скругления профиля $r_{\text{и}} = 0,38 m_n$.

Угол наклона линии зуба β и направление наклона выбирают чаще всего для грузовых автомобилей $\beta = 18 \div 28^\circ$; иногда угол β выбирают так, чтобы окружной модуль m_t и нормальный m_n были стандартными. В этом случае при $m_n = 4$ и $m_t = 4,5$ угол $\beta = 27^\circ$, а при $m_n = 4,5$ и $m_t = 5$ угол $\beta = 26^\circ$. В некоторых коробках передач угол β и направление наклона выбирают для отдельных пар зубчатых колес так, чтобы уравновесить силы на промежуточном валу.

Зубчатое колесо первичного вала и все зубчатые колеса вторичного вала, обычно имеют левое направление линии зуба, а промежуточного вала — правое. Для уравновешивания осевых сил необходимо, чтобы

$$F_n \operatorname{tg} \beta_n = F_{\text{IV}} \operatorname{tg} \beta_{\text{IV}} = F_{\text{III}} \operatorname{tg} \beta_{\text{III}},$$

где F_n , F_{IV} , F_{III} — окружные силы в парах привода промежуточного вала соответственно передач IV и III.

Коэффициенты смещения зубчатых колес. В коробках передач применяется два вида коррекции:

с равными сдвигами (например, коробка передач ЯМЗ-236, пара $z_{\text{ш}}/z_{\text{к}} = 16/62$; $x_1 = 0,4$; $x_2 = -0,4$);

с неравными сдвигами (например, коробка передач ЯМЗ-152, пара $z_{\text{ш}}/z_{\text{к}} = 12/51$; $x_1 = 0,70$; $x_2 = -0,17$ или пара $z_{\text{ш}}/z_{\text{к}} = 17/48$; $x_1 = 0,628$; $x_2 = -0,1$).

При установке ряда зубчатых пар на одном и том же межцентровом расстоянии коррекция зубьев должна быть согласована с углом наклона зуба так, чтобы выдерживались соотношения

$$x_{\Sigma} = x_1 \pm x_2 = (z_1 + z_2) (\operatorname{inv} \alpha_{t_w} - \operatorname{inv} \alpha_t) / (2 \operatorname{tg} \alpha);$$

$$\cos \alpha_{t_w} = m_t (z_2 \pm z_1) \cos \alpha_t / (2 a_w);$$

$$\operatorname{tg} \alpha_t = \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta.$$

Валы коробок передач. Для трехвальной коробки передач диаметр первичного вала

$$D_{\text{пв}} \approx \sqrt[3]{T_{\text{макс д}}}$$

где $T_{\text{макс д}}$ — максимальный крутящий момент двигателя (на входе в коробку передач).

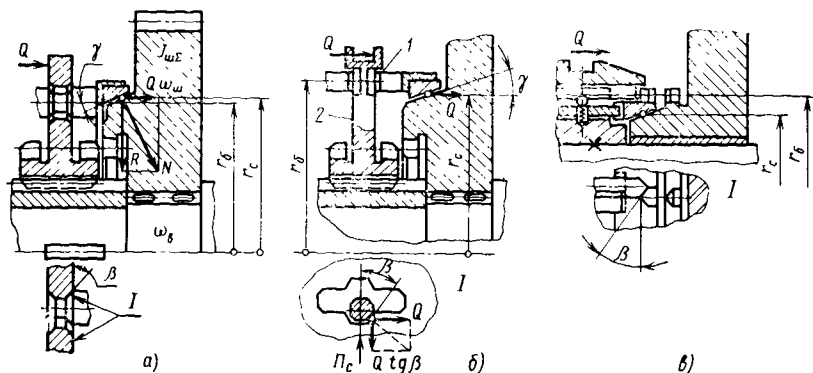


Рис. 49. Конусные инерционные синхронизаторы автомобилей:
 а — ЗИЛ; б — ЯМЗ-236; в — ГАЗ; 1 — положение блокирующего устройства; 1 — обойма синхронизатора; 2 — муфта переключения

Диаметры промежуточного и вторичного валов примерно в среднем сечении

$$D \approx 0,45 a_w.$$

Кроме того, диаметры выбирают исходя из расстояния между осями l , т. е. $D \approx (0,16 \div 0,20) l$.

Подшипники коробок передач. В трехваловых коробках передач грузовых автомобилей применяют шарико- и роликоподшипники легкой и средней серий. При эскизном проектировании размеры подшипников следует выбирать в зависимости от межосевого расстояния a_w в соответствии со следующими соотношениями:

задние подшипники первичного и вторичного валов ($d < D < B$)	$(0,45 \times 0,90 \times 0,22) a_w$
передний и задний подшипники промежуточного вала ($d < D > B$)	$(0,3 \times 0,7 \times 0,2) a_w$

Расчет синхронизаторов. В современных коробках передач большинство зубчатых колес находится в постоянном зацеплении, а для переключения передач используются синхронизаторы. Синхронизаторы выравнивают угловые скорости, а затем с помощью зубчатых муфт жестко соединяют вал с зубчатым колесом включаемой передачи. Синхронизаторы делятся на два класса: определенного давления и инерционного типа. Синхронизаторы определенного давления имеют конусы и зубчатые соединительные муфты. Синхронизаторы инерционного типа, кроме того, имеют замковое устройство, которое не позволяет переключить передачу до тех пор, пока угловые скорости переключаемых элементов не будут выравнены.

На рис. 49 показаны конусные инерционные синхронизаторы. Со стороны пальца на обойму действуют две силы: P_c и Q (составляющая силы нормального давления N). Если спроектировать

эти силы на наклонную плоскость, то становится очевидным, что синхронизатор не разблокируется до тех пор, пока $\Pi_c \cos \beta > Q \sin \beta$, откуда $\Pi_c > Q \operatorname{tg} \beta$. В то же время силу Π_c можно определить исходя из момента трения: $\Pi_c = T_{\text{тр}}/r_6 = (\mu Q/\sin \gamma) (r_c/r_6)$. Следовательно, $\operatorname{tg} \beta < (\mu/\sin \gamma) (r_c/r_6)$. После того как угловые скорости выравниваются, необходимо, чтобы синхронизатор разблокировался. Для разблокировки необходимо, чтобы

$$Q \sin \beta > Q \cos \beta \mu; \operatorname{tg} \beta > \mu.$$

В существующих синхронизаторах коробок передач автомобилей углы β имеют следующие значения:

	ГАЗ-53	ЗИЛ-130	ЯМЗ-236
β° ,	35	30	26

Размер конусов определяют исходя из требуемого времени синхронизации, которое можно приближенно рассчитать по уравнению количества движения

$$t_c = J_\Sigma (\omega_a - \omega_{\text{ш}})/T_{\text{тр}},$$

где J_Σ — суммарный приведенный момент инерции деталей, связанных с зубчатым колесом, соединяемым с валом; ω_a и $\omega_{\text{ш}}$ — угловые скорости перед переключением соответственно корпуса синхронизатора и соединяемого с валом зубчатого колеса;

$$T_{\text{тр}} = \mu Q r_c / \sin \gamma = \mu p_N F_a r_c,$$

здесь p_N — предельно допустимое давление; F_a — активная площадь трения.

Следовательно,

$$F_a = J_\Sigma (\omega_a - \omega_{\text{ш}}) / (\mu p_N r_c t_c).$$

После определения площади трения F_a проверяют, не перегревается ли синхронизатор в процессе переключения передачи. Для этой цели определяют общую и удельную работу буксования:

$$L = T_{\text{тр}} \omega_6 \text{ср} t_c = 0,5 J_\Sigma (\omega_a - \omega_{\text{ш}})^2; \quad l_{\text{уд}} = L/F_a. \quad (86)$$

Для синхронизаторов $l_{\text{уд}}$ не должна превышать 50 Дж/см².

§ 16. ПЛАНЕТАРНАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Планетарные коробки передач обычно состоят из простейших планетарных передач, являющихся элементарными трехзвенными механизмами (рис. 50). Наибольшее распространение для планетарных коробок передач получил механизм (рис. 50, а), имеющий малые размеры и высокий КПД. Механизмы обозначают буквами с двумя индексами (внизу ведомого и ведущего звеньев и вверху неподвижного звена).

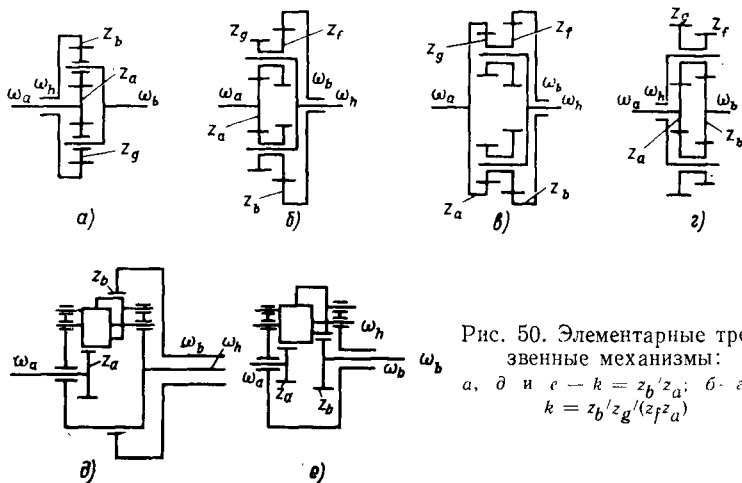


Рис. 50. Элементарные трех-
звенные механизмы:
 a, d и $e - k = z_b/z_a$; $b, c -$
 $k = z_b/z_g/(z_f/z_a)$

Планетарные передачи по сравнению с обычными зубчатыми имеют следующие преимущества:

возможность получения больших передаточных чисел при небольшом числе зубчатых колес;

наличие взаимной компенсации окружных усилий (эти усилия на центральные подшипники не передаются, они воспринимаются только подшипниками сателлитов);

возможность более легкого автоматического и полуавтоматического управления коробками передач, составленными из планетарных рядов.

Для анализа кинематики и динамики планетарных передач обычно пользуются тремя методами: аналитическим, графоаналитическим и силовым. Все три метода необходимо применять одновременно, так как они взаимно дополняются, делают анализ наглядным и позволяют более обоснованно переходить к синтезу планетарных передач.

Расчет кинематических схем

Аналитический метод расчета. Рассмотрим простейшие планетарные механизмы, представленные на рис. 50. Угловые скорости трех валов (солнечной и коронной шестерен и водила) этих механизмов обозначим соответственно ω_a , ω_b и ω_h . Сообщим всему планетарному механизму условно угловую скорость ω_h . При этом угловые скорости других валов не изменятся, а абсолютные скорости будут соответственно равны $\omega_a - \omega_h$, $\omega_b - \omega_h$ и $\omega_h - \omega_h = 0$. Так как угловая скорость водила равна нулю, планетарный механизм будет представлять собой обычную зуб-

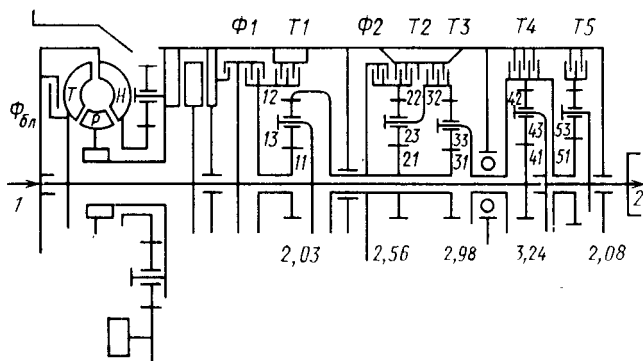


Рис. 51. Кинематическая схема коробки передач ДП-8961 фирмы Алиссон:
 1 — входной вал; 2 — выходной вал; Н — насос; Р — реактор; Т — турбина; $\Phi_{бл}$ —
 функция блокировки; первая цифра около шестерни указывает номер ряда коробки,
 а вторая — номер шестерни; цифры внизу — значения коэффициента k для i -го ряда

чатую передачу, для механизмов которой (рис. 50, а — е) справедливы следующие соотношения:

для механизмов на рис. 50, а и е

$$(\omega_a - \omega_h)/(\omega_b - \omega_h) = -z_b/z_a;$$

для механизмов на рис. 50, б

$$(\omega_a - \omega_h)/(\omega_b - \omega_h) = -z_b z_g / (z_f z_a);$$

для механизмов на рис. 50, в, г

$$(\omega_a - \omega_h)/(\omega_b - \omega_h) = z_h z_g / (z_f z_a);$$

для механизма на рис. 50, д

$$(\omega_a - \omega_h)/(\omega_b - \omega_h) = z_b/z_a,$$

где z_a , z_b , z_q и z_f — числа зубьев солнечной и коронной шестерен и сателлитов;

Обозначим отношение чисел зубьев k , причем k может быть только положительной величиной. Для механизмов на рис. 50, а, б, е после соответствующих преобразований имеем

$$\omega_a + k\omega_b = (k + 1)\omega_h, \quad (87)$$

а для механизмов на рис. 50, в, г и д

$$\omega_a - k\omega_b = (1 - k)\omega_h. \quad (88)$$

Эти два уравнения являются основными при анализе коробок передач, состоящих из простейших планетарных рядов. Воспользуемся уравнением (87) для анализа коробок передач автомобилей ДП-8961 фирмы Алиссон.

Гидромеханическая коробка передач ДП-8961 фирмы Алиссон (рис. 51) установлена на трехосном автомобиле-самосвале грузоподъемностью 110 т с дизелем мощностью 736 кВт ($n = 2300$ об/мин).

34. Определение передаточных чисел коробки передач ДП-8961 фирмы Алиссон

Передача	Ф1	Ф2	Т2	Т3	Т4	Т5	Кинематические соотношения включенных рядов	Значения передаточных чисел
I							$\omega_A = (\kappa_4 + 1) \omega_B$	$u_I = 1 + \kappa_4 = 4,24$
II	+			+			$\omega_A = (\kappa_3 + 1) \omega_{42};$ $\omega_A + \kappa_4 \omega_{42} = (\kappa_4 + 1) \omega_B$	$u_{II} = \frac{(\kappa_3 + 1)(\kappa_4 + 1)}{\kappa_3 + \kappa_4 + 1} = 2,34$
III	+		+				$\omega_A = (\kappa_2 + 1) \omega_{32};$ $\omega_A + \kappa_3 \omega_{32} = (\kappa_3 + 1) \omega_{42};$ $\omega_A + \kappa_4 \omega_{42} = (\kappa_4 + 1) \omega_B$	$u_{III} = \frac{(\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1)(\kappa_4 + 1)}{(\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1) + \kappa_4(\kappa_2 + \kappa_3 + 1)};$ $u_{III} = 1,7$
IV		+		+			$\kappa_1 \omega_{12} = (\kappa_1 + 1) \omega_A;$ $\omega_{12} = (\kappa_2 + 1) \omega_{32};$ $\omega_{12} + \kappa_3 \omega_{32} = (\kappa_3 + 1) \omega_{12};$ $\omega_A + \kappa_4 \omega_{42} = (\kappa_4 + 1) \omega_B$	$u_{IV} = \frac{\kappa_1(\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1)(\kappa_4 + 1)}{\kappa_1(\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1) + \kappa_4(\kappa_1 + 1) + \kappa_3 \kappa_4(\kappa_1 + 1)};$ $u_{IV} = 1,31$
V	+	+					—	$u_V = 1$
VI	+	+					$\omega_{12} \kappa_1 = (\kappa_1 + 1) \omega_A;$ $\omega_A + \kappa_4 \omega_{12} = (\kappa_4 + 1) \omega_B$	$u_{VI} = \frac{\kappa_1(\kappa_4 + 1)}{\kappa_1 + \kappa_4(\kappa_1 + 1)} = 0,73$
3X						+	$\omega_A + \kappa_4 \omega_{42} = (\kappa_4 + 1) \omega_B;$ $\omega_{42} = (\kappa_3 + 1) \omega_B$	$u_{3X} = 1 - \kappa_4 \kappa_5 = -5,75$

Примечание. Знак «+» указывает на включение соответствующего элемента управления коробки передач.

Коробка на двух передачах (первой и заднего хода) имеет две степени свободы, а на остальных — три. Первый планетарный ряд, управляемый двумя элементами — фрикционом $\Phi 1$ и тормозом $T 1$, может быть либо заблокированным, либо обеспечивать повышающую передачу. Используя элементы $\Phi 1$ и $T 1$ и другие элементы управления $\Phi 2$, $T 2$ и $T 3$, можно получить шесть передач. Коробка передач имеет шесть передач для движения вперед и одну передачу заднего хода. В табл. 34 показано, с помощью каких комбинаций элементов управления могут быть получены отдельные передачи, какие ряды включены на отдельных передачах, и приведены формулы для определения передаточных чисел коробки передач.

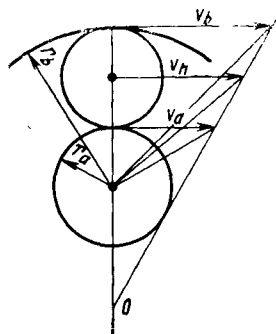


Рис. 52. План скоростей для трехзвенного механизма

Графоаналитический метод. Этот метод основан на использовании законов плоскопараллельного движения, которое совершают сателлиты. Такое движение сателлитов можно рассматривать как вращение вокруг так называемого мгновенного центра O . Рассмотрим планетарный механизм, представленный на рис. 52. Допустим, что известны угловые скорости и радиусы центральных колес ω_a , r_a и ω_b , r_b . Необходимо определить угловую скорость водила ω_n .

По данным угловым скоростям можно определить окружные скорости в точках контакта центральных колес и сателлита: $v_a = \omega_a r_a$ и $v_b = \omega_b r_b$ и построить их в определенном масштабе. Скорости v_a и v_b одновременно являются скоростями и соответствующих точек сателлита. Если провести линию через концы векторов этих скоростей, то определятся мгновенный центр O скоростей сателлита и скорость его оси v_n . По известным скорости и радиусу можно определить угловую скорость ω_n :

$$v_n = 0,5(v_a + v_b) = 0,5(\omega_a r_a + \omega_b r_b) = 0,5(r_b + r_a)\omega_n.$$

Если обозначить $r_b/r_a = \kappa$, то

$$\omega_a + \kappa\omega_b = (\kappa + 1)\omega_n.$$

На рис. 53 представлен план скоростей для другого простейшего механизма — со сдвоенными сателлитами. В этом случае необходимо найти мгновенный центр вращения для сателлита 2. Сателлит 1 перемещается по неподвижному зубчатому венцу B , поэтому мгновенный центр сателлита 1 находится в точке A . Следовательно, скорость в точке P будет направлена по линии kP , перпендикулярной линии AP . Однако сателлиты 1 и 2 находятся в зацеплении и их мгновенные скорости в точке зацепления P одинаковы. Таким образом, для сателлита 2 известны ско-

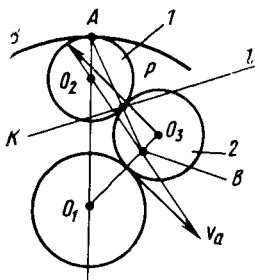


Рис. 53. План скоростей для механизма со двоянными сателлитами

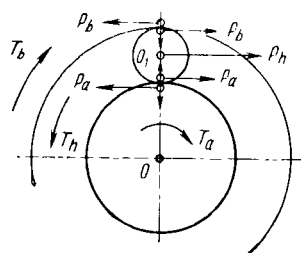


Рис. 54. Схема сил для трехзвенного планетарного механизма

рость v_a и направление скорости в точке P . Пересечение нормалей к скоростям определяет положение мгновенного центра скоростей — точку B . Затем строят скорость точки O_3 . Как видно из рис. 53, она направлена в сторону, противоположную v_a , т. е. механизм обеспечивает движение задним ходом.

Метод расчета кинематики с использованием сил. Рассмотрим силы, под действием которых находится сателлит при равномерном движении. Если пренебречь силами трения, то сателлит находится в равновесии под действием трех сил: двух сил, действующих на сателлит от центральных зубчатых колес (окружные их составляющие P_a и P_b), и силы, действующей от оси сателлита P_h (рис. 54). Рассматривая условия равновесия сателлита, получаем

$$P_a = P_b; \quad P_h = 2P_a.$$

Выражения для баланса мощностей (без учета потерь):

$$N_a + N_b = N_h;$$

$$P_a v_a + P_b v_b = P_h v_h;$$

$$v_a + v_b = 2v_h;$$

$$\omega_a + \kappa \omega_b = (\kappa + 1) \omega_h.$$

Равенство сил, действующих на сателлит, позволяет легко определять моменты на блокировочных фрикционах. Для примера рассмотрим различные варианты блокировки однорядного механизма (рис. 55). Если заблокировать входной вал с выходным, то момент на блокирующем фрикционе $T_{фб} = T_a$ (рис. 55, а, б). Для схемы б $P = T_a/r_a$, и, следовательно, усилие на шестерне также будет равно P , а момент $T_{фб} = Pr_h = T_a \kappa$. Для схемы на рис. 55, г

$$P = T_a/r_b \text{ и } T_{фб} = Pr_a = T_a/\kappa.$$

Наконец, в случае блокировки двух центральных зубчатых колес мощность и крутящий момент, подведенные к водилу, раз-

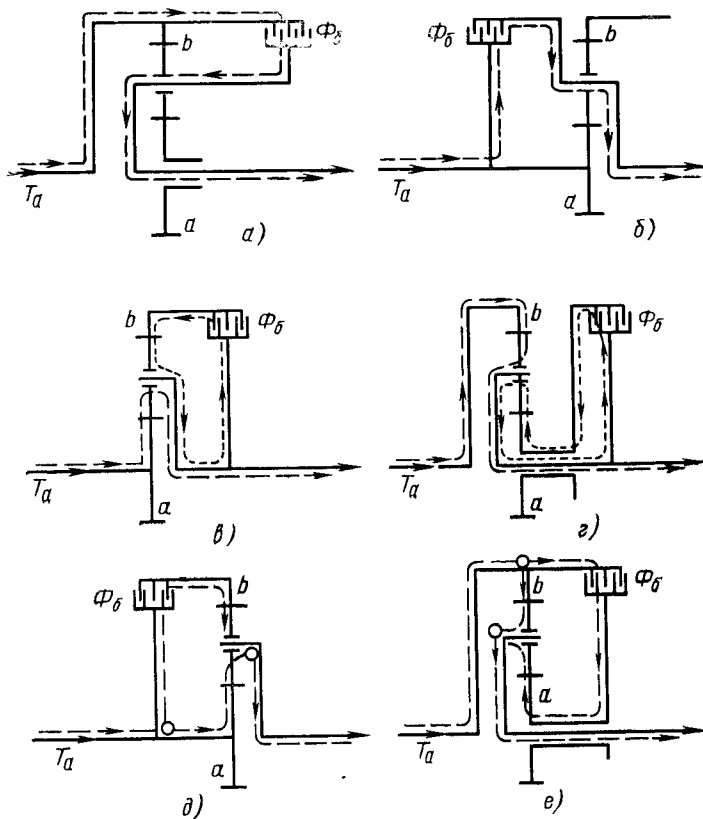


Рис. 55. Схемы блокировки простейшего планетарного механизма

ветвляются пропорционально радиусам зубчатых колес и затем через фрикцион передаются на тот элемент, который осуществляет передачу мощности.

Для схемы на рис. 55, б

$$T_a = P(r_a + r_b);$$

$$T_{\text{фб}} = Pr_b = T_a r_b / (r_b + r_a) = T_a \kappa / (\kappa + 1).$$

Для схемы на рис. 55, в поток мощности на входе разветвляется на планетарный ряд и на блокировочный фрикцион таким образом, чтобы усилия на сателлите были равными

$$T_a = T_b \quad T_{\text{фв}} = Pr_b + Pr_a = P(r_a + r_b);$$

$$T_{\text{фв}} = Pr_a = T_a r_a / (r_a + r_b) = T_a / (\kappa + 1).$$

Определение КПД планетарных передач

Метод останова водила. Рассмотрим простейший планетарный механизм (см. рис. 50, а). Примем, что угловая скорость $\omega_b = 0$, ведущим элементом является вал солнечной шестерни и ведомым — водило. КПД определим, приравнивая потери в планетарной передаче и в обычной, полученной из планетарной вращением всего механизма с угловой скоростью ω_h . Потери мощности в планетарной передаче

$$N_{\text{П}} = T_a \omega_a (1 - \eta_{\text{П}}),$$

где $\eta_{\text{П}}$ — КПД планетарной передачи.

Потери мощности в той же передаче при вращении всего механизма с угловой скоростью ω_h

$$N_{\text{П}} = T_a (\omega_a - \omega_h) (1 - \eta_1 \eta_2),$$

где η_1, η_2 — КПД пар зубчатых колес при зацеплении соответственно внешнем и внутреннем.

Так как при вращении всего механизма не меняются внутренние потери, то

$$T_a \omega_a (1 - \eta_{\text{П}}) = T_a (\omega_a - \omega_h) (1 - \eta_1 \eta_2);$$

$$\eta_{\text{П}} = (\kappa \eta_1 \eta_2 + 1) / (\kappa + 1).$$

Метод сопоставления силового и кинематического передаточных отношений. КПД определяют из соотношения

$$\eta_0 = N_2 / N_1 = T_2 n_2 / (T_1 n_1) = \dot{u} / u,$$

где $\dot{u} = T_2 / T_1$ и $u = n_1 / n_2$ — передаточные числа, соответственно силовое и кинематическое.

Метод позволяет определять силовое передаточное число по выражению кинематического передаточного числа с учетом отдельных планетарных рядов.

Рассмотрим определение силового передаточного числа на примере.

Допустим, что $u_{ab} = \kappa_1 (\kappa_4 + 1) / \kappa_1 + \kappa_4 (\kappa_1 + 1)$, т. е. кинематическое передаточное число зависит от нескольких κ . Если при положительном u с ростом κ_i u увеличивается, то для получения силового передаточного числа κ умножается на η_0 , если u уменьшается, то делится на η_0 . Более правильно для каждого значения κ находить знак произведения

$$\frac{\kappa}{u_{ab}} \frac{\partial u_{ab}}{\partial \kappa}.$$

В данном случае $u_{ab} > 0$;

$$\frac{\partial u_{ab}}{\partial \kappa_4} = \frac{\kappa_1^2 + \kappa_1 \kappa_4 (1 + \kappa_1) - \kappa_1 (\kappa_4 + 1) (\kappa_1 + 1)}{[\kappa_1 + \kappa_4 (\kappa_1 + 1)]^2} < 0.$$

Следовательно, κ_1 необходимо умножать на η_0 , а κ_4 делить:

$$\dot{u}_{ab} = \frac{\kappa_1 \eta_0 [\kappa_4 \eta_0 + 1]}{\kappa_1 \eta_0 + \kappa_4 / \eta_0 (\kappa_1 \eta_0 + 1)} = \frac{\kappa_1 (\kappa_4 + \eta_0) \eta_0}{\kappa_1 \eta_0^2 + \kappa_4 (\kappa_1 \eta_0 + 1)}.$$

Так как для коробки передач ДП-8961 фирмы Алиссон $u_{ab} = 0,726$; $\eta_0 = 0,95$ и

$$i_{ab} = \frac{2,03 \cdot 4,19 \cdot 0,95}{2,03 \cdot 0,95^2 + 3,24(1 + 1,93)} = 0,714,$$

то

$$\eta_0 = \frac{0,714}{0,726} = 0,982.$$

Основы синтеза планетарных передач

Под синтезом будем понимать выбор оптимального варианта коробки передач для заданных передаточных чисел.

Рассмотрим синтез планетарных коробок передач с двумя степенями свободы, состоящих из простейших трехзвенных механизмов. Последовательность операций, выполняемых при синтезе, разделим на четыре этапа, рассмотренных ниже. Выберем оптимальные схемы коробок передач для заданных передаточных чисел первая коробка: $u_I = 1,8$; $u_{3x} = -1,8$; вторая коробка: $u_{II} = 0,444$; $u_{III} = 0,250$; $u_{III} = 0,159$.

Первый этап. Построение плана угловых скоростей. График, у которого по оси абсцисс отложена скорость ведомого звена, а по оси ординат ведущего, называется планом угловых скоростей. Он дает возможность выбирать различные варианты коробок передач. В коробке передач с двумя степенями свободы каждая передача осуществляется торможением одного управляющего фрикциона (или блокировкой двух звеньев).

Обозначим угловую скорость ведущего вала ω_A , ведомого ω_B и управляющего звена ω_C . Тогда для всех передач, кроме прямой, будет справедливо равенство $(\omega_A - \omega_C)/(\omega_B - \omega_C) = u_{AB}^C$ (u_{AB}^C — передаточное число при включенном управляющем звене). Данное выражение характеризует зависимость между угловыми скоростями трех звеньев коробки передач при любых соединениях этих звеньев и любом заданном передаточном числе. Каждое из звеньев может быть произвольно связано с одним из центральных колес или с водилом. Преобразуя приведенное выше равенство, получим основное уравнение синтеза планетарных коробок передач

$$\omega_A + (u_{AB}^C - 1) \omega_C = u_{AB}^C \omega_B. \quad (89)$$

Так как при синтезе планетарных коробок передач имеют значение не абсолютные значения угловых скоростей, а относительные (по отношению к угловой скорости ведущего вала), то примем угловую скорость ведущего вала $\omega_A = 1$. Тогда основное уравнение будет иметь вид

$$1 + (u_{AB}^C - 1) \omega_C = u_{AB}^C \omega_B.$$

Определим угловую скорость звена C :

$$\omega_C = (u_{AB}^C \omega_B / (u_{AB}^C - 1)) - (1 / (u_{AB}^C - 1)).$$

Построим планы скоростей (рис. 56 и 57) для обеих коробок передач, которые рассматриваются в качестве примеров. Каждому передаточному числу на плане соответствует прямая линия. Из выражения для ω_C видно, что при $\omega_B = 1$ $\omega_C = 1$ независимо от величины u_{AB}^C , т. е. все прямые проходят через точку с координатами 1,1. Вторые точки целесообразнее для дальнейших расчетов определять при $\omega_B = 0$; тогда

$$\omega_C = -1 / (u_{AB}^C - 1).$$

прямую NN , параллельную оси ординат. Обозначим точки пересечения этой прямой с лучами A' , B' , I' соответственно M , L , I и с осью абсцисс K . Тогда можно утверждать, что при угловой скорости ведомого вала OK угловые скорости звеньев должны быть следующие: звена, связанного с ведущим валом, KM ; звена, связанного с ведомым валом, KL ; звена, связанного с тормозным элементом первой передачи, KI .

Угловые скорости трехзвенного механизма с одунарными сателлитами подчиняются соотношению для механизма, данного на рис. 50, a , а трехзвенного механизма с парными сателлитами — соотношению для механизма, приведенного на рис. 50, d . Следовательно, чтобы для заданных угловых скоростей KM , KL и KI получить данные соотношения, необходимо принять, что водило связано со звеном, угловая скорость которого изображена средним лучом (из трех лучей A' , B' , I'), а центральное зубчатое колесо внешнего зацепления — со звеном, луч которого на плане скоростей отклонен на больший угол, чем третий луч.

Действительно,

$$\frac{KI - KL}{KM - KL} < 0,$$

и по абсолютной величине данное отношение больше единицы.

Для определения величины κ достаточно взять отношение отрезков LI/LM или подобное ему отношение отрезков, отсекаемых указанными лучами на оси ординат. Таким образом, для механизма ABI

$$\frac{LI}{LM} = -\kappa; \quad |\kappa| = 1,25.$$

Для того чтобы для тех же угловых скоростей KM , KL и KI получить перед κ знак $+$, т. е. чтобы эти скорости соответствовали механизму со сдвоенными сателлитами, необходимо принять, что водило связано со звеном, угловой скорости которого соответствует крайний луч, а центральное колесо внешнего зацепления — со звеном, луч которого отклонен на больший угол от луча, соответствующего угловой скорости водила.

Если водило связано со звеном I , то

$$\frac{IM}{IL} = \frac{2,25}{1,25} = 1,8;$$

если же оно связано со звеном A , то

$$\frac{MI}{ML} = \frac{2,25}{1} = 2,25.$$

Точно так же необходимо рассмотреть все трехзвенные механизмы, приведенные для первой и второй коробок передач (табл. 35).

Выбор варианта механизма по величине κ :

для дальнейшего анализа рекомендуется оставлять только те трехзвенные механизмы, у которых $\kappa = 1,4 \div 4$ (меньшее значение ограничено условиями размещения сателлитов, большее — размерами механизма);

если сателлитов много, то пределы уменьшают до $1,8-3$; если мало, то пределы расширяют.

Выбор варианта угловой скорости сателлитов производят по формуле

$$\omega_g = - (z_1/z_4) (\omega_a - \omega_n) = [-2/(\kappa - 1)] (\omega_a - \omega_n).$$

Для механизма на рис. 50, a

$$z_g = 0,5 (z_b - z_a); \quad 2z_a/(z_b - z_a) = 2/(\kappa - 1),$$

Для механизма на рис. 50, d

$$\omega_g = -p (\omega_a - \omega_n),$$

где $p = z_a' z_g$.

Строим план скоростей (см. рис. 56). Проводим на нем две вертикальные линии, ограничивающие рабочую зону. Оставляем те планетарные ряды, у которых

35. Варианты трехзвенных планетарных механизмов

Вариант	Варианты включений, направление относительных скоростей и значения κ					
	$A \uparrow \downarrow B$	κ	$A \uparrow \uparrow B$	κ	$A \downarrow \downarrow B$	κ
Первая коробка передач						
<i>AB I</i>	<i>IBA</i>	1,25	<i>A I B</i>	1,8	<i>I A B</i>	2,25
<i>AB3X</i>	<i>A3XB</i>	1,8	<i>AB3X</i>	2,8	<i>BA3X</i>	1,55
<i>A I3X</i>	<i>I3XA</i>	2,5	<i>A I3X</i>	1,4	<i>I A3X</i>	3,5
<i>B I3X</i>	<i>IB3X</i>	3,5	<i>3X I B</i>	1,28	<i>I3XB</i>	4,5
Вторая коробка передач						
<i>AB I</i>	<i>BA I</i>	1,25	<i>IBA</i>	1,80	<i>B I A</i>	2,25
<i>AB II</i>	<i>BA II</i>	3,00				
<i>AB III</i>	<i>BA III</i>	5,29				
<i>A I II</i>	<i>I III A</i>	1,40	<i>I A II</i>	2,4	<i>A I II</i>	1,70
<i>A I III</i>	<i>I III A</i>	3,22				
<i>A II III</i>	<i>A III II</i>	1,31	<i>II A III</i>	1,76	<i>A II III</i>	2,31
<i>B I II</i>	<i>B II I</i>	2,87				
<i>B I III</i>	<i>B III I</i>	1,95				
<i>B II III</i>	<i>B III II</i>	8,25	<i>II B III</i>	1,12	<i>B II III</i>	9,25
<i>I II III</i>	<i>I II III</i>	3,24				

относительная угловая скорость спутников в рабочей зоне меньше (табл. 36) (например, меньше двух).

Определяем угловую скорость спутников для оставшихся вариантов трехзвенных механизмов. Графики для ω_g строим также по двум точкам: при $\omega = -\omega_b$ имеем $\omega_g = 0$; следовательно, все лучи, соответствующие угловым скоростям спутников, проходят через точку с координатами 0; 1.

Ниже (табл. 36) приведены значения ω_g для механизмов первой и второй коробок передач (см. рис. 56 и 57).

36. Выбранные варианты планетарных механизмов по оборотам спутников ω_g при $\omega_B = 0$

Вариант	κ	ω_g	Вариант	κ	ρ	ω_g	Вариант	κ	ρ	ω_g
Первая коробка передач										
<i>A3XB</i>	1,8	-1,6	<i>A I B</i>	1,8	3	6,7	<i>I A B</i>	2,25	2	4,5
<i>I3XA</i>	2,5	2,14	<i>AB3X</i>	2,8	1,25	-1,25	<i>I A3X</i>	3,5	1	-2,25
<i>IB3X</i>	3,5	1								
Вторая коробка передач										
<i>BA II</i>	3	1					<i>A II III</i>	2,31	2	0,56
<i>I III A</i>	3,22	-0,55								
<i>B II I</i>	2,87	1,42								
<i>B III I</i>	1,95	2,5								
<i>I II III</i>	3,24	-0,42								

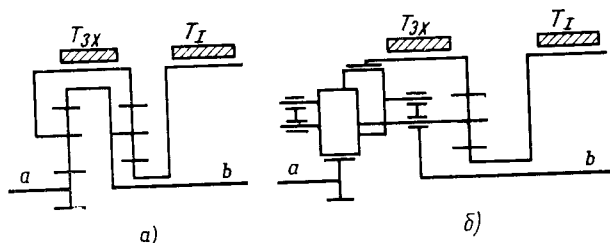


Рис. 58. Схемы коробок передач при $u_I = 1,8$; $u_{3X} = -1,8$; а — АЗХВ; ІВЗХ; $\kappa_1 = 1,8$; $\kappa_2 = 3,5$; б — АВЗХ; ІВЗХ; $\kappa_1 = 2,8$; $\kappa_2 = 3,5$

Для механизмов со сдвоенными сателлитами предварительно задаемся величиной p в зависимости от κ . Ниже приведены значения p в зависимости от величины κ .

κ	1,4	1,8	2,2	2,6	3	3,5	4,0
2 ($\kappa-1$)	5	2,5	1,67	1,25	1	0,8	0,67
p	6	3	2	1,5	1,25	1	0,8

Оставляем механизмы: для первой коробки передач — АЗХВ, ІВЗХ, АВЗХ; второй — ВАІІ, ІІІА, ВІІ І, ІІІ ІІІ, АІІ ІІІ.

Четвертый этап. Выбор оптимального варианта коробки передач по компоновочным условиям и КПД. Рассмотрим этот этап на примерах.

Пример 1. Из оставшихся рядов механизмов АЗХВ, ІВЗХ и АВЗХ можно построить число коробок, равное числу сочетаний из трех по два за вычетом числа сочетаний из повторяющихся элементов:

$$C_3^2 = 3 \cdot 2 / (1 \cdot 2) = 3.$$

На рис. 58 построены два варианта первой коробки передач:

1) АЗХВ, ІВЗХ; 2) АВЗХ, ІВЗХ. Третий вариант не получается, так как он должен состоять из двух механизмов АЗХВ (по рис. 50, а) и АВЗХ (по рис. 50, б) и не включает тормозного элемента для получения первой передачи І. Для проверки правильности построения воспользуемся уравнениями анализа планетарных передач.

Для первого варианта

$$\omega_A + \kappa_1 \omega_B = (\kappa_1 + 1) \omega_{3X}; \quad (90)$$

$$\omega_I + \kappa_2 \omega_{3X} = (\kappa_2 + 1) \omega_B. \quad (91)$$

Из этих уравнений определяем следующее.

1. Передаточное число u_I на первой передаче при заторможенном элементе І (см. рис. 58). Для этого в уравнении (91) примем $\omega_I = 0$; тогда $\kappa_2 \omega_{3X} = (\kappa_2 + 1) \omega_B$ и $\omega_{3X} = (\kappa_2 + 1) \omega_B / \kappa_2$. Подставив эту величину в уравнение (90), получим

$$\omega_A + \kappa_1 \omega_B = (\kappa_1 + 1) (\kappa_2 + 1) \omega_B / \kappa_2;$$

$$u_I = \omega_A / \omega_B = (\kappa_1 + \kappa_2 + 1) / \kappa_2.$$

2. Передаточное число u_{3X} на заднем ходу при заторможенном элементе 3Х. Из уравнения (90) при $\omega_{3X} = 0$ получаем

$$u_{3X} = \omega_A / \omega_B = -\kappa_1.$$

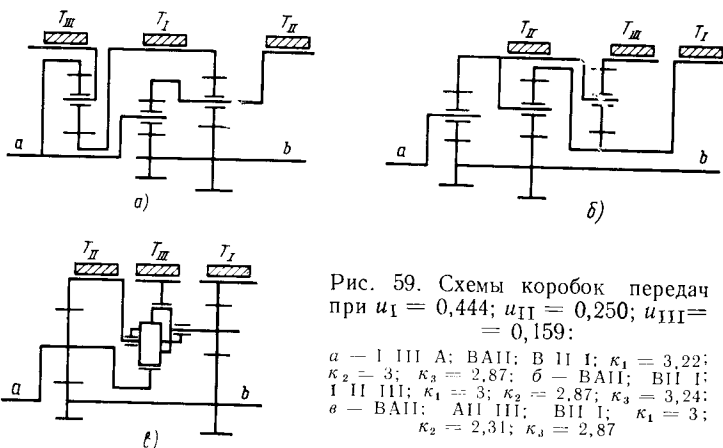


Рис. 59. Схемы коробок передач при $u_I = 0,444$; $u_{II} = 0,250$; $u_{III} = 0,159$:

a — I III A; B II I; $\kappa_1 = 3,22$; $\kappa_2 = 3$; $\kappa_3 = 2,87$; б — B A II; B II I; I II III; $\kappa_1 = 3$; $\kappa_2 = 2,87$; $\kappa_3 = 3,24$; в — B A II; A II III; B II I; $\kappa_1 = 3$; $\kappa_2 = 2,31$; $\kappa_3 = 2,87$

Аналогично для второго варианта

$$\omega_A - \kappa_1 \omega_{3X} = (1 - \kappa_1) \omega_B; \quad \omega_{3X} = 0;$$

$$u_{3X} = \omega_A / \omega_B = 1 - \kappa_1;$$

$$\omega_I + \kappa_2 \omega_{3X} = (1 + \kappa_2) \omega_B; \quad \omega_I = 0;$$

$$u_I = \omega_A / \omega_B = (\kappa_1 + \kappa_2) / \kappa_2.$$

Пример 2. После выбора по угловой скорости сателлитов остались четыре механизма с одинарными и один с двойными сателлитами. Из первых четырех рядов можно построить четыре коробки передач, так как число сочетаний из четырех по три равно 4.

Рассмотрим дополнительно одну коробку передач, имеющую один ряд со сдвоенными сателлитами. При этом имеем ряд из пяти коробок передач:

1) B A II, I III A, B II I; 2) B A II, I III A, I II III; 3) B A II, B II I, I II III; 4) I III A, I II III, B II I; 5) B A II, B II I, A II III.

На рис. 59, а представлен первый вариант.

Для проверки правильности построения воспользуемся уравнениями анализа для всех рядов:

$$\omega_I + \kappa_1 \omega_A = (\kappa_1 + 1) \omega_{III};$$

$$\omega_B + \kappa_2 \omega_{II} = (\kappa_2 + 1) \omega_A;$$

$$\omega_B + \kappa_3 \omega_I = (\kappa_3 + 1) \omega_{II}.$$

Последовательно принимая $\omega_I = 0$; $\omega_{II} = 0$ и $\omega_{III} = 0$, получим

$$u_I = (\kappa_2 + \kappa_3 + 1) / [(\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1)] = 0,444;$$

$$u_{II} = 1 / (\kappa_2 + 1) = 0,250;$$

$$u_{III} = (\kappa_2 + \kappa_3 + 1) / [\kappa_1 \kappa_2 \kappa_3 + (\kappa_2 + 1)(\kappa_3 + 1)] = 0,159.$$

Второй вариант получился конструктивно сложным и поэтому не анализируется.

На рис. 59, б представлен третий вариант. Уравнения анализа имеют вид

$$\omega_B + \kappa_1 \omega_{II} = (\kappa_1 + 1) \omega_A;$$

$$\omega_B + \kappa_2 \omega_I = (\kappa_2 + 1) \omega_{II};$$

$$\omega_I + \kappa_3 \omega_{III} = (\kappa_3 + 1) \omega_{II}.$$

Следовательно,

$$u_I = (\kappa_1 + \kappa_3 + 1) / [(\kappa_1 + 1)(\kappa_3 + 1)] = 0,444;$$

$$u_{II} = 1 / (\kappa_1 + 1) = 0,250;$$

$$u_{III} = (\kappa_2 - 1) / [(\kappa_1 + 1)(\kappa_2 - 1) + \kappa_1] = 0,159,$$

так как $\kappa_1 = 3,00$; $\kappa_2 = 2,87$ и $\kappa_3 = 3,24$.

На рис. 59, в представлен пятый вариант. Уравнения анализа:

$$\omega_B + \kappa_1 \omega_{II} = (\kappa_1 + 1) \omega_A;$$

$$\omega_A - \kappa_2 \omega_{III} = (1 - \kappa_2) \omega_I;$$

$$\omega_B + \kappa_3 \omega_I = (\kappa_3 + 1) \omega_{II}.$$

Следовательно,

$$u_I = (\kappa_1 + \kappa_3 + 1) / [(\kappa_1 + 1)(\kappa_3 + 1)] = 0,444;$$

$$u_{II} = 1 / (\kappa_1 + 1) = 0,250;$$

$$u_{III} = (\kappa_2 - 1) / [(\kappa_1 + 1)(\kappa_2 - 1) + \kappa_1] = 0,159.$$

Для различных вариантов коробок передач ниже приведен расчет КПД, из которого видно, что как для примера 1, так и для примера 2 лучшими являются первые варианты. Для примера 1:

вариант 1

$$\hat{u}_I = \frac{\kappa_1 \eta_0 + (\kappa_2 / \eta_0) + 1}{\kappa_2 / \eta_0};$$

$$u_{3X} = -\kappa_1 \eta_0; \quad \kappa_1 = 1,8; \quad \kappa_2 = 3,5; \quad \eta_0 = 0,97;$$

$$\eta_I = \hat{u}_I / u_I = 1,76 / 1,80 = 0,98; \quad \eta_{3X} = 0,97;$$

вариант 2

$$\hat{u}_I = \frac{\kappa_1 \eta_0 + \kappa_2 / \eta_0}{\kappa_2 / \eta_0}; \quad \hat{u}_{3X} = 1 - \kappa_1 \eta_0;$$

$$\kappa_1 = 2,8; \quad \kappa_2 = 3,5; \quad \eta_0 = 0,97; \quad \eta_I = 0,97; \quad \eta_{3X} = 0,95.$$

Для примера 2:

вариант 1

$$\hat{u}_I = \frac{(\kappa_2 + \kappa_3 + \eta_0) \eta_0}{(\kappa_2 + \eta_0)(\kappa_3 + \eta_0)} = 0,434;$$

$$\hat{u}_{II} = \frac{\eta_0}{\kappa_2 + \eta_0} = 0,244;$$

$$\hat{u}_{III} = \frac{(\kappa_2 + \kappa_3 + \eta_0) \eta_0^2}{\kappa_1 \kappa_2 \kappa_3 + (\kappa_2 + \eta_0)(\kappa_3 + \eta_0) \eta_0} = 0,154;$$

$$\kappa_1 = 3,22; \quad \kappa_2 = 3,00; \quad \kappa_3 = 2,87;$$

$$\eta_I = 0,98; \quad \eta_{II} = 0,98; \quad \eta_{III} = 0,97;$$

вариант 3

$$\hat{u}_I = 0,434; \quad \hat{u}_{II} = 0,244;$$

$$\hat{u}_{III} = \frac{\kappa_2 \kappa_3 \eta_0^3 - [(\kappa_1 / \eta_0) - 1]}{(k_1 / \eta_0 + 1)(\kappa_2 \kappa_3 \eta_0^2 - 1)} = 0,147;$$

$$\kappa_1 = 3,00; \quad \kappa_2 = 2,87; \quad \kappa_3 = 3,24;$$

$$\eta_I = 0,98; \quad \eta_{II} = 0,98; \quad \eta_{III} = 0,92;$$

вариант 5

$$a_1 = 0,434; a_{II} = 0,244;$$

$$a_{III} = \frac{0,95\kappa_2 - 1}{(\kappa_1/0,97 + 1)(0,95\kappa_2 - 1) + (\kappa_1/0,97)} = 0,150;$$

$$\eta_1 = 0,98; \eta_{II} = 0,98; \eta_{III} = 0,98;$$

$$k_1 = 3,00; k_2 = 2,31; k_3 = 2,87.$$

§ 17. КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

Конструкции и кинематика карданной передачи

Карданная передача — механизм, позволяющий передавать вращение от одного вала к другому, причем оси валов расположены под углом, который может изменяться. Карданная передача применяется для соединения механизмов, укрепленных на раме. При этом угол между валами зависит от точности установки механизмов и деформации рамы и обычно равен 2—4°. Карданной передачей соединяют также механизмы, один из которых закреплен на раме, а второй на упругих элементах подвески; угол между осями валов в этом случае имеет предельное значение 20—25°. Наконец, карданный привод применяют для передачи вращения управляемым колесам. Угол между осями валов при этом соответствует углу поворота колес и имеет предельное значение 30—40°.

Карданные механизмы можно классифицировать по следующим признакам:

1) по кинематике — карданный шарнир равных угловых скоростей, карданный шарнир неравных угловых скоростей;

2) по конструктивным особенностям — шарнир с крестовиной, кулачковый, шариковый с делительным рычагом, шариковый с делительными канавками. Наибольшее применение в приводах к задним мостам получили обычные карданные шарниры с крестовиной (рис. 60), в приводах к передним ведущим колесам — шарниры равных угловых скоростей шарикового типа (рис. 61, а) и двоянные карданные шарниры.

Определим зависимости между углами поворота и угловыми скоростями валов, соединенных карданным шарниром. Из теории механизмов и машин известно, что для одиночного шарнира (рис. 62) справедливо соотношение (если ось ведущей вилки расположена в плоскости осей валов шарниров I и II)

$$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta \cos \gamma_{1,2}. \quad (92)$$

Обозначим угловые скорости валов шарниров I и II соответственно ω_A и ω_B ; тогда

$$d\alpha/dt = \omega_A; d\beta/dt = \omega_B.$$

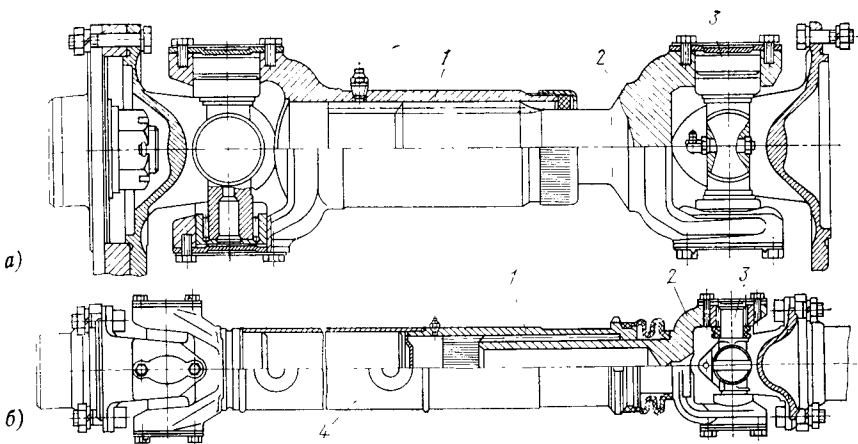


Рис. 60. Карданные передачи автомобиля Урал-375:

a — промежуточная; *b* — переднего моста; 1 — втулка; 2 — наконечник; 3 — шарнир
4 — труба

Продифференцировав уравнение (92) для шарнира *I*, получим

$$d\alpha/\cos^2 \alpha = d\beta \cos \gamma_{12}/\cos^2 \beta \text{ или}$$

$$\omega_B = \omega_A \cos^2 \beta / \cos \gamma_{12} \cos^2 \alpha.$$

После преобразований имеем окончательно

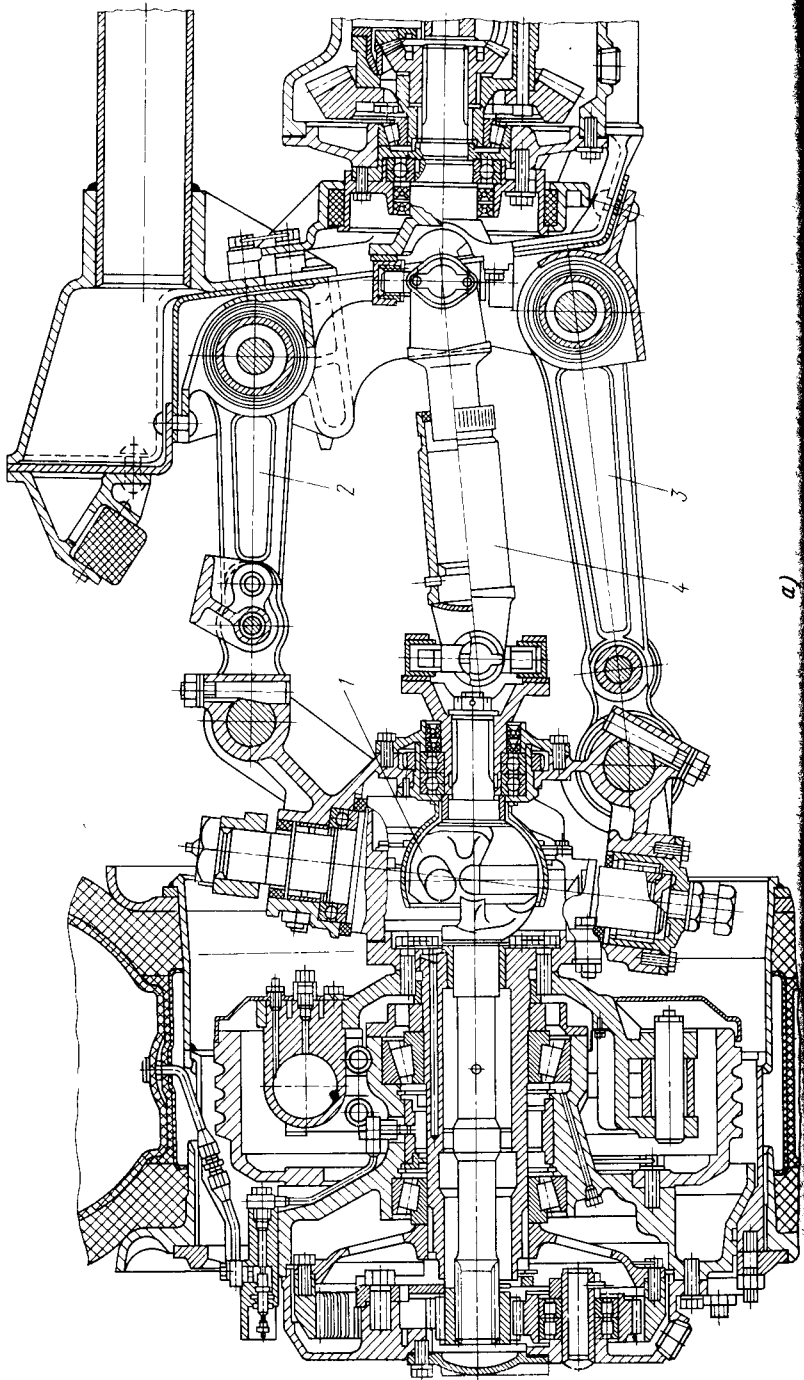
$$\omega_B = \omega_A \cos \gamma_{12} / (\sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cos^2 \gamma_{12}).$$

На рис. 62 дана зависимость разности углов поворота и угловых скоростей ведомого вала от угла поворота ведущего. Как видно из рис. 62, за один оборот шарнира частота вращения вала *B* увеличивается и уменьшается дважды по сравнению с частотой вращения вала *A*. Если угол между валами равен 30° , то максимальное угловое смещение составляет 4° и разность угловых скоростей $\omega_B - \omega_A = 0,135 \omega_A$.

Выше была рассмотрена кинематика одного карданного механизма. Для синхронного вращения валов *A* и *C* следует устанавливать два карданных шарнира. При этом должно соблюдаться условие $\alpha = \varphi$. Если ведущим считать вал *A*, то

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma_{12} / \cos \gamma_{23}.$$

Для одинакового вращения валов, соединенных карданным валом с двумя шарнирами, необходимо выполнение двух следующих условий: углы между осями валов должны быть одинаковыми; оси вилок на карданном валу должны быть расположены под углом, равным углу между плоскостями передач валов *A*



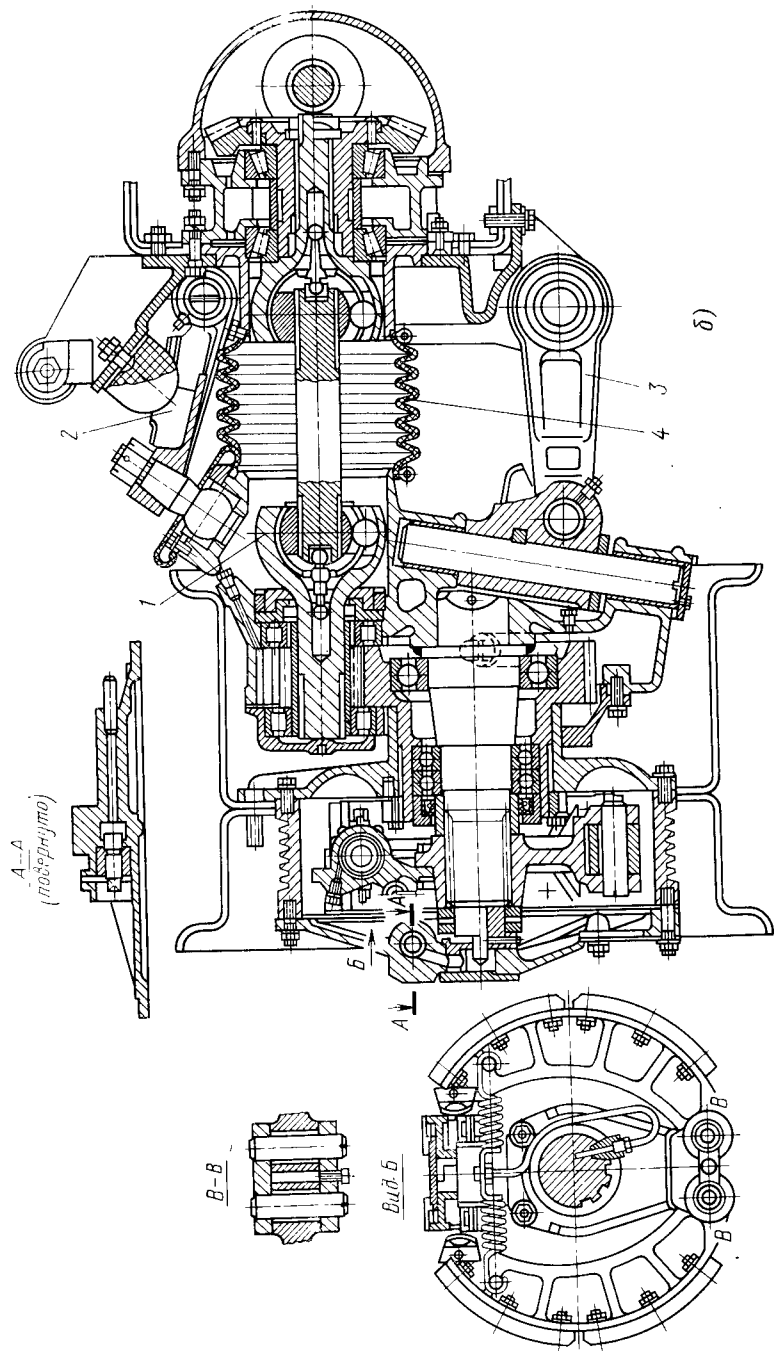


Рис. 61. Управляемые ведущие мосты с карданными шарнирами равных угловых скоростей
a — одинарный шарикового типа; *б* — двойной с делительным рычажком: 1 — шарир; 2 — верхний рычаг подвески; 3 — нижний рычаг подвески; 4 — вал привода

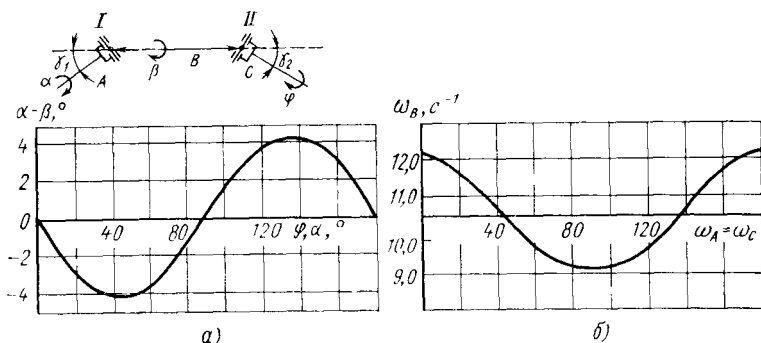


Рис. 62. Зависимость разности углов поворота и угловых скоростей от угла поворота ведущего вала:

$$a - \alpha - \beta = f(\varphi, \alpha), \quad \gamma_1 - \gamma_2 = 30^\circ; \quad b - \omega = f(\varphi, \alpha), \quad \omega_A = \omega_C = 10,5 \text{ c}^{-1}$$

и B и валов B и C . Если все три вала лежат в одной плоскости, то оси вилок карданного вала также должны лежать в одной плоскости.

Определение критической частоты вращения карданного вала

Рассмотрим вращающийся вал с равномерно распределенной массой, лежащий на двух опорах (рис. 63). Условия равновесия вырезанной части вала следующие.

1. Сумма проекций всех сил на вертикальную ось равна нулю, т. е.

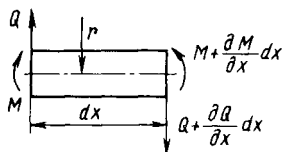
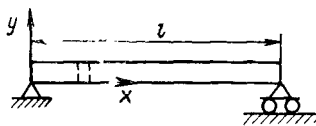
$$\frac{\partial Q}{\partial x} dx + r = 0,$$

где Q — перерезывающая сила; r — центробежная сила; $r = m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} dx$; m — распределенная масса карданного вала B .

Следовательно, $-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = \frac{\partial Q}{\partial x}$.

2. Сумма моментов всех сил относительно любой точки равна нулю, т. е.

$$\frac{\partial M}{\partial x} = Q.$$



Так как $\frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \frac{M}{EJ}$, то $-m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} =$

$$- EJ \frac{\partial^4 y}{\partial x^4},$$

где y — прогиб вала; M — изгибающий момент; E — модуль упругости; J — момент инерции поперечного сечения вала.

Исходное дифференциальное уравнение будет иметь вид

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + a^2 \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0, \quad (93)$$

Рис. 63. Схема для расчета карданного вала на критическую частоту вращения

где $a = \sqrt{m/(EJ)}$.

Решением данного уравнения является величина $y = XT = X \cos \omega t$. Подставляя ее в исходное дифференциальное уравнение (93), получим

$$d^4 X/dx^4 - b^4 X = 0,$$

где $b = \sqrt[4]{\omega^2 m_1 (EJ)}$.

Это линейное однородное уравнение четвертого порядка, которое имеет четыре корня: b ; $-b$; bi ; $-bi$. Общее решение данного уравнения

$$X = C_1 \cos bx + C_2 \sin bx + C_3 \operatorname{ch} bx + C_4 \operatorname{sh} bx,$$

где $C_1 - C_4$ — произвольные постоянные.

Опуская промежуточные выкладки при решении уравнения, получим

$$\begin{aligned} X_{x=0} &= C_1; & (dX/dx)_{x=0} &= bC_2; & (d^2X/dx^2)_{x=0} &= b^2C_3; \\ (d^3X/dx^3)_{x=0} &= b^3C_4. \end{aligned}$$

Рассмотрим случай, когда балка имеет на концах опоры. Для этого случая граничные условия следующие:

$$X_{x=0} = 0; \quad (d^2X/dx^2)_{x=0} = 0; \quad X_{x=l} = 0; \quad (d^2X/dx^2)_{x=l} = 0.$$

Из граничного условия на левой опоре ($x = 0$) вытекает, что C_1 и C_3 равны нулю. Тогда выражение для функции X принимает вид

$$X = C_2 S_2 + C_4 S_4.$$

Из граничных условий на правой опоре ($x = l$) получим

$$\begin{aligned} C_2 S_2(bl) + C_4 S_4(bl) &= 0; & C_2 S_2''(bl) + C_4 S_4''(bl) &= 0; \\ C_2 b^2 S_4(bl) + C_4 b^2 S_2(bl) &= 0. \end{aligned}$$

Решая систему этих однородных уравнений, получим $bl = n\pi$ (где $n = 1, 2, 3 \dots$). Так как значение b связано с круговой частотой уравнением $b = \sqrt[4]{\omega^2 m_1 (EJ)}$, то имеем

$$l \sqrt[4]{\omega^2 m_1 (EJ)} = n\pi; \quad \omega = (n^2 \pi^2 / l^2) \sqrt{EJ/m_1}. \quad (94)$$

Подставив значения отдельных величин в уравнения (94): $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа; $m = 0,25 \cdot 7,9 \cdot 10^{-3} \pi (D_n^2 - D_{вн}^2)$; $\omega = 1,28 \cdot 10^6 \sqrt{D_n^2 - D_{вн}^2} / l^2$ (где D_n и $D_{вн}$ — наружный и внутренний диаметры карданного вала), получим

$$n_{кр} = 1,2 \cdot 10^7 \left(\sqrt{D_n^2 + D_{вн}^2} / l^2 \right).$$

Действительное значение критической частоты вращения карданного вала меньше расчетного $n_{кр}$ вследствие податливости опор, недостаточных балансировки вала и точности шлицевого соединения.

На основании практических данных принимают

$$n_{кр} = 10^7 \sqrt{D_n^2 + D_{вн}^2} / l^2.$$

Например, для вала, у которого $D_n = 8,9$ см; $D_{вн} = 8,3$ см; $l = 200$ см,

$$n_{кр} = 10^7 \sqrt{(8,9^2 + 8,3^2)} \cdot (4 \cdot 10^4) \approx 3050 \text{ об./мин.}$$

Рекомендуется, чтобы максимально возможная частота вращения карданного вала была ниже критической на 20—30%. В первом приближении можно принять $D_{вн} = 0,95 D_n$; тогда $D_n = 1,25 n_{\max} l^2 \cdot (1,38 \cdot 10^7)$.

Расчет крутильных колебаний

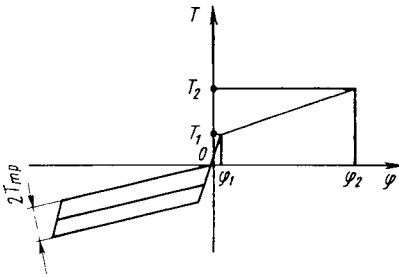


Рис. 64. Характеристика демпферных пружин сцепления

Ограничимся расчетом собственных частот крутильных колебаний. Можно принять, что маховик имеет бесконечно большую массу, а полуоси — бесконечно большую податливость. Вся остальная система приводится в зависимости от особенностей трансмиссии к двухзвенной или трехзвенной крутильной схеме. При таком раздельном рассмотрении колебаний промежуточных валов при проектировании можно выбрать параметры сцепления и принять меры по гашению резонансных колебаний. Для двухзвенных систем частота колебаний

$$\omega_{1,2} = \frac{1}{\sqrt{2A}}, \quad B \mp \sqrt{B^2 \mp 4A^2},$$

где $A = J_1 J_2 e_{0,1} e_{1,2}$; $B = J_1 e_{0,1} + J_2 (e_{0,1} + e_{1,2})$; J_1, J_2 — моменты инерции ведомых частей сцепления и деталей главной передачи (при условии отсутствия на выходном валу коробки передач трансмиссионного тормоза); $e_{0,1}, e_{1,2}$ — податливость соответствующих упругих участков — пружин демпфера, валов коробки передач, карданных передач.

Демпфер сцепления характеризуется основными параметрами (рис. 64): податливостью пружин демпфера; моментом T_2 и соответствующим ему углом φ_2 , при котором демпфер выключается; моментом T_1 и соответствующим ему углом φ_1 предварительной затяжки пружин;

моментом $T_{тр}$ трения в демпфере.

На практике обычно выбирают следующие значения параметров. Угол поворота ступицы ведомого диска относительно фрикционных накладок составляет $2-4^\circ$.

Момент, при котором выключается демпфер, обычно берут равным максимальному моменту двигателя $T_{мд}$. Момент трения в демпфере принимается равным $5-10\%$ от максимального момента двигателя. Момент, обусловленный предварительным сжатием пружин, $10-20\%$ от максимального момента двигателя.

Податливость пружин демпфера сцепления

$$e = 3/57,4 T_{мд} = 52,3 \cdot 10^{-3} T_{мд}.$$

Расчет размеров деталей карданной передачи

В табл. 37 приведены размеры деталей карданных передач некоторых автомобилей, а также максимальный динамический T_{max} момент.

Карданный вал. Сечение трубы карданного вала определяют исходя из напряжения на кручение:

$$\tau_T = 16 T_{max} D_n / \pi (D_n^4 - D_{вн}^4), \quad (95)$$

где τ_T — предел текучести материала вала.

Крестовина карданного шарнира. Шипы крестовины (рис. 65) обычно рассчитывают отдельно на изгиб и на срез по формулам

$$\sigma_{изг} = 32 Q_{max} l_{ш} / (\pi d_{ш}^3); \quad \tau_{ср} = 4 Q_{max} / (\pi d_{ш}^2); \quad Q_{max} = 0,5 T_p R.$$

37. Размеры деталей карданной передачи

Автомобиль	T _{max} , кН·м	Размеры вала, мм				Размеры крестовины, мм		Число и размеры шпал	Сталь для	
		L ₁	L ₂	D _ш	$\frac{D_{ш} - d_{ш}}{2}$	D _ш	d _ш		Число вала	крестовины
ГАЗ-53	2,9	1234	1295	71	2,1	90	22	3×18	26	15 20X *
ГАЗ-66	2,9	589	1056	71	2,1	90	22	3×18	26	15 20X *
ЗИЛ-130	4,6		1422	71	3,0	108	25	3×18,1	29	20 18ХГТ *
Урал-375	4,6	308	1123	71	2,5	108	25	3,014× ×18,1	29	20 18ХГТ *
МАЗ-500	5,5		1654	82	3,5	147	33,65	3,007× ×17	38	20 15ХГНТА *
КрАЗ-255Б	5,5	1081	863	82	3,5	147	33,65	3,06× ×24	38	20 15ХГН2ТА *
БелАЗ-540	11	284	805	100,5	6	147	45	3,013× ×24	50	35 30ХГТ

* Термообработка — цементация.

В выполненных конструкциях $\sigma_{изг} = 300 \div 400$ МПа; $\tau_{кр} = 100 \div 150$ МПа.

Вилка шарнира (рис. 65) под действием силы Q_{max} испытывает изгиб и кручение. В сечении А—А

$$\sigma_{изг} = \frac{6Q_{max}c}{bh^2}; \quad \tau_{кр} = \frac{Q_{max}a}{Khb^2},$$

где K — коэффициент, зависящий от отношения h/b и R_{cp} . Приближенно зависимость K от h/b имеет вид

$$K = 0,21 + 0,03 (h/b - 1).$$

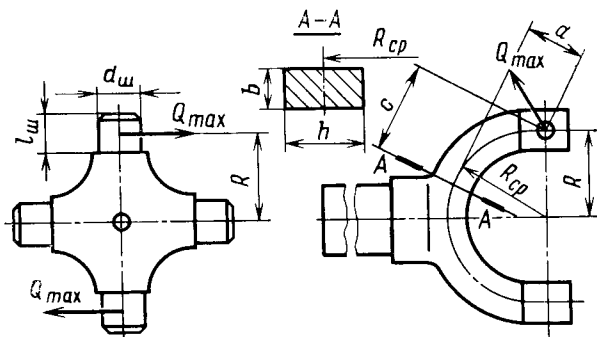


Рис. 65. Крестовина и вилка карданного шарнира

В выполненных конструкциях $\sigma_{изг} = 50 \div 80$ МПа; $\tau_{кр} = 80 \div 160$ МПа.

Расчет игольчатых подшипников. Вначале определяют динамическую грузоподъемность игольчатых подшипников. Для карданных подшипников применяют одну из формул: $C = 40 \int z^2 dl$ или $C = 650 d^{3,7} l$ (где z — число иглолок; d, l — диаметр и длина иглолки). Например, для подшипника автомобиля МАЗ-500 $l = 17$ мм; $d = 3$ мм; $z = 38$. При расчете по первой формуле $C = 24,5$ кН; по второй $C = 23,8$ кН. Затем определяют пробег автомобиля до выхода из строя выбранного подшипника:

$$L_L = \frac{10^6}{60nK_n} \left(\frac{C}{P_p} \right)^{10,3} K_\gamma \quad (96)$$

где n — частота вращения карданного вала; P_p — сила, действующая на подшипник при расчетном моменте; K_n — коэффициент пробега, который вводится для приведения расчетного момента к реально действующему; K_γ — поправочный коэффициент, который учитывает угол γ .

Ниже приведены средние статистические значения K_γ в зависимости от γ :

$\gamma, ^\circ$	2	4	6	10	12
K_γ	4	2	1	0,8	0,5

§ 18. РАЗДАТОЧНАЯ КОРОБКА

В большинстве случаев раздаточные коробки кроме основного назначения — разделения мощности по ведущим мостам — служат для увеличения общего передаточного числа трансмиссии. В общем случае раздаточная коробка включает следующие элементы и механизмы:

основные элементы — двухступенчатый редуктор, межосевой дифференциал, переходную передачу (одну или несколько);

элементы управления — зубчатые муфты или фрикционы переключения передач ступеней, зубчатую муфту или иной механизм включения переднего моста, муфту блокировки дифференциала, механизмы перемещения муфт;

дополнительные механизмы — механизм отбора мощности, стояночный тормоз, масляный насос, вентилятор.

В частных случаях могут отсутствовать дифференциал, переходные передачи, муфта включения переднего моста, дополнительные механизмы. При рассмотрении схем раздаточных коробок к редуктору будем относить механизм, обеспечивающий получение двух ступеней передаточного числа; к переходной передаче — зубчатую передачу, которая позволяет передавать мощность с одного вала на другой для ее разделения. Раздаточная коробка обеспечивает заданное направление вращения выходного вала; требуемое по условиям компоновки карданной передачи расположение выходного вала.

В некоторых случаях переходная передача одновременно используется и для дополнительного преобразования крутящего момента. В то же время в некоторых схемах один ряд зубчатых колес редуктора одновременно выполняет функции переходной передачи.

Классификация и характеристика схем

Классификация схем раздаточных коробок может быть проведена по признакам, характеризующим общую компоновку, т. е. по числу выходных валов, по типу редуктора и т. д. На рис. 66 и 67 представлены основные схемы раздаточных коробок:

двухвальных с двухрядным вальным редуктором без прямой передачи (рис. 66, *а—г*) и с прямой передачей (рис. 66, *д—ж*); трехвальных с двухрядным вальным редуктором без прямой передачи (рис. 67, *а—е*) и с прямой передачей (рис. 67, *ж—к*).

Большинство раздаточных коробок, установленных на автомобилях, относятся к перечисленным группам (табл. 38).

Дополнительно к основной классификации различают раздаточные коробки по характеру деления мощности, которое может производиться дифференциалом или без него. В первом случае привод от раздаточной коробки к ведущим мостам называют дифференциальным, во втором — блокированным. В двух- и трехвальных раздаточных коробках с двухрядным вальным редуктором без прямой передачи (см. рис. 66, *а—г*) устанавливают дифференциал, однако такие коробки могут быть выполнены и без дифференциала. Соответствующие раздаточные коробки с прямой передачей

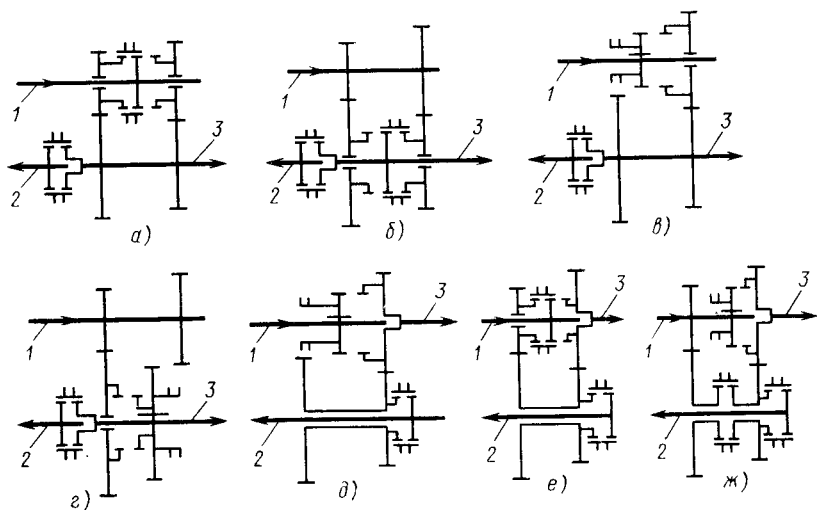


Рис. 66. Схемы двухвальных раздаточных коробок:

1 — входной вал; 2 и 3 — выходные валы

Автомобиль и его колесная формула	Осевые нагрузки, кН		γ_k	Передаточные числа трансмиссии					T_{max} , Д	П-ч
	на все оси	в том числе на заднюю ось или ось тележки		u_0	$u_{\text{кп.в}}$	$u_{\text{кп.н}}$	$u_{\text{рк.в}}$	$u_{\text{рк.н}}$		
ГАЗ-69, 4×4	21,75	12,35	0,358	5,125	1	3,12	1,15	2,78	125	
УАЗ-452, 4×4	26,7	14,10	0,368	5,125	1	4,124	1	1,94	170	
Шевроле 7107, 4×4	50,2	32,5	0,44	6,67	1	7,06	1	1,94	215	
ГАЗ-63А, 4×4	55,9	33,2	0,472	7,6	1	6,4	1	1,96	205	
ГАЗ-66, 4×4	57,7	30,6	0,502	6,83	1	6,48	1	1,98	290	
«Интернационал» М5-6, 6×6	79	57,6	0,44	7,15	0,8	6,06	1,06	2,36	262	
ЗИЛ-131, 6×6	101,85	71,3	0,536	7,34	1	7,44	1	2,08	410	
ЗИЛ-157КД, 6×6	104,5	74	0,502	6,67	1	7,44	1,16	2,27	345	
МАЗ-501, 4×4	128,25	83,5	0,536	9,81	0,78	6,17	1,18	2,16	470	
МАЗ-502, 4×4	122,75	74	0,502	9,81	0,78	6,17	1,18	2,16	510	
Урал-375Д, 6×6	132	93	0,592	8,9	0,78	6,17	1,3	2,15	475	
МАЗ-509, 4×4	144,5	95	0,536	8,28	0,66	5,26	1,18	1,64	680	
Татра-111, 6×6	188,4	151	0,505	3,19	1	5,29	1,82	4,51	740	
Татра-138, 6×6	209,8	168	0,505	3,39	1	8,69	1,63	2,2	720	
КрАЗ-219Б, 6×4	235,3	188,6	0,536	8,21	0,78	6,17	1,07	2,13	720	
КрАЗ-214, 6×6	195	137	0,595	8,21	0,78	6,17	1,32	2,28	780	

(см. рис. 66, *д—ж*) не имеют дифференциала, способного функционировать на обеих передачах редуктора.

Двухвальная схема с двухрядным редуктором без прямой передачи. Эта схема может быть выполнена в двух основных вариантах: с элементами переключения передач, расположенными на входном (ведущем) (рис. 66, *а, в*) или на выходном (ведомом) валах (рис. 66, *б, г*). В каждом из этих вариантов переключение передач можно осуществлять с помощью зубчатой муфты при постоянном зацеплении зубчатых колес (рис. 66, *а, б*) или скользящего зубчатого колеса (рис. 66, *в, г*).

При отсутствии каких-либо дополнительных элементов, например переходной передачи, для этой группы схем характерны наличие двух соосных выходных валов. Схемы характеризуются следующим:

простотой — минимально возможным числом зубчатых колес и подшипников;

отсутствием дополнительного нагружения зубчатых колес циркулирующей мощностью при заблокированном приводе;

возможностью установки межосевого дифференциала, которая обеспечивается наличием только одного узла деления мощности, расположенного всегда на одной и той же оси независимо от вклю-

КПД трансмиссии			Сила тяги по двигателю, кН			Удельная сила тяги			v _a , км/ч		D _{рк}
η _Г	η _{РК. в}	η _{КП. в}	η _Г	η _{РК. в}	η _{КП. в}	η _Г	η _{РК. в}	η _{КП. в}	n _Д = 600 об/мин	максимальная	
0,89	0,89	0,91	13,8	5,7	1,9	0,635	0,262	0,087	1,8	90	2,42
0,89	0,91	0,93	16,9	8,85	2,2	0,634	0,332	0,082	2	95	1,94
0,88	0,88	0,91	39,4	20,2	2,85	0,785	0,400	0,057	1,1	76	1,94
0,89	0,91	0,93	37,0	19,3	3,05	0,662	0,345	0,055	1,1	65	1,96
0,89	0,91	0,93	45,1	23,3	3,95	0,785	0,405	0,069	1,3	95	1,98
0,87	0,87	0,89	53,0	23,8	3,2	0,670	0,300	0,041	1	73	2,22
0,87	0,89	0,91	78,5	37	5,1	0,770	0,364	0,050	1	80	2,08
0,89	0,89	0,91	68,8	35,2	4,85	0,658	0,336	0,046	1	65	1,96
0,86	0,86	0,86	98,2	54	6,8	0,765	0,420	0,053	0,9	45	1,83
0,86	0,86	0,86	96	52,6	6,65	0,780	0,430	0,054	1	50	1,83
0,87	0,87	0,87	82,4	49,8	6,3	0,625	0,378	0,048	1,1	75	1,65
0,86	0,86	0,86	77,6	55,8	7,1	0,538	0,386	0,049	1,7	60	1,39
0,89	0,89	0,91	99,5	40,3	7,7	0,530	0,214	0,041	1,5	61,5	2,48
0,89	0,89	0,91	82,6	61	7,15	0,394	0,290	0,034	1,8	71	1,35
0,87	0,87	0,87	126	63,3	8,0	0,535	0,270	0,034	1,1	55	1,99
0,87	0,87	0,87	132	76,3	9,6	0,676	0,392	0,049	1,2	55	1,73

ченной передачи редуктора; в случае установки дифференциала в вариантах *a* и *в* конструкция будет более компактной по сравнению с вариантами *б* и *г*, так как не требуется увеличивать межцентровое расстояние между валами;

невозможностью осуществления прямой передачи с входного вала на один из выходных валов;

невозможностью увеличения числа выходных валов без введения переходной передачи;

ограниченной степенью унификации центрального редуктора заднего ведущего моста (тележки мостов) полноприводного автомобиля и базовой модели семейства, что связано с левым направлением вращения выходного вала раздаточной коробки;

возможностью простого отбора мощности с помощью вала отбора без введения дополнительной зубчатой передачи; при этом варианты *a* и *в* имеют преимущество по сравнению с вариантами *б* и *г*, которое заключается в отсутствии потерь на взбалтывание масла при отборе мощности. Варианты *б* и *г* по сравнению с *a* и *в* обеспечивают лучшие условия для поступления масла к подшипникам входного вала и вала отбора мощности.

В случае использования межосевого дифференциала раздаточные коробки рассматриваемой группы выполняют, как правило,

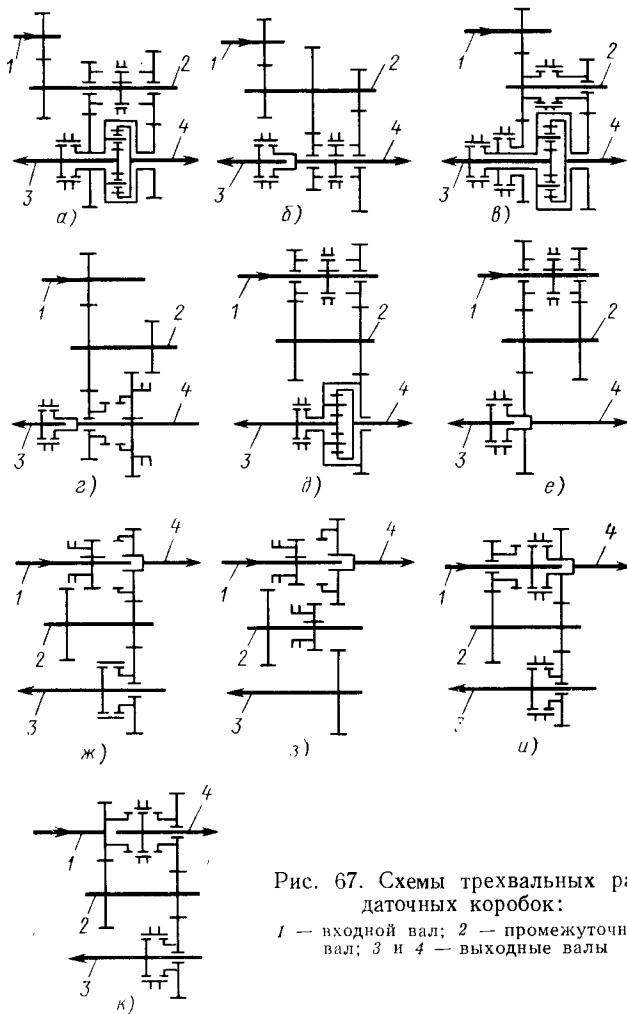


Рис. 67. Схемы трехвалных раздаточных коробок:

1 — входной вал; 2 — промежуточный вал; 3 и 4 — выходные валы

по схеме *a* без механизма отключения переднего моста, который включен постоянно; вместо механизма отключения переднего моста устанавливается механизм блокировки дифференциала. Так выполнены, например, раздаточные коробки фирмы Цанрад-фабрик (модели ВГ 275, 380, 800) и одного из автомобилей Магнус-Дейтц.

По варианту *б* без дифференциала изготовлялась раздаточная коробка одного из автомобилей фирмы Хеншель. Вариант *в* приведен как возможный, примеры его использования отсутствуют. Не применяется также в чистом виде вариант *г*, однако этот вариант в сочетании с дополнительной переходной передачей на входе использован в раздаточной коробке автомобиля ГАЗ-69 (рис. 67, *г*).

Трехвальная схема с двухрядным вальным редуктором без прямой передачи. Данную схему получают из двухвальной путем введения дополнительной переходной передачи, которая может быть расположена на входе раздаточной коробки или на ее выходе. На рис. 67, *а—г* приведены применяемые трехвальные схемы с переходной передачей на входе, на рис. 67, *д, е* — схемы с переходной передачей на выходе.

Для схем, представленных на рис. 67, как и для схем предыдущей группы, характерно наличие двух соосных выходных валов, вследствие чего можно устанавливать межосевой дифференциал и нельзя получить прямой передачи. Рассматриваемые схемы имеют те же особенности, что и двухвальные схемы (пп. 2—5). Дополнительно для них можно указать следующие особенности:

сложность по сравнению с двухвальной схемой вследствие большего числа зубчатых колес, валов и опор;

возможность значительной унификации редуктора заднего ведущего моста (тележки мостов) полноприводного автомобиля и базовой модели семейства, что связано с правым направлением вращения выходного вала раздаточной коробки;

возможность простого отбора мощности; при этом наименьшие потери при отборе мощности, но худшие условия смазывания верхнего вала характеризуют варианты *а, д* и *е*.

Установка межосевого дифференциала наиболее целесообразна в вариантах *а, в, д* и *е*, причем в вариантах *а, в* имеется переходная передача на входе, в вариантах *д, е* — на выходе. Использование переходной передачи на входе позволяет снизить расположение вала, на котором свободно установлены два зубчатых колеса, при этом улучшаются условия смазывания подшипников этих колес, что имеет значение при применении быстроходных двигателей. Варианты *а* и *в* с переходной передачей на входе различаются, однако, числом зубчатых колес; вариант *а* имеет обособленную переходную передачу, а вариант *в* — совмещенную с одним из зубчатых колес редуктора. Поэтому в варианте *в* по сравнению с вариантом *а* на одно зубчатое колесо меньше. Однако, чтобы можно было установить межосевой дифференциал, в варианте *в* необходимо иметь вместо одной двусторонней муфты переключения две односторонние, при этом управление несколько усложняется.

Ниже приведены примеры применения широко распространенной трехвальной схемы коробки без прямой передачи.

Вариант схемы по рис. 67	<i>а</i>	<i>б</i>	<i>г</i>	<i>д</i>	<i>е</i>
Автомобиль	ВГ-800-4В1 *	Татра-111Р	ГАЗ-69; УАЗ-450	МАЗ-501; Урал-375; ВГ-250 *; Мерседес- Бенц	Татра-138; ВГ-500

* Фирма Цанрадфабрик.

Двухвальная схема с двухрядным редуктором и прямой передачей. Эта схема может быть выполнена как с двумя, так и с тремя выходными валами без введения переходной передачи. В обоих случаях возможны три основных варианта: со скользящим зубчатый колесом (см. рис. 66, *д*); с постоянным зацеплением зубчатых колес и одной двусторонней муфтой переключения ступеней (см. рис. 66, *е*); с постоянным зацеплением зубчатых колес и двумя односторонними муфтами переключения (см. рис. 66, *ж*), причем муфта включения переднего моста в число муфт управления ступенями не входит.

Для рассматриваемых схем характерно наличие выходного вала, соосного с входным, пустотелого блока зубчатых колес, выполняющего роль промежуточного вала редуктора, внутри которого может проходить один из соосных с ним выходных валов. Особенностью данных схем является следующее:

простота — минимально возможное число зубчатых колес; подшипников несколько больше, чем в двухосной схеме без прямой передачи;

дополнительное нагружение зубчатых колес циркулирующей мощностью при заблокированном приводе (нагружаются колеса, соединяющие выходные валы);

невозможность применения дифференциального привода на обеих передачах, обусловленная изменением положения главного узла делителя мощности при переходе с низшей передачи на высшую при двух выходных валах (он расположен не на нижнем правом зубчатом колесе, а на верхнем);

возможность прямой передачи всей мощности на выходной вал, соосный с входным;

возможность увеличения числа выходных валов до трех без введения дополнительной переходной передачи;

допустимость унификации редукторов ведущих мостов при использовании варианта с двумя выходными валами;

невозможность непосредственного отбора мощности с помощью вала отбора; в отношении отбора мощности преимущество имеют схемы по вариантам *д* и *ж*, в которых на входном валу установлено постоянно связанное с ним зубчатое колесо.

Рассматриваемая схема не относится к числу распространенных, что объясняется прежде всего компоновочными соображениями. Так, если требуется увеличить межосевое расстояние для размещения привода к переднему мосту, необходимо увеличивать радиальные размеры коробки в поперечном сечении. Варианты *д* и *е* этой схемы приведены как возможные, примеры их использования отсутствуют. По варианту *ж* выполнена раздаточная коробка автомобиля ЗИЛ-131.

Трехвальная схема с двухрядным редуктором и прямой передачей. Эта схема, как и предыдущая, принципиально может быть выполнена как с двумя, так и с тремя выходными валами.

Варианты *ж* и *з* (см. рис. 67) рассматриваемой группы схем выполнены со скользящими зубчатыми колесами для переключения передач; в варианте *ж* одно скользящее зубчатое колесо, в варианте *з* — два. Применяя второе скользящее зубчатое колесо (вариант *з*), можно не устанавливать муфту включения переднего моста и исключить возможность включения низшей передачи редуктора при передаче всей мощности на задний мост. В вариантах *и* и *к* все пары зубчатых колес находятся в постоянном зацеплении. В вариантах *ж*, *з* и *и* возможны два режима нагружения (две передачи) для всех выходных валов. В варианте *к* по отношению к валу привода переднего моста имеется только один режим нагружения (низшая передача). При включении прямой передачи (высшей) следует выключать передний мост. В остальных же вариантах передний мост при необходимости может быть включен на обеих передачах.

Рассмотренную трехвальную схему с прямой передачей получают из двухвальной (см. рис. 66) путем замены пустотелого блока зубчатых колес, выполняющего роль промежуточного вала, сплошным промежуточным валом, не соосным ни с одним из выходных валов, и установкой на выходе к переднему мосту переходной передачи, совмещенной с одним рядом зубчатых колес редуктора. Поэтому многие свойства, присущие указанной двухвальной схеме с прямой передачей, в одинаковой мере присущи и рассматриваемой трехвальной схеме, которая лишь несколько сложнее.

По трехвальной схеме с прямой передачей выполнены раздаточные коробки автомобилей ГАЗ-63, Мармон-Херрингтон (вариант *ж*); ГАЗ-66, УАЗ-452 (вариант *з*); Остин-Джипс (вариант *к*).

В практике автостроения применяются схемы, которые отличаются от рассмотренных выше введением дополнительных переходных передач, обособлением редуктора или типом редуктора и т. д. Некоторые из таких схем рассматриваются ниже.

Схемы с обособленным редуктором. В рассмотренных выше схемах некоторые зубчатые колеса редуктора выполняли функции переходной передачи: передачу вращения на выходные валы, распределение мощности между ними. Однако имеются схемы, в которых редуктор обособлен и его зубчатые колеса, не выполняя упомянутых функций переходной передачи, обеспечивают только получение двух ступеней передаточного числа. К таким схемам относятся схемы раздаточных коробок автомобилей ЗИЛ-157 (рис. 68, *а*), КраЗ-219 (рис. 68, *б*), КраЗ-214 (рис. 68, *в*). В указанных схемах применен двухрядный вальный редуктор со скользящим зубчатым колесом (автомобиль ЗИЛ-157КД) или постоянным зацеплением зубчатых колес (КраЗ-219) в общем (ЗИЛ-157КД) или в раздельном (КраЗ) картере. Выходной вал редуктора в раздаточной коробке автомобиля ЗИЛ-157КД жестко соединен с ведущим зубчатым колесом переходных передач, обеспечивающих блокированный привод ведущих мостов. Выходной вал редуктора

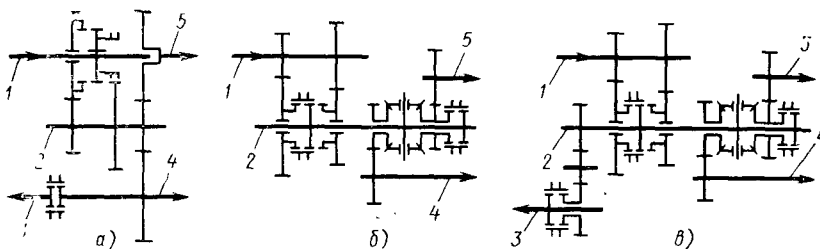


Рис. 68. Схемы раздаточных коробок с обособленным редуктором:
1 — входной вал; 2 — промежуточный вал; 3—5 — выходные валы

в коробке автомобиля КраЗ-219 (рис. 68, б) жестко соединен с водилом межосевого дифференциала, который вместе с двумя переходными передачами обеспечивает дифференциальный привод мостов тележки. Схема рис. 68, в отличается от схемы рис. 68, б наличием дополнительной переходной передачи, обеспечивающей блокированный привод переднего моста.

Применение обособленного редуктора влечет за собой некоторое усложнение конструкции и снижение ее жесткости. Последний недостаток устраняется размещением редуктора в раздельном картере, что кроме повышения жесткости несколько упрощает сборочные работы и способствует унификации элементов раздаточной коробки.

Схемы с разделением мощности, передаваемой через редуктор. Уменьшение нагрузки на редуктор раздаточной коробки может быть достигнуто путем разделения мощности, передаваемой через элементы редуктора. В одноступенчатой раздаточной коробке фирмы Магирус-Дейтц (рис. 69, а) с внутренним разделением потока мощности сначала на входном валу она делится между двумя одинаковыми передачами, а затем объединяется на корпусе дифференциала.

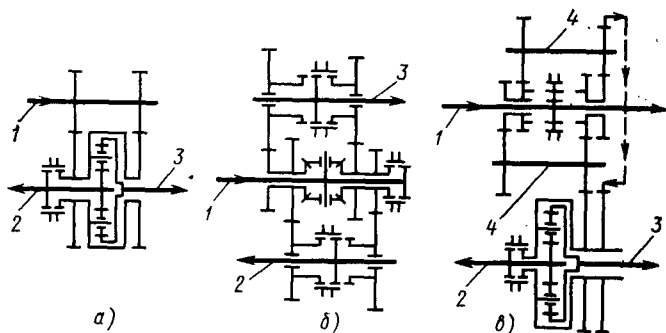


Рис. 69. Схемы раздаточных коробок с разделением потока мощности внутри коробки:

1 — входной вал; 2 и 3 — выходные валы; 4 — промежуточные валы

На рис. 69, б показана схема двухступенчатой раздаточной коробки Т-70 (США) с двумя идентичными редукторами, расположенными за межосевым дифференциалом. В этой схеме в результате ее усложнения уменьшается нагрузка элементов редукторов и обеспечивается определенность в распределении мощности.

На рис. 69, в показана одна из возможных схем двухступенчатой раздаточной коробки с внутренним разделением потока мощности в редукторе. Редуктор имеет два идентичных промежуточных вала. На каждой передаче с шестерни входного вала мощность двумя параллельными потоками через зубчатые колеса промежуточных валов подводится к корпусу дифференциала. При применении на входном валу и корпусе дифференциала косозубых зубчатых колес для уравнивания осевых сил они могут иметь два венца с различным направлением угла наклона зубьев. При такой схеме может значительно разгружаться часть элементов раздаточной коробки, однако это связано с усложнением конструкции, повышенными требованиями к точности изготовления зубчатых колес и необходимостью принятия специальных мер для создания одинаково распределенной нагрузки между промежуточными валами редуктора.

Схемы с планетарным редуктором. Планетарные передачи широко используются в коробках передач и ведущих мостах, однако в раздаточных коробках они почти не применяются, что объясняется следующим:

1) необходимостью иметь в раздаточной коробке минимум три вала (входной и два выходных), из которых только два могут быть соосными; введение обычной передачи несколько снижает преимущества планетарной передачи;

2) существенно ограниченным диапазоном передаточных чисел простейшего планетарного ряда.

Вместе с тем схемы с однорядным планетарным редуктором имеют следующие преимущества: компактность конструкции, возможность в некоторых случаях унификации элементов планетарного редуктора и несимметричного межосевого дифференциала, некоторая разгрузка части элементов раздаточной коробки, возможность применения более компактного, чем при вальном редукторе, механизма, позволяющего производить переключение передач в раздаточной коробке при движении.

На рис. 70, а показана схема двухступенчатой полупланетарной раздаточной коробки Магирус Д15/Д22. В данной схеме планетарный механизм используется в качестве редуктора высшей передачи раздаточной коробки (при этом вся мощность передается на задний мост) и в качестве межосевого дифференциала на низшей передаче. Механизм управления позволяет на низшей передаче обеспечить как дифференциальный, так и заблокированный привод. Отношение к чисел зубьев коронного и солнечного зубчатых колес планетарного ряда равно примерно 1,8. При этом передаточное число раздаточной коробки на низшей передаче $i_{р.н} \approx 1,63$,

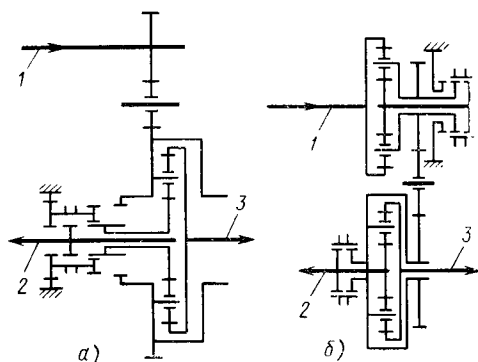


Рис. 70. Схемы полупланетарных раздаточных коробок:

1 — входной вал; 2 и 3 — выходные валы

циалом. Для полной унификации планетарного редуктора и межосевого дифференциала необходимо соответствие между заданными соотношениями моментов на выходных валах и диапазоном передаточных чисел передач раздаточной коробки. Так, если осуществляется ряд с отношением чисел зубьев коронного и солнечного зубчатых колес $\kappa = 1,8$, то при его применении в качестве дифференциала соотношение выходных моментов $M_2/M_1 = \kappa = 1,8/1$, а в качестве редуктора с останавливаемой солнечной шестерней диапазон $D = 1 + 1/\kappa = 1,555$.

Выбор схемы

К числу основных факторов, определяющих выбор схемы раздаточной коробки, нужно отнести следующие: необходимое число выходных валов; заданный тип привода (блокированный или дифференциальный); условия размещения карданных валов; экономическую целесообразность, унификацию, технологичность конструкции, удобство обслуживания и ремонта, патентную чистоту и др.; заданные условия отбора мощности; ограничения передаточных чисел.

Схемы с тремя выходными валами применяют для некоторых автомобилей с колесной формулой 6×6 и для полноприводных автомобилей с раздельным приводом с правой и левой стороны. В настоящее время для автомобилей 6×6 все чаще стали применять привод заднего моста тележки от промежуточного моста; при такой схеме привода раздаточная коробка должна иметь только два выходных вала. Таким образом, схема с двумя выходными валами оказывается принципиально пригодной для ряда полноприводных автомобилей, например 4×4 , 6×6 , 8×8 .

Выбор типа привода определяется назначением полноприводного автомобиля. Схему с прямой передачей и блокированным

и при неблокированном дифференциале 36 % мощности передается на передний мост, а 64 % — на задний. На высшей передаче планетарный ряд работает как ускоряющий редуктор; общее передаточное число $i_{\text{рк.в}} \approx 1,05$.

На рис. 70, б показана одна из возможных схем полупланетарной раздаточной коробки, в которой в качестве редуктора применен планетарный ряд, унифицированный с межосевым дифференциалом.

приводом целесообразно использовать для автомобилей малой и средней грузоподъемности в тех случаях, когда привод к переднему мосту применен только для повышения проходимости на участках с пониженным сцеплением ведущих колес и включается кратковременно. Схема с заблокированным приводом без прямой передачи является целесообразной для автомобилей, у которых привод к переднему мосту тоже включается кратковременно для повышения проходимости, а по условиям компоновки выходной вал привода заднего моста не может быть соосным с входным или передаточное число высшей передачи не должно равняться единице. Схему с дифференциальным приводом следует применять для автомобилей, у которых привод к переднему мосту предназначен не только для повышения проходимости, но и для постоянного использования сцепного веса, приходящегося на переднюю ось, для разгрузки заднего моста и увеличения удельной силы тяги на ведущих колесах.

Принципиально функции раздаточной коробки могут быть выполнены при наиболее простой двухосной схеме. Однако в ряде случаев трехосная схема, несмотря на некоторые осложнения, оказывается более рациональной. Так, если по условиям размещения карданных валов расстояние между осями валов раздаточной коробки должно быть относительно велико, то трехосная схема при прочих равных условиях может дать более компактную конструкцию в поперечном сечении. Трехосная схема целесообразна, если требуется обеспечить одинаковое направление вращения входного и выходного валов. От условий размещения карданных валов выбор схемы раздаточной коробки зависит еще и потому, что дополнительно приходится вводить переходную передачу. Такую дополнительную переходную передачу имеют, например, раздаточные коробки автомобилей КрАЗ-214 и МАЗ-509 в приводе к переднему ведущему мосту. Первая из этих коробок имеет в основе схему раздаточной коробки автомобиля КрАЗ-219, а вторая — автомобиля МАЗ-501.

Очень важным фактором, который необходимо учитывать при выборе как схемы раздаточной коробки, так и конструкции отдельных элементов, является экономическая целесообразность. Всякая новая конструкция, естественно, должна иметь более совершенные показатели по сравнению с предшествующей. Однако при этом должна быть тщательно проанализирована возможность унификации как по конструкции раздаточной коробки (внутренней унификации), так и по возможности применения одинаковых коробок передач и главных передач (внешней унификации).

Параллельно с выбором схемы должен рассматриваться вопрос выбора передаточных чисел раздаточной коробки, которые должна обеспечить схема. Для схем с вальным редуктором обычно не накладывается каких-либо ограничений на передаточные числа.

Кроме перечисленных основных факторов при выборе схемы раздаточной коробки учитывают и другие, например такие, как условия смазывания, удобство управления, уменьшение шума при работе. В схемах, в которых передачи переключаются с помощью скользящих зубчатых колес, требуется применять прямозубые передачи; последние создают больше шума, чем косозубые передачи. Переход на косозубые передачи возможен при постоянном зацеплении зубчатых колес, при этом переключение передач производится с помощью зубчатых муфт. В схемах с постоянным зацеплением зубчатых колес, во-первых, создается малый шум, во-вторых, можно применить синхронизаторы для переключения передач. Особенностью таких схем является установка двух зубчатых колес на валу с применением подшипников скольжения или игольчатых. Если зубчатые колеса входного вала, который, как правило, является верхним валом коробки, установлены свободно, то необходимо конструктивными мероприятиями обеспечить доступ масла к подшипникам. Например, применяют приливы (ловушки) для масла, из которых оно самотеком может направляться к местам смазывания, или устанавливают насос. По условиям смазывания в некоторых схемах с постоянным зацеплением зубчатые колеса свободно устанавливаются не на входном, а на промежуточном или нижнем валу. Значительные трудности возникают при разработке мероприятий по обеспечению смазывания подшипников вала отбора мощности. Возможными решениями являются установка насоса или использование отдельной масляной ванны.

Выбор размеров основных деталей

Выбор размеров основных деталей раздаточной коробки, которыми являются картер, зубчатые колеса, валы и подшипники, выполняют в два этапа. Первый этап — предварительный выбор параметров и размеров, второй — уточнение предварительно выбранных величин на основе проверочных расчетов деталей. Проверочные расчеты лучше выполнять на основе эскизного проекта, поэтому после завершения первого этапа целесообразно выполнить эскизный проект. В большинстве случаев предварительный выбор размеров деталей раздаточной коробки производится по статистическим данным.

Картер. Четыре характерные группы раздаточных коробок можно выделить по конструкции картера:

- с общим картером без разъема (рис. 71, а, б);
- с общим картером с разъемом, плоскость которого перпендикулярна осям валов (рис. 71, в, г);
- с общим картером с разъемом, плоскость которого совпадает с плоскостью валов (рис. 71, д);
- с обособленными картерами для редукторов и дифференциала, собираемых в один блок (рис. 71, е).

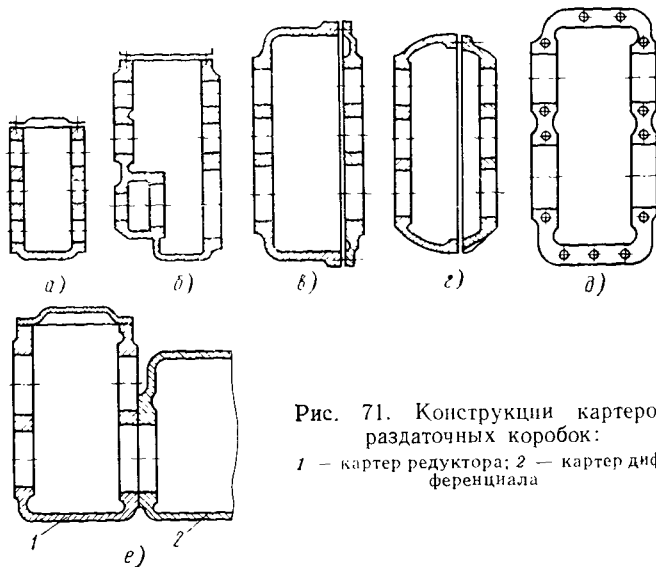


Рис. 71. Конструкции картеров раздаточных коробок:
 1 — картер редуктора; 2 — картер дифференциала

Общий картер без разъема имеет меньшее число обрабатываемых поверхностей, винтовых соединений и при относительно коротких валах позволяет получить достаточно жесткую конструкцию. Недостаток такой конструкции связан с усложнением сборки. Общий картер с разъемом, плоскость которого перпендикулярна осям валов, уступает неразъемному в отношении числа обрабатываемых поверхностей и винтовых соединений, его сложнее герметизировать, однако проще собирать. При таком картере несколько снижается жесткость конструкции в осевом направлении, что имеет особое значение при наличии осевых сил. Располагая плоскость разъема ближе к средней части картера, можно увеличить жесткость конструкции в осевом направлении (рис. 71, в и г). Это связано с более жестким переходом от продольных поверхностей картера к торцовым.

Общий картер с продольным разъемом, плоскость которого совпадает с плоскостью осей валов, идентичен карттеру, имеющему перпендикулярный разъем. Картер с продольным разъемом в еще большей степени упрощает сборку и принципиально позволяет получить более жесткую конструкцию. Однако выполнить такую конструкцию можно только при расположении всех осей в одной плоскости. Конструкция с обособленными картерами для редуктора и дифференциала имеет наибольшее число обрабатываемых и винтовых соединений, однако при этом упрощается сборка, повышается жесткость и возможна унификация элементов.

Межосевые расстояния выбирают в основном по условиям прочности и выносливости зубчатых колес и подшипников. При предварительном выборе размеров исходят из максимального крутя-

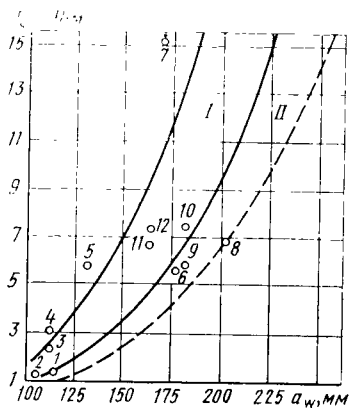


Рис. 72. Зависимость межосевых расстояний от крутящих моментов по сцеплению ведущих колес автомобилей:

1 — УАЗ-450; 2 — УАЗ-452; 3 — ГАЗ-63; 4 — ГАЗ-66; 5 — ЗИЛ-157КД; 6 — ЗИЛ-131; 7 — Татра-138; 8 — Урал-375; 9 — МАЗ-502; 10 — МАЗ-509; 11 — КрАЗ-219; 12 — КрАЗ-214; I — зона, определяемая условиями прочности зубчатой передачи; II — зона, определяемая условиями размещения карданных валов

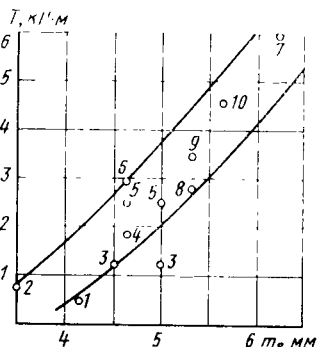


Рис. 73. Зависимость модулей зубчатых колес от максимального входного крутящего момента:

1 — УАЗ-450; 2 — УАЗ-452; 3 — ГАЗ-63; 4 — ГАЗ-66; 5 — ЗИЛ-157КД; 6 — ЗИЛ-131; 7 — Татра-138; 8 — Урал-375; 9 — МАЗ-509 и 10 — КрАЗ-214

щего момента, который может длительно действовать на входном или выходном валу соответствующей зубчатой передачи. В табл. 39 и на рис. 72 приведены данные, которые можно использовать при выборе межосевых расстояний раздаточной коробки. Межосевые расстояния a_w на рис. 72 представлены в зависимости от максимального крутящего момента T_ϕ по сцеплению ведущих колес с дорогой на режиме первой передачи в коробке передач и нижней ступени в раздаточной коробке. Основным межосевым расстоянием в раздаточной коробке с прямой передачей, а также в раздаточных коробках автомобилей КрАЗ-214 и ЗИЛ-157КД является расстояние между входным и промежуточным валами, а в трехвальных раздаточных коробках без прямой передачи — расстояние между промежуточным и выходным валами.

Зависимость между межцентровым расстоянием и крутящим моментом на рис. 72 дана в виде поля значений межцентровых расстояний для различных крутящих моментов. Большие межцентровые расстояния из приведенного поля значений следует выбирать, когда предусматривается относительно длительное использование нижней ступени раздаточной коробки (12 % общего пробега при заблокированном приводе и 18 % при дифференциальном приводе).

Зубчатые колеса. На первом этапе выбора параметров и размеров зубчатых колес следует определять исходный контур, мо-

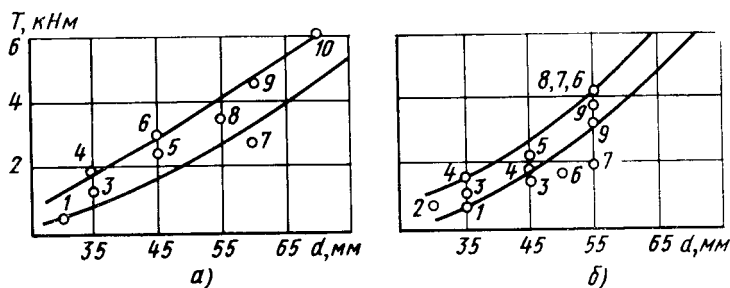


Рис. 74. Зависимость большего на опорах диаметра вала раздаточных коробок от максимального крутящего момента:

- на входе; б — на выходе; 1 — ГАЗ-69; 2 — УАЗ-452; 3 — ГАЗ-63; 4 — ГАЗ-66; 5 — ЗИЛ-157КД; 6 — ЗИЛ-131; 7 — Урал-375; 8 — МАЗ-509; 9 — КраЗ-214; 10 — Татра-138

дуль, число зубьев, угол наклона и направление линии зуба, а также рабочую ширину зубчатых венцов. Данные по предварительному выбору перечисленных параметров приведены в табл. 39 и на рис. 73.

Для зубчатых колес раздаточной коробки рекомендуется применять стандартный исходный контур по ГОСТ 13755—68: $\alpha = 20^\circ$, $h = 1$, $c = 0,25$. Торцовые модули зубчатых колес раздаточных коробок находятся в пределах $m_s = 3,5 \div 6,2$ мм. При этом значение торцового модуля для зубчатых колес в раздаточных коробках в среднем на 15—25 % выше, чем для зубчатых колес коробок передач тех же автомобилей.

Суммарное число зубьев в паре $z_c = 45 \div 77$; в большинстве случаев $z_c = 52 \div 62$. Углы наклона зубьев в косозубых колесах находятся в пределах $\beta_d = 14 \div 29^\circ$. Чаще всего выбирают $\beta_d = 19 \div 27^\circ$. Примерно такие же углы применяют в коробках передач грузовых автомобилей.

Коэффициент рабочей ширины зубчатых венцов, равный отношению их ширины к межосевому расстоянию, $\psi_a = b/a_w$, находится в пределах 0,18—0,38. Для автомобилей малой грузоподъемности $\psi_a = 0,18 \div 0,22$, а для остальных $\psi_a = 0,22 \div 0,38$ (чаще всего 0,25—0,35). Направление линии зуба выбирают из условий наиболее рационального нагружения подшипниковых узлов.

Валы. Диаметр вала выбирают в зависимости от передаваемого крутящего момента, изгибающего момента и показателей жесткости (суммарный прогиб и угол закручивания), кроме того, от условий унификации подшипников и приводных фланцев. В табл. 40 приведены некоторые размеры валов ряда раздаточных коробок. На рис. 74 представлены зависимости диаметра вала d от крутящего момента T . Пропорции валов раздаточных коробок в табл. 40 выражены отношением максимального диаметра вала к расстоянию между опорами (d_{\max}/l) и к межосевому расстоянию

39. Основные параметры и размеры зубчатых колес раздаточных коробок

Автомобиль	Пара зубчатых колес	$\frac{z_{ш}}{z_{к}}$	m_n	β_d	a_w , мм	$\frac{b_{ш}}{b_{к}}$, мм	b/a_w	b/m_s
ГАЗ-69	Привода промежуточного вала	$\frac{20}{32}$	3,63	29° 11' 17"	108,1	$\frac{23}{23}$	0,21	5,5
	Передачи ступени редуктора: вышей нижней	$\frac{23}{32}$	3,63	29° 11' 17"	114,3	$\frac{23}{23}$	0,2	5,5
		$\frac{23}{40}$	3,63	0	114,3	$\frac{22}{22}$	0,19	6
УАЗ-452	Нижней передачи редуктора	$\frac{24}{37}$	3,5	0	106,75	$\frac{18}{18}$	0,17	5,2
	Привода выходного вала	$\frac{27}{34}$	3,5	0	106,75	$\frac{18}{18}$	0,17	5,2
	Нижней передачи редуктора	$\frac{16}{29}$	5	0	112,5	$\frac{37}{28}$	0,25	5,5
ГАЗ-63	Привода выходного вала	$\frac{24}{26}$	4,25	19° 11' 23"	112,5	$\frac{42}{42}$	0,37	9,3
	Нижней передачи редуктора	$\frac{17}{31}$	4,65	0	112,5	$\frac{37}{28}$	0,25	6
		$\frac{23}{25}$	4,65	0	112,5	$\frac{28}{28}$	0,25	6
ЗИЛ-157КД	Передачи редуктора: нижней	$\frac{16}{35}$	5	0	127,5	$\frac{34}{26,5}$	0,21	5,3
	вышей	$\frac{26}{30}$	4,25	23° 33' 40"	127,5	$\frac{48}{48}$	0,37	10

ЗИЛ-131	Привода выходного вала	$\frac{27}{28}$	4,25	$23^{\circ} 33' 40''$	127,5	$\frac{40}{40}$	0,31	8,6
	Низшей ступени редуктора	$\frac{25}{52}$	4,25	$23^{\circ} 33' 40''$	178,51	$\frac{39}{39}$	0,22	8,4
	Привода выходного вала	$\frac{38}{38}$	4,25	$23^{\circ} 33' 40''$	178,51	$\frac{42}{42}$	0,235	9
МАЗ-501	Передачи редуктора: низшей	$\frac{23}{37}$	5	$24^{\circ} 37' 12''$	165	$\frac{53}{50}$	0,30	9,1
	высшей ¹	$\frac{29}{33}$	5	$20^{\circ} 03'$	165	$\frac{58}{54}$	0,33	10,1
	Привода корпуса дифференциала ¹	$\frac{29}{39}$	5	$20^{\circ} 03'$	180,98	$\frac{58}{54}$	0,28	10,1
МАЗ-509	Передачи редуктора: низшей	$\frac{28}{34}$	5	$20^{\circ} 03'$	165	$\frac{41}{38}$	0,23	7,1
	высшей ¹	$\frac{29}{33}$	5	$20^{\circ} 03'$	165	$\frac{48}{42}$	0,25	7,9
	Привода корпуса дифференциала ¹	$\frac{29}{39}$	5	$20^{\circ} 03'$	180,98	$\frac{48}{44}$	0,24	8,3
Урал-375	Привода переднего моста ¹	$\frac{24}{25}$	5	$20^{\circ} 03'$	130,27	$\frac{38}{42}$	0,32	7,1
	Передачи редуктора: низшей	$\frac{20}{33}$	5	$19^{\circ} 28' 47''$	143,2	$\frac{50}{48}$	0,335	9
	высшей	$\frac{27}{27}$	5	$19^{\circ} 28' 47''$	143,2	$\frac{52}{50}$	0,35	9,4
	Привода корпуса дифференциала ¹	$\frac{33}{43}$	5	$19^{\circ} 28' 47''$	202,5	$\frac{48}{50}$	0,25	9,4

Автомобиль	Пара зубчатых колес	$\frac{z_{ш}}{z_{к}}$	n_n	β_D	$a_{ш}, \text{ мм}$	$\frac{b_{ш}}{b_{к}} \cdot \frac{b}{m_s}$	$b/a_{ш}$	b/m_s
КрАЗ-219	Передачи редуктора: низшей ¹	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{62}{60}$	0,36	10,7
	высшей	$\frac{25}{34}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{66}{60}$	0,36	10,7
	Привода выходного вала	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{50}{45}$	0,27	8
	Передачи редуктора: низшей ¹	$\frac{23}{36}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{52}{58}$	0,35	10,3
КрАЗ-214	высшей	$\frac{28}{31}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{60}{58}$	0,35	10,3
	Привода мостов: тележки	$\frac{24}{35}$	5	27° 08' 24"	165,75	$\frac{50}{45}$	0,27	8
	переднего ¹	$\frac{21}{32}$	4	26° 10'	118,1	$\frac{42}{42}$	0,355	9,4
	Передачи редуктора: низшей	$\frac{20}{35}$	6	14°	170	$\frac{58}{59}$	0,34	9,4
Татра-138	высшей	$\frac{24}{31}$	6	14°	170	$\frac{65}{70}$	0,38	10,5
	Привода выходного вала	$\frac{31}{39}$	6	14°	170	$\frac{70}{70}$	0,38	11,3

¹ Направление винтовой линии зуба левое/правое. Для остальных зубчатых пар правое/левое.

40. Основные размеры и соотношения для валов раздаточных коробок

Вал раздаточной коробки авто-мобили	Диаметр вала, мм			Пролет, мм	Межосевое расстояние, мм	Максимальный крутящий момент, Н·м	$\frac{d_{\max}}{l}$	$\frac{d_{\max}}{a_{\omega}}$	Примечание
	на переднем опоре	на заднем опоре	наибольший						
ГАЗ-69: входной промежуточный выходной	30	30	40	127	108	380/420	0,31	0,37	
	30	30	36	116	114,3	—/650	0,31	0,32	
	35	35	58	120	114,3	—	0,46	0,50	
УАЗ-452: входной промежуточный выходной к переднему мосту выходной к заднему мосту	—	—	35	—	—	680/760	—	—	Консоль вала
	25	30	44	98	106,75	—/680	0,45	0,41	
	30	30	38	108	106,75	—/750	0,36	0,35	
ГАЗ-63: входной промежуточный выходной к переднему мосту выходной к заднему мосту	35	35	42	125	112,5	1270/1350	0,34	0,37	Вал-шестерня
	35	35	42	132	112,5	—/1050	0,32	0,37	
	35	35	44	130	112,5	—/1520	0,34	0,39	
ГАЗ-66: входной промежуточный выходной к переднему мосту выходной к заднему мосту	45	40	40	75	112,5	1820/1640	0,53	0,35	Вал-шестерня
	35	25	40	118	112,5	—/1470	0,34	0,35	
	35	35	45	146	112,5	—/1660	0,28	0,40	
ЗИЛ-157КД: входной промежуточный выходной нижний выходной верхний	35	35	42	148	112,5	2480/2640	0,53	0,37	Вал-шестерня
	45	40	40	75	112,5	—/2040	0,31	0,35	
	45	40	44	75	112,5	—/2040	0,25	0,44	
ЗИЛ-131: входной выходной к переднему мосту выходной к тележке	45	35	60	128	178,5	2960/2780	0,47	0,34	Вал-шестерня
	45	50	50	202	178,5	—/1570	0,25	0,28	
	55	50	50	74	178,5	—/4040	0,67	0,28	

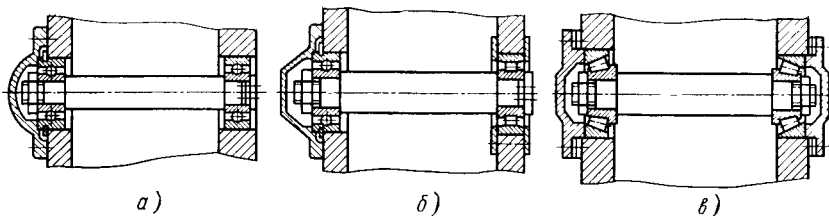


Рис. 75. Варианты установки подшипников на опорах вала

(d_{\max}/a_w). Показатели находятся в следующих пределах для различных валов:

Показатель	d_{\max}/l	d_{\max}/a_w
Входной вал раздаточной коробки:		
с прямой передачей	0,31—0,47	—
без прямой передачи	0,24—0,29	0,34—0,47
Вал шестерни, соосный с входным	0,50—0,67	0,28—0,35
Промежуточный вал	0,24—0,31	0,32—0,42
Выходной вал	0,24—0,35	0,28—0,42

Данные табл. 40 и рис. 74 можно использовать при предварительном выборе диаметров валов раздаточной коробки.

Подшипники. Наибольшее распространение получили шариковые радиальные подшипники, как наиболее простые при изготовлении. В случае применения прямозубых передач обе опоры каждого вала выполняют с шариковыми радиальными подшипниками, рис. 75, а; при косозубых передачах с относительно небольшими осевыми нагрузками обе опоры вала выполняют с шариковыми радиальными подшипниками или шариковым радиальным на одной опоре и роликовым радиальным на другой (рис. 75, б); в данном случае в опоре с меньшей радиальной нагрузкой устанавливают шариковый подшипник, который воспринимает осевое усилие, а роликовый — только радиальное.

При наличии осевой нагрузки и если по конструктивным соображениям необходима установка подшипника с относительно большим диаметром внутреннего кольца (например, опоры коробки дифференциала), целесообразно устанавливать шариковые подшипники.

Если осевая нагрузка значительна и установка шарикового подшипника, способного воспринимать эту нагрузку, нецелесообразна (ограничены диаметр шейки вала, межосевое расстояние, диаметр наружного кольца подшипника и т. п.), то на опорах всех или части валов устанавливают роликовые конические подшипники (рис. 75, в) и предусматривают возможность их регулировки. Применение более сложных и дорогих подшипников в раздаточных коробках может быть оправдано лишь при особо сложных условиях эксплуатации и ограничении их размеров. Комплект подшипников следует подбирать (с учетом усталостной долговечности и их унификации).

41. Основные размеры и типы подшипников раздаточных коробок

Автомобиль	Опора	Наружный диаметр подшипника d_H , мм	Тип подшипника	Межосевое расстояние a_{ω} , мм	$\frac{d_H}{a_{\omega}}$
ГАЗ-69	Входного вала: передняя	72	Шариковый радиальный однорядный средней серии	108	0,66
	задняя	72	То же	108	0,66
	Промежуточного вала: передняя	72	Роликовый конический однорядный средней серии	114,3	0,63
	задняя	72	То же	114,3	0,63
	Выходного вала переднего моста ¹ передняя	62	Шариковый двухрядный	114,3	0,54
	Выходного вала заднего моста: передняя	72	Роликовый конический однорядный легкой широкой серии	114,3	0,63
УАЗ-452	задняя	72	То же	114,3	0,63
	Входного вала ² передняя	72	Шариковый радиальный двухрядный	106,75	0,675
	Промежуточного вала: передняя	62	Роликовый радиальный однорядный	106,75	0,58
	задняя	72	Шариковый радиальный однорядный средней серии	106,75	0,675
	Выходного вала заднего моста: передняя	80	То же	106,75	0,75
	задняя	72	»	106,75	0,675
Выходного вала переднего моста: передняя	72	»	106,75	0,675	
задняя	72	»	106,75	0,675	

¹ Вал работает только на кручение.

² Подшипник является также задним для выходного вала коробки передач.

Автомобиль	Опора	Наружный диаметр подшипника $d_{\text{н}}$, мм	Тип подшипника	Межосевое расстояние a_{ω} , мм	$\frac{d_{\text{н}}}{a_{\omega}}$	
ГАЗ-63	Входного вала: передняя	80	Шариковый радиальный однорядный средней серии	112,5	0,71	
		52	Роликовый радиальный однорядный легкой серии	112,5	0,46	
	Выходного вала заднего моста:	передняя	100	Шариковый радиальный однорядный средней серии	112,5	0,89
			80	Шариковый радиальный однорядный легкой серии	112,5	0,71
		задняя	80	То же	112,5	0,71
			80	То же	112,5	0,71
	Промежуточного вала:	передняя	80	Роликовый конический однорядный средней серии	112,5	0,71
			80	То же	112,5	0,71
		задняя	80	»	112,5	0,71
			80	»	112,5	0,71
КрАЗ-214	Входного вала: передняя	150	Шариковый радиальный однорядный тяжелой серии	165,75	0,91	
		110	Роликовый радиальный однорядный средней серии	165,75	0,665	

Автомобиль	Опoд a	Нагруженный диаметр подшипника $d_{\text{ш}}$, мм	Тип подшипника	Масса осевого дисбаланса $a_{\text{д}}$, мм	$\frac{d_{\text{ш}}}{a_{\text{д}}}$
КрАЗ-214	Промежуточного вала:				
	передняя	110	Шариковый радиальный однорядный тяжелой серии	165,75	0,845
	средняя	180	Роликовый радиальный однорядный тяжелой серии	165,75	1,09
	задняя	110	Роликовый радиальный однорядный средней серии	165,75	0,665
	Выходного вала промежуточного моста:				
	передняя	110	То же	165,75	0,665
	задняя	140	Шариковый радиальный однорядный тяжелой серии	165,75	0,845
	Выходного вала заднего моста:				
	передняя	110	Роликовый радиальный однорядный средней серии	165,75	0,665
	задняя	140	Шариковый радиальный однорядный тяжелой серии	165,75	0,845
	Выходного вала переднего моста:				
	передняя	120	То же, не средней серии	144,8	0,83
	задняя	120	То же	144,8	0,83
	Промежуточной шестерни:				
передняя	80	Роликовый конический однорядный средней серии	144,8	0,68	
задняя	80	То же	144,8	0,68	

* Вал трехлопастный.

Автомобиль	Опора	Наружный диаметр подшипника d_H , мм	Тип подшипника	Межосевое расстояние a_{ω} , мм	$\frac{d_H}{a_{\omega}}$
Татра-138	Входного вала: передняя	190	Шариковый радиальный однорядный	170	1,11
	задняя	82	Роликовый радиальный двухрядный	170	0,48
	Промежуточного вала ¹ передняя	140	Роликовый конический однорядный	170	0,82
	задняя	140	То же	170	0,82
	Выходного вала переднего моста ² передняя	160	Роликовый радиальный однорядный	170	0,94
	Выходного вала заднего моста ² задняя	170	Шариковый радиальный однорядный	170	1
	Шестерни низшей передачи ² передняя	170	Роликовый радиальный однорядный	170	1
	задняя	170	То же	170	1
ГАЗ-66	Входного вала передняя	80	Шариковый радиальный однорядный средней серии	112,5	0,71
	задняя	52	Роликовый радиальный однорядный	112,5	0,46
	Выходного вала заднего моста: передняя	100	То же, но шариковый	112,5	0,89
	задняя	80	»	112,5	0,71
	Промежуточного вала: передняя	80	»	112,5	0,71
	задняя	80	»	112,5	0,71

¹ Расположена на промежуточной осн.² Вал пустотелый.

Автомобиль	Опора	Наружный диаметр подшипника d_H , мм	Тип подшипника	Межосевое расстояние a_w , мм	$\frac{d_H}{a_w}$
ГАЗ-66	Выходного вала переднего моста: передняя	80	Шариковый радиальный однорядный средней серии	112,5	0,71
	задняя	80	То же	112,5	0,71
ЗИЛ-157КД	Входного вала: передняя	100	Роликовый конический однорядный средней серии	127,5	0,785
	задняя	100	То же	127,5	0,785
	Промежуточного вала: передняя	90	Роликовый конический однорядный средний широкой серии	127,5	0,705
	задняя	90	То же	127,5	0,705
	Выходного вала переднего моста: передняя	90	Роликовый конический однорядный средней серии	127,5	0,705
	задняя	90	То же	127,5	0,705
	Выходного вала промежуточного моста: передняя	100	»	127,5	0,785
	задняя	90	»	127,5	0,705
	Выходного вала заднего моста: передняя	100	»	127,5	0,785
	задняя	90	»	127,5	0,705
	Входного вала: передняя	120	Шариковый радиальный однорядный тяжелой серии	178,5	0,67

В табл. 41 приведены основные размеры и типы подшипников, установленных в некоторых раздаточных коробках. Показателем, характеризующим относительные размеры подшипника, является отношение диаметра его наружного кольца к межосевому расстоянию d_{II}/a_w , которое находится в следующих пределах.

Шариковые подшипники:		
средней серии	0,6—0,8
легкой »	0,7—1
тяжелой »	0,8—1
Роликовые подшипники средней серии:		
радиальные	0,45—0,7
конические	0,6—0,8

В большинстве случаев применяют подшипники средней серии. Подшипники легкой серии составляют около 15 % общего количества, а тяжелой — не более 5 %.

§ 19. ГЛАВНАЯ ПЕРЕДАЧА И ДИФФЕРЕНЦИАЛ. ПОЛУОСИ

Главная передача — механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент двигателя и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Главные передачи можно классифицировать по следующим признакам:

- 1) по числу пар зубчатых колес — одинарные, двойные;
- 2) по числу передач — одноступенчатые, двухступенчатые, многоступенчатые;
- 3) по месту расположения зубчатых колес — с центральным редуктором, с центральным и бортовыми редукторами, с центральным и колесными редукторами.

Схема и конструкция главной передачи обусловлены прежде всего передаточным числом передачи

$$u_0 = 0,377r_k(n_v/v), \quad (97)$$

где n_v — максимальная частота вращения ведущего вала, об/мин; v — максимальная расчетная скорость автомобиля, км/ч.

С увеличением грузоподъемности машин передаточные числа главной передачи возрастают.

Условия применения главной передачи следующие:

при $u_0 < (6 \div 7)$ — одинарная главная передача (передача с одной парой конических или гипоидных колес);

при $(6 \div 7) < u_0 < (9 \div 11)$ — центральная двойная главная передача с двумя парами зубчатых колес или разнесенная главная передача с центральным редуктором в сочетании с колесными или бортовыми передачами;

при $u_0 > 11$ — разнесенная главная передача с парой конических колес в центральном редукторе и колесными или бортовыми передачами.

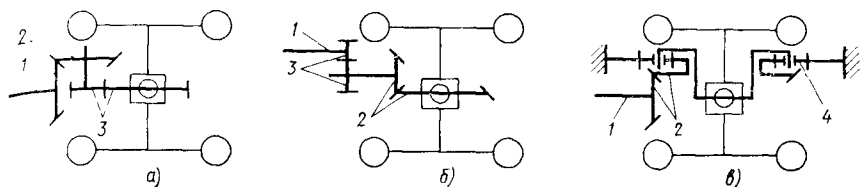


Рис. 76. Схемы двойной центральной главной передачи:

1 — входной вал; 2 — коническая пара; 3 — цилиндрическая пара; 4 — планетарный ряд

Схема главной передачи зависит не только от передаточного числа, но и от требований к колесной машине (величина дорожного просвета, тип подвески, размещение редуктора). Размеры главных передач определяются нагрузочным режимом и зависят от следующих условий: массы автомобиля, приходящейся на данный ведущий мост; всей массы автомобиля или автопоезда; дорожных покрытий.

В табл. 42 приведен рекомендуемый ряд ведущих мостов колесных машин. В зависимости от особенностей типов автомобилей и условий их эксплуатации определяется коэффициент использования тягового усилия P_k

$$K_{ит} = P_k / G.$$

Мосты в зависимости от среднего значения $K_{ит}$, среднего квадратичного отклонения этого коэффициента $\sigma_{K_{ит}}$ подразделяют на пять классов (табл. 42), принимая во внимание мощность двигателя, а также схему главных передач и размеры деталей. Ниже рассматриваются основные конструктивные варианты главных передач.

Одинарная главная передача выполняется с парой конических или гипоидных колес. Гипоидные передачи по сравнению с обычными коническими, имеющими криволинейные зубья, обладают следующими преимуществами:

при одинаковых передаточных числах гипоидная шестерня имеет больший диаметр, чем обычная, что значительно повышает ее надежность;

контактные напряжения на зубьях гипоидных передач при тех же размерах ниже, чем у конических колес, что повышает усталостную долговечность;

гипоидная передача работает более бесшумно.

В то же время у гипоидных передач наблюдается повышенное скольжение зубьев не только вдоль профиля зуба, но и по его длине, что обуславливает применение специального смазочного материала.

Различают три основных типа центральной двойной передачи (рис. 76):

1) первая ступень — конические или гипоидные зубчатые колеса, вторая — цилиндрические зубчатые колеса (рис. 76, а);

42. Рекомендуемый ряд задних мостов колесных машин

Осевая нагрузка, кН	Полная масса автопоезда, т, не более		Мощность двигателя, кВт	Класс моста 1	Главная передача 2	Максимальный момент на приводном фланце, кН·м	Передачное число	Расчетный радиус колеса, мм	Минимальный дорожный просвет	Масса моста (со ступицами и тормозами), кг, не более	Колесная формула
	Одиночный мост	Телесжак мостов									
6	1,1	—	36,8	A	1г	0,3	4,2—4,7	280—290	190	55	4×2, 4×4
10	1,6	—	55,2	A	1г	0,6	4,1—4,6	300—340	200	80	4×2, 4×4
20	3,4	—	60	A	1г	1—1,3	4,1—4,6	350—370	220	100	4×2
	5,5	—		B	1г	1—1,3	4,1—4,6	350—370	220	130	4×2
35	4	—	66,2	C	1г, 3к	1—1,3	4,5—6,1	370—400	310	150	4×4
	5,8	—		A	1г	2,3—2,5	4,85—6,7	460—470	245	245	4×2
	9,4	—		B	1г	5—6,8	5—6,8	460—470	245	265	4×2
	6,5	—		C	1г, 3к	5,2—7,2	5,2—7,2	470—485	310	300	4×4
60	9	15	110,4	A	1г, 2к	4—4,2	5,3—6,9	480—490	350	430	4×2, 6×4
	17	23	154,6	B	1г, 2к	—	5,3—6,9	480—490	350	450	4×2, 6×4
	—	10,5	132,5	C	2к	—	6,3—8,9	580—600	400	580	6×6
	—	18	154,6	Д	2к	—	6,3—8,9	580—600	400	580	6×6
80	12	18	132,5	A	1г, 2к	—	5,8—7,2	490—510	350	450	4×2, 6×4
	20	32	191,4	B	1г, 2к	—	5,8—7,2	490—510	350	480	4×2, 6×4
	—	13,5	154,6	C	2к	5—5,1	6,2—9,1	510—530	400	600	6×6
	—	23	176,6	Д	2к	—	6,2—9,1	510—530	400	600	6×6
100	26	36	213,4	A, B	1к, 1г	7,6	5—8,6	507—542	260	700	4×2, 6×2, 6×4
	32	44	265	B	2к	7,5	5,5—10	507—585	270	740	4×2, 6×4
	36	52	309,1	B	2к, 3к	7,5	5,5—14	507—585	270	800	4×2, 6×4
	15	24	213,4	C	2к, 3к	7,5	5,5—14	585	310	800	4×4, 6×6
	29	42	265	Д	2к, 3к	7,5	5,5—14	585	310	830	4×4, 6×6
	20	30	213,4	E	3к	6,8	6—15	542—585	270	870	4×4, 6×6

Осевая нагрузка, кН	Полная масса автопоезда, т, не более		Мощность двигателя, кВт	Класс моста ¹	Главная передача ²	Максимальный момент на приводном фланце, кН·м	Передающее число	Расчетный радиус колеса, мм	Минимальный дорожный просвет	Масса моста (с ступицей и тормозами), кг, не более	Колесная формула
	Одиночный мост	Тележка мостов									
140	—	62	331,2	Д	3к	9,8	6—12	562—600	300	1 100	6×6
	28	42	265	Е	3к	7,5	8—35	562—600	300	1 300	4×4, 6×6
220	35	55	309,1	С	3к	19	8—15	720—750	400	1 700	4×4
	—	80	382,7	Д	3к	19	8—22	720—750	400	1 800	6×6
350	44	66	309,1	Е	3к	13	12—40	720—750	400	2 000	4×4, 6×6
	50	—	309,1	С	3к	21	10—20	780—840	450	2 300	4×2
500	75	—	382,7	Д	3к	21	10—25	780—840	450	2 600	4×2
	70	—	309,1	Е	3к	14	15—40	780—840	450	2 900	4×4
1000	75	—	382,7	С	3к	25	15—25	950—1050	550	3 500	4×4
	120	—	426,9	Д	3к	25	15—30	950—1050	550	4 200	4×2
1000	100	—	382,7	Е	3к	20	20—35	1000—1130	550	5 200	4×4
	150	—	809,6	С	3к, 4к	52	20—30	1300—1500	550	8 000	4×2
1000	250	—	956,8	Д	3к, 4к	52	20—30	1300—1500	550	9 000	4×2
	200	—	736	Е	3к, 4к	42	25—40	1300—1500	550	10 000	4×4

¹ А — одиночные автомобили групп А и Б общетранспортного назначения; $\bar{K}_{ит} = 0,05 - 0,08$, $\sigma_{Кит} = 0,03$; В — автопоезда группы А и Б общетранспортного назначения; $\bar{K}_{ит} = 0,15 - 0,20$, $\sigma_{Кит} = 0,05$; С — одиночные автомобили групп А и Б высокой проходимости, внедорожные автомобили; $\bar{K}_{ит} = 0,10 - 0,25$, $\sigma_{Кит} = 0,10$; Д — автопоезда групп А и Б высокой проходимости, внедорожные автопоезда; $\bar{K}_{ит} = 0,20 - 0,28$, $\sigma_{Кит} = 0,10$; Е — автогайчи специально-дорожных машин. $\bar{K}_{ит} = 0,30 - 0,40$, $\sigma_{Кит} = 0,12$.

² 1г и 1к — оди́рная гипоидная и коническая; 2г и 2к — двойная центральная соответственно гипоидная цилиндрическая и коническая, цилиндрическая; 3г и 3к — двойная разнесенная соответственно гипоидная колесная и коническая колесная; 4к — с раздельным приводом колес коническая, колесная.

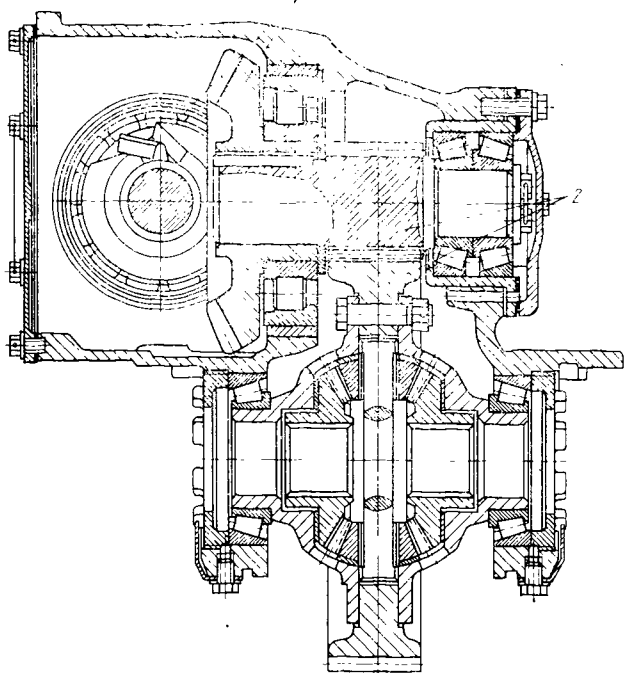


Рис. 77. Главная передача ведущего моста автомобиля Урал-375:
1 — коническая пара; 2 — цилиндрическая пара

2) первая ступень — цилиндрические зубчатые колеса, вторая — конические (рис. 76, б);

3) первая ступень — конические зубчатые колеса, вторая — планетарные цилиндрические (рис. 76, в).

Наибольшее распространение получил первый тип главной передачи. На рис. 77 показана главная передача ведущего моста автомобиля Урал-375. Мосты подобного типа устанавливают на трех- и четырехосных машинах.

Разнесенная двойная передача. При разнесенных передачах в центре ведущего моста размещают одну коническую пару и дифференциал, а по концам — колесные (рис. 78, г—и) или бортовые (рис. 78, а—в) редукторы. Замена двойной центральной передачи заднего моста на двойную разнесенную позволяет значительно расширить типаж машины, уменьшить размеры дифференциала и полуосей, получить необходимый дорожный просвет.

На рис. 79 показан колесный редуктор автомобиля МАЗ-500, а на рис. 80 — разнесенная главная передача трехосного автомобиля Магirus-Дойтш.

Двухступенчатая главная передача. Преимущества двухступенчатых главных передач, которые применяются на некоторых

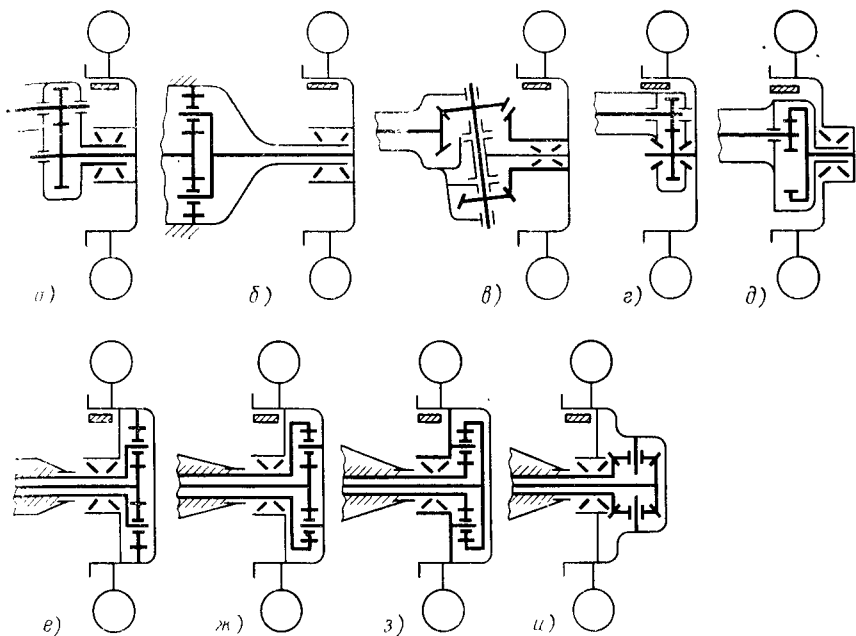
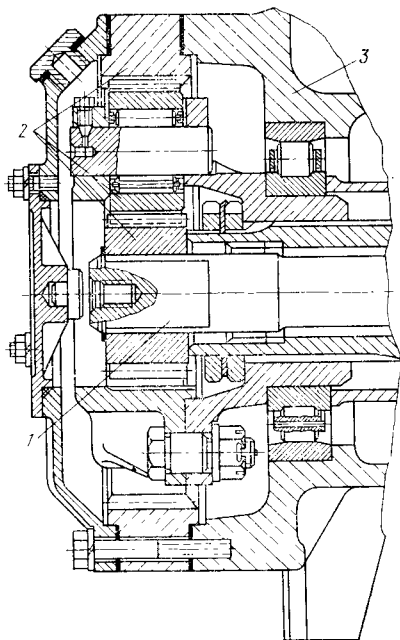


Рис. 78. Схемы бортовых и колесных редукторов

Рис. 79. Колесный редуктор автомобиля МАЗ-500:

1 — полуось; 2 — колесный редуктор; 3 — ступица колеса



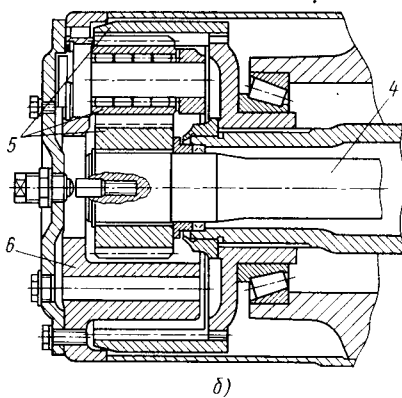
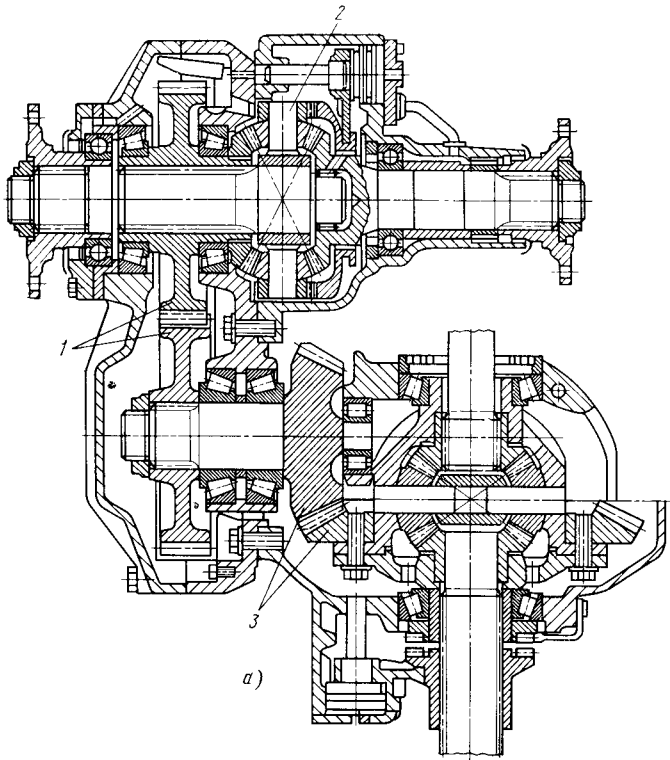


Рис. 80. Разнесенная главная передача автомобиля Магнус-Дойтц:

a — центральная передача; *б* — колесный редуктор; 1 — цилиндрическая пара; 2 — межосевой дифференциал; 3 — коническая пара главной передачи; 4 — полуось; 5 — колесный редуктор; 6 — ступица колеса

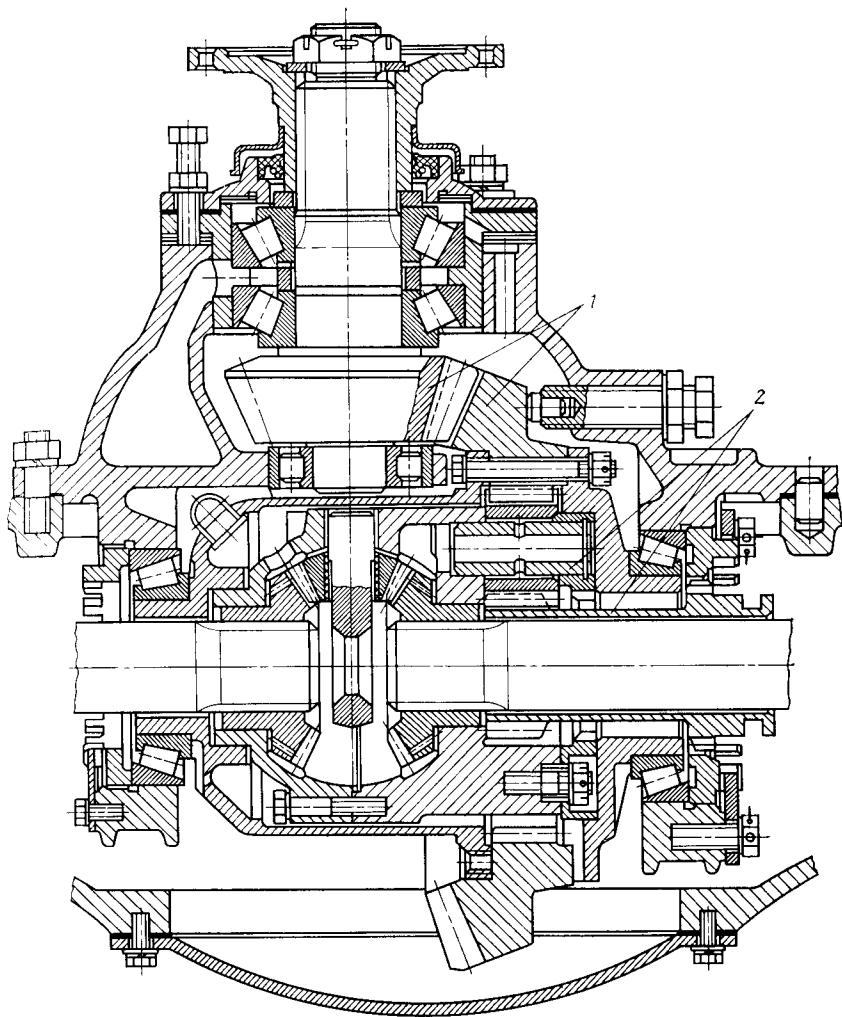


Рис. 81. Двухступенчатая планетарная главная передача:
 1 — коническая пара; 2 — планетарный ряд

грузовых автомобилях, состоит в том, что они дают возможность изменять передаточное число привода, а следовательно, и всей трансмиссии без увеличения числа работающих пар зубчатых колес и удвоить число передач. Двухступенчатые главные передачи бывают простые и планетарные (рис. 81).

Выбор передаточных чисел u_{0I} и u_{0II} обычно осуществляется следующим образом: по формуле (97) определяют общее передаточное число u_0 ; принимают, что $u_{0II} = u_0$, затем устанавливают зна-

менатель геометрического ряда q передаточных чисел коробки передач и определяют по формуле

$$u_{01} = u_{011} \cdot q.$$

В существующих машинах $u_{01}, u_{011} = 1,25 \div 1,4$. При применении планетарной передачи передаточное число конической пары принимают равным u_{011} , а планетарной передачи обычно $u_{01} = 1,35 \div 1,45$. Задав предварительно число зубьев сателлита планетарной передачи, по следующим соотношениям можно получить

$$z_{111} = 2z_c(u_{01} - 1)(2 - u_{01}); \quad z_{211} = 2z_c(2 - u_{01}).$$

где z_c, z_{111}, z_{211} — числа зубьев соответственно сателлита, большого и малого цилиндрических зубчатых колес.

Окончательный выбор числа зубьев осуществляется исходя из особенностей конструкции главной передачи и технологических требований, предъявляемых к ней.

Выбор основных параметров зубчатых колес

Основными параметрами зубчатых колес являются следующие: межцентровое расстояние или внешнее конусное расстояние (иногда выбирают или предварительно рассчитывают делительный диаметр меньшего зубчатого колеса);

нормальный модуль для цилиндрических зубчатых колес или внешний окружной модуль для конических зубчатых колес;

передаточное число пары u ;

ширина зубчатого венца b ;

полная высота зуба (для конических зубчатых колес — внешняя высота зуба) и радиальный зазор (или рабочая высота зуба); угол профиля исходного контура;

коэффициенты коррекции зуба по высоте и толщине.

Для зубчатых колес с криволинейными зубьями необходимо установить угол наклона линии зуба β , а для гипондных — угол наклона линии зуба шестерни и гипондное смещение. В табл. 43 и 44 приведены некоторые параметры конических, гипондных и цилиндрических зубчатых колес ряда машин. Межцентровое расстояние, конусное расстояние R_c и нормальный средний модуль m_{te} можно определять, пользуясь формулами (84) и (85), заменив в них a_n на $R_m = R_c - 0,5 b$, u_n — на $1/u^2 + 1$, при этом $\Psi_{bd} = b' d_{1cp}$; $\Psi_{bm} = b' m_{ncp}$. Приближенно для конических зубчатых колес задних мостов конусное расстояние R_c и модуль m_{te} можно выбирать по графикам, данным на рис. 82, в зависимости от расчетного входного момента $T_{в}$. В табл. 45 приведены средние значения $R_c, D_{кв}$ и a_n .

Передаточное число пары u определяют исходя из требований, предъявляемых к автомобилю, выбранной схемы, а также с учетом того, что максимальное повышение крутящего момента сле-

43. Главные параметры и цилиндрических зубчатых колес главных передач

Агрегат	Передача	$\frac{z_1}{z_2}$	m_n , мм	$a_{гн}$, мм	b , мм	β	α	h_a^*	ϵ^*	x	Марка стали
ЗИЛ-130	Центральная	$\frac{14}{46}$	6	190,487	$\frac{70}{75}$	$16^\circ 07' 5''$	20°	0,8	0,3	$\frac{0,500}{0,049}$	25ХГНМ 58
		$\frac{12}{51}$	5,5	180,45	$\frac{70}{65}$	$16^\circ 14' 53''$	20°	0,8	0,25	$\frac{0,218}{-0,218}$	25ХГНМ 30ХГГ
		$\frac{12}{49}$	6	197,02	$\frac{76}{70}$	20°	20°	0,8	0,3	$\frac{0,301}{-0,093}$	18ХГГ
КамАЗ-5320	»	$\frac{12}{50}$	6	196,746	$\frac{76}{70}$	19°	20°	0,85	0,3	$\frac{0,255}{-0,250}$	25ХГНМ 58
		$\frac{14}{48}$	6	196,746	$\frac{76}{70}$	19°	20°	0,85	0,3	$\frac{0,250}{-0,250}$	25ХГНМ 58
		$\frac{13}{49}$	6,5	211,87	$\frac{75}{70}$	18°	20°	0,85	0,3	$\frac{0,231}{-0,231}$	25ХГНМ 58
КрАЗ-257	»	$\frac{14}{60}$	6,25	231,25	$\frac{96}{76}$	—	25°	1	0,2	$\frac{0,440}{-0,440}$	20ХГНГР 15ХГ12ГА
		$\frac{18(21)}{57}$	4,5	89,44	$\frac{49(55)}{60}$	—	20°	1	0,25	$\frac{0,19(0,21)}{0,58}$	20ХН3А
Фирма Лейланд	»	$\frac{19(26)}{64}$	3,33!	75,5	$\frac{66(72)}{80}$	—	$21^\circ 30'$	1	0,33	$\frac{0,09(0,156)}{0,336}$	15ХГНМ 20Х2Г1М
		$\frac{15(18)}{48}$	4,5	78	$\frac{58(60)}{70}$	—	20°	0,8	0,25	$\frac{0,4878(0,4823)}{1,4578}$	15ХГНМ 20ХГНМ

Примечание. h_a^* — коэффициент, характеризующий высоту головки зуба; ϵ^* — коэффициент радиального зазора; в скобках дано число зубьев центральной передачи.

44. Геометрические параметры конических и гипонидных зубчатых колес главных передач

Автомобиль	$\frac{z_1}{z_2}$	$m_{гг}$, мм	R_e , мм	b , мм	α	β	h_g^*	c^*	x_n	x_τ	Материал
ГАЗ-53А	$\frac{6}{41}$	8,3	172,586	$\frac{47,64}{43}$	22° 30'	$\frac{46^\circ 18'}{34^\circ 03' 58'}$	0,95	0,3	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	—	20ХНМ
ЗИЛ-130	$\frac{13}{25}$	9	126,8	$\frac{47,4}{40}$	20°	35°	0,85	0,188	$\frac{0,354}{-0,354}$	$\frac{0,045}{-0,045}$	30ХГТ
ЗИЛ-131	$\frac{11}{19}$	9	98,79	$\frac{33}{33}$	20°	41° 44'	0,848	0,188	$\frac{0,48}{-0,48}$	$\frac{0,251}{-0,251}$	20Х2Н4А
ЗИЛ-133	$\frac{6}{41}$	10,38	216,35	$\frac{67,7}{62}$	22° 30'	$\frac{45^\circ 04'}{33^\circ 49' 37''}$	0,95	0,3	$\frac{0,5172}{-0,6291}$	—	20Х2Н4А 25ХГНМ
Урал-375	$\frac{11}{24}$	9,5	125,4	$\frac{42}{42}$	20°	38° 02'	0,75	0,157	$\frac{0,35}{-0,35}$	$\frac{0,096}{-0,096}$	12Х2Н4А
КамАЗ-5320	$\frac{15}{26}$	8,775	131,695	$\frac{37}{37}$	22° 30'	38	0,85	0,188	$\frac{0,329}{-0,329}$	$\frac{0,1}{-0,1}$	25ХГНМ
КамАЗ-5410	$\frac{15}{28}$	8,5	135	$\frac{38}{37}$	22° 30'	37°	0,85	0,188	$\frac{0,342}{-0,342}$	$\frac{0,015}{-0,015}$	25ХГНМ
КрАЗ-257	$\frac{12}{23}$	10,5	136,216	$\frac{56,2}{55}$	17° 30'	35° 46'	0,75	0,157	$\frac{0,316}{-0,316}$	$\frac{0,04}{-0,113}$	20ХГНТА 15ХГН2ТА
МАЗ-500А	$\frac{12}{32}$	11	187,97	$\frac{50}{50}$	20°	36° 50'	0,85	0,188	$\frac{0,425}{-0,425}$	$\frac{0,113}{-0,113}$	20ХН3А
Фирма Лейланд	$\frac{15}{38}$	10,16	207,5	$\frac{82}{83}$	20°	33° 30'	0,85	0,188	$\frac{0,325}{-0,325}$	$\frac{0,075}{-0,075}$	20ХГН2М

Примечание. x_n — коэффициент смещения инструмента; x_τ — коэффициент изменения толщины зуба.

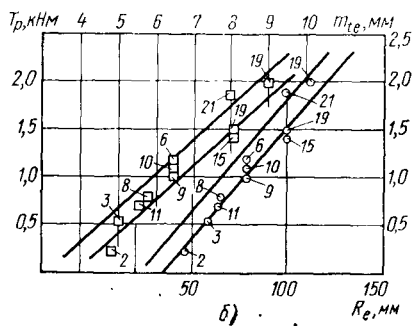
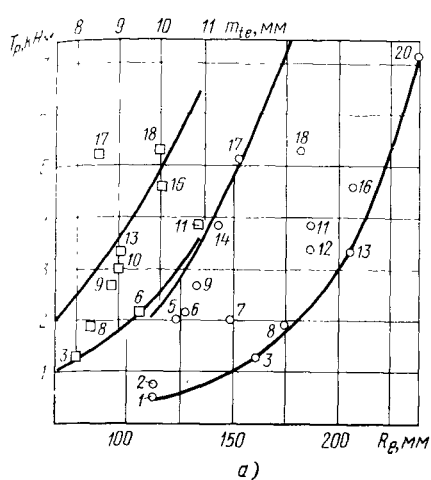


Рис. 82. Зависимости R_e и m_{te} от момента T_p :

a — для конических колес главных передач; *b* — для колес дифференциала
 ○ — R_e ; □ — m_{te}

№ по рис. 82	1	2	3	4	5	6
Автомобиль	Шкода-1200	УАЗ-451	ГАЗ-51	ЗИЛ-131	ЗИЛ-164	Урал-375
7	8	9	10	11	12	13
Прота-357	ГАЗ-53	КамАЗ-5320	МАЗ-514	ЗИЛ-130	МАЗ-300	Латра-138
14	15	16	17	18	19	
КрАЗ-256	МАЗ-500	Лейланд	Шкода-70	Шкода МТВ-24	БелАЗ-540А	
20	21	22	23	24	25	
КамАЗ-532П	МАЗ-502	БелАЗ-540	КрАЗ-214	БелАЗ-518	МАЗ-200	

Дует реализовать возможно ближе к ведущим колесам. Ширину зубчатого венца b конических зубчатых колес принимают равной 30 % внешнего конусного расстояния R_e , для гипоидных зубчатых колес 15—16 % делительного диаметра зубчатого колеса d_{e2} . Ширина цилиндрических зубчатых колес $b = (10 \div 17) \times m_n$, $b = (0,4 \div 0,8) a_w$.

Полная высота зуба у цилиндрических колес обычно $h = 2,25 m_t$; у конических — $h = 1,888 m_t$ и $h_w = 1,7 m_t$.

Для цилиндрических и конических колес обычно принимают угол профиля исходного контура $\alpha = 20^\circ$. Однако очень часто принимают колеса с углом профиля 22,5 и 25°. Зубчатые колеса гипоидных передач имеют различные углы профиля на рабочей и нерабочей сторонах зуба. Средние значения угла профиля $\alpha_{пер}$

45. Основные параметры главных передач

Параметр передачи	Осевая нагрузка G_M , кН							
	15	60	70	80	100	110	250	500
Конической R_e , мм	180	200	215	230	250	—	—	—
Гипоидной D_R^* , мм	310	350	390	415	440	—	—	—
Центральной двойной, мм:								
R_e	110	125	125	140	—	—	—	—
a_w	180	195	195	210	230	—	—	—
Разнесенной двойной, мм:								
R_e	—	—	—	150	160	200	240	320
a_w^{**}	—	—	—	70	80	100	120	150

* D_R — наружный диаметр колеса главной передачи.
** Планетарной.

рекомендуется принимать для легковых автомобилей повышенной проходимости равными 19 или 21,5°, а для грузовых 22,5°.

Коэффициенты смещения для цилиндрических зубчатых колес выбирают исходя из обеспечения максимально возможной долговечности по изгибным и контактным напряжениям зуба. Например, для автомобилей КраЗ-257 принимают $z_1 = 14$, $z_2 = 60$, $x_{1,2} = \pm 0,44$, а для КамАЗ-5410 $z_1 = 13$, $z_2 = 49$, $x_{1,2} = \pm 0,23$. Кроме равносмещенной коррекции, для цилиндрических колес используют и неравносмещенную. Например, пара колес для ЗИЛ-130 ($z_1 = 14$, $z_2 = 46$) имеет $x_1 = 0,500$, $x_2 = 0,049$.

У конических зубчатых колес коэффициенты смещения x для шестерни и колеса принимают равными по величинам и обратными по знаку. Для конических и гипоидных зубчатых колес рекомендуется коэффициент смещения исходного контура x выбирать в зависимости от числа зубьев. Ниже приведены значения x для различного числа зубьев z колес.

Число зубьев z	6	7	8	9	10	11
Значения x для зубчатых колес:						
конических	0,535	0,51	0,48	0,445	0,405	0,358
гипоидных	0,682	0,666	0,048	0,626	—	—

При выборе угла наклона зуба β следует иметь в виду, что для ведущих мостов автомобилей обычно применяют цилиндрические зубчатые колеса прямозубые или косозубые с небольшим углом наклона (16—20°). Угол наклона линии зуба конических зубчатых колес для предварительного проектирования принимают $\beta = (25 + 5 \sqrt{z_2/z_1})^\circ$. Угол наклона линии зуба гипоидной шестерни приближенно определяют по формуле

$$\beta_{m1} = 25^\circ + 5^\circ \sqrt{\frac{z_2}{z_1}} - 90 l/d_2.$$

Угол наклона зубьев колеса рассчитывают следующим образом: определяют приближенное значение угла конуса δ'_2 колеса ($\text{ctg } \delta'_2 = 1,2 z_1/z_2$), затем средний радиус колеса $r_{m2} = 0,5 (d_2 - b_2 \sin \delta'_2)$ и угол гипоидного сдвига $\sin \varepsilon' = E \sin \delta'_2/r_{m2}$ и, наконец, $\beta_{m2} = \beta_{m1} - \varepsilon'$.

Определение усилий, действующих между зубьями конических зубчатых колес. На рис. 83 показана схема сил, действующих на зубья конических зубчатых колес. В зависимости от угла наклона зуба для создания окружной силы P необходимо перпендикулярно зубу приложить некоторую силу P_1 . Кроме того, так же как и для прямозубых колес, результирующая сила отклонится на угол α_1 , равный сумме углов зацепления α и трения μ . Отклонение происходит в плоскости, перпендикулярной к зубу.

Для конических зубчатых колес со спиральными зубьями необходимо, чтобы направление их вращения было противоположно направлению спирали зуба. При этом осевые усилия на шестерне и колесе имеют положительное направление (от меньшего основания конуса к большему), и во время работы зубчатые колеса как бы «отталкиваются» одно от другого, увеличивая тем самым боковой зазор между зубьями. Например, шестерня на рис. 83 имеет правое вращение и левое направление линии зуба.

За правое вращение зубчатого колеса принимается вращение колеса по часовой стрелке, если смотреть со стороны большего основания конуса. Спираль называют правой, если со стороны малого основания точка движется по спирали к большему основанию, а в проекции движение этой точки будет движением по часовой стрелке. Для гипоидных передач при нижнем смещении шестерни также должна иметь левое направление линии зуба (при правом вращении), а колесо — правое.

Проведем плоскость MM , касательную к начальному конусу шестерни и соприкасающуюся с последним по линии AB . Окружная сила F_t , действующая посередине зуба, лежит в плоскости MM . Сила P_1 , направленная к окружной силе под углом β , также лежит в этой плоскости. Сила нормального давления N действует в плоскости, перпендикулярной к плоскости MM и проходящей через направление действия силы P_1 , располагаясь под углом α_1 к ней; она направлена вниз от плоскости MM и является результирующей силой, действующей между зубьями двух конических зубчатых колес. Эта сила может быть разложена на P_1 , лежащую в плоскости MM , и T_2 , перпендикулярную к P_1 и образующей AB начального конуса. Силу P_1 можно, в свою очередь, разложить на две составляющие: окружную силу F_t и силу T_1 , действующую вдоль образующей начального конуса. Следовательно, на коническое зубчатое колесо со спиральным зубом действуют три силы: F_t , T_1 и T_2 , которые могут быть разложены на две силы, действующие вдоль оси шестерни и перпендикулярно к ней. Обозначим силу,

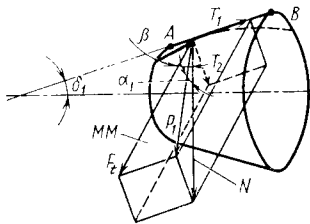


Рис. 83. Схема сил, действующих на зубья конических зубчатых колес

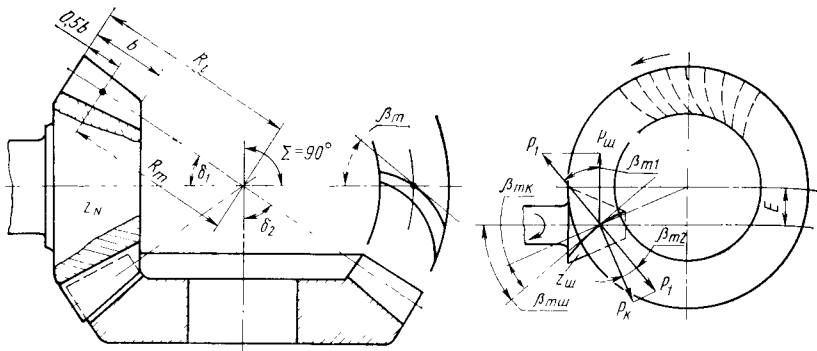


Рис. 84. Усилия, действующие между зубьями гипоидных зубчатых колес (E — гипоидное смещение)

действующую вдоль оси, A , а перпендикулярно оси R (на рисунке не показано). Тогда

$$A = T_1 \cos \delta_1 + T_2 \sin \delta_1; \quad R = T_2 \cos \delta_1 - T_1 \sin \delta_1,$$

где $T_1 = F_t \operatorname{tg} \beta$; $T_2 = P_1 \operatorname{tg} (\alpha + \mu) = F_t \operatorname{tg} (\alpha + \mu) / \cos \beta$.

Окончательно

$$A = F_t \left[\operatorname{tg} \beta \cos \delta_1 + \operatorname{tg} (\alpha + \mu) \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta} \right];$$

$$R = F_t \left[\operatorname{tg} (\alpha + \mu) \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta} - \operatorname{tg} \beta \sin \delta_1 \right].$$

Если сохранить направление вращения (по часовой стрелке), а изменить направление линии зуба на правое, то

$$A = -T_1 \cos \delta_1 + T_2 \sin \delta_1; \quad R = T_1 \sin \delta_1 + T_2 \cos \delta_1.$$

Если изменить направление вращения (против часовой стрелки), то положительный знак при T_2 не меняется при любом направлении линии зуба, знак при T_1 для правого наклона линии зуба будет положительным при определении A и отрицательным при определении R , а для левого наклона линии зуба наоборот (при A — отрицательным, при R — положительным).

Усилия, действующие между зубьями гипоидных зубчатых колес. На рис. 84 показаны усилия, действующие в гипоидном зацеплении. Сила, нормальная к линии зуба, обозначена P_1 . Однако в отличие от конических зубчатых колес с наклонными зубьями, как видно из рис. 84, окружные усилия на шестерне и колесе различны, так как неодинаковы углы наклона зубьев.

Окружное усилие на шестерне $P_{ш} = P_1 \cos \beta_{mш}$, на колесе $P_k = P_1 \cos \beta_{mk}$. Следовательно, $P_{ш}/P_k = \cos \beta_{mш}/\cos \beta_{mk}$.

Основной параллелепипед сил будет иметь вид, представленный на рис. 83. Окружные силы в гипоидной паре рекомендуется определять следующим образом. Вначале надо определить усилие

$$P_K = 2T_{III} u_{III} / d_{KCP},$$

где $u_{III} = z_K / z_{III}$, затем окружное усилие

$$P_{III} = P_K \cos \beta_{III} \cos \beta_K.$$

Определение единичных напряжений для конических и гипоидных зубчатых колес

Расчеты характеристик сопротивления усталости и динамической прочности конических и гипоидных зубчатых колес можно проводить двумя методами: по специальным формулам для каждого вида колес; по единым формулам путем замены конических и гипоидных зубчатых колес эквивалентными им цилиндрическими зубчатыми колесами. При проектировании трансмиссий конструктору необходимо быстро ориентироваться в равнопрочности деталей создаваемых изделий, которые в большинстве имеют и цилиндрические, и конические зубчатые колеса. Поэтому рекомендуется пользоваться вторым методом.

Коническое зубчатое колесо с прямым зубом. Окружное усилие определяется по формуле

$$P_{III} = T_{III} / r_{III CP},$$

где T_{III} — крутящий момент на валу шестерни; $r_{III CP}$ — средний радиус шестерни.

Профиль зуба в среднем сечении на дополнительном конусе (рис. 85) соответствует профилю зуба цилиндрического зубчатого колеса с прямым зубом с эквивалентным радиусом $R_{ЭКВ} = r_{CP} / \cos \delta_1$. Следовательно, при расчете зубьев на изгиб коэффициент формы зуба необходимо принимать по числам зубьев на эквивалентных зубчатых колесах:

$$z_{Э1} = z_1 / \cos \delta_1; \quad z_{Э2} = z_2 / \cos \delta_2.$$

При расчете характеристик сопротивления усталости при контактных напряжениях определяют отношение удельной нагрузки q к двойному радиусу кривизны ρ зубьев:

$$q = P / b' \cos \alpha, \quad 1/\rho = (1/\rho_1) + (1/\rho_2); \quad \rho_1 = r_1 / \cos \delta_1 \sin \alpha;$$

$$\rho_2 = r_2 / \cos \delta_2 \sin \alpha;$$

$$\cos \delta_1 = r_2 / \sqrt{r_1^2 + r_2^2}; \quad \cos \delta_2 = r_1 / \sqrt{r_1^2 + r_2^2};$$

$$q/2\rho = 2P / \sqrt{1 + u^2} (b' d_1 u \sin 2\alpha),$$

где b' — длина контактной линии при расчете на контактную усталость.

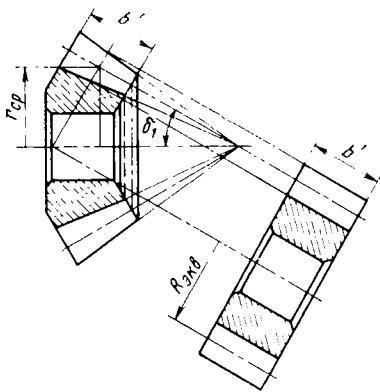


Рис. 85. Коническое и эквивалентное цилиндрическое прямозубые зубчатые колеса

Следовательно, если принять $P = 1$ Н; $b = d = 1$ мм, то единичное напряжение $Z_H = 2,1 \sqrt{1 + u^2} / (u \sin 2\alpha)$.

Коническое с круговыми зубьями и гипоидное зубчатые колеса. Для определения размеров зубьев зубчатого колеса, эквивалентного коническому зубчатому колесу с круговыми зубьями, рассмотрим рис. 86. Вначале коническое (в среднем сечении) с наклонными зубьями зубчатое колесо заменяем цилиндрическим. Затем цилиндрическое зубчатое колесо с косыми зубьями заменяем эквивалентным прямозубым. Замену выполняем для определения профиля зуба.

Нормальное сечение зуба образует эллипс с полуосями $r/\cos \varphi$ и $r/\cos \varphi \cos \beta$. Радиус кривизны эллипса $r_c = d/\cos^2 \beta$. Поэтому эквивалентное колесо имеет радиус $r_{\text{экив}} = r_{\text{ср}}/(\cos^2 \beta_{\text{ср}} \cos \delta_1)$. Эквивалентное число зубьев, по которому следует искать коэффициент формы зуба, $z_v = z/(\cos^3 \beta_{\text{ср}} \cos \delta_1)$, потому что модуль эквивалентного колеса равен нормальному модулю исходного колеса.

При расчете сопротивления усталости при контактных напряжениях для конической обкатной передачи при $\varepsilon = 90^\circ$

$$q = \frac{P}{b_p' \cos \alpha_n}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{2 \sqrt{(1+u^2)} \cos^2 \beta_m}{d_1 u \sin \alpha_n};$$

$$\frac{q}{2\rho} = \frac{P}{b_p' d_1} \frac{2 \sqrt{u^2 + 1} \cos^2 \beta_m}{u \sin 2\alpha_n}.$$

В случае конических полуобкатных передач

$$q = \frac{P}{b_p' \cos \alpha_n}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} = \frac{2u \cos^2 \beta_m}{d_1 \sqrt{1+u^2} \sin \alpha_n};$$

$$Z_H = \frac{2u \cos^2 \beta_m}{\sqrt{u^2 + 1} \sin 2\alpha_n}.$$

Для гипоидных передач

$$q = \frac{P_{\text{ш}}}{b_p' \cos \alpha_n}; \quad \frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2};$$

$$\rho_1 = \frac{r_{m1} \sin \alpha_n}{\cos \delta_1 \cos^2 \beta_{\text{ш}}}; \quad \rho_2 = \frac{r_{m2} \sin \alpha_n}{\cos \delta_2 \cos^2 \beta_{\text{ш}}}; \quad \frac{P_{\text{ш}}}{P_{\text{ш}}} = K;$$

$$\frac{q}{2\rho} = \frac{2P_{\text{ш}}}{b_p' v_{m1} K \sin 2\alpha_n} \left(\cos \delta_1 \cos^2 \beta_{\text{ш}} + \frac{r_{m1} \cos \delta_2 \cos^2 \beta_{\text{ш}}}{r_{m2}} \right).$$

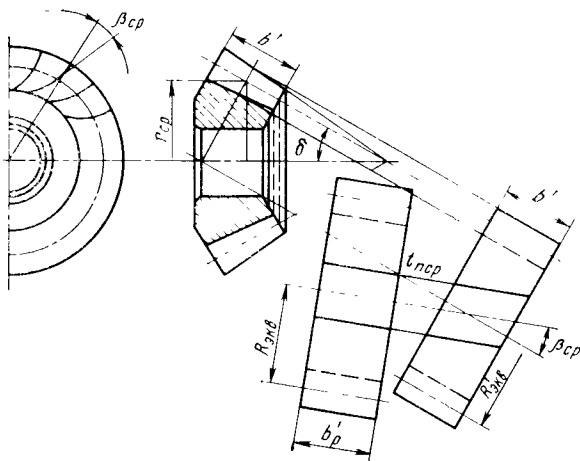


Рис. 86. Коническое зубчатое колесо с круговыми зубьями и эквивалентное цилиндрическое прямозубое колесо:

$r'_{\text{экв}} = r_{\text{cp}} \cos \varphi$; $R_{\text{экв}} = r_{\text{cp}} / (\cos \beta_{\text{cp}} \cos \varphi)$ — радиусы делительной окружности эквивалентных зубчатых колес

Следовательно,

$$Z_H = \left(\cos \delta_1 \cos^2 \beta_{\text{ш}} + \frac{r_{m1} \cos \delta_2 \cos^2 \beta_{\text{к}}}{r_{m2}} \right) \frac{2}{\kappa \sin 2\alpha_n},$$

или приближенно

$$Z_H = \frac{2 \cos^2 \beta_{\text{cp}} (u^2 + \kappa^4)}{\sin 2\alpha_n \kappa^2 \sqrt{\kappa^2 + u^2}}, \quad (98)$$

где $\beta_{\text{cp}} = 0,5 (\beta_{\text{ш}} + \beta_{\text{к}})$; $u = z_{\text{к}}/z_{\text{ш}}$; $\kappa = \cos \beta_{\text{к}}/\cos \beta_{\text{ш}}$.

Дифференциал

Дифференциал дает возможность распределять подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и вращаться им с неодинаковыми угловыми скоростями. В машинах высокой проходимости используются межколесные, межосевые, межбортовые дифференциалы.

Симметричные дифференциалы с коническими или цилиндрическими зубчатыми колесами имеют малое внутреннее трение и распределяют крутящий момент между полуосями почти поровну, поэтому если одно из колес начинает буксовать, то второе останавливается, и движение машины прекращается. Такой дифференциал обеспечивает передачу крутящих моментов на колеса, которые вращаются с различными угловыми скоростями при движении на повороте, по неровной дороге и при неизбежной разнице в радиусах качения ведущих колес.

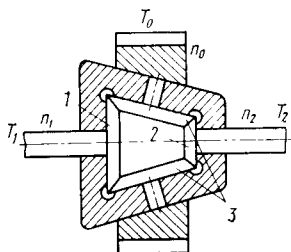


Рис. 87. Схема несимметричного дифференциала:
1, 2 — полуосявые зубчатые колеса; 3 — сателлиты

В автомобилях высокой проходимости применяют блокируемые дифференциалы (с принудительной блокировкой) и дифференциалы повышенного внутреннего трения. Повышенное внутреннее трение может быть создано в дифференциалах с коническими или цилиндрическими зубчатыми колесами.

Кинематика дифференциала. Рассмотрим несимметричный дифференциал (с зубчатыми колесами или кулачковыми муфтами), представленный на рис. 87. Примем, что частота вращения корпуса дифференциала n_0 , вала I — n_1 и вала II — n_2 .

Определим зависимость между входной частотой вращения n_0 и двумя выходными частотами n_1 и n_2 .

Допустим, что частота вращения вала I больше, а вала II меньше частоты вращения дифференциала. Зубчатое колесо I относительно корпуса дифференциала поворачивается на $z_1 (n_1 - n_0)$ зубьев в 1 мин, зубчатое колесо 2 — на $z_2 (n_0 - n_2)$ зубьев. Так как зубчатые колеса I и 2 связаны сателлитами, то соотношения чисел зубьев должны быть следующими:

$$z_1 (n_1 - n_0) = z_2 (n_0 - n_2)$$

$$\text{и } z_1/z_2 = (n_0 - n_2)/(n_1 - n_0).$$

Это уравнение называется основным уравнением кинематики зубчатых и кулачковых дифференциалов. Для симметричного дифференциала $z_1 = z_2$ в этом случае уравнение кинематики принимает вид $n_0 = 0,5 (n_1 + n_2)$.

Динамика дифференциала. Определим крутящие моменты на выходных валах. На рис. 87 входной момент на корпусе дифференциала обозначен T'_0 , момент на первом валу T'_1 и на втором валу T'_2 . Необходимо установить зависимость между этими тремя моментами.

Сумма трех внешних моментов, действующих на дифференциал, должна быть равна нулю при $T'_0 = T'_1 + T'_2$. В то же время при работе дифференциала имеются потери на трение, поэтому баланс мощностей для дифференциала примет вид $N_0 = N_1 + N_2 + N_r$, где N_1 и N_2 — мощности на валах I и II; N_r — мощность, которая теряется в дифференциале.

Так как мощность равна произведению крутящего момента на частоту вращения, то

$$T'_0 n_0 = T'_1 n_1 + T'_2 n_2 - T'_r (n_1 - n_2),$$

где T'_r — момент трения, который определяется разностью частот вращения валов и мощностью N_r .

Совместное решение последних уравнений позволяет найти моменты на валах I и II:

$$\begin{aligned} T'_1 &= T'_0(n_2 - n_1)/(n_1 - n_2) - T'_r; \\ T'_2 &= T'_0(n_1 - n_2)/(n_1 - n_2) + T'_r. \end{aligned}$$

Если частоты вращения заменить числами зубьев (или кулачков для кулачковых дифференциалов), то

$$\left. \begin{aligned} T'_1 &= T'_0 z_1 / (z_1 + z_2) - T'_r; \\ T'_2 &= T'_0 z_2 / (z_1 + z_2) + T'_r. \end{aligned} \right\} \quad (99)$$

Уравнения (99) называют основными уравнениями динамики дифференциалов. Из уравнений (99) видно, что момент на валу I, частота вращения которого больше частоты вращения корпуса дифференциала, меньше $T'_0 z_1 / (z_1 + z_2)$ на величину T'_r , а момент на валу II больше $T'_0 z_2 / (z_1 + z_2)$ на величину T'_r . Следовательно, для повышения проходимости автомобиля необходимо увеличивать момент трения в дифференциале. В то же время при возрастании этого момента снижается КПД дифференциала при движении автомобиля по дорогам с постоянным коэффициентом сцепления всех колес.

Влияние дифференциала на проходимость автомобиля. Для оценки блокирующих свойств дифференциалов пользуются понятиями «коэффициент блокировки» или «коэффициент усиления тяги». Применяют три коэффициента блокировки:

$$\begin{aligned} K_{61} &= T'_2 / T'_1; \quad K_{62} = (T'_2 - T'_1) / (T'_1 + T'_2) = (K_{61} - 1) / (K_{61} + 1); \\ K_{63} &= T'_2 / (T'_1 + T'_2) = K_{61} / (K_{61} + 1). \end{aligned}$$

Коэффициент усиления тяги

$$K_{ут} = K_{61} = 0,5 (T'_1 + T'_2) / T'_1 = 0,5 (K_{61} + 1).$$

Для сравнения различных дифференциалов примем момент трения в первом дифференциале (симметричный с цилиндрическими шестернями) $T'_r = 0,05T'_0$, а во втором дифференциале (кулачковый дифференциал) $T'_r = 0,25T'_0$.

Определим крутящие моменты на полуосях:

для первого дифференциала

$$T'_1 = 0,5T'_0 - 0,05T'_0 = 0,45T'_0; \quad T'_2 = 0,5T'_0 + 0,05T'_0 = 0,55T'_0;$$

для второго дифференциала (дополнительно примем $z_1 = 11$, $z_2 = 13$)

$$T'_1 = \frac{11}{24} T'_0 - 0,25T'_0 = 0,21T'_0; \quad T'_2 = \frac{13}{24} T'_0 + 0,25T'_0 = 0,79T'_0.$$

Если принять, что одно колесо буксует ($\varphi = 0,1$), а второе имеет высокий коэффициент сцепления с дорожным покрытием ($\varphi = 0,7$) и нагрузка, приходящаяся на одно колесо, равна 10 кН, то сила тяги на колесах будет следующей. Для первого дифференциала: 10·0,1 = 1 кН для первого колеса; 1·55/45 = 1,22 кН для второго колеса; 2,22 кН для обоих колес. Для второго дифференциала: 10·0,1 = 1 кН для первого колеса; 1·79/21 = 3,76 кН для второго колеса; 4,76 кН для обоих колес.

Ниже приведены соответствующие расчетные значения коэффициентов

$$\begin{array}{ll} K_{yT} = 1,11; & K_{yT} = 2,38; \\ K_{\sigma_1} = 1,22; & K_{\sigma_1} = 3,76; \\ K_{\sigma_2} = 0,10; & K_{\sigma_2} = 0,58; \\ K_{\sigma_3} = 0,55; & K_{\sigma_3} = 0,79; \\ K_{\sigma_4} = 1,11; & K_{\sigma_4} = 2,38. \end{array}$$

КПД дифференциала

$$\eta_d = (N_1 + N_2)/N_0 = (T'_1 n_1 + T'_2 n_2)/(T'_0 n_0).$$

Так как $T'_0 = T'_1 + T'_2$; $u_{\text{диф}} = n_1/n_2$; $K_{\sigma_1} = T'_2/T'_1$, то $\eta_d =$

$$= \frac{T'_2 n_2 \left(1 + \frac{u_{\text{диф}}}{K_{\sigma_1}}\right)}{T'_2 \left(1 + \frac{1}{K_{\sigma_1}}\right) n_0}.$$

Отношение n_2/n_0 найдем из основного уравнения кинематики дифференциала

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{(n_0 - n_2)}{(n_1 - n_0)} = \frac{\left(\frac{n_0}{n_2} - 1\right)}{\left(u_{\text{диф}} - \frac{n_0}{n_2}\right)}.$$

Следовательно,

$$\eta_d = \frac{(K_{\sigma_1} + u_{\text{диф}})(z_1 + z_2)}{(K_{\sigma_1} + 1)(z_1 u_{\text{диф}} + z_2)}.$$

Если рассмотреть движение автомобиля на повороте с радиусом R , то

$$\begin{aligned} u_{\text{диф}} &= n_2/n_1 = (R + 0,5B)/(R - 0,5B); \\ \eta_d &= \frac{[R(K_{\sigma_1} + 1) - 0,5B(K_{\sigma_1} - 1)](z_1 + z_2)}{(K_{\sigma_1} + 1)[R(z_1 + z_2) - 0,5B(z_1 - z_2)]}, \end{aligned}$$

где B — ширина колеи.

При $z_1 = z_2$

$$\eta_d = 1 - (0,5BK_{\sigma_2}/R).$$

Если дополнительно принять $R = 10B$, то для первого дифференциала

$$\eta_d = 1 - \frac{1}{20} 0,1 = 0,995;$$

для второго дифференциала

$$\eta_d = \frac{[10(3,76 + 1) - 0,5(3,76 - 1)24]}{(3,76 + 1)(10 \cdot 24 - 0,5 \cdot 2)} = 0,975.$$

КПД кулачкового дифференциала, у которого $T'_r = 0,25T'_0$, при повороте автомобиля на радиусе $R = 10B$ составляет 0,975.

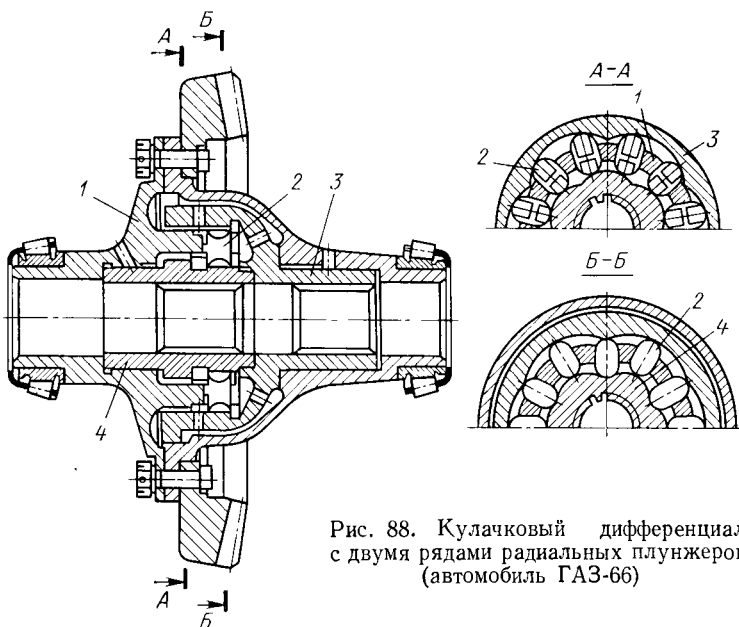


Рис. 88. Кулачковый дифференциал с двумя рядами радиальных плунжеров (автомобиль ГАЗ-66)

Кулачковые дифференциалы бывают двух типов: с радиальным расположением одного или двух рядов плунжеров (рис. 88) и с осевым расположением плунжеров (рис. 89). Ведущей частью кулачкового дифференциала (см. рис. 88) с двумя рядами радиальных плунжеров является сепаратор 1. К ведомым элементам относятся две кулачковые обоймы-звездочки. Левая обойма 4 с двумя рядами кулачков, нарезанных на ее наружной поверхности, соединена посредством шлицев с левой полуосью. Правая обойма 3 имеет на внутренней поверхности два ряда кулачков, соединена с правой полуосью.

Передача крутящего момента обеспечивается, если кулачки расположить на наружной поверхности и плунжеры 2 в шахматном порядке. Это позволит разместить обоймы так, что плунжеры начинают совершать возвратно-поступательное движение, а обоймы-звездочки остаются неподвижными при вращении сепаратора. Профилирование кулачковых дифференциалов рассматривается в специальной литературе.

На рис. 90, а приведена схема сил, действующих на плунжер кулачкового дифференциала. Примем, что наружная кулачковая обойма является отстающей, а внут-

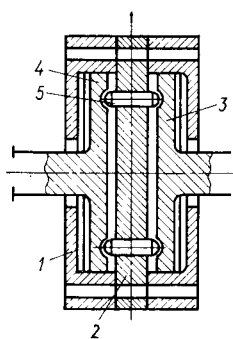


Рис. 89. Кулачковый дифференциал с осевыми плунжерами:

1 — разъемный корпус; 2 — сепаратор; 3, 4 — полуосевые кулачковые шайбы; 5 — плунжеры

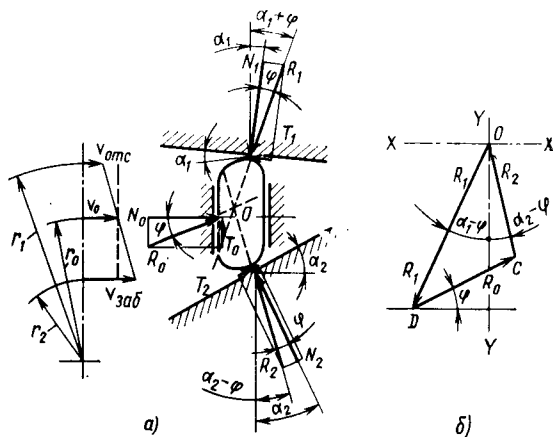


Рис. 90. Силы, действующие на радиальный плунжер дифференциала

рения забегавшей. Обозначим силы, действующие между обоймой и плунжером: N_0 — нормальная, T_0 — сила трения и R_0 — результирующая. Силы, действующие на плунжер от обоев, будем обозначать теми же буквами с индексом 1 для наружной обоймы и 2 — для внутренней.

На рис. 90, б показан треугольник сил, действующих на плунжер. Согласно теореме синусов

$$\frac{R_1}{\sin [90^\circ - (\alpha_2 - 2\varphi)]} = \frac{R_2}{\sin [90^\circ - (\alpha_1 + 2\varphi)]} = \frac{R_0}{\sin (\alpha_1 + \alpha_2)}$$

Спроектировав на ось X силы R_1 и R_2 , получим

$$P_1 = R_1 \sin (\alpha_1 + \varphi); \quad P_2 = R_2 \sin (\alpha_2 - \varphi).$$

Следовательно, коэффициент блокировки

$$K_{б1} = \frac{T'_2}{T'_1} = \frac{P_2 r_2}{P_1 r_1} = \frac{R_2 r_2 \sin (\alpha_2 - \varphi)}{R_1 r_1 \sin (\alpha_1 + \varphi)} = \frac{r_2 \cos (\alpha_1 + 2\varphi) \sin (\alpha_2 - \varphi)}{r_1 \cos (\alpha_2 - 2\varphi) \sin (\alpha_1 + \varphi)}$$

Таким образом, отношение моментов на валах зависит от радиусов и углов наклона кулачков, а также от угла трения.

Полуоси

При наличии ведущих неуправляемых мостов и при зависимой подвеске колес привод от межколесного дифференциала к ведущим колесам осуществляется с помощью полуосей. В случае независимой подвески управляемых и неуправляемых колес привод осуществляется карданными передачами, причем передачу с простыми карданными шарнирами применяют в приводе к неуправляемым колесам с независимой подвеской, а с синхронными

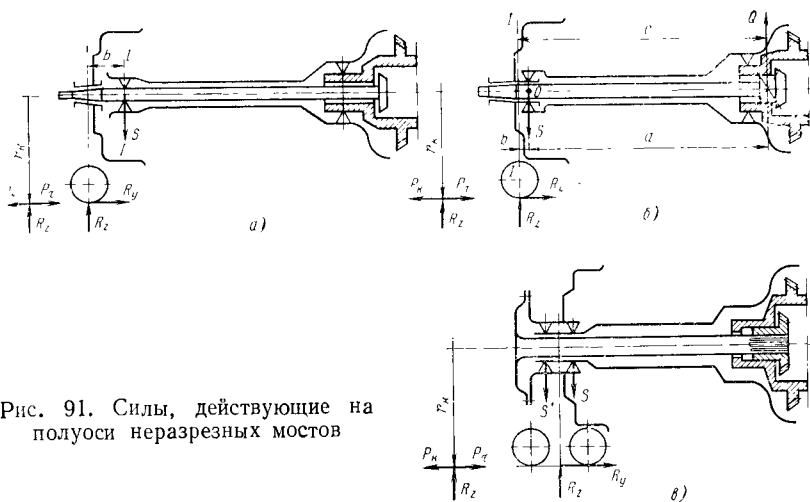


Рис. 91. Силы, действующие на полуоси неразрезных мостов

шарнирами — в приводе к управляемым колесам. Ниже рассмотрим особенности нагружения полуосей.

По степени нагружения радиальными и осевыми силами и соответствующими им изгибающими моментами полуоси делятся на полуразгруженные, разгруженные на три четверти, полностью разгруженные. Заметим, что это деление полуосей условно, так как балки мостов принимаются недеформируемыми.

У полуразгруженной полуоси (рис. 91, а) внешняя опора расположена внутри балки моста. Со стороны колеса на полуось непосредственно действуют следующие силы и моменты: в вертикальной плоскости — нормальная реакция R_z , изгибающий момент $M_z = R_z b$ и изгибающий момент $M_y = R_y r_K$; в горизонтальной плоскости — сила тяги P_K или тормозная сила P_T и изгибающие моменты $M_K = P_K b$ или $M_T = P_T b$. При разгоне колесной машины и ее остановке трансмиссионным тормозом на полуоси дополнительно действует тяговый или тормозной момент.

При полуразгруженных полуосях ступица обычно установлена на конус полуоси. В некоторых конструкциях ступица отсутствует. Ее заменяет фланец полуоси, к которому прикреплен диск колеса и тормозной барабан. Наружный конец полуразгруженной полуоси опирается на шариковые радиально-упорные подшипники, спаренные шариковые или роликовые конические подшипники, воспринимающие как нормальные, так и осевые нагрузки.

У полуоси, разгруженной на три четверти, внешняя опора находится между ступицей колеса и балкой моста (рис. 91, б). Изгибающие моменты от реакций $R_z = P_K$ (P_T) и R_y действуют одновременно на полуось и балку моста. Доля нагрузки, приходящаяся на полуось, зависит от конструкции подшипника и его жесткости. Для данной конструкции полуоси боковая нагрузка

действует вдоль полуосей на корпус дифференциала через полуосевые шестерни, которые обычно изготавливают как одно целое с полуосями.

У полностью разгруженных полуосей (рис. 91, в) внешняя опора, расположенная между ступицей колеса и балкой моста, представлена в виде разнесенных на большое расстояние двух роликовых или шариковых радиально-упорных подшипников.

Такая конструкция применяется на большинстве машин, при этом полуось нагружается только тяговым или тормозным (при торможении трансмиссионным тормозом) моментом.

Расчет полуосей на прочность. Полуоси машин высокой проходимости рассчитывают по максимальному динамическому моменту при интенсивном трогании с места, торможении трансмиссионным тормозом, в режиме заноса, переезде через препятствия.

В режиме интенсивного трогания нормальная динамическая реакция, действующая на колесо ведущего моста,

$$R_{zi} = 0,5G_i m_{xi},$$

где G_i — составляющая веса, действующая на i -й ведущий мост; m_{xi} — динамический коэффициент перераспределения нормальных реакций.

Продольная динамическая реакция, действующая на колесо ведущего моста,

$$P_{ki} = M_{пв}/r_k,$$

где $M_{пв}$ — максимальный динамический момент на полуоси.

В режиме интенсивного торможения трансмиссионным тормозом нормальная реакция $R_{zi} = 0,5G_i m_{\tau i}$, где $m_{\tau i}$ — динамический коэффициент перераспределения реакций при торможении, и продольная динамическая реакция при торможении $P_{\tau i} = M_{пт}/r_k$.

В режиме заноса учитывают нормальную динамическую реакцию, принимая во внимание ее перераспределение,

$$R_{zi} = 0,5G_i (1 \pm 2\varphi' h_g/B),$$

где φ' — коэффициент сцепления с дорогой при боковом скольжении (принято $\varphi' = 1$); h_g — высота центра масс; B — ширина колес. Знак «плюс» в формуле относится к полуоси внутреннего по отношению к направлению заноса колеса, а «минус» — к полуоси наружного колеса.

Боковая динамическая реакция $R_{yi} = Z_{ki}\varphi'$. При переезде единичного препятствия учитывают только нормальную динамическую нагрузку $R_{zi} = 0,5G_i K_d$, где K_d — коэффициент динамичности.

Для легковых автомобилей высокой проходимости K_d равно 1,5—1,75; для грузовых — 1,8—2, а для колесных машин высокой проходимости 2—2,5.

Определение напряжений полуразгруженной полуоси по опасному сечению I—I, находящемуся в месте установки подшипника (см. рис. 91, а). При режиме интенсивного трогания определим суммарное напряжение изгиба и кручения:

$$\sigma = \sqrt{R_z^2 b^2 + P_k^2 b^2 + M_{пв}^2} / 0,1d^3,$$

d — диаметр полуоси в расчетном сечении.

То же относится и к режиму интенсивного торможения трансмиссионным тормозом.

При заносе

$$\sigma_{и} = [G_i / (2 \cdot 0,1d^3)] (1 \pm 2\varphi h_g / B) (b \pm \varphi' r_k)$$

(верхние знаки относятся к внутренней, а нижние — к наружной по отношению к направлениям заноса полуоси).

При переезде единичного препятствия

$$\sigma_{и} = R_{zi} b / (0,1d^3).$$

Определение напряжений разгруженной на три четверти полуоси по опасному сечению I—I (рис. 91, б). При режиме интенсивного трогания

$$\sigma = \sqrt{(Qc)^2 + M_{пв}^2} / (0,1d^3); \quad Q = b \sqrt{R_z^2 + P_k^2} / a.$$

При режимах торможения колесными тормозами, заноса и переезда препятствия

$$\sigma_{и} = Qc / (0,1d^3).$$

Расчетную величину реакции Q корпуса дифференциала на внутреннюю опору полуоси определяют из уравнения суммы моментов относительно точки O :

в режиме торможения колесными тормозами

$$Q = b R_z \sqrt{1 + \varphi^2} / a,$$

где φ — коэффициент сцепления колеса с дорогой (принят $\varphi = 0,8$);

в режиме заноса

$$Q = [G_i / 2a] (1 \pm 2\varphi' h_g / B) (b \mp \varphi' r_k).$$

Напряжения полностью разгруженной полуоси определяют только в режиме интенсивного трогания по формуле

$$\tau = M_{пв} / (0,2d^3).$$

Полуоси отечественных автомобилей изготовляют из качественных легированных среднеуглеродистых сталей и подвергают

закалке ТВЧ. Коэффициенты запаса прочности по пределу текучести принимают равными 2—2,5; максимальный угол скручивания достигает 8° на 1 м длины полуоси.

В выполненных конструкциях наполовину разгруженных полуосей максимальные расчетные напряжения в режиме заноса достигают 600 МПа, на три четверти разгруженных полуосей 400—450 МПа, полностью разгруженных при режиме максимальной тяги 300—400 МПа.

Практически при проверочных расчетах полуосей на прочность достаточно ограничиться рассмотрением интенсивного трогания с места колесных машин.

Методы расчетов сопротивления на усталость аналогичны методам расчета полуосей валов.

ХОДОВАЯ ЧАСТЬ

§ 20. БАЛКИ МОСТОВ

Мосты колесных машин передают через элементы подвески на раму вертикальные, продольные и поперечные реакции, являющиеся результатом взаимодействия колес с поверхностью дороги. По назначению мосты делятся на ведущие и ведомые.

Ведущий мост — это, как правило, пустотелая балка, внутри которой размещены главная передача, дифференциал и полуоси.

Ведомые мосты, в свою очередь, делятся на поддерживающие и управляемые.

Обычно балки ведомых мостов выполняют из двутаврового проката или проката круглого сечения. Положение плоскостей качения колес в поддерживающих мостах не меняется, а в управляемых — колеса связаны с балкой моста через цапфу шарниром. Плоскость качения колеса может меняться, и тем самым обеспечивается поворот автомобиля — изменение направления движения.

Требования, предъявляемые к балкам мостов, определяются условиями их работы. Балки относятся к неподрессоренным массам автомобиля и поэтому испытывают значительные динамические нагрузки. К каждому типу балок предъявляются специфические требования, обусловленные конструкцией автомобиля, условиями его эксплуатации и другими особенностями.

Форма и сечение балки моста должны обеспечивать несущую способность ее под действием вертикальных, горизонтальных и осевых сил, а также крутящих моментов. Для увеличения дорожного просвета балка моста должна иметь минимальные размеры. Балка моста должна также иметь малую массу, значительную жесткость и обеспечивать строгую соосность колес, а в управляемых мостах — стабильность всех углов установки колес во время эксплуатации. Балки мостов должны надежно защищать механизмы ведущего моста от попадания воды, грязи, от механических повреждений.

Конструкция моста должна быть проста и ремонтпригодна. Важными требованиями, предъявляемыми к конструкции балок мостов, являются технологичность, малая стоимость и т. п. По конструкции различают балки ведущего, промежуточного и ведомого мостов, которые могут быть управляемыми и управляемыми. По способу изготовления балки ведущих мостов могут

быть штампованными (сварными), полученными высадкой, литыми или комбинированными.

Обычно сечение балки двутавровое с отношением $h/b = 1,1 \div 1,5$, при котором создается наибольший момент сопротивления кручению. Так как балка изогнута в вертикальной плоскости, двигатель можно расположить ниже, что улучшает обзор с места водителя.

Для полноприводных колесных машин применяют составные балки мостов, в которых центральная часть выполнена сплошной. Кожухи полуосей полые и запрессованы в центральную часть балки. Целые балки мостов изготавливают литыми или в виде штампованной сварной конструкции.

Расчет балок ведущих мостов

Схема нагружения и величина нагрузок на ведущие мосты зависят от конструкции подвески, режима движения машины и конструкции полуосей.

Рассмотрим порядок расчета ведущего моста. Обычно балки ведущего моста рассчитывают на изгиб и кручение. Действующие нагрузки носят динамический характер. Поэтому при расчете изменение статических нагрузок учитывают коэффициентами динамичности. Введем следующие допущения.

1. Нагрузка от массы по бортам колесных машин распределена равномерно.

2. Момент, подведенный к дифференциалу, распределен на колеса поровну.

3. Мосты с полностью разгруженными полуосями.

Величина действующих на мост нагрузок зависит от условий эксплуатации и режима движения. Расчет балок моста проводят для следующих режимов: тягового, торможения, заноса, преодоления препятствий или отрыва колес от полотна дороги.

Расчет ведущего моста в тяговом режиме (рис. 92). Действующими силами являются: P_K — сила тяги; T_K — крутящий момент; $R_z = R_{zл} + R_{zп} = G_M$ — вертикальная

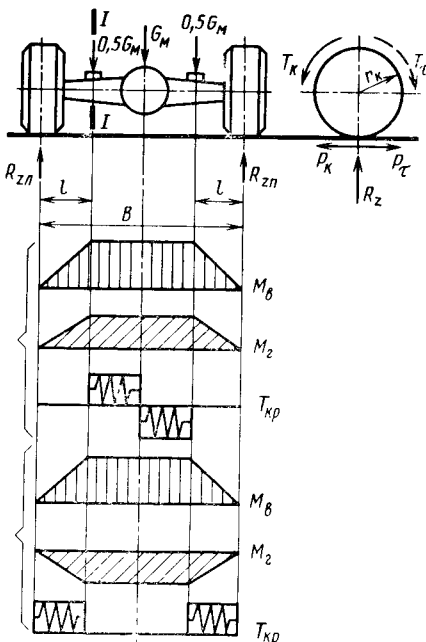


Рис. 92. Силы, действующие на ведущий мост:

1 и 2 — тяговый и тормозной режимы

реакция дороги; G_M — статическое распределение веса подвесной части автомобиля на ведущий мост.

Максимальная сила тяги

$$P_{k \max} = P_q = \varphi R_z,$$

где φ — коэффициент сцепления; $\varphi = 0,7 \div 0,8$.

Балка моста изгибается в вертикальной плоскости под действием реакции R_z :

$$M_B = R_{z1}l = 0,5G_M l K_{дв}; \quad R_{z1} = R_{zп},$$

где $K_{дв}$ — суммарный коэффициент перераспределения веса.

В горизонтальной плоскости балка моста испытывает изгиб от силы тяги P_k . Учитывая перераспределение силы тяги, получим

$$M_r = P_k l = 0,5\varphi G_M l K_{др}.$$

Балка моста испытывает также реактивный момент кручения

$$T_{кр} = P_k r_k = 0,5\varphi G_M r_k K_{дм},$$

где $K_{др}$, $K_{дм}$ — коэффициенты, соответствующие $K_{дв}$.

Опасным является сечение, расположенное под площадкой крепления рессоры. Суммарный момент $M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_r^2 + T_{кр}^2}$. Для трубчатого сечения балки моста

$$\sigma_p = M_\Sigma / W_{изг},$$

где $W_{изг}$ — момент сопротивления изгибу трубчатого сечения.

Для прямоугольного сечения

$$\sigma_{изг} = (M_B / W_B) + (M_r / W_r); \quad \tau = T_{кр} / W_{кр},$$

где W_B и W_r — моменты сопротивления изгибу соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях; $W_{кр}$ — момент сопротивления кручению в опасном сечении.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_{изг}^2 + 4\tau^2}.$$

Допускаемые значения напряжений для балок мостов из ковкого чугуна

$$\sigma \leq 300 \text{ МПа}; \quad \tau \leq 20 \text{ МПа};$$

для стальных балок мостов

$$\sigma \leq 500 \text{ МПа}; \quad \tau \leq 400 \text{ МПа}.$$

Расчет ведущего моста в режиме торможения. Действующими силами являются: P_r — тормозная сила; R_z — вертикальная реакция опорной поверхности; T_r — реактивный тормозной момент.

В вертикальной плоскости балка моста изгибается под действием реакции R_z :

$$R_{z1} = R_{zп}; \quad M_B = R_z l = 0,5G_M l K_{дв},$$

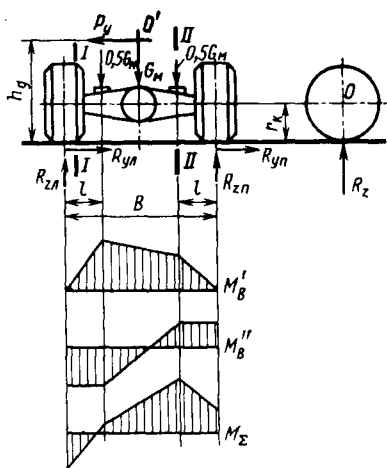


Рис. 93. Схема сил, действующих на ведущий мост в режиме заноса

требожная сила при повороте с отключенным двигателем) определяется условием бокового сцепления колес с опорной поверхностью: $P_y = \varphi' G_M$ (где φ' — коэффициент бокового сцепления колеса; $\varphi' = 1$).

Установившаяся поперечная реакция дороги

$$R_y = \varphi' R_z,$$

где R_z — установившаяся вертикальная реакция дороги.

В вертикальной плоскости на балку моста действует изгибающий момент от реакций R_z и R_y . Определим эти реакции.

Предположим, что происходит занос машины в левую сторону

$$R_{zл} = 0,5G_M \left(1 + \frac{2\varphi'h_g}{B} \right) K_{дз}; \quad R_{zп} = 0,5G_M \left(1 - \frac{2\varphi'h_g}{B} \right) K_{дз};$$

где $K_{дз}$ — коэффициент динамичности при заносе; h_d — высота расположения центра масс.

Поперечные реакции грунта

$$R_{yл} = 0,5G_M \left(1 + \frac{2\varphi'h_g}{B} \right) \varphi' K_{дз}; \quad R_{yп} = 0,5G_M \left(1 - \frac{2\varphi'h_g}{B} \right) \varphi' K_{дз};$$

$R_{yл}$ и $R_{zл}$ вызывают изгибающие моменты противоположные по знаку, а $R_{zп}$ и $R_{yп}$ — одинаковые.

Строим эпюры изгибающих моментов: в вертикальной плоскости M'_B и M''_B и суммарного $M_Σ$. Из построенных эпюр видно, что опасными являются сечения I—I (место крепления колеса)

где $K_{дв}$ — суммарный коэффициент перераспределения веса при торможении.

В горизонтальной плоскости

$$M_T = P_y l = 0,5\varphi G_M l K_{дг}.$$

Деформации кручения балки моста от действия тормозного момента происходят на участке от плоскости крепления тормозного диска до середины площадки крепления рессоры:

$$T_T = P_y r_K = 0,5\varphi G_M r_K K_{дм}.$$

Напряжения определяются аналогично рассмотренному выше случаю.

Расчет ведущего моста в режиме заноса (рис. 93). Действующие силы $R_y = R_{yл} + R_{yп}$. Боковая сила P_y (установившаяся цент-

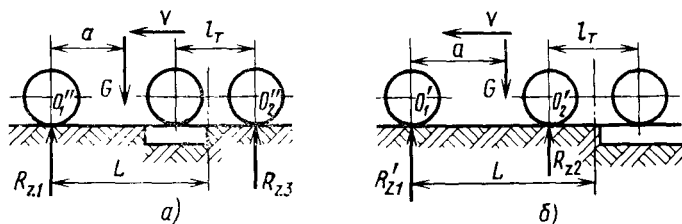


Рис. 94. Силы, действующие на трехосную колесную машину при переезде кювета

и II—II (место расположения рессоры). Запишем выражение для суммарных изгибающих моментов в опасных сечениях.

$$I - I: M_{изг I-I} = R_{z1} r_K = 0,5 G_M \left(1 + \frac{2\varphi' h g}{B} \right) \varphi' r_K K_{дз};$$

$$II - II: M_{изг II-II} = R_{z2} l + \varphi' R_{z2} r_K = \\ = 0,5 G_M \left(1 - \frac{2\varphi' h g}{B} \right) (l + \varphi' r_K) K_{дз}.$$

Эти сечения балки моста рассчитывают по напряжениям изгиба по приведенной выше методике.

Расчет ведущего моста в режиме преодоления препятствий. Этот расчет различен для колесных машин, отличающихся колесной формулой и числом осей. Для расчета необходим тщательный анализ условий эксплуатации. Возможны случаи зависания колес. Тогда масса машины перераспределяется между оставшимися колесами. Рассмотрим схему переезда трехосной колесной машины кювета. При зависании средних колес (рис. 94, а), (из уравнения равенства нулю моментов относительно оси, проходящей через точку O'_1),

$$\sum T_{O'_1} = 0; R''_{z3} (L + 0,5l_T) = Ga,$$

откуда

$$R''_{z3} = G \frac{a}{L + 0,5l_T}; R'_{z1} = G \left(1 - \frac{a}{L + 0,5l_T} \right).$$

При зависании задних колес (рис. 94, б)

$$\sum T_{O'_1} = 0; R'_{z2} (L - 0,5l_T) = Ga,$$

откуда

$$R'_{z2} = G \frac{a}{L - 0,5l_T}; R'_{z1} = G \left(1 - \frac{a}{L - 0,5l_T} \right).$$

У трехосных колесных машин с равномерным расположением осей возможен случай, когда масса машины приходится на одну среднюю ось. При расчете ведущего моста при переезде единичных препятствий вводят поправочный коэффициент динамичности γ .

Коэффициент динамичности γ обычно принимают равным 2,5—2,7.

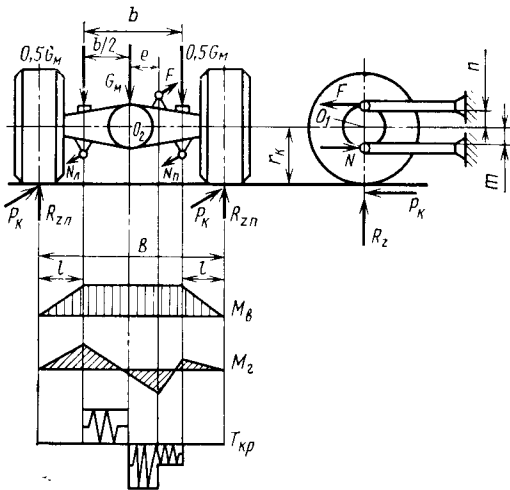


Рис. 95. Силы, действующие на балку ведущего моста трехосной колесной машины с балансирной подвеской

$= R_{zл}l$ (рис. 95); в горизонтальной плоскости — изгибающий момент $M_{г}$ от сил $N_{л}$, $N_{п}$, F .

Для определения этих сил составим уравнения равновесия:

$$\sum X = 0; 2P_K + F - N_{л} - N_{п} = 0;$$

$$\sum M_{O_2} = 0; 2P_K e - N_{л}(0,5b + e) + N_{п}(0,5b - e) = 0;$$

$$\sum M_{O_1} = 0; 2P_K r_K - F n - (N_{л} + N_{п}) m = 0.$$

После преобразований имеем

$$\left. \begin{aligned} F &= 2P_K (r_K - m)/(m + n); \\ N_{л} &= 2P_K \left[\frac{(r_K + n)(0,5b - e)}{(m + n)b} + \frac{e}{b} \right]; \\ N_{п} &= 2P_K \left[\frac{(r_K + n)(0,5b + e)}{(m + n)b} - \frac{e}{b} \right]. \end{aligned} \right\}$$

Силы, действующие на реактивные штанги и на балку моста, зависят от расположения штанг, т. е. от расстояний m и n .

Для обеспечения равномерного износа шин и равнопрочности штанг необходимо выполнять равенство $F = N_{л} = N_{п}$. Это равенство справедливо, когда

$$2P_K (r_K - m)/(m + n) = P_K (r_K + n)/(m + n) \text{ или } n = r_K - 2m.$$

Расчет поворотного устройства

Поворотное устройство (рис. 96) неведущего моста конструктивно представляет собой поворотный кулак 1, который может поворачиваться относительно шкворня 3, закрепленного в отвер-

Определение усилий, действующих на балку ведущего моста трехосной колесной машины. Наибольшее распространение получила схема конструкции рессорной балансирной подвески среднего и заднего ведущих мостов. Передача толкающих и тормозных усилий, а также реактивных моментов осуществляется штангами.

Рассмотрим расчет моста при наибольшей силе тяги $P_{K\max} = P_{\phi}$. В вертикальной плоскости действует изгибающий момент $M_{в} =$

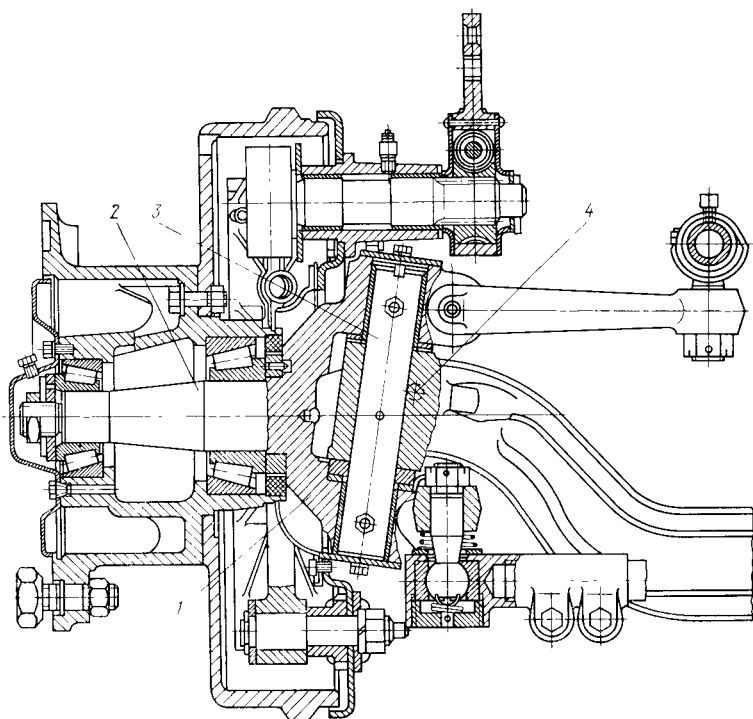


Рис. 96. Поворотное устройство управляемого неведущего моста:

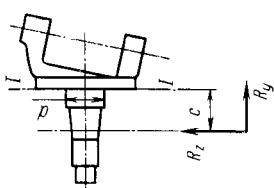
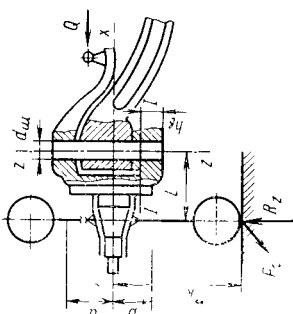
1 — поворотный кулак; 2 — ось поворотного кулака; 3 — шкворень; 4 — конический штифт

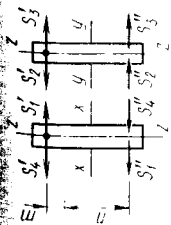
стии балки коническим штифтом 4. Подшипники колеса смонтированы на оси 2 поворотного кулака. Положение шкворня определяется углами α и γ . За счет углов α и γ , а также угла развала β создается стабилизирующий момент. Схождение колес ($A - B$) обеспечивает правильное положение и стабилизацию управляемых колес (рис. 97). Обычно $\alpha = 0 \div 8^\circ$; $\gamma = 0,5 \div 3^\circ$; $\beta = 1 \div 2^\circ$; $A - B = 1,5 \div 3$ мм.

Ведущий управляемый мост имеет на концах фланцы, к которым болтами крепятся шаровые опоры поворотного устройства управляемых колес (рис. 98). Поворотные кулаки состоят из корпуса и цапфы с фланцем. Для обеспечения прохождения вала карданного шарнира цапфу выполняют пустотелой. Ступицу колеса устанавливают на роликовых конических подшипниках на цапфе. Корпус поворотной цапфы установлен на шкворнях шаровой опоры также на двух конических роликовых подшипниках с предварительным натягом. От попадания грязи весь узел защищается уплотнениями.

Поворотный кулак и шкворень рассчитывают на режимах торможения (трогания), заноса и преодоления препятствия. Опас-

46. Схема расчетов поворотного кулака и шкворня для различных режимов движения колесной машины

<p>Деталь</p>	<p>Торможение</p>	<p>Занос</p>	<p>Преодоление препятствий</p>
	<p>Напряжение от сил R_z и P_τ</p> $\sigma_{\text{сл}} = \frac{M_{\text{сл}}}{W} = \frac{R_z c \sqrt{1 + \varphi^2}}{0,1d^3}$ <p>Допускаемое напряжение</p> $\sigma_{\text{сл}} \leq 550 \text{ МПа}$	<p>Напряжения:</p> <p>для наружного колеса</p> $G_x \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B} \right)$ <p>$\sigma_{\text{сл.н}} = \frac{\dots}{0,1d^3} (c - \varphi' r_{\text{к}}),$</p> <p>для внутреннего колеса</p> $G_x \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B} \right)$ <p>$\sigma_{\text{сл.в}} = \frac{\dots}{0,1d^3} (c + \varphi' h_g).$</p>	<p>Напряжение</p> $\sigma_{\text{сл}} = \frac{G_x c K_d}{0,1d^3},$ <p>где $K_d = 2,2 \div 2,7$</p>
	<p>Силы: от R_z</p> $S'_1 = S''_1 = (R_z l) / (a + b);$ <p>от P_τ</p> $Q = (P_\tau l) / c = R_z \varphi l / c;$ $S'_3 = R_z \varphi b / (a + b);$ $S''_3 = R_z \varphi a / (a + b);$	<p>Силы:</p> <p>на шкворень наружного колеса</p> $S'_H = 0,5G_x \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) \times$ $\times \frac{\varphi' (r_{\text{к}} - b) - l}{a + b};$ $S''_H = 0,5G_x \left(1 + \frac{2\varphi' h_g}{B} \right) \times$ $\times \frac{\varphi' (r_{\text{к}} + a) - l}{a + b}$	<p>Силы</p> $S' = S'' = \frac{l}{a + b}$ $= 0,5G_x K_d \frac{l}{a + b}$



$$S'_4 = Qn/(a+b);$$

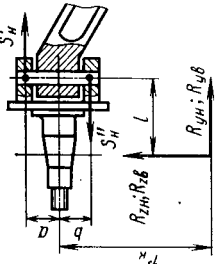
$$S''_4 = Qm/(a+b);$$

от тормозного момента

$$S'_2 = S''_2 =$$

$$= R_2 \varphi r_k / (a+b)$$

Суммарная расчетная сила на нижний конец шкворня

$$S'' = \sqrt{(S''_1 + S''_4)^2 + (S''_2 + S''_3)^2}$$


на шкворень внутреннего колеса

$$S'_b = 0,5G_x \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) \times$$

$$\times \frac{\varphi' (r_k - b) + l}{a+b};$$

$$S''_b = 0,5G_x \left(1 - \frac{2\varphi' h_g}{B}\right) \times$$

$$\times \frac{\varphi' (r_k + a) + l}{a+b}$$

Допускаемые напряжения для шкворня: при изгибе $\sigma_{из} \leq 500$ МПа; при срезе $\tau_{ср} \leq 100$ МПа; при смятии $\sigma_{см} \leq 50$ МПа

Примечание. G_x — статическая вертикальная нагрузка на мост; φ, φ' — коэффициенты сцепления шин соответственно продольный и боковой; S'_1, S''_1 — реакции в опорах шкворня от действия силы $R'_2; S'_4, S''_4$ — то же, от действия силы $Q; S'_2, S''_2$ — то же, от действия тормозного момента $P_{тв}, r_k; S'_3, S''_3$ — то же, от действия силы $P; P_{т1}$ — сила торможения; c — расстояние от продольной тяги до оси балки моста; ζ — сила, возникающая в поперечной рулевой тяге при торможении.

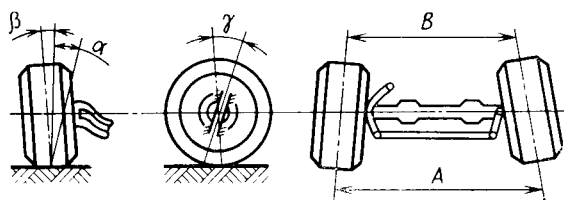


Рис. 97. Углы установки управляемых колес

ным сечением для поворотного кулака является сечение $I—I$ (табл. 46)

В табл. 46 приведены основные формулы для расчета поворотного устройства неведущих мостов (расчет для ведущего моста аналогичен, однако необходимо выполнить дополнительную проверку на прочность болтового соединения цапфы с корпусом).

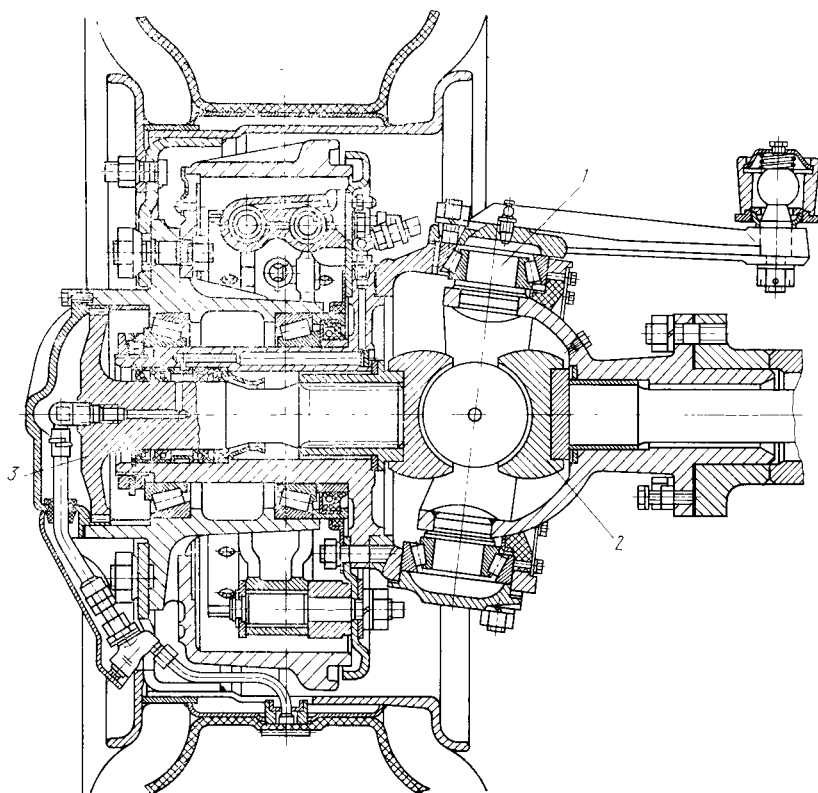


Рис. 98. Поворотное устройство управляемых колес ведущего моста:
1 -- шкворень; 2 - шарнир равных угловых скоростей; 3 -- полуось

§ 21. ПОДВЕСКА

Подвеской понимают совокупность устройств, обеспечивающих упругую связь между несущей системой и мостами или колесами, уменьшение динамических нагрузок на несущую систему и колеса и затухание их колебаний, а также регулирование положения кузова во время движения.

Подвеска состоит из направляющего устройства, упругого и гасящего (демпфирующего) элемента. Направляющее устройство определяет характер перемещений колес относительно несущей системы. Упругий элемент обеспечивает уменьшение динамических нагрузок, действующих на машину. Гасящий элемент (амортизатор) обеспечивает необходимое затухание колебаний кузова и колес.

В зависимости от назначения и конструктивных особенностей подвески имеют различную компоновку. Подвески колес одной машины могут быть как одинаковыми, так и различными по кинематической схеме, типу и конструкции упругих и демпфирующих элементов.

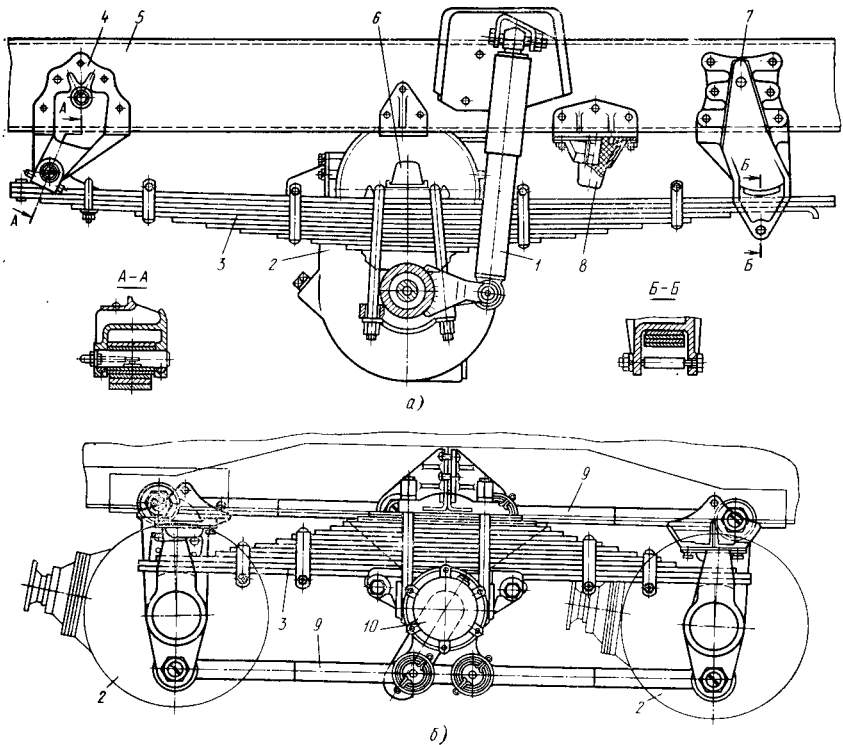


Рис. 99. Зависимые подвески:

a — передняя; *б* — задняя балансирующая; 1 — амортизатор; 2 — мост; 3 — рессора
 4 — передний кронштейн; 5 — рама; 6 — буфер; 7 — задний кронштейн; 8 — дополнительный буфер; 9 — реактивные штанги; 10 — ось балансира

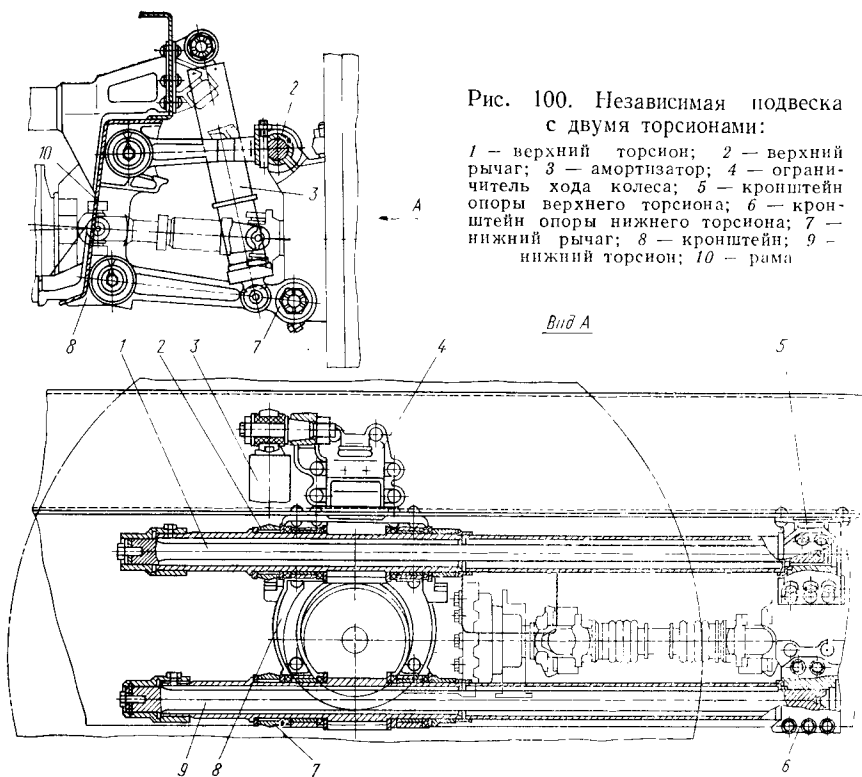


Рис. 100. Независимая подвеска с двумя торсионами:

1 — верхний торсион; 2 — верхний рычаг; 3 — амортизатор; 4 — ограничитель хода колеса; 5 — кронштейн опоры верхнего торсиона; 6 — кронштейн опоры нижнего торсиона; 7 — нижний рычаг; 8 — кронштейн; 9 — нижний торсион; 10 — рама

Вид А

Подвески классифицируют в основном по двум признакам: кинематической схеме и конструкции упругого элемента. Кинематическая схема подвески определяет характер связи между отдельными колесами и корпусом машины, перемещений колеса относительно кузова.

Подвески подразделяют по характеру связей на зависимые и независимые. Зависимые подвески различают с поперечной и продольной связями. При поперечной связи оба колеса одного моста устанавливают на жесткой оси так, что перемещение одного колеса, обусловленное неровностями дороги, передается другому. Обычно в таком случае связующим элементом является балка моста (рис. 99, а).

Подвески с продольными связями называют *балансируемыми* (рис. 99, б). Они получили широкое распространение на трехосных машинах для среднего и заднего ведущих мостов. Такие подвески обеспечивают перемещение колес в вертикальной плоскости с одновременным относительным качанием.

При независимой подвеске (рис. 100) каждое колесо подвешено к корпусу (перемещения колес не связаны). По конструкции направляющего устройства независимые подвески могут быть

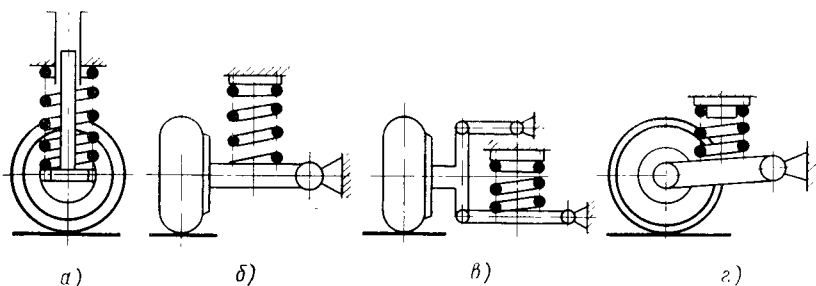


Рис. 101. Схемы независимых подвесок:

а — телескопическая; б и г — однорычажные; в — двухрычажные

безрычажными (телескопическими), однорычажными и двухрычажными (рис. 101).

Однорычажные подвески выполняют с качанием рычага в продольной и поперечной плоскостях, а двухрычажные — с качанием рычагов только в поперечной плоскости. К преимуществам последней схемы следует отнести возможность корректирования траектории перемещений колеса при заданной характеристике подвески; меньшие нарушения кинематической схемы управляемых колес при повороте; меньший износ шин (уменьшается их проскальзывание).

Несмотря на значительную трудоемкость изготовления, применение независимой подвески позволяет наилучшим образом сочетать кинематические схемы подвески и привода рулевого управления, обеспечить устойчивое движение машины при больших скоростях, высокую плавность хода при относительно малых размерах упругого элемента, а также уменьшить массу неподдресоренных частей.

Упругие элементы бывают металлическими, резиновыми, пневматическими и комбинированными.

К металлическим упругим элементам относятся листовые рессоры, спиральные пружины (цилиндрические и конические), торсионы. Наибольшее распространение получили зависимые подвески с полуэллиптическими листовыми рессорами, обеспечивающие простоту конструкции и удобство обслуживания. Спиральные пружины и торсионы применяют обычно в независимых подвесках легковых автомобилей повышенной проходимости и на многоосных машинах высокой проходимости.

Резиновые упругие элементы широко применяют как вспомогательные (корректирующие и ограничительные), установочные детали, способствующие гашению колебаний и устранению вибраций.

Перспективным в автомобилестроении является применение пневматических и гидропневматических упругих элементов. В пневматических элементах используется энергия сжимаемого газа. В гидропневматических, как и в пневматических элементах,

рабочим телом является газ, а усилие от колеса передается сжимаемому газу через жидкость. В зависимости от конструкции элемента жидкость и газ могут соприкоснуться, а также могут быть отделены один от другого посредством гибкой резиновой мембраны или подвижной перегородки (плавающим поршнем).

При определении характеристик подвески стремятся обеспечить плавность хода, устойчивость и надежность машины.

Выбор основных параметров подвески

При расчете параметров подвески многоосного автомобиля принимают во внимание их влияние на вертикальные и продольно-угловые колебания. Поэтому для определения основных параметров подвески машину рассматривают как одномассовую динамическую систему с двумя степенями свободы и n связями.

Считаем, что упругие и демпфирующие характеристики подвески линейны, а коэффициенты, их определяющие, являются постоянными и одинаковыми для всех колес. Тогда, задаваясь парциальной частотой вертикальных и продольно-угловых колебаний ω_y и ω_φ , равной $10 \div 15 \text{ с}^{-1}$, определяем приведенную жесткость подвески

$$c_{y \text{ пр}} = 0,5\omega_y^2 M/n; \quad c_{\varphi \text{ пр}} = 0,5\omega_\varphi^2 J / \sum_{i=1}^n l_i^2,$$

M — масса автомобиля; n — число узлов подвески одного борта; l_i — расстояние от центра масс автомобиля до i -го колеса; J — момент инерции поддресоренной части относительно центра масс автомобиля.

Из двух полученных значений определяют среднюю величину жесткости

$$c_{\text{пр}} = 0,5(c_{y \text{ пр}} + c_{\varphi \text{ пр}}).$$

Далее рассчитывают приведенный коэффициент сопротивления амортизатора при условии рекомендуемого значения парциального относительного коэффициента затухания ψ_φ и $\psi_y = 0,2 \div 0,3$:

$$\kappa_{y \text{ пр}} = \psi_y \sqrt{2M \sum_{i=1}^n c_{y \text{ пр}} / n}; \quad \kappa_{\varphi \text{ пр}} = \psi_\varphi \sqrt{2J \sum_{i=1}^n c_{\varphi \text{ пр}} l_i^2 / \sum_{i=1}^n l_i^2}$$

и принимают $\kappa_{\text{пр}}$ равным наибольшему из вычисленных коэффициентов.

Затем определяют статические нагрузки на колеса:

$$R_{\text{ст } i} = \left[G + 2c_{\text{пр}} \text{tg } \theta \left(\sum_{i=1}^n l_i - n l_i \right) \right] / (2n),$$

где G — вес машины; θ — угол наклона корпуса; n — число колес одного борта; l_i — расстояние от оси заднего колеса до оси i -го колеса.

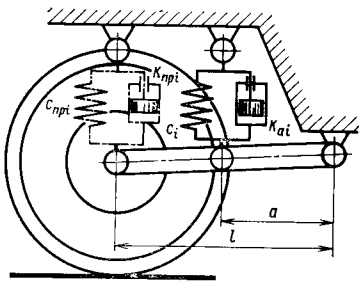


Рис. 102. Схема подвески с истинными и приведенными упругими элементами и амортизаторами

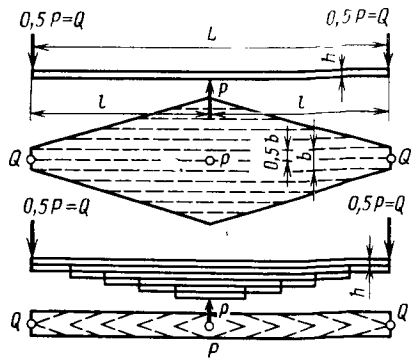


Рис. 103. Многолистовая двухлучевая рессора, составленная из двух однолистовых рессор трапециевидальной формы

После окончательного выбора жесткости определяют статический и динамический ходы подвески:

$$h_{ст i} = R_{ст i} / c_{пр i}; \quad h_{д i} = K_{д} h_{ст i};$$

здесь $K_{д}$ — коэффициент динамичности; $K_{д} = 1,2 \div 1,5$.

Для каждой конструктивной схемы направляющего устройства определяют коэффициенты жесткости упругого элемента c_i и сопротивления амортизатора κ_{ai} по приведенной жесткости $c_{пр i}$ и коэффициенту демпфирования $\kappa_{пр i}$. Например, для схемы подвески, приведенной на рис. 102,

$$c_i = c_{пр i} (l/a)^2; \quad \kappa_{ai} = \kappa_{пр i} (l/a)^2.$$

Расчет листовых рессор

Расчет листовых рессор от действия основного силового фактора — вертикальной силы сводится к расчету рессоры на изгиб. При этом определяют следующие параметры упругого элемента: длину между центрами ушек в выпрямленном состоянии L ; толщину h , ширину b и число листов n рессоры; стрелу выгиба рессоры в свободном состоянии; массу рессоры и напряжения в ее листах.

Выполненные конструкции рессор отличаются от конструкции рессоры равного сопротивления, состоящей из двух рессор треугольной формы. Поэтому для расчета в первом приближении целесообразно использовать формулы, относящиеся к многолистовой рессоре трапециевидальной формы (рис. 103).

Если воспользоваться интегралом Мора, то для рессоры длиной $L = 2l$, при нагрузке $P = 2Q$, толщине листов h , их ширине b прогиб

$$f = \delta PL^3 / (48EJ_0) = \delta PL^3 / (4Enbh^3),$$

жесткость

$$c = P/f = (1/\delta) (48EJ_0/L^3) = (1/\delta) (4Enbh^3)/L^3,$$

а напряжения

$$\sigma = PL/(4W_0) = 3PL/(2nbh^2).$$

Из конструктивных соображений рессоры подвески автомобилей обычно выполняют несимметричными. В этом случае при длине $L = l_1 + l_2$ и нагрузке P , приходящейся на рессору, все листы которой имеют одинаковую толщину и ширину, имеем

$$f = (\delta Pl_1^2 l_2^2)/(3ELJ_0) = (\delta 4l_1^2 l_2^2 P)/(Enbh^3 L); \quad (100)$$

$$c = P/f = (1/\delta) (3ELJ_0)/(l_1^2 l_2^2) = (1/\delta) (Enbh^3 L)/(4l_1^2 l_2^2) \text{ и}$$

$$\sigma = (Pl_1 l_2)/(LW_0) = (6Pl_1 l_2)/(Lnbh^2), \quad (101)$$

где $J_0 = (Bh^3)/12 = (nbh^3)/12$ — момент инерции среднего сечения рессоры; δ — коэффициент увеличения прогиба;

$$\delta = (3/2) [(1 - A) (1 - 3A) - 2A^2 \ln A] / [(1 - A)^3];$$

$A = b/B$ — коэффициент формы рессоры; W_0 — момент сопротивления изгибу среднего сечения; $W_0 = (nbh^2)/6$; n — число листов пакета; E — модуль упругости первого рода; $E = 2,1 \times 10^5$ МПа.

Рассчитав динамический и статический ходы подвески (прогибы рессоры), от которых зависит плавность хода автомобиля, определяем размеры рессоры и ее листов. От правильного выбора длины рессоры и толщины ее листов в значительной степени зависят ее прочность и срок службы. Из выражений (100) и (101) имеем

$$\sigma = (3/2) (1/\delta) (Ehf)/(l_1 l_2), \quad (102)$$

а при $l_1 = l_2 = 0,5L$

$$\sigma = (6/\delta) (Ehf)/L^2. \quad (103)$$

Из формул (102) и (103) следует, что по допускаемому напряжению, прогибу, толщине листов и коэффициенту увеличения прогиба можно вычислить необходимую длину рессоры или при заданной длине рессоры получить необходимую толщину ее листов. Допускаемое статическое напряжение составляет 300—500 МПа. Незначительное увеличение длины рессоры при постоянных других параметрах дает возможность увеличить толщину листов, что создает благоприятные условия для работы коренного листа, так как последний воспринимает кроме вертикальных боковые, продольные нагрузки, а также крутящий момент, вызванный креном кузова.

Ширину и число листов различной толщины определяют по моменту инерции J_0 сечения под центровым болтом:

$$J_0 = \delta (l_1^2 l_2^2 P)/(3E f L).$$

Ширину листов b подбирают по сортаменту проката или устанавливают новую по отношению ширины листа к средней его толщине. Установлен оптимальный диапазон изменения этого соотношения: $6 < b/h < 10$.

Определив ширину листов, устанавливают их число. При одинаковой толщине $n = (12J_0)/(bh^3)$. Если рессоры выполнены из нескольких групп различных по толщине листов, то вначале задаются числом листов в нескольких первых группах, а число листов остальных подбирают так, чтобы сумма моментов инерции всех листов была равна необходимому моменту инерции J_0 ; тогда справедливо равенство

$$(b/12)(n_1h_1^3 + n_2h_2^3 + \dots + n_ih_i^3) = (b/12) \sum_{k=1}^i n_k h_k^3 = J_0.$$

Если согласно общей компоновке подвески рессора под статической нагрузкой имеет стрелу выгиба F_0 , то стрела ее выгиба в свободном состоянии $F = F_0 + f_c + \Delta$ (где f_c — статический прогиб рессоры; Δ — осадка рессоры; $\Delta = 5 \div 15$ мм). По величине F и длине коренного листа можно определить радиус кривизны R_0 собранной рессоры, необходимый для нахождения радиуса кривизны каждого листа проектируемой рессоры в свободном состоянии: $R_0 = L^2/(8F)$. Так как рессору обычно выполняют из листов разной толщины, то радиус кривизны каждого из листов в свободном состоянии обуславливает предварительные напряжения, обеспечивающие одинаковую усталостную долговечность всех листов рессоры.

Масса рессоры вычисляется при следующих допущениях: рессора состоит из листов одинаковой толщины; характеристика рессоры линейная; форма ее трапецеидальная; трение между листами мало. Тогда работа, совершаемая внешней вертикальной силой,

$$U = (Pf)/2; \quad (104)$$

потенциальная энергия

$$U = (1/9) [\delta/(1 + A)] V (\sigma^2/E). \quad (105)$$

Учитывая, что масса рессоры связана с объемом зависимостью $q = 0,00785V$, из равенств (104) и (105) получим теоретически необходимую массу рессоры

$$q = K_1 Pf/\sigma^2, \quad (106)$$

где $K_1 = [0,035325E (1 + A)]/\delta$ — постоянная, зависящая от конструкции рессоры и материала, определяемого модулем упругости.

Из формулы (106) следует, что масса рессоры не зависит от длины, ширины и толщины ее листов. Поэтому при выборе указанных размеров необходимо руководствоваться только чисто практическими соображениями. В формуле (106) не учтена масса ушков, площадок крепления, хомутиков и других крепежных дета-

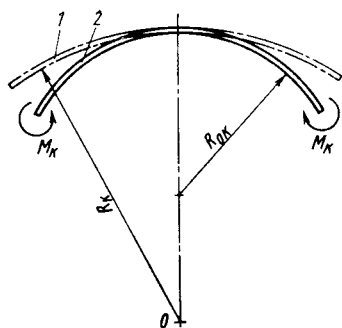


Рис. 104. Деформация листа в рессоре:

1 и 2 — лист в свободном состоянии и в собранной рессоре; M_k — изгибающий момент в k -м листе

листов необходимы для того, чтобы в рессоре, состоящей из листов разной толщины, обеспечить перераспределение напряжений между листами и разгрузить коренной лист. Для рессоры, листы которой имеют одинаковую толщину, предварительный выгиб дает возможность при минимальной нагрузке обеспечить одновременную работу всех элементов (при ненагруженной рессоре листы соприкасаются по всей длине).

При определении предварительных напряжений предполагают, что каждый лист в процессе его деформации при сборке рессоры испытывает чистый изгиб (рис. 104) (штрихпунктирными линиями показан лист в свободном состоянии, сплошными — в собранной рессоре):

$$\sigma_{кп} = (EJ_k/W_k) [(1/R_k) - (1/R_{0к})],$$

где R_k — радиус кривизны k -го листа в свободном состоянии [вычисляется по формуле $(1/R_0) = \sum_{k=1}^n (J_k/R_k) / \sum_{k=1}^n J_k$]; $R_{0к}$ — радиус кривизны k -го листа в собранной рессоре.

Если лист рессоры прямоугольного сечения, а все листы собранной рессоры выполнены с одинаковым радиусом кривизны R_0 , то

$$\sigma_{кп} = [(Eh_k)/2] [(1/R_k) - (1/R_0)]; \quad 1/R_0 = \sum_{k=1}^n (h_k^3/R_k) / \sum_{k=1}^n h_k^3.$$

Рабочие напряжения, возникающие от действия внешней нагрузки, определяются максимальным изгибающим моментом:

$$\sigma_{кр} = M / \sum_{i=1}^n W_i, \quad (107)$$

где W_i — момент сопротивления изгибу i -го листа.

лей, а вычисляется только масса элементов, непосредственно участвующих в работе.

Более точный расчет рессоры учитывает различную кривизну листов и фактические условия их работы. При этом напряжения в листах рессоры

$$\sigma_k = \sigma_{кп} + \sigma_{кр},$$

где $\sigma_{кп}$ и $\sigma_{кр}$ — соответственно предварительное и рабочее напряжения; k — порядковый номер листа.

Предварительные напряжения в листах возникают при стягивании пакета центровым болтом вследствие различных радиусов кривизны листов рессоры. Разные радиусы кривизны

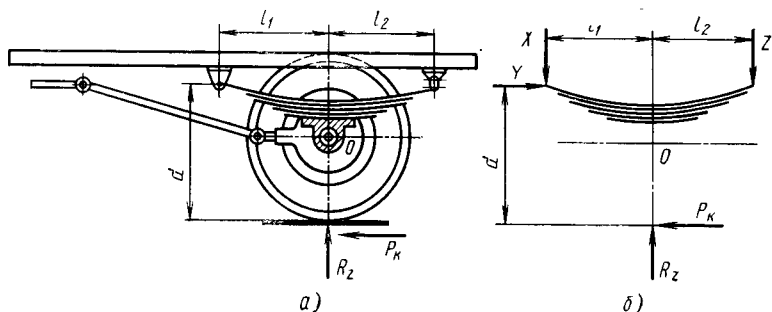


Рис. 105. Схемы для определения сил и реакций, действующих на ушки рессоры для ведущего моста

Формула (107) справедлива для рессоры равного сопротивления и является приближенной для практических расчетов.

Известны два метода расчета напряжений в листах рессоры от внешней нагрузки: сосредоточенной нагрузки и общей кривизны. Рассмотрим второй метод. Считаем, что все листы рессоры соприкасаются по всей длине. Тогда максимальное напряжение в листе

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{J_{\text{к}}}{\left(\sum_{i=1}^n J_i \right) W_{\text{к}}} M,$$

где $J_{\text{к}}$ — момент инерции сечения к-го листа; J_i — момент инерции сечения i -го листа; $W_{\text{к}}$ — момент сопротивления изгибу к-го листа; M — максимальный изгибающий момент от нагрузки, приложенной в ушке коренного листа; n — число листов.

При расчете на прочность листов следует также учитывать дополнительные нагрузки, которые передаются через рессору.

Рассмотрим зависимую рессорную подвеску, в которой функцию направляющего устройства выполняет упругий элемент. На рис. 105, а показана схема такой подвески с несимметричной полуэллиптической рессорой, нагруженной вертикальной и тяговой силами. Определим силы, действующие на ушко рессоры (рис. 105, б), в предположении, что серьга на подвижном конце перпендикулярна поверхности коренного листа и концы рессоры расположены на одной высоте. Тогда уравнения равновесия

$$Y = P_{\text{к}};$$

$$X(l_1 + l_2) = R_z l_2 + P_{\text{к}} d;$$

$$Z(l_1 + l_2) = R_z l_1 - P_{\text{к}} d,$$

где X и Z — вертикальные силы, действующие на концы рессоры; Y — горизонтальная реакция на неподвижном конце рессоры.

Вертикальная реакция

$$R_z = G_{\text{к}} \varepsilon, \quad (108)$$

где G_k — вес, приходящийся на колесо; ϵ — коэффициент перераспределения веса для случая, когда задний мост является ведущим; для грузовых автомобилей $\epsilon = 1,2 \div 1,4$.

Максимальная сила тяги

$$P_k = \varphi \epsilon G_k, \quad (109)$$

где φ — коэффициент сцепления между колесом и дорогой.

Согласно выражениям (108) и (109) имеем

$$Y = P_k = \epsilon \varphi G_k;$$

$$X = \frac{G_k \epsilon}{l_1 + l_2} (l_2 + \varphi d);$$

$$Z = \frac{G_k \epsilon}{l_1 + l_2} (l_1 - \varphi d).$$

Расчет торсионов и пружин

Торсионы имеют широкое применение в независимых подвесках. Их основными преимуществами являются энергоемкость, оптимальная компоновка, защищенность от механических повреждений, возможность регулирования высоты кузова.

Для определения размеров торсионов необходимо прежде всего выбрать кинематическую схему подвески колеса и размеры направляющих элементов подвески из условий обеспечения малых углов поворота плоскости колеса, необходимых динамических и статических прогибов подвески, небольших изменений колеи, а для ведущих колес при независимой подвеске также из условий согласования с угловыми перемещениями карданной передачи.

По заданной компоновке и размерам элементов направляющего устройства (рычагов) можно рассчитать параметры торсиона — диаметр d для стержней круглого сечения и рабочую длину стержня L_p (без шлицевых головок).

Для подвески с одним торсионом (рис. 106) максимальный момент на валу упругого элемента

$$T_{\max} = T_{ст} \varphi_{\max} / \varphi_{ст};$$

$$T_{ст} = P_{ст} R \cos \alpha,$$

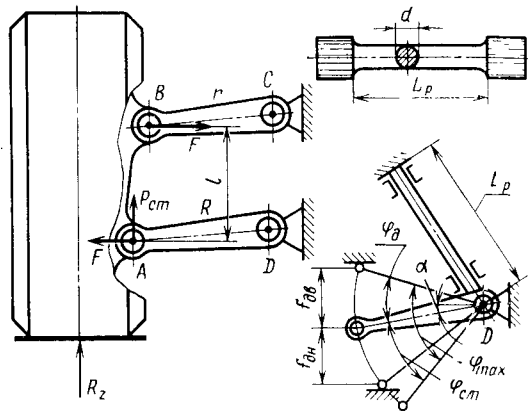
где $T_{ст}$ — момент от действия статической нагрузки; $P_{ст}$ — вертикальная сила, действующая на рычаг подвески при статическом нагружении; α — угол наклона рычага; $\varphi_{ст}$, φ_{\max} — статический и максимальный углы закрутки упругого элемента; R — длина нижнего рычага.

Пренебрегая другими видами деформаций, торсионы рассчитывают на кручение. Диаметр стержня

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi} \frac{T_{\max}}{\tau_{доп}}},$$

где $\tau_{доп}$ — допускаемое касательное напряжение; $\tau_{доп} = 850 \div 950$ МПа.

Рис. 106. Торсионный вал и схема для расчета подвески: F — горизонтальная сила, действующая на рычаг подвески; r — длина верхнего рычага; $f_{дв}$, $f_{дн}$ — динамический ход колеса относительно статического положения соответственно вверх и вниз; ρ — угол закрутки торсионного вала, соответствующий $f_{дв}$



Из равенства правых частей выражений максимального скручивающего момента

$$T_{\max} = W\tau_{\text{доп}};$$

$$T_{\max} = J_p\varphi_{\max}G/L_p,$$

где $W = \pi d^3/16$ — полярный момент сопротивления сечения торсиона; $J_p = \pi d^4/32$ — полярный момент инерции сечения стержня; G — модуль упругости второго рода материала торсиона; $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа, получаем формулу для определения рабочей длины вала упругого элемента; $L_p = 0,5dG\varphi_{\max}/\tau_{\text{доп}}$.

Для расчета пучкового торсиона с круглыми стержнями (рис. 107) воспользуемся выражением максимального момента при скручивании

$$M_{\max} = \sqrt{\left(\frac{GJ_p\varphi_{\max}}{L_p} \sum_{j=0}^{\kappa} i_j\right)^2 + \left(\frac{6EJ_y \sin 0,5\varphi_{\max}}{L_p^2} \sum_{j=0}^{\kappa} i_j\rho_j\right)^2}, \tag{110}$$

где i_j — число прутков в ряду; j — номер ряда в пучке торсиона (при $j = 0$; $i_0 = 1$; $\rho_0 = 0$); E — модуль упругости первого рода материала стержней торсиона; $J_y = \pi d^4/64$ — осевой момент инерции сечения прутка; ρ_j — расстояние от оси стержня до оси симметрии пучка.

Подставляя в (110) значения J_y и J_p , получим выражение для определения диаметра прутка:

$$d = 2 \sqrt[8]{\frac{4M_{\max}^2 L_p^4}{\left(G\pi\varphi_{\max}L_p \sum_{j=0}^{\kappa} i_j\right)^2 + \left(3E\pi \sin 0,5\varphi_{\max} \sum_{j=0}^{\kappa} i_j\rho_j\right)^2}}. \tag{111}$$

Напряжение в стержнях пучка торсиона следует определять по пруткам, расположенным на периферии, так как прутки кроме

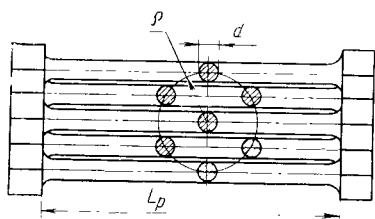


Рис. 107. Схема пучкового торсиона

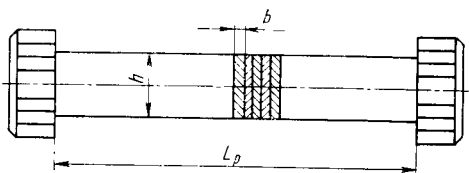


Рис. 108. Схема пластинчатого торсиона

кручения подвергаются изгибу. Поэтому эти прутки более нагружены. Максимальные напряжения прутка:

касательное

$$\tau_{\max} = 0,5dG\varphi_{\max}/L_p;$$

изгиба

$$\sigma_{\max} = (3Ed\rho_j \sin 0,5\varphi_{\max})/L_p^2;$$

суммарное напряжение

$$\sigma_{\Sigma \max} = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 4\tau_{\max}^2}. \quad (112)$$

Если известны конструктивные параметры пучкового торсиона ρ, j , то, задаваясь максимальным значением напряжения $\sigma_{\Sigma \max}$, углом закрутки φ_{\max} и решая совместно уравнения (111), (112), определяем диаметр прутка d и рабочую длину торсиона L_p . Допускаемые напряжения для пучкового торсиона значительно выше, чем для торсиона круглого сечения, и равны 1000—1300 МПа.

Расчет пластинчатого торсиона (рис. 108), имеющего i пластин, основан на применении выражений моментов инерции J_K и сопротивления W_K пластины при кручении, которые справедливы при отношении $h/b = m \geq 4$:

$$W_K = (m - 0,63) b^3/3; \quad (113)$$

$$J_K = (m - 0,63) b^4/3.$$

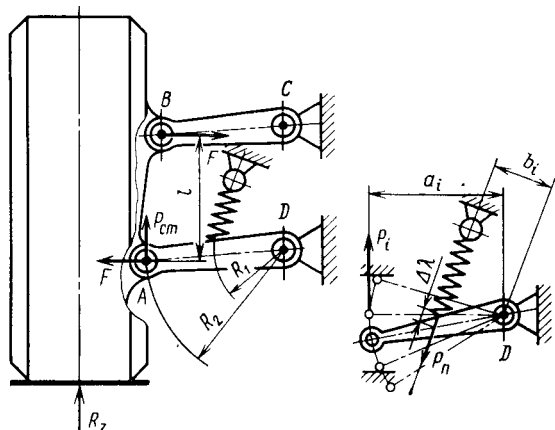
Из (113) определяем $b = \sqrt[3]{3W_K/(m - 0,63)}$.

Задаваясь максимальным касательным напряжением на длинной стороне пластины и числом пластин, определяем момент сопротивления $W_K = T_{\max}/(i\tau_{\max})$ и рабочую длину пластины $L_p = (GJ_K i \varphi_{\max})/T_{\max} = (G\varphi_{\max} b)/\tau_{\max}$.

Пружины в качестве основных упругих элементов широко применяются в подвесках легковых машин повышенной проходимости и в качестве вспомогательных элементов, например ограничителей или корректирующих устройств, на других машинах. В первом случае используются цилиндрические пружины, витые из прутка круглого или прямоугольного сечения; характеристика

Рис. 109. Расчетная схема подвески с цилиндрической пружиной:

$\Delta\lambda$ — приращение деформации пружины; R_1 — плечо приложения силы P_{II} ; R_2 — длина нижнего рычага; P_i — вертикальная сила, действующая на рычаг подвески в i -м положении



их линейна. Для ограничителей хода применяются конические пружины.

Усилие, сжимающее пружину, определяется кинематической схемой подвески. Например, для подвески с направляющим устройством (рис. 109), из уравнения моментов относительно точки D

$$P_{II} = (P_i a_i) / b_i.$$

Усилие P_{II} может быть выражено также следующим образом:

$$P_{II} = \lambda c_{II};$$

$$P_{II \max} = \lambda_{\max} c_{II},$$

где λ_{\max} — максимальная деформация пружины; c_{II} — жесткость пружины.

Ниже приведены основные зависимости, используемые при расчете пружин:

$$\tau_{\max} = 8k P_{II \max} c / (\pi d^2) \leq \tau_{\text{доп}}; \quad P_{II \max} = \pi d^3 \tau_{\max} / (8kD);$$

$$\lambda_{\max} = 8 P_{II \max} D^3 / (Gd^4); \quad d = 1,6 \sqrt{\kappa P_{II \max} c / \tau_{\text{доп}}};$$

$$\kappa = (4c + 2) / (4c - 3); \quad c = D/d,$$

где τ_{\max} — максимальное напряжение в пружине; d — диаметр прутка; D — средний диаметр пружины; $\tau_{\text{доп}}$ — допускаемое напряжение; $\tau_{\text{доп}} = 600 \div 700$ МПа.

Определение усилий, действующих на рычаги независимой подвески, рассмотрим на примере подвески с двумя торсионными (рис. 110). Усилия P_B и P_{II} , приходящиеся на верхний и нижний рычаги, определяем из условий равновесия колеса машины:

$$\sum F_y = 0; \quad F_B - F_{II} = 0;$$

$$\sum F_z = 0; \quad R_z - P_{II} - P_B = 0;$$

$$\sum M_A = 0; \quad R_z d_2 + P_B (d_1 - d_2) - F_B l = 0.$$

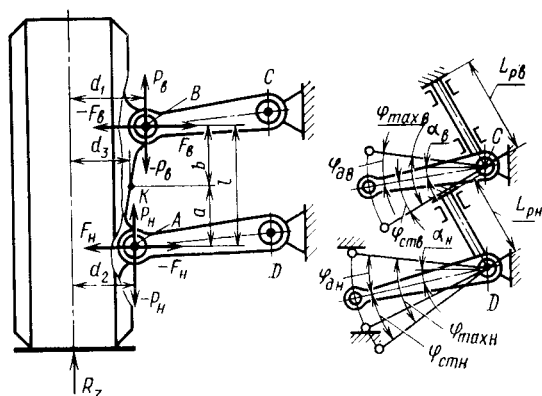


Рис. 110. Расчетная схема подвески с двумя торсионными валами: индексы *в* и *н* в обозначениях параметров указывают на верхний и нижний торсион

Тогда

$$P_H = R_z - P_B; F_B = F_H;$$

$$P_B = \frac{(F_B l - R_z d_2)}{(d_1 - d_2)}. \quad (114)$$

Так как данная система статически неопределимая, то силу F_H определяем из уравнения моментов относительно точки K при следующих допущениях: $P_B = P_H$ и $(d_1 - d_3) = (d_3 - d_2)$.

$$\sum M_K = 0; F_H a + F_B b - R_z d_3 = 0.$$

Точка K принадлежит оси вращения колеса.

Принимая во внимание, что $F_B = F_H$, имеем

$$F_B = R_z d_3 / l.$$

Из уравнения (114) после подстановки выражения для силы F_H имеем

$$P_B = R_z \frac{d_3 - d_2}{d_1 - d_2} \text{ и } P_H = R_z \left(1 - \frac{d_3 - d_2}{d_1 - d_2} \right).$$

Расчет элементов подвески на усталостную долговечность

При движении машины напряжения в элементах подвески непрерывно меняются. Эти изменения представляют собой эргодический случайный процесс. Процесс нагружения (рис. 111) наблюдается у рессор подвески при установившемся режиме движения машины с некоторой постоянной скоростью по дороге с однородным покрытием. Предположим, что действующие напряжения $\sigma(t)$ не достигают значения σ_b , соответствующего полному разрушению детали, а превышение напряжениями предела текучести σ_T маловероятно. В этом случае элементы подвески и их

детали могут выйти из строя вследствие постепенного развития усталостной трещины в результате превышения напряжениями $\sigma(t)$ уровня σ_r , при котором образуется накопление усталостных повреждений. Такой уровень соответствует пределу выносливости асимметричного цикла, полученного с помощью схематизированной диаграммы предельных напряжений.

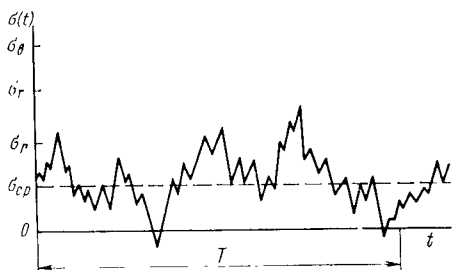


Рис. 111. Пример изменения напряжений в листе рессоры при движении машины по реальной дороге

Для решения задачи по определению усталостной долговечности детали рассматривают случайный процесс с математическим ожиданием, равным нулю. Напряжение центрируют предварительным вычитанием из действующего напряжения $\sigma(t)$ в каждый момент времени t среднего напряжения $\sigma_{ср}$ (математического ожидания):

$$\sigma_0(t) = \sigma(t) - \sigma_{ср};$$

$$\sigma_{ср} = \frac{1}{T} \int_0^T \sigma(t) dt.$$

Считаем, что статистические характеристики для случайной функции $\sigma_0(t)$ и ее производной $\dot{\sigma}_0(t)$ известны (в частности, средние квадратические отклонения $S(\sigma_0)$ центрированной случайной функции и ее первой производной $S(\dot{\sigma}_0)$). Тогда, основываясь на гипотезе линейного суммирования повреждений; можно определить ожидаемую усталостную долговечность:

$$T_{п} = \frac{T_e S^2(\sigma_0) N_0 \sigma_r^m}{\int_{\chi}^{\infty} \sigma_0^{m+1} \exp \left[-\frac{\sigma_0^2}{2S^2(\sigma_0)} \right] d\sigma_0}, \quad (115)$$

где T_e — эффективный период изменения нагрузки, с;

$$T_e = 2\pi \frac{S(\sigma_0)}{S(\dot{\sigma}_0)}; \quad (116)$$

χ — нижний предел интегрирования, определяемый как отношение σ_r , при котором наблюдается накопление усталостных напряжений, к среднему квадратическому отклонению $S(\sigma_0)$: $\chi = \sigma_r / [S(\sigma_0)]$.

Интеграл, входящий в знаменатель в формуле (115), можно выразить через табулированные функции:

$$\int_x^{\infty} \sigma_0^{m+1} \exp \left[-\frac{\sigma_0^2}{2S^2(\sigma_0)} \right] d\sigma_0 = S^{m+2}(\sigma_0) \Psi(m+2) P[\chi^2, (m+2)], \quad (117)$$

где $\Psi(m+2)$ — нормировочная постоянная распределения Пирсона третьего типа; $P[\chi^2, (m+2)]$ — функция χ^2 распределения Пирсона третьего типа.

Нормировочную постоянную можно вычислить через полную гамма-функцию $\Psi(m+2) = 2^{0,5m} \Gamma(1+0,5m)$, [где $\Gamma(1+0,5m)$ — полная гамма-функция]. После подстановки выражения (117) в формулу (115) получим расчетную формулу для определения усталостной долговечности детали:

$$T_{II} = (T_c N_0 \sigma_r^m) / [\Psi(m+2) P[\chi^2, (m+2)] S^m(\sigma_0)].$$

Если машина с заданной нагрузкой движется по дороге с однопослойным дорожным покрытием с постоянной скоростью, то изменение динамических напряжений $\sigma_0(t)$ для деталей подвески можно считать узкополосным случайным процессом с явно выраженным максимальным значением спектральной плотности $\Phi(\omega)$ при частоте ω_0 , соответствующей низшей частоте собственных колебаний подвески. В этом случае

$$S^2(\sigma_0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \omega^2 \Phi(\omega) d\omega \approx \frac{\omega_0^2}{\pi} \int_0^{\infty} \Phi(\omega) d\omega; \\ S^2(\sigma_0) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} \Phi(\omega) d\omega. \quad (118)$$

Подставив (118) в (116), получим

$$T_c \approx 2\pi/\omega_0.$$

Согласно выражению (118) получим расчетную ожидаемую усталостную долговечность деталей для случая, когда нагружение является узкополосным процессом:

$$T_{II} \approx 2\pi N_0 \chi^m / [\omega_0 \Psi(m+2) P[\chi^2, (m+2)]].$$

Пробег машины до разрушения деталей (элементов) подвески в результате накопления усталостных повреждений

$$L_{II} = T_{II} v.$$

Усталостную долговечность деталей в различных условиях эксплуатации определяют по усталостным долговечностям для каждого конкретного случая эксплуатации $L_1, L_2, L_3, \dots, L_n$ и про-

должительности работы машины $P_1, P_2, P_3, \dots, P_n$ в этих условиях, выраженным в долях общего пробега L . Имеем

$$L = 1 / \sum_{i=1}^n (\Gamma_i L_i).$$

Существуют и другие методики расчета усталостной долговечности деталей подвески, которые отличаются способом схематизации нагрузочного режима, получаемого при испытаниях машины.

Расчет амортизаторов

От величины затухания колебаний машины зависят плавность хода, устойчивость автомобиля, его тяговые качества, срок службы упругих элементов и шин, обусловленный их прогибами. На демпфирование колебаний в амортизаторах расходуется часть мощности двигателя, которая в особо неблагоприятных условиях составляет 7—11 кВт.

Так как пневматические амортизаторы имеют малый коэффициент демпфирования, в настоящее время преимущественно распространены гидравлические амортизаторы, в которых используется сопротивление жидкости, проходящей через ограниченное сечение — калиброванное отверстие, зазор. В амортизаторах рабочими жидкостями обычно являются минеральные масла — веретенное или смесь турбинного и трансформаторного масел (реже глицериновые смеси). Гидравлические амортизаторы классифицируются по характеру действия и по конструктивной схеме. Амортизаторы по характеру действия подразделяют на амортизаторы одностороннего и двустороннего действия, а по конструктивной схеме — на телескопические и рычажные. Рычажные амортизаторы выполняются поршневыми и лопастными (рис. 112). При перемещении поршня или при повороте крыльчатки с лопастями жидкость из одной полости перетекает в другую; на схемах это показано сплошными стрелками при ходе сжатия и штриховыми при ходе отбоя.

Наибольшее распространение на колесных машинах получили телескопические амортизаторы двустороннего действия, которые по сравнению с рычажными имеют в 4—5 раз меньшее рабочее давление (6—8 МПа) и большую наружную поверхность (а следовательно, и большую теплоотдачу).

Рычажные амортизаторы более компактны и применяются в случаях, исключающих установку телескопических амортизаторов.

Сила неупругого сопротивления P_a , создаваемая гидравлическим амортизатором, изменяется по зависимости

$$P_a = K_a v_{11}^i, \quad (119)$$

где K_a — коэффициент сопротивления амортизатора; v_{11} — скорость перемещения поршня относительно корпуса; i — показатель степени.

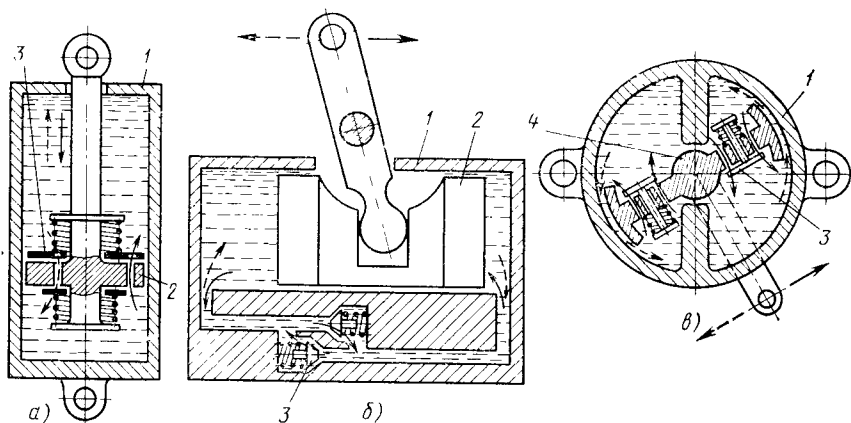


Рис. 112. Схемы амортизаторов:

a — телескопический; *б* — рычажно-поршневой; *в* — рычажно-лопастный; 1 — корпус; 2 — поршень; 3 — клапан; 4 — крыльчатка

В зависимости от конструкции клапанов амортизатора и вязкости заливаемой в него жидкости показатель степени i может быть больше единицы, равным ей или меньше ее. Если калиброванный канал клапана амортизатора короткий, а жидкость имеет малую вязкость, то $i \leq 2$. В этом случае сопротивление амортизатора незначительно при малой скорости перемещения поршня. При увеличении скорости перемещения сопротивление возрастает. Если калиброванный канал имеет значительную длину, а жидкость вязкая, то показатель степени $i \approx 1$.

На рис. 113 приведена рабочая характеристика амортизатора, представляющая собой зависимость силы сопротивления амортизатора от скорости перемещения его поршня. Особенностью характеристики являются различные величины коэффициентов демпфирования при прямом k_{ac} и обратном k_{ao} ходе, а также несовпадение линий нагрузки и разгрузки (штриховые линии). Значения k_{ao} обычно в несколько раз больше значений k_{ac} . Несовпадение линий нагрузки и разгрузки обусловлено упругостью элементов привода к амортизатору (резиновых втулок и пр.) и упругостью эмульсии, образующейся в рабочих полостях.

Рис. 113. Характеристика амортизатора грузового автомобиля:

I — ход сжатия; *II* — ход отбоя; — — — усредненная кривая; - - - экспериментальная

Характеристика амортизатора состоит из четырех участков: двух при закрытых разгрузочных клапанах и двух при открытых клапанах (по средней линии). Последние соответствуют

клапанным режимам ходов сжатия и отбоя. При закрытых клапанах при $v_n \leq (0,3 \div 0,4)$ м/с показатель i изменяется в пределах 0,8—2. Если разгрузочные клапаны открыты, то $i \approx 1$ (характеристика близка к линейной).

Основными требованиями, предъявляемыми к амортизаторам, являются следующие: обеспечение плавности хода; эффективность гашения колебаний; уменьшение вибраций при движении машины по дорогам с незначительными неровностями; снижение усилий от динамических воздействий при резком перемещении колеса; надежность.

Параметры плавности хода колесной машины обеспечиваются правильным выбором коэффициентов ψ_ϕ , ψ_y . Уменьшение вибраций достигается снижением сопротивления при ходе сжатия, как это показано на характеристике амортизатора двустороннего действия. Резкие перемещения колеса вызывают значительное возрастание сопротивления амортизатора, что приводит к увеличению динамических нагрузок на несущую систему. Применение разгрузочных клапанов, срабатывающих при больших скоростях, позволяет увеличить проходное сечение для жидкости и тем самым уменьшить гидравлическое сопротивление в амортизаторе.

Предварительный расчет амортизатора заключается в выборе и определении основных его размеров, проходных сечений для перепуска жидкости и параметров перепускных клапанов. В проверочный расчет входит определение характеристик амортизатора и теплового режима его работы.

Исходным параметром для расчета амортизатора является коэффициент демпфирования k_a , вычисленный по коэффициентам ψ_ϕ , ψ_y с учетом кинематической схемы системы подвески. Коэффициенты k_{ac} и k_{ao} находят, задаваясь их соотношением и исходя из значения $k_a = 0,5 (k_{ac} + k_{ao})$, полученного при расчете. Обычно $k_{ao} = (3 \div 7) k_{ac}$. Наибольшее усилие, действующее на поршень, определяют согласно кинематической схеме подвески по максимальной относительной скорости поршня, соответствующей максимальной возможной скорости относительного перемещения колеса.

$$\dot{z}_{\max} = \varphi_{\max} \omega_\phi l_n + y_{\max} \omega_y,$$

где φ_{\max} — максимальная угловая амплитуда колебаний корпуса; l_n — координата крайнего колеса относительно центра масс подпрессоренной части машины; y_{\max} — максимальная амплитуда колебаний центра масс машины.

Так как в телескопическом амортизаторе давление жидкости над поршнем и под ним при ходе сжатия практически одинаково, то усилие определяется только площадью штока $F_{ш}$:

$$P_{ac} = p_c F_{ш},$$

где p_c — давление жидкости при ходе сжатия.

При ходе отбоя давление под поршнем равно давлению в компенсационной камере и близко к атмосферному. Величина усилия зависит от давления над поршнем p_0 и рабочей площади:

$$P_{a0} = p_0(F_{\Pi} - F_{\text{ш}}),$$

где F_{Π} — площадь поршня.

Диаметр штока $d_{\text{ш}} = (0,4 \div 0,5) d_{\Pi}$, где d_{Π} — диаметр поршня. Проходное сечение s для рабочей жидкости

$$s = (Q/\mu) \sqrt{\gamma/(2p)},$$

где μ — коэффициент расхода, равный 0,60—0,75; γ — плотность жидкости; p — перепад давления жидкости.

Расход Q можно выразить через рабочую площадь и скорость поршня:

при ходе отбоя

$$Q = F_p v_{\Pi} = (F_{\Pi} - F_{\text{ш}}) v_{\Pi};$$

при ходе сжатия

$$Q = F_p v_{\Pi} = F_{\text{ш}} v_{\Pi}.$$

Остальные размеры амортизатора выбирают из конструктивных соображений. Компенсационный объем должен быть в 2—4 раза больше объема, освобождаемого штоком при перемещении поршня.

При постоянном проходном сечении действительная характеристика близка к квадратичной. Определив из выражения (119) величину p и подставив полученные значения Q в (119), получим

$$P_a = F_p^3 \gamma v_{\Pi}^2 / (2\mu^2 s^2).$$

Сравним характеристику амортизатора, построенную по данной формуле, с заданной линейной $P_a = k_{\tau} v_{\Pi}$ и внесем необходимые коррективы в выбранные параметры. Таким образом определим точки открытия разгрузочных клапанов.

Суммарную поверхность охлаждения найдем из условий ограничения температуры нагрева рабочей жидкости по уравнению теплового баланса:

$$N_a = k_{\tau} s_0 (T - T_0), \quad (120)$$

где N_a — мощность, рассеиваемая амортизатором, Вт; k_{τ} — коэффициент теплоотдачи от стенок к воздуху, Вт/(м²·К); s_0 — площадь поверхности стенок, м²; T и T_0 — температура стенок амортизатора и окружающей среды, К. Для амортизаторов, работающих на минеральных маслах, температура нагрева не должна превышать 373—383 К.

Для цилиндрической поверхности коэффициент теплоотдачи $k_{\tau} = 4v_b^{0,7}/D^{0,3}$, где v_b — скорость потока воздуха, равная скорости машины, м/с; D — наружный диаметр амортизатора, м.

При определении рассеиваемой амортизатором мощности в качестве предварительного условия следует принимать, что энергия импульса, воспринятого подвеской, должна быть рассеяна за два-три цикла. Энергия импульса равна некоторой части суммарной потенциальной энергии упругих элементов подвески в пределах динамического хода. Следовательно,

$$N_a = [\alpha n c_y (h_{\max}^2 - h_{\text{ст}}^2)] / (2m \lambda_T T_k),$$

где α — коэффициент использования энергии подвески, равный 0,5—0,7; n и m — число колес и амортизаторов с одной стороны машины; c_y — жесткость подвески; h_{\max} — максимальный ход колеса, равный сумме статического $h_{\text{ст}}$ и динамического $h_{\text{д}}$ ходов; λ_T — число циклов рассеяния; T_k — продолжительность цикла (период колебания).

Расчет пневматических упругих элементов

Для обеспечения плавности хода и сохранности перевозимого груза стремятся выполнить подвеску с характеристикой, у которой постоянно увеличивается приращение жесткости. Такая характеристика называется прогрессивной. Одним из конструктивных решений получения такой характеристики является применение на колесных машинах пневматических упругих элементов (пневморессор).

Расчет пневморессор связан с определением их нагрузочных характеристик. Под нагрузочной характеристикой пневморессор понимается зависимость вертикальной силы от прогиба (хода поршня). Расчет нагрузочных характеристик выполняют на основании первого закона термодинамики с использованием уравнения состояния идеального газа $pV = GRT$.

Как правило, характеристика пневматического упругого элемента является нелинейной и зависит от термодинамических процессов расширения и сжатия газа. Вследствие необратимости потерь тепловой энергии, процессы изменения давления и температуры являются нестационарными. Поэтому необходимо рассматривать следующие нагрузочные характеристики, соответствующие определенным термодинамическим процессам:

изотермную — при статическом нагружении;

адиабатную — при динамическом нагружении (переезд единичного препятствия);

изобарную, используемую для анализа и расчета пневморессор с резинокордными оболочками;

изохорную как особый вид динамической характеристики при условии малых ходов подвески.

Рассмотрим пневматический упругий элемент с резинокордной оболочкой в виде абсолютно гибкой оболочки вращения с жесткими фланцами. Элемент испытывает действие осевой нагрузки P (рис. 114). В статическом положении упругий элемент восприни-

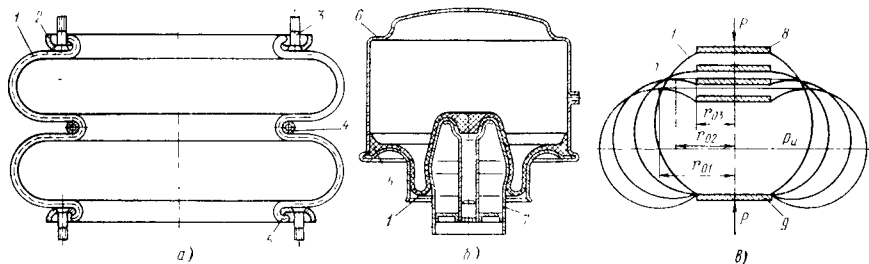


Рис. 114. Пневматический упругий элемент и расчетная схема:

a — баллонный двухсекционный элемент; *б* — диафрагменный; *в* — схема; 1 — резино-кордная оболочка; 2 — прижимные кольца; 3 — болты; 4 — стягивающее кольцо; 5 — борт оболочки с вложенным бортовым кольцом; 6 — корпус; 7 — поршень; 8 и 9 — фланцы

мает нагрузку P_0 при начальном избыточном давлении p_{u0} и объеме V_0 . Изменение нагрузки приводит к смещению торцов на величину f , изменению формы оболочки и параметров заключенного в ней газа.

Определим нагрузочную характеристику пневморессоры.

Сообщая упругому элементу, нагруженному силой P , малый прогиб df , на основании принципа возможных перемещений

$$Pdf + p_u dV = 0, \quad (121)$$

где Pdf — работа силы P при смещении торцов на величину df ; $p_u dV$ — работа силы давления при изменении объема на величину dV , соответствующую прогибу df .

Давление p_u и объем V воздуха в оболочке являются функциями смещения. При политропном процессе изменения состояния газа давление и объем связаны соотношением

$$(p_u + p_v)/(p_{u0} + p_v) = p/p_0 = (V_0/V)^n, \quad (122)$$

где p_u — избыточное давление воздуха в оболочке; p_v — внешнее давление; p — абсолютное давление воздуха в оболочке; p_0 — начальное (статическое) абсолютное давление воздуха в оболочке; n — показатель политропы.

Из выражений (121) и (122) имеем

$$P = \frac{dV}{df} \left[p_v - p_0 \left(\frac{V_0}{V} \right)^n \right]. \quad (123)$$

Рассмотрим часть оболочки с фланцем, ограниченную цилиндрической поверхностью с радиусом r_0 . Из условия равновесия выделенного элемента, согласно безмоментной теории оболочек, получим

$$P = \pi r_0^2 p_u = F_e p_u, \quad (124)$$

где $F_e = \pi r_0^2$ — эффективная площадь оболочки.

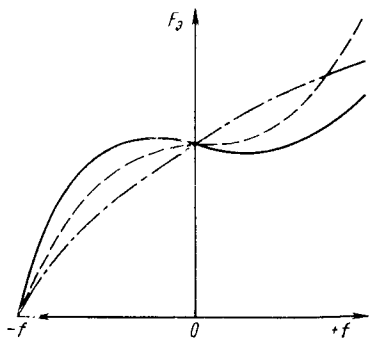


Рис. 115. Зависимость эффективной площади $F_э$ от деформации f пневматических упругих элементов:
 — и — — — диафрагменный; — — — — — баллонный

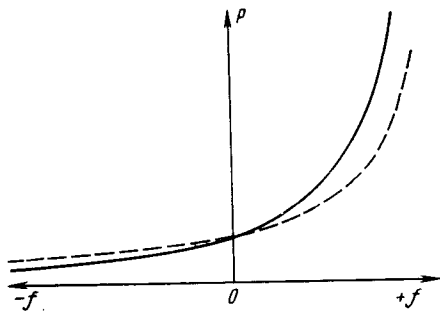


Рис. 116. Характеристики пневматических упругих элементов:
 — — — — — статическая; — — — — — динамическая

Из выражений (121) и (124) имеем

$$F_э = -(dV/df). \quad (125)$$

Интегрируя уравнение (125), получаем зависимость между объемом воздуха упругого элемента и изменением его эффективной площади:

$$V = V_0 - \int_0^f F_э df. \quad (126)$$

Подставляя выражения (123), (125) в (126), определяем нагрузочную характеристику пневморессоры в общем виде относительно прогиба:

$$P = F_э \left[\frac{p_0 V_0^n}{\left(V_0 - \int_0^f F_э df \right)^n} - p_в \right]. \quad (127)$$

В зависимости от конструктивных параметров упругого элемента, вида зависимости $F_э(f)$ (рис. 115) уравнение (127) приобретает определенность.

Расчетное или графическое определение эффективной площади затруднено, так как неизвестна форма оболочки. Для каждого значения прогиба пневморессоры оболочка принимает определенную равновесную конфигурацию, которая для резинкордной оболочки определяется равновесным расположением нитей, воспринимающих всю нагрузку.

Показатель политропы n зависит от условий теплообмена между газом и окружающей средой, а также от скорости изменения объема газа. Можно выделить две предельные характеристики упругого элемента — адиабатную и изотермную. Данные процессы

являются частными случаями политропного процесса, показатель которого изменяется в пределах $1 \leq n \leq \kappa$, где κ — показатель адиабаты (для воздуха $\kappa = 1,41$). Для спектра частот подвески $n \approx 1,3$. Следовательно, для пневморессор статическая и динамическая характеристики имеют различие (рис. 116).

Дифференцируя выражение (127) по прогибу f , определяем жесткость упругого элемента

$$c = \frac{dP}{df} = p_0 \frac{nV_0^n F_0^2}{\left(V_0 - \int_0^f F_0 df\right)^{n+1}} + \left[p_0 \frac{V_0^n}{\left(V_0 - \int_0^f F_0 df\right)^n} - p_B \right] \frac{dF_0}{df}.$$

Так как $p_0 V_0^n / \left(V_0 - \int_0^f F_0 df\right)^n = p$, то

$$c = \left[pnF_0^2 / \left(V_0 - \int_0^f F_0 df\right) \right] + p_n (dF_0/df),$$

где p , p_n , F_0 , f — величины, соответствующие значению нагрузки P .

При малых перемещениях относительно статического положения (для изохорных процессов расширения—сжатия) динамическая жесткость

$$c_d = (p_0 n F_{00}^2 / V_0) + p_{n0} (dF_0/df),$$

статическая жесткость

$$c_{ст} = (p_0 F_{00}^2 / V_0) + p_{n0} (dF_0/df),$$

где F_{00} — эффективная площадь в начальном (статическом) положении.

Полученные формулы позволяют определить жесткость упругого элемента (по всей статической характеристике). Зависимость второго слагаемого от интенсивности изменения эффективной площади дает возможность осуществить выбор жесткости пневморессоры в широком диапазоне. Для снижения жесткости рессоры можно использовать дополнительный объем V_d . При $V_d \rightarrow \infty$ $c = p_{n0} (dF_0/df)$. Таким образом, жесткость зависит только от избыточного давления и конструкции упругого элемента.

Для пневматических упругих элементов с жесткой внешней оболочкой эффективная площадь постоянна и равна площади поршня телескопической пневморессоры. Поэтому заданную нагрузку характеризовать, принимая во внимание параметры рабочих процессов, получают с помощью различных конструктивных решений (например, применением схем с противодавлением или двумя ступенями сжатия).

Некоторые вопросы теории тонкостенных стержней

Рамы транспортных машин подразделяют на лонжеронные, хребтовые и шарнирные. Хребтовые рамы не получили широкого распространения из-за сложности обслуживания трансмиссий. Шарнирные рамы применяются, как правило, на машинах, управление которых осуществляется поворотом шарнирносоединенных секций (полурам).

Наибольшее распространение получили рамы лонжеронного типа. Характерной конструкцией такого типа являются рамы колесных машин общего назначения (рис. 117). Лонжеронные рамы состоят из двух продольных балок (лонжеронов), соединенных между собой несколькими поперечинами. Лонжероны обычно выполняют в виде тонкостенных балок открытого сечения. Наиболее распространенными сечениями являются швеллерное и двутавровое. Лонжероны штампуют из листовой стали или выполняют из проката.

Поперечины могут иметь различные сечения открытого и закрытого профиля. Способы крепления поперечин к лонжеронам различны. Соединение поперечины с лонжероном в рамах принято называть узлом. Элементы рамы (поперечины и лонжероны) являются тонкостенными стержнями (рис. 118). Тонкостенными стержнями называются длинные призматические и цилиндрические оболочки, характеризующиеся тем, что протяженность их в пространстве по всем трем основным измерениям выражается величинами, отличающимися на порядок:

$$(\delta/d) \leq 0,1; \quad d/l \leq 0,1.$$

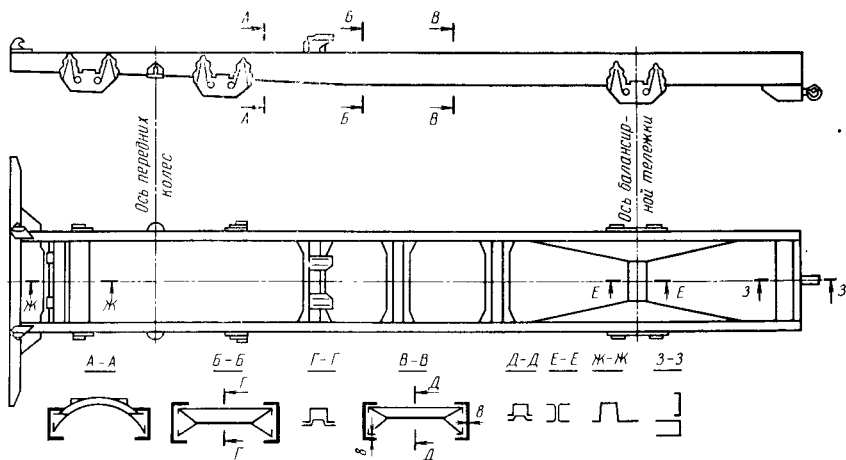


Рис. 117. Рама лонжеронного типа

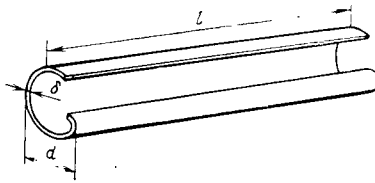


Рис. 118. Тонкостенный стержень

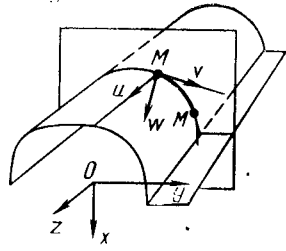


Рис. 119. Произвольная точка срединной поверхности

Рассмотрим некоторые вопросы теории тонкостенных стержней. Гипотеза плоских сечений неприемлема для тонкостенных стержней. При кручении образцов некруглого сечения не применима гипотеза плоских сечений; поперечные сечения искажаются — депланируют.

Теория тонкостенных стержней строится на следующих гипотезах:

сдвиг на средней линии незамкнутого контура отсутствует; контур поперечного сечения при кручении стержня остается неизменным.

Деформированное состояние стержня определяем по изменению положения некоторой произвольной точки M (рис. 119) срединной поверхности. На рисунке M_1 — точка, от которой отсчитывается дуговая координата S точки M ; u — перемещение точки M вдоль образующей стержня; v — перемещение точки M по касательной к средней линии; w — перемещение точки M по нормали к касательной.

Выделим участок $dSdz$ срединной поверхности. Угол сдвига в элементарной площадке $\gamma = \alpha + \beta$.

Из рис. 120 видно, что

$$\alpha = dv/dz; \beta = du/ds; \gamma = (dv/dz) + (du/ds).$$

Согласно принятой гипотезе для срединной поверхности $\gamma = 0$, т. е.

$$(dv/dz) + (du/ds) = 0.$$

Продольное перемещение

$$u(s, z) = \xi(z) - \int_{M_1}^M \frac{dv}{dz} ds,$$

где $\xi(z)$ — некоторая произвольная функция, зависящая от координаты z и представляющая собой продольное перемещение точки M_1 , которая служит началом отсчета координаты s .

Перемещение v точки M (рис. 121) определяется как поступательное перемещение совместно с точкой A , принятой за полюс

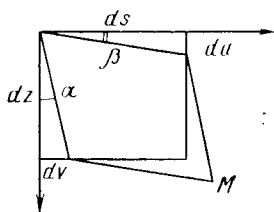


Рис. 120. Углы сдвига элементарной площадки

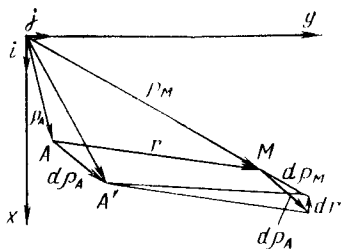


Рис. 121. Расчетная схема контура поперечного сечения

поворота. Такое определение принято на основании гипотезы о неизменяемости контура поперечного сечения. На рис. 121 обозначены: ρ_A , ρ_M , r — радиус-векторы соответственно полюса A , точки M и радиус-вектор, соединяющий точки A и M , модуль которого постоянный, так как контур не изменяется. В векторном произведении $\bar{c} = \bar{Q} \times \bar{b}$ направление вектора \bar{c} выбирается так, чтобы можно было видеть совмещение \bar{a} с \bar{b} на наименьший угол против часовой стрелки.

$$d\bar{\rho}_M = d\bar{\rho}_A + d\bar{r}; \quad \bar{\rho}_M = \bar{\rho}_A + \bar{r}; \quad \bar{r} = \bar{\rho}_M - \bar{\rho}_A;$$

$$\bar{r} = (x - x_A)\bar{i} + (y - y_A)\bar{j} = a\bar{i} + b\bar{j},$$

где x , y — координаты точки M ; x_A , y_A — координаты точки A ; $d\bar{r} = 0 \times \bar{r} = \theta \bar{k} \times (a\bar{i} + b\bar{j}) = \theta \bar{k} \times a\bar{i} + \theta \bar{k} \times b\bar{j}$, где θ — угол поворота сечения; \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} — единичные орты системы координат $Oxyz$.

Так как $\bar{k} \times \bar{i} = \bar{j}$; $\bar{k} \times \bar{j} = -\bar{i}$, то

$$d\bar{r} = 0a\bar{j} - 0b\bar{i} = \theta(x - x_A)\bar{j} - \theta(y - y_A)\bar{i};$$

$$d\bar{\rho}_M = \xi_M\bar{i} + \eta_M\bar{j}; \quad d\bar{\rho}_A = \xi\bar{i} + \eta\bar{j}. \quad (128)$$

Так как $d\bar{r} = d\bar{\rho}_M - d\bar{\rho}_A$, то

$$\xi_M = \xi - \theta(y - y_A); \quad \eta_M = \eta + \theta(x - x_A),$$

где ξ_M , ξ , η_M , η — перемещения точек M и A соответственно вдоль оси x и оси y .

Обозначив угол, образуемый касательной к профильной линии в точке M с осью x , через α и проектируя ξ_M и η_M на направление касательной (рис. 122), для тангенциального перемещения $v(z, s)$ получим

$$v(z, s) = -\xi_M \cos \alpha + \eta_M \sin \alpha. \quad (129)$$

Подставив в (129) вместо ξ_M и η_M их выражения, взятые из формул (128), имеем

$$v(z, s) = -\xi \cos \alpha + \eta \sin \alpha + [(x - x_A) \sin \alpha - (y - y_A) \cos \alpha] \theta.$$

Из рис. 123 видно, что

$$(x - x_A) \sin \alpha - (y - y_A) \cos \alpha = h(s);$$

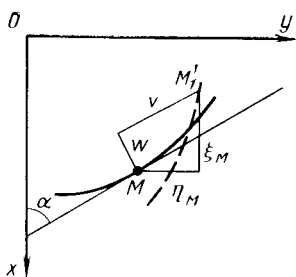


Рис. 122. Касательная к профильной линии:
 M'_1 — новое положение точки M

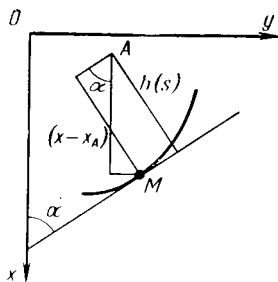


Рис. 123. Схема вывода уравнения перемещения точки

тогда

$$v(z, s) = -\xi \cos \alpha + \eta \sin \alpha + \theta h(s).$$

Дифференцируя это равенство по z и умножая обе части равенства на ds , имеем

$$\frac{dv}{dz} ds = -\xi'(z) \cos \alpha (s) ds + \eta'(z) \sin \alpha (s) ds + \theta'(z) h(s) ds. \quad (130)$$

Из рис. 124 имеем

$$\cos \alpha ds = -dx; \quad \sin \alpha ds = dy; \quad h ds = d\omega. \quad (131)$$

Подставив (131) в (130), получим

$$\frac{dv}{dz} ds = \xi'(z) dx + \eta'(z) dy + \theta'(z) d\omega. \quad (132)$$

Подставив выражение (132) в правую часть равенства $u(z, s)$ и проинтегрировав, имеем

$$u(z, s) = \xi(z) - \xi'(z)x(s) - \eta'(z)y(s) - \theta'(z)\omega(s), \quad (133)$$

где x, y — координаты точки M .

Из формул (131) и рис. 124 следует, что $d\omega$ есть удвоенная площадь элементарного сектора, основанием которого является дифференциал дуги ds , а высота определяется длиной перпендику-

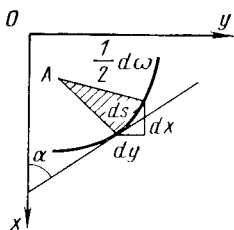


Рис. 124. Площадь элементарного сектора

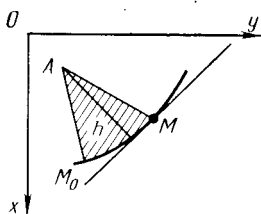


Рис. 125. Секториальные координаты точки M

ляра h , опущенного из точки A на касательную в точке M к профильной линии.

Функция $\omega(s) = \int_{M_0}^M d\omega$ — это удвоенная площадь сектора, ограниченного отрезком дуги M_0M профильной линии и двумя прямыми AM_0 , AM , соединяющими концы этого отрезка с точкой A (рис. 125). Функция $\omega(s)$ называется секториальной координатой точки M и зависит от координат полюса и начала отсчета дуговой координаты (выбора точки M_0). Нормальные напряжения по закону Гука

$$\sigma = E\varepsilon,$$

где E — модуль упругости первого рода; ε — относительное удлинение; $\varepsilon = du/dz$.

Дифференцируя по z выражение (133), получаем

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \varepsilon = \xi'(z) - \xi''(z)x(s) - \eta''(z)y(s) - \theta''(z)\omega(s). \quad (134)$$

Согласно закону Гука

$$\sigma = E(\xi' - \xi''x - \eta''y - \theta''\omega). \quad (135)$$

Для того чтобы определить нормальные напряжения по формуле (135), необходимо знать коэффициенты ξ' , ξ'' , η'' и θ'' , стоящие перед 1, x , y и ω соответственно. Эти функции могут быть выбраны произвольно. Выберем их так, чтобы для всего сечения стержня были выполнены следующие условия, называемые условиями ортогональности:

$$\begin{aligned} \int_F x dF = 0; \quad \int_F y dF = 0; \quad \int_F \omega dF = 0; \\ \int_F xy dF = 0; \quad \int_F x\omega dF = 0; \quad \int_F y\omega dF = 0. \end{aligned} \quad (136)$$

Координаты x , y и ω , удовлетворяющие условиям (136), называются главными (обобщенными) координатами. Выразим σ по формуле (135), полагая, что выполняется условие (136). Перемножим элементарную продольную силу σdF последовательно на функции x , y и ω и проинтегрируем по всей площади сечения. Перемещения ξ' , ξ'' , η'' и θ'' являются функциями только z , т. е. могут быть вынесены за интеграл:

$$\int_F \sigma dF = E\xi' \int_F dF = E\xi' F; \quad (137)$$

$$\int_F \sigma x dF = -E\xi'' \int_F x^2 dF = -E\xi'' J_x; \quad (138)$$

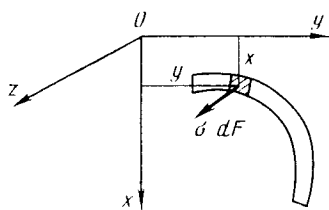


Рис. 126. Внешние силовые факторы

$$\int_F \sigma_y dF = -E\eta''; \quad \int_F y^2 dF = -E\eta''J_x; \quad (139)$$

$$\int_F \sigma\omega dF = -E\theta''; \quad \int_F \omega^2 dF = -E\theta''J_\omega. \quad (140)$$

Как видим, появилась новая интегральная величина, характеризующая все сечение. Это величина J_ω , называемая секториальным моментом инерции.

Заметим, что левые части уравнений (137)—(139) есть не что иное, как выражения для внешних силовых факторов (рис. 126): продольной силы

$$\int_F \sigma dF = N; \quad (141)$$

изгибающего момента относительно оси x

$$\int_F \sigma y dF = M_x; \quad (142)$$

изгибающего момента относительно оси y

$$\int_F \sigma x dF = -M_y. \quad (143)$$

В левой части уравнений (140) представлена силовая характеристика, называемая бимоментом:

$$B = \int_F \sigma\omega dF. \quad (144)$$

Подставив в уравнения (137)—(140) выражения соответственно (141)—(144), получим

$$N = EF\xi''; \quad M_x = -EJ_x\eta''; \quad M_y = EJ_y\xi''; \quad B = -EJ_\omega\theta''. \quad (145)$$

Выражая неизвестные кинематические факторы ξ'' , η'' , θ'' из уравнений (145) и подставляя их в (135), имеем

$$\sigma = N/F - M_y x/J_y + M_x y/J_x + B\omega/J_\omega. \quad (146)$$

Этой формулой нормальные напряжения $\sigma(z, s)$ выражены через обобщенные силовые факторы $N(z)$, $M_x(z)$, $M_y(z)$, $B(z)$ и главные обобщенные координаты $x(s)$, $y(s)$, $\omega(s)$. Первые три члена формулы (146) определяются по формулам сопротивления материалов, основанным на законе плоских сечений. Четвертый член обуславливает нормальные напряжения, возникающие вследствие того, что сечения при кручении не остаются плоскими, а деформируются по закону секториальных площадей. Эти напряжения возникают в том случае, если деформацию ограничить, например, защемив стержень по торцам (стесненное кручение).

Кручение тонкостенного стержня

Пусть стержень испытывает воздействие крутящего момента T_K , при этом продольная сила N и изгибающие моменты M_x и M_y равны нулю.

Из сопротивления материалов известна формула, связывающая крутящий момент T_1 , вызывающий касательные напряжения свободного кручения, равные нулю на срединной линии (рис. 127), с углом закручивания стержня θ :

$$T_1 = GJ_K \theta',$$

где G — модуль упругости второго рода; J_K — момент инерции свободного кручения; θ' — производная угла закручивания по длине.

В случае стесненного кручения возникают нормальные напряжения

$$\sigma = -E\theta''\omega. \quad (147)$$

Формула (147) получается из выражения (135), так как $\xi' = \xi'' = \eta'' = 0$, что следует из равенства нулю моментов M_x и M_y и выражения (145).

Возникновение нормальных напряжений вызывает появление вторичных касательных напряжений (τ_2), постоянных по толщине стержня. Из условия равновесия отсеченной части стержня (рис. 128)

$$\tau_2 \delta dz = - \int_{F^*} \frac{\partial \sigma}{\partial z} dz \delta ds.$$

Так как интегрирование производится по данной площади сечения, то dz можно вынести за интеграл. Тогда

$$\tau_2 \delta = - \int_{F^*} \frac{\partial \sigma}{\partial z} dF, \quad (148)$$

или, подставляя (147) в (148), имеем

$$\tau_2 \delta = \int_{F^*} E\theta''' \omega dF = E\theta''' \int_{F^*} \omega dF.$$

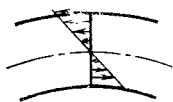


Рис. 127. Эпюра касательных напряжений

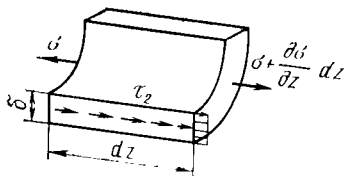


Рис. 128. Отсеченная часть стержня

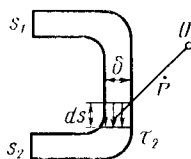


Рис. 129. Вторичные касательные напряжения

Определим момент, к которому приводятся вторичные касательные напряжения (рис. 129):

$$T_2 = \int \tau_2 \delta dzr = \int \tau_2 \delta d\omega = E\theta''' \int \left(\int_{F^*} \omega dF \right) d\omega. \quad (149)$$

Интегрируя по частям, получаем

$$\int \left(\int_{F^*} \omega dF \right) d\omega = \omega \int_{s_1}^{s_2} \omega dF \Big| - \int_F \omega^2 dF.$$

Но по условию (136) $\int_F \omega dF = 0$, поэтому выражение (149)

примет вид $T_2 = -EJ_\omega \theta''$.

Внешний крутящий момент будет уравновешен моментами T_1 и T_2 :

$$T_R = GJ_R \theta' - EJ_\omega \theta''. \quad (150)$$

Продифференцируем (150) по z :

$$\begin{aligned} EJ_\omega \theta^{IV} - GJ_R \theta'' &= -\frac{dT_R}{dz}; \\ EJ_\omega \theta^{IV} - GJ_R \theta'' &= m, \end{aligned} \quad (151)$$

где $m = -dT_R/dz$ — крутящий момент, равномерно распределенный по длине.

Уравнение (151) есть дифференциальное уравнение кручения тонкостенного стержня с постоянным сечением.

На практике обычно встречаются случаи, когда стержень нагружен только сосредоточенными силами и моментами, т. е. $m = 0$. Тогда уравнение (151) примет вид

$$\begin{aligned} EJ_\omega \theta^{IV} - GJ_R \theta'' &= 0, \\ \text{или} \\ \theta^{IV} - \kappa^2 \theta''/l^2 &= 0, \end{aligned} \quad (152)$$

где $\kappa^2 = GJ_R l^2 / (EJ_\omega)$; здесь l — длина стержня.

Выражение (152) — однородное уравнение с постоянными коэффициентами. Общий интеграл такого уравнения

$$\theta(z) = C_1 + C_2 z + C_3 \operatorname{sh} \frac{\kappa}{l} z + C_4 \operatorname{ch} \frac{\kappa}{l} z. \quad (153)$$

Зная коэффициенты C_1, C_2, C_3, C_4 , можно определить такие силовые факторы, как B и T_R : из формулы (145)

$$B = -EJ_\omega \theta'';$$

из формулы (150)

$$T_R = GJ_R \theta' - EJ_\omega \theta'''. \quad (154)$$

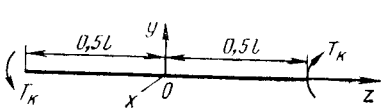


Рис. 130. Депланация стержня

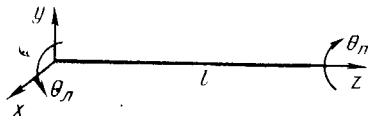


Рис. 131. Углы поворота стержня

Продифференцируем выражение (153) по z 3 раза. С учетом выражения (154), получим систему четырех уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \theta(z) &= C_1 + C_2 z + C_3 \operatorname{sh}(\kappa/l) z + C_4 \operatorname{ch}(\kappa/l) z; \\ \theta'(z) &= -\chi = C_2 + C_3 (\kappa/l) \operatorname{ch}(\kappa/l) z + C_4 (\kappa/l) \operatorname{sh}(\kappa/l) z; \\ B(z) &= -GJ_K (C_3 \operatorname{sh}(\kappa/l) z + C_4 \operatorname{ch}(\kappa/l) z); \\ T_K(z) &= GJ_K C_2. \end{aligned} \right\} (155)$$

Во втором уравнении системы (155) величина $\chi = -d\theta/dz$ называется мерой депланации. В четвертое слагаемое выражения (137), характеризующее перемещение точки M вследствие депланации, $-d\theta/dz$ входит как коэффициент при $\omega(s)$ и $u_\omega(z, s) = -d\theta/dz$ при $\omega = 1$.

Произвольные постоянные C_1, C_2, C_3 и C_4 определяются исходя из граничных условий на концах стержня. Так как постоянных слагаемых четыре, то на каждом конце стержня необходимо выполнить два условия. Рассмотрим два случая граничных условий.

В первом случае на концах стержня постоянного сечения депланация равна нулю (рис. 130). Поместим начало координат в середине стержня. Граничные условия:

$$\theta(0) = 0; \quad \theta'(\pm 0,5l) = 0.$$

Заданы крутящие моменты $T(\pm 0,5l) = T_K$. Подставляя заданные граничные условия в уравнение (155), найдем произвольные постоянные:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0; \quad C_2 = \frac{T_K}{GJ_K}; \quad C_3 = \\ &= -\frac{T_K l}{GJ_K \operatorname{ch} 0,5\kappa}; \quad C_4 = 0. \end{aligned}$$

Тогда

$$B(z) = \frac{T_K l}{\kappa \operatorname{ch} 0,5\kappa} \operatorname{sh} \frac{\kappa}{l} z.$$

Полный угол закручивания

$$\begin{aligned} \varphi &= \theta(0,5l) - \theta(-0,5l) = C_2 l + 2C_3 \operatorname{sh} 0,5\kappa = \\ &= T_K l / J_K [1 - (2/\kappa) \operatorname{th}(0,5\kappa)], \end{aligned} \quad (156)$$

где $\frac{J_K}{1 - (2/\kappa) \operatorname{th} 0,5\kappa}$ называется приведенным моментом инерции стержня при кручении, так как полученная формула (156)

аналогична формуле для угла закручивания сплошного стержня:

$$\varphi = \frac{T_K l}{GJ}.$$

Во втором случае заданы углы поворотов правого и левого концов стержня и их меры деформации (рис. 131):

$$\begin{aligned} \theta(0) &= \theta_{\text{л}}; & \theta'(0) &= -\chi_{\text{л}}; \\ \theta(l) &= \theta_{\text{п}}; & \theta'(l) &= -\chi_{\text{п}}. \end{aligned} \quad (157)$$

Подставляя в уравнения (155) выражения (157), найдем произвольные постоянные C_1, C_2, C_3, C_4 , а затем определим статические факторы $B_{\text{л}}, B_{\text{п}}, T_{\text{л}}, T_{\text{п}}$:

$$\left. \begin{aligned} B_{\text{л}} &= -GJ_{\kappa} \left[\frac{p}{q} (\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{л}}) + \frac{r}{q} \chi_{\text{п}} + \frac{m}{q} \chi_{\text{л}} \right]; \\ B_{\text{п}} &= -GJ_{\kappa} \left[\frac{p}{q} (\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{л}}) + \frac{m}{q} \chi_{\text{л}} + \frac{r}{q} \chi_{\text{п}} \right]; \\ T_{\text{п}} &= -T_{\text{л}} = GJ_{\kappa} \left[\frac{s}{q} (\theta_{\text{п}} - \theta_{\text{л}}) + \frac{p}{q} (\chi_{\text{п}} + \chi_{\text{л}}) \right], \end{aligned} \right\} \quad (158)$$

где

$$\begin{aligned} q &= 2 + \kappa \operatorname{sh} \kappa - 2 \operatorname{ch} \kappa; & p &= \operatorname{ch} \kappa - 1; & r &= (\operatorname{sh} \kappa - \kappa) l / \kappa; \\ s &= (\kappa / l) \operatorname{sh} \kappa; & m &= (l / \kappa) (\kappa \operatorname{ch} \kappa - \operatorname{sh} \kappa). \end{aligned}$$

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ РАМЫ

Упругая деформация узла рамы. Рассмотрим влияние конструкции узла на деформации концов стержней рамы. На рис. 132 приведены некоторые конструкции узлов рам с различными способами крепления поперечин к полкам лонжерона и стенкам. Кроме сварных (рис. 132, а и б) и заклепочных соединений узлов (рис. 132, в и г) рам при сборке несущих конструкций применяются болтовые

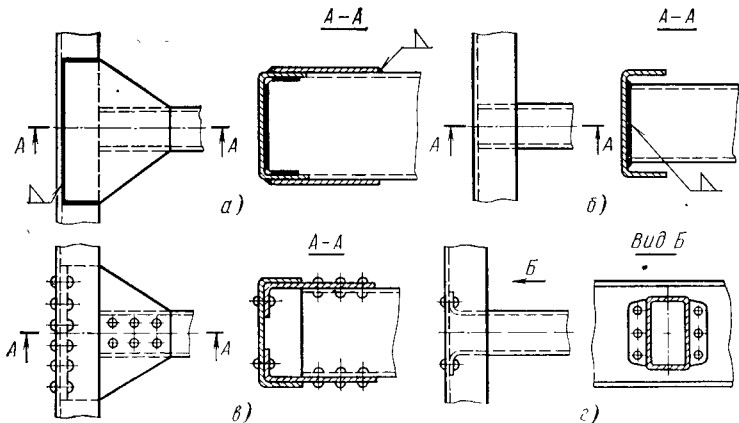


Рис. 132. Узлы рамы

соединения, которые могут быть выполнены как с зазорами, так и без них. Если стержень имеет полки, то при депланации их сечения поворачиваются в различные стороны. Депланация сечения тонкостенного стержня соответствует эпюре секториальных площадей (см. рис. 125). Такую депланацию называют *регулярной*.

Углы поворота полок α можно определить, взяв производную от продольного перемещения u по координате s . С учетом формул (131) и зависимости $u = \chi\omega$ получим

$$\alpha = du/ds = \chi d\omega/ds = \chi h, \quad (159)$$

где h — расстояние от главного секториального полюса сечения до полки.

Полки вращаются вокруг соответствующих нулевых точек эпюры секториальных площадей ω . Прямые, проходящие вдоль стержня через нулевые точки эпюр ω , называют *нулевыми осями депланации* полок. Вертикальную ось, вокруг которой возможен взаимный поворот накладок узла при депланации, называют *осью депланации*. На этой оси центр узла расположен на уровне центров изгиба стержней — точки, относительно которой момент касательных сил в сечении при поперечном изгибе равен нулю. Центр изгиба открытого профиля находится из условия

$$\int_F y\omega dF = \int_F x\omega dF = 0.$$

Если конструкция узла такова, что линии центров изгиба стержней пересекаются в одной точке, то при единичной депланации узла депланации концов стержней будут соответствовать эпюре ω для каждого стержня. Этот случай является основным.

Депланация положительна, если верхняя полка сечения в плане поворачивается против часовой стрелки, а нижняя — по часовой стрелке. Из формулы (159) мера депланации может быть определена как отношение взаимного угла поворота полок сечения к расстоянию между ними.

Определим, каким образом связаны между собой меры депланации лонжерона и поперечины.

Поперечина с горизонтальными полками (рис. 133). Мера депланации лонжерона

$$\chi_{л} = (2\gamma)/h_{л}. \quad (160)$$

Мера депланации поперечины

$$\chi_{п} = (2\varphi)/t_{п}. \quad (161)$$

Допустим, что мера депланации лонжерона в узле есть величина постоянная по длине узла.

Из рис. 133 видно, что

$$AA'/BB' = h_{л}/t_{п}; \quad (162)$$

следовательно,

$$AA' = \gamma (H/2); \quad BB' = \varphi (H/2). \quad (163)$$

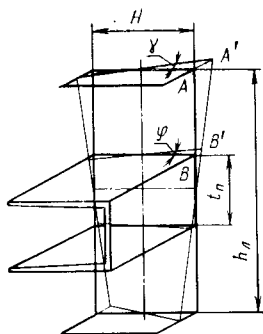


Рис. 133. Поперечина с горизонтальными полками

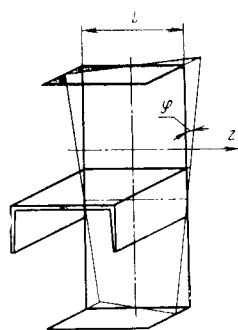


Рис. 134. Поперечина с вертикальными полками

Подставив (163) в (162), получим $\gamma/\varphi = h_n/t_n$ или $(2\varphi)/t_n = (2\gamma)/h_n$.

Таким образом, $\chi_n = \chi_n$. Если депланация лонжерона положительна, то депланация поперечины с горизонтальными полками также положительна.

Поперечина с вертикальными полками (рис. 134). Мера депланации поперечины

$$\chi_n = (2\varphi)/l. \quad (164)$$

Мера депланации лонжерона

$$\chi_n = d\varphi/dz.$$

Так как предполагаем, что депланация лонжерона постоянна по длине l узла, то

$$\chi_n = (2\varphi)/l. \quad (165)$$

Отсюда $\chi_n = -\chi_n$. Знак «минус» означает, что при повороте верхней полки лонжерона по часовой стрелке верхняя полка поперечины поворачивается против часовой стрелки.

Уравнение равновесия бимоментов: Рассмотрим равновесие узла рамы под действием только нормальных напряжений. Согласно принципу возможных перемещений работа всех сил равновесной системы на любом возможном перемещении равна нулю.

$$\sum \int_F \sigma \omega dF = 0.$$

Так как при депланации узла $\omega = \chi \omega$, то

$$\sum \chi \int_F \sigma \omega dF = 0,$$

или

$$\sum \chi B = 0. \quad (166)$$

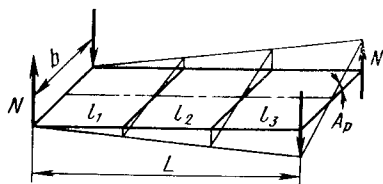


Рис. 135. Расчетная схема рамы

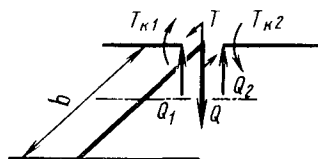


Рис. 136. Силовые факторы при равновесии поперечины узла:
 T_{ki} — крутящий момент в узле рамы

Меры деформации поперечины и лонжерона равны между собой [см. (164) и (165)], поэтому формула (166) примет вид

$$\sum B = 0. \quad (167)$$

Приближенные методы расчета. Как показывают многочисленные экспериментальные и аналитические исследования, наиболее опасным видом нагружения является кососимметричная нагрузка (например, косої переезд кювета). При таком нагружении элементы рамы (лонжероны и поперечины) претерпевают деформации изгиба и кручения. В основу приближенных методов расчета положена имеющаяся значительная разница между жесткостью открытых профилей при кручении (GJ_K) и изгибе (EJ_x). Например, для швеллера № 30 отношение $EJ_x/GJ_K = 658$. Считаем, что элементы рамы работают только на кручение. Принимаем допущение, что оси центров изгиба стержней остаются прямолинейными и только поворачиваются, а стержни закручиваются вокруг этих осей. Сделанное допущение позволяет выразить все упругие перемещения и углы поворота узлов через один параметр A_p . На рис. 135, например, таким параметром является взаимный угол поворота передней и задней поперечин. Тогда углы поворота концов поперечины будут равны между собой:

$$\varphi_{\text{пол}} = bA_p/L,$$

а углы поворота концов участков лонжеронов

$$\varphi_i = l_i A_p/L.$$

Для расчета нормальных напряжений в тонкостенном стержне по формуле (146) необходимо определить силовые факторы. Из формул (158) и (167) имеем

$$\sum GJ_{K_i} \left(\frac{p_i}{q_i} \varphi_i + \frac{r_i}{q_i} \chi_{pi} + \frac{m_i}{q_i} \chi_{si} \right) = 0;$$

$$T_i = GJ_{K_i} [s_i \varphi_i / q_i + p_i (\chi_{pi} + \chi_{si}) / q_i].$$

Подставив в (167) $\varphi_i = l_i A_p/L$, получим крутящие моменты и меры деформации, выраженные через параметр A_p .

Если на раму не действуют местные крутящие нагрузки, то параметр A_p целесообразно определять, приравнявая работу внеш-

них сил N на перемещениях A_p к работе внутренних крутящих моментов, т. е. учитывать лишь деформацию кручения:

$$NbA_p = \sum T_{k_i} \varphi_i. \quad (168)$$

Из формулы (168) получим значение параметра A_p . Затем определим бимоменты и крутящие моменты. Перерезывающие силы находим, рассматривая силовые факторы при равновесии поперечины (рис. 136):

$$Q = (T_{k1} - T_{k2})/0,5b.$$

Затем строим эпюры изгибающих моментов. По известным изгибающим моментам и бимоментам определяем нормальные напряжения

$$\sigma = (M_{изг}/W_x) + (B/W_\omega),$$

где W_x — момент сопротивления изгибу; W_ω — секториальный момент сопротивления.

$$W_x = J_x/y; \quad W_\omega = J_\omega/\omega.$$

Расчет рам на усталостную долговечность аналогичен расчету других деталей на усталостную долговечность (например, элементов подвески автомобиля).

§ 23. КОЛЕСНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ И ШИНЫ

Колесный движитель представляет собой устройство, преобразующее работу двигателя в поступательное движение машины. Он состоит из трех основных частей: шины, обода и ступицы.

Шина взаимодействует с опорной поверхностью и оказывает значительное воздействие на тяговые качества, топливную экономичность, проходимость, устойчивость, управляемость, плавность хода и другие свойства колесной машины. Ступица служит для связи колесного движителя или с ведущей, или с ведомой осями, или непосредственно с корпусом машины. На обод монтируют шину.

По назначению колесные движители подразделяют на три группы: дорожного типа, вездеходные и универсального применения; по размерам колес условно можно различать малогабаритные ($D < 0,8$ м), среднегабаритные ($D = 0,8 \div 1,5$ м) и крупногабаритные ($D = 1,5 \div 3,0$ м) движители. По форме поперечного сечения и внешним очертаниям шины классифицируют на торондальные, широкопрофильные, арочные и пневмокотки. По величине внутреннего давления воздуха различают шины высокого ($p_0 > 0,5$ МПа), низкого ($p_0 = 0,15 \div 0,5$ МПа) и сверхнизкого давления ($p_0 < 0,15$ МПа), а также шины с переменным регулируемым давлением (в зависимости от характера дороги давление изменяется в пределах от 0,05 МПа до 0,3—0,4 МПа). Шины с регулируемым давлением используют на машинах повышенной и высокой проходимости.

47. Параметры геометрической формы колесных движителей

Параметры	Шины			
	герондаль- ные	широкопро- фильные	арочные	пневмокачки
Коэффициенты: профиля, H/B	0,9—1	0,75—0,85	0,4—0,6	0,1—0,4
баллонности, D/d	1,5—3	1,5—3	1,5—2	2—4
ширины шины, B/D	0,18—0,36	0,36—0,46	0,5—0,6	0,4—2
ширины обода, b/B	0,7—0,8	0,8—0,9	0,9—1	0,9—1
Соотношение контак- тных площадей, % . . .	100	120—140	150—200	250—300

По способу герметизации шины бывают камерные и бескамерные. На грузовых автомобилях применяют камерные шины, а на легковых — бескамерные.

Ободья колесных движителей в зависимости от способа монтажа подразделяют на цельные, разборные и разъемные, а по форме — на плоские и глубокие. По способу соединения со ступицей — на дисковые и бездисковые. Полки ободьев бывают прямые и конические. Ступицы колесных движителей по конструкции узла крепления делят на фланцевые, спицевые и барабанные. Последние два типа применяют для бездисковых разъемных ободьев. Колесный движитель оценивается следующими параметрами:

геометрическими — наружным диаметром D , шириной B и высотой H профиля, посадочным диаметром d и расстоянием между бортовыми краями обода b ;

максимально допустимой нагрузкой G_k и соответствующим этой нагрузке давлением воздуха в шине p_0 .

В табл. 47 приведены параметры геометрической формы колесных движителей.

На рис. 137 приведены основные геометрические параметры шин и площади их отпечатков на твердой опорной поверхности при одинаковой нагрузке G_k , равенстве наружных диаметров D и соответствующих относительных деформаций. Площадь отпечатка предопределяет давление в контакте шины с опорной поверхностью, сопротивление движению и сцепление колеса. Поэтому в зависимости от условий эксплуатации машин и их назначения выбирают соответствующий тип шины. Кроме общих требований (прочность, легкость конструкции, износостойкость, технологичность изготовления), к колесному движителю предъявляются специальные требования, которые дают возможность обеспечить следующее:

хорошее сцепление шины с опорной поверхностью, позволяющее снизить буксование и юз колес при передаче тяговых, тормозных и боковых сил;

низкое давление шин на опорную поверхность, что обуславливает высокую проходимость машины;

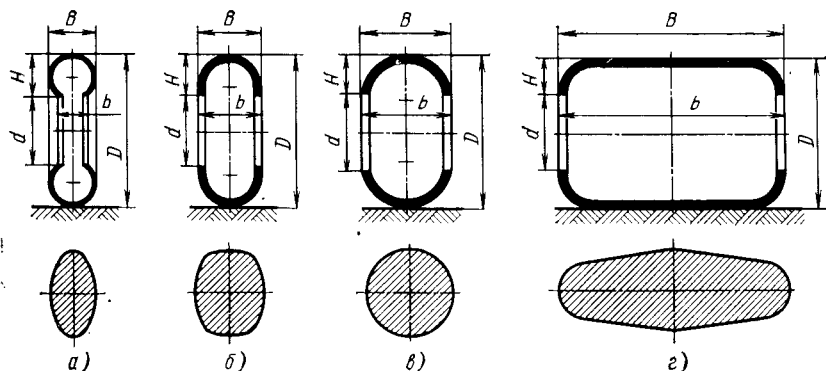


Рис. 137. Основные геометрические параметры шин и сравнительная их оценка по величине площади отпечатка

низкие гистерезисные потери в шинах;
 высокую теплостойкость, определяемую конструкцией каркаса и типом материала;

высокую скорость движения машины;

хорошие амортизирующие свойства, способствующие повышению плавности хода машины, предохраняющие их ходовую часть от поломок и преждевременного выхода из строя;

бесшумность работы (особенно при движении на высоких скоростях);

уравновешенность, исключаящую возникновения «виляния» колес, особенно управляемых;

хорошие условия для проведения монтажа и демонтажа колес;

высокую самоочищаемость беговой части колес (протектора шин) при движении машины по деформируемым грунтам.

Новым направлением конструирования шин является использование металлокорда. Высокая прочность металлокорда позволяет сократить число слоев корда в каркасе шин до двух (четырех). Плотность металлокорда в 1,5—2 раза меньше, чем у текстильного и вискозного корда. К числу перспективных конструкций шин относятся также шины типов Р и РС, отличающиеся от обычных расположением нитей и числом слоев корда, формой профиля, размерами брекера и бортовой части, рисунком протектора. Шины Р и РС в настоящее время изготавливают камерными. Шины Р имеют протектор и жесткий в окружном направлении пояс. Каркас и пояса шины изготавливают из полимерных, вискозных нитей. Шины РС (рис. 138) изготавливают со съёмным протектором, выполненным из одного или трех колец и армированным металлокордом.

Общий вид и элементы конструкции широкопрофильной шины приведены на рис. 139. В зависимости от условий эксплуатации применяют широкопрофильные шины универсальные, повышенной экономичности и высокой проходимости.

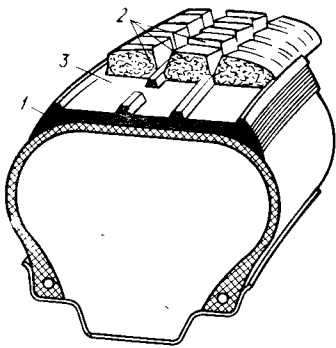


Рис. 138. Конструкция шины типа РС:

1 — нити каркаса; 2 — кольца протектора; 3 — металлокорд

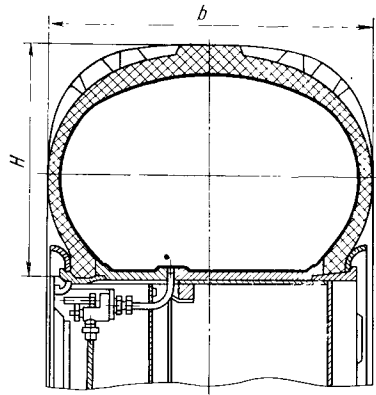


Рис. 139. Элементы конструкции широкопрофильной шины

Универсальные широкопрофильные шины эксплуатируются в различных условиях. Они имеют отношение $H/B = 0,75 \div 0,85$. Протектор таких шин имеет одно- и двухконтактную беговую дорожку с комбинированным рисунком: в средней части — дорожный, по краям — с крупными грунтозацепами. Коэффициент насыщенности контакта $K_{\Pi} = 0,5 \div 0,55$ при глубине рисунка до 25—35 мм.

Широкопрофильные шины высокой проходимости предназначены для эксплуатации в условиях бездорожья (регулируемое давление $p_{0\text{min}} = 0,05 \div 0,07$ МПа). Для таких шин отношения $H/B = 0,5 \div 0,9$; $b/B = 0,8 \div 0,9$; $D/d = 1,5 \div 3,0$; $B/D = 0,36 \div 0,46$. Коэффициент насыщенности $K_{\Pi} = 0,35 \div 0,45$ при глубине рисунка протектора 25—35 мм.

Применение шин с регулируемым давлением воздуха позволяет использовать автомобиль в различных условиях эксплуатации.

Конструкция таких шин (рис. 140) имеет увеличенную на 25—40 % ширину профиля, меньшие жесткость и число слоев корда каркаса (6—10).

Протектор шины крупный, с широко расставленными грунтозацепами, глубина которых составляет 20—30 мм. Для придания протектору эластичности, способствующей самоочищению от грязи, снега, а также снижению гистерезисных потерь, грунтозацепы расчленены глубокими канавками. Для увеличения срока службы нагрузка на такие шины принимается на 30—50 % меньше, чем для обычных тороидальных шин при таком же наружном диаметре.

Использование шин с регулируемым давлением воздуха вызывает необходимость безупречного соблюдения эксплуатационных требований, невыполнение которых приводит к ускоренному изнашиванию шин. Высокие скорости движения можно развивать

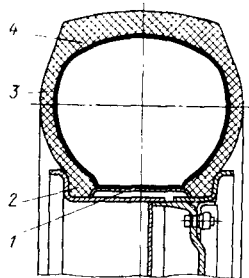


Рис. 140. Шина с регулируемым давлением и элементы ее конструкции:

1 — распорное кольцо;
2 — борт; 3 — боковина;
4 — протектор

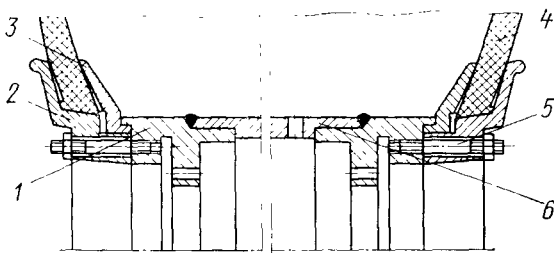


Рис. 141. Пневмокаток:

1 — обод; 2 и 3 — наружное и внутреннее кольца крепления; 4 — боковина пневмокатка; 5 — шпилька; 6 — промежуточное кольцо

при нормальном давлении воздуха $p_0 = 0,3$ МПа. При меньшем давлении (до $0,05$ — $0,08$ МПа) скорость движения не должна превышать 10 — 12 км/ч.

Использование арочных шин также представляет собой новое направление в конструировании колесных движителей, способствующих повышению проходимости грузовых автомобилей в условиях бездорожья. Свое название арочные шины получили от формы профиля, который при одинаковом диаметре обода в $2,5$ — $3,5$ раза шире профиля обычных шин. Арочные шины изготавливают бескамерными и устанавливают на колеса ведущих мостов взамен сдвоенных тороидальных шин. Особая форма профиля шин, позволяющая работать при малых давлениях воздуха, и способность к значительным радиальным деформациям создают условия для увеличения площади соприкосновения шины, уменьшения давления и увеличения силы тяги на деформируемых грунтах. По конструкции арочные шины занимают промежуточное место между широкопрофильными шинами и пневмокатками. Давление воздуха в арочных шинах составляет $0,07$ — $0,25$ МПа.

Пневмокатки отличаются от обычных шин отношением ширины профиля к наружному диаметру, малым посадочным диаметром, большим отношением наружного диаметра D к посадочному, меньшим (в 2 раза) коэффициентом профиля и большим (в 2—10 раз) коэффициентом ширины шины, высокой эластичностью, что позволяет значительно увеличить площадь контакта и уменьшить давление на грунт. Максимальные радиальные деформации пневмокатка $h_{\max} = (0,25 \div 0,35) D$. Пневмокатки изготавливают бескамерными. Давление воздуха в них равно $0,01$ — $0,1$ МПа. Пневмокаток состоит из каркаса, протектора, герметизирующего слоя и бортов с металлическими сердечниками (рис. 141).

Указанные особенности позволяют применять пневмокатки на вездеходах при движении по дорогам с малой несущей способностью, а также по снегу.

Ободья и ступицы колес

Размеры и конфигурация ободьев тороидальных шин регламентированы нормалью. В настоящее время применяют как неразборные ободья (рис. 142, *a* и *b*), так и разборные (рис. 142, *в* и *г*). Плоские разборные ободья используют на машинах средней и большой грузоподъемности.

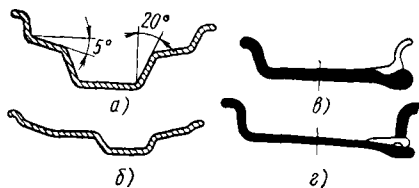


Рис. 142. Ободья для тороидных шин легковых и грузовых автомобилей

Конструктивно плоские разборные ободья подразделяют на ободья со съемным разрезным бортом, с цельным съемным бортом и разрезным замочным кольцом, а также разъемные (в поперечной плоскости). Разборные ободья (рис. 143) применяют для широкопрофильных и арочных шин, а также для шин с регулируемым давлением. При применении разборных ободьев достигается надежная фиксация борта шины и предотвращается ее проворачивание на ободе колеса при передаче значительных тяговых моментов (при малом внутреннем давлении воздуха в шине). Пневмокатки монтируют на специальных разборно-разъемных ободьях.

Ободья изготовляют горячей прокаткой или глубокой вытяжкой. Существует два типа ступиц колес: фланцевые и спицевые. Фланцевые (рис. 144) применяют для дисковых ободьев на легковых автомобилях высокой проходимости и автомобилях малой и средней грузоподъемности.

Ступицы для бездисковых колес (спицевые ступицы) применяют на тяжелых грузовых автомобилях. Конструкция спицевой ступицы автомобиля большой грузоподъемности показана на рис. 145, *a*. Пять-шесть спиц *1* заменяют диски колес. Разъемно-раз-

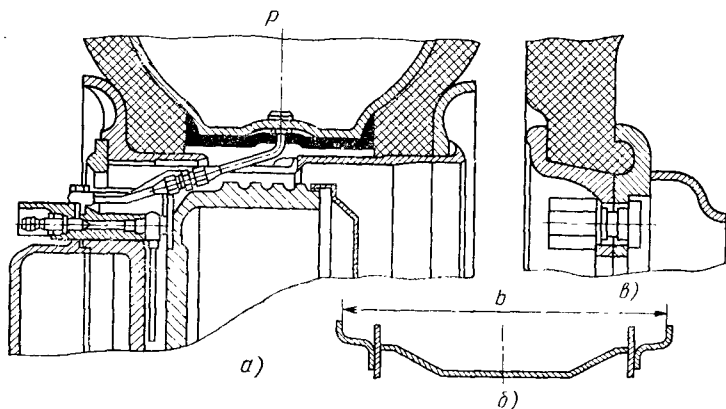


Рис. 143. Ободья для специальных шин:

a — с регулируемым давлением; *b* — арочных с узлом крепления бортовой части на ободе; *в* — пневмокатков

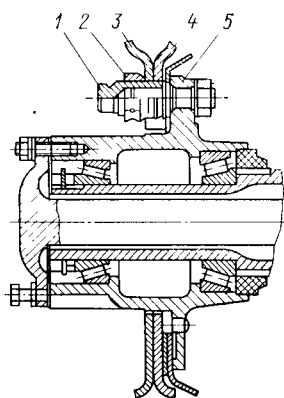


Рис. 144. Крепление дисков колес к фланцевым ступицам:

1 и 2 — внутренняя и наружная гайки; 3 и 4 — наружный и внутренний диски колеса; 5 — ступица

борный обод 2 устанавливают и крепят на конических посадочных поверхностях, выполненных на концах спицы. Шпильки 3 удерживают колесо от поперечных перемещений. На автомобилях повышенной грузоподъемности используют барабанные ступицы (рис. 145, б). Обод 2 колеса посажен конической поверхностью на барабан 5 ступицы, к которой колесо крепится шпильками 3. Ступицы колес изготавливают литьем из ковкого чугуна.

Наличие дисбаланса колес приводит к сокращению срока службы шин и ходовой части, к снижению комфортабельности. Дисбаланс устраняют креплением к ободу колеса специальных грузиков. Кроме дисбаланса у колеса не допускается наличие радиального и осевого биения.

Размеры тороидальных шин указаны на боковинах: для шин низкого давления $B \times V$ (где B — ширина профиля; D — наружный диаметр; d — посадочный диаметр в дюймах). Например, 18.00—24; 34 × 7 (для шин низкого давления возможна двойная размерность (B — d — в мм, d — в дюймах, например 260—20)).

Размеры широкопрофильной шины наносят на ее боковину в виде сочетания трех цифр (например, 1300 × 530—508); первая цифра указывает наружный диаметр шины, мм; вторая — ширину профиля, мм; третья — посадочный диаметр обода, мм. Размеры арочной шины наносят на ее боковину в виде двух цифр $D \times B$, например 1300 × 750, где первая цифра — наружный диаметр шины, мм, а вторая — ширина профиля, мм. Размеры пневмокатков (в мм) также наносят на боковину (например, 1000 × 1000 × 250).

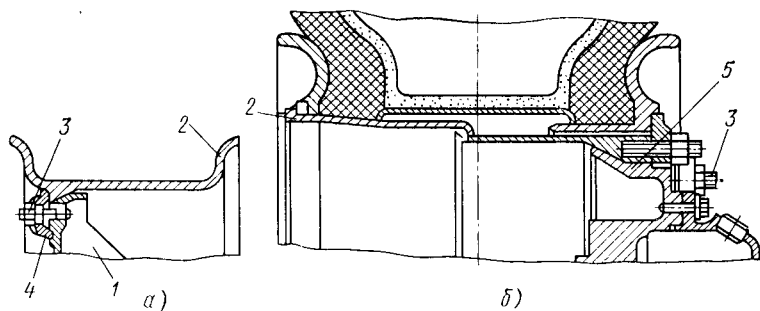


Рис. 145. Ступицы для бездисковых колес

Основными размерами ободьев под тороидальные шины и шины с регулируемым давлением являются ширина между закраинами и посадочный диаметр (в дюймах или миллиметрах). Прописные буквы латинского алфавита используются для маркировки шин старых моделей, а буквы русского алфавита — для маркировки шин новых моделей автомобилей. Например, ободья в обеих системах обозначаются 203В—508 (мм) или 8.0В—20 (дюймы) и т. д. Если в обозначении отсутствует буква (например, 7.0—20), то размеры бортовой закраины применимы только для данного профиля обода.

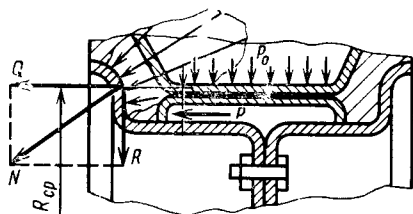


Рис. 146. Силы, действующие на обод

Для шин с регулируемым давлением при маркировке обода добавляют букву С (например, 8.00CV—18) или Р — (например, 10.0РГ—20). Ободья арочных шин маркируют так же как и шины (например, 1000×650). Ободья широкопрофильных шин маркируют с использованием последних двух цифр, наносимых на боковине шины (например, 500—508).

Расчет ободьев колес. За счет энергии сжатого воздуха ободья со стороны шины подвергаются действию значительных нагрузок (рис. 146). К закраинам обода приложена результирующая сила N , которую можно разложить на две составляющие Q и R . Под действием силы Q обод по образующей растягивается, а под действием силы R и давления воздуха сжимается. Кроме того, сила Q создает изгибающий момент.

Максимальные растягивающие напряжения в стыке закраин с цилиндрической частью составляют σ_p ($1,5—2,0$) 10^3 МПа. Для исключения проворачивания шины на ободу создается момент трения

$$T_{тр} = \mu R_{cp} (Q + P) \quad \text{или} \quad T_{тр} = (1,5 - 2,5) T_{\phi},$$

где μ — коэффициент трения шины по ободу ($\mu = 0,45 \div 0,6$); R_{cp} — расчетный радиус; Q — осевая составляющая результирующей нагрузки, приложенной к закраинам обода; P — сила, возникающая при затяжке бортов шины между закраинами обода и распорным кольцом; T_{ϕ} — максимальный момент сцепления шины с дорожным покрытием.

Осевая сила

$$Q \approx p_0 \pi [r_0^2 - (d^2/4)],$$

где r_0 — радиус нулевой кривизны профиля; d — диаметр обода.

В то же время

$$P = \frac{i T_{\phi}}{[r_{cp} \cdot (\operatorname{tg} \alpha + 2,2f) / (1 - 1,2f)] + f r_r},$$

где i — число стяжных болтов обода; T_b — расчетный момент затяжки болта; r_{cp} — средний радиус резьбы; α — угол подъема резьбы болта; f — коэффициент трения в резьбе и на поверхности касания гайки по ободу; r_r — средний радиус поверхности соприкосновения гайки с ободом.

Для шин высокого давления в формуле для $T_{тр}$ необходимо принимать $P = 0$, так как эти шины от проворачивания на ободу удерживаются за счет действия силы Q . Для шин с регулируемым давлением, наоборот, при малых давлениях воздуха в шине $Q \approx 0$.

Подбор шин

Тип шин при проектировании машины определяют исходя из условий эксплуатации и нагрузок, приходящихся на колесо. Нагрузки на колесо обусловлены техническим заданием на проектирование, где указывают общую массу машины, число осей, распределение массы по осям.

Необходимый диаметр обода колеса определяют ориентировочно, исходя из компоновочных и конструктивных соображений (в зависимости от наличия в колесе бортовой передачи, размеров тормозного барабана, необходимого пространства для установки вентилирующего устройства и создания условий для охлаждения и вентиляции тормозного механизма). Размер обода колеса уточняют, принимая во внимание действующий ГОСТ.

По размеру обода колеса определяют профиль шины. Выбранные размеры шин должны удовлетворять требованиям в отношении критической скорости, температуры нагрева, упругих характеристик и грузоподъемности. Сортамент шин, их масса, число слоев корда, рисунки протектора, основные размеры, соответствующий тип обода и нормы эксплуатационных режимов выбираются по ГОСТ 17394—79, ГОСТ 13298—78, ГОСТ 17393—82.

При выборе шин необходимо учитывать предполагаемые условия эксплуатации проектируемого автомобиля — использование его номинальной грузоподъемности, а также типы дорог, для которых он предназначен. Выбор шин для грузовых автомобилей определяется нагрузкой на колесо, при этом принимается равномерное распределение полезной нагрузки в кузове и кабине. У автомобилей, предназначенных для эксплуатации в любых дорожных условиях, перегрузка шин против норм, указанных в ГОСТ, не допускается.

Для всех типов шин необходимо учитывать их температуру нагрева. Допустимая температура нагрева не должна превышать 373 К, так как при превышении этой температуры неизбежны расслоение и разрыв каркаса, разрушение брекера и протектора. С увеличением слоев температура шины возрастает.

Большое влияние на основные свойства каждого типоразмера шины оказывает критическая скорость, превышение которой спо-

способствует возникновению на беговой поверхности шины непрерывных тангенциальных колебаний со значительной амплитудой. При входе участка шины в контакт с дорожным покрытием волновое движение протектора обуславливает появление ударов, в результате чего резко увеличивается сопротивление качению, возрастает температура шины и сокращается срок ее службы. Поэтому наибольшая эксплуатационная скорость движения автомобиля должна быть в 1,5—2 раза меньше критической. Критическая скорость

$$V_{кр} = \text{tg}^3 \alpha_k \sqrt{\rho_0 (R_k^2 - r_1^2) (2R_k q_{ср})},$$

где R_k — радиус шины по экватору, м; r_1 — радиус шины по центральной части, м; $q_{ср}$ — масса шины, приходящаяся на 1 м² поверхности ее беговой части, кг/м²; $q_{ср} = \gamma t$; γ — плотность материала шины, кг/м³; t — толщина беговой части шины, м.

Другой важной характеристикой шины является ее радиальная жесткость, т. е. зависимость радиальной деформации (прогиба) h от величины нагрузки G_k . Справедливо соотношение

$$h^2/G_k = c_1 + c_2 h / (\rho_0 - p_k), \quad (169)$$

где c_1 и c_2 — постоянные коэффициенты для данного типоразмера шины, учитывающие ее конструктивные особенности и геометрические размеры; $c_1 = (0,02 \div 0,04)$ 1/Па; $c_2 = (50 \div 90)$ 1/м (меньшие значения — для дорожных шин, большие — для шин повышенной проходимости); p_k — жесткость каркаса; $p_r = (0,01 \div 0,03)$ МПа.

Окончательная величина прогиба шины h не должна превышать $(0,12—0,15) H$, где H — высота профиля шины.

Используя теорию размерности и формулу (169), можно определить величину максимально допустимой нагрузки на шину

$$G_{к\max} = KB^2 (d + B) / (d_c + B),$$

K — коэффициент грузоподъемности шины, МПа; d_c — диаметр стандартного обода; $d_c = 0,508$ м.

Коэффициент грузоподъемности $K = (0,15 \div 0,17)$ МПа для шин с регулируемым давлением и шин легковых автомобилей; $K = 0,23 \div 0,27$ МПа для тороидальных шин грузовых автомобилей.

При $d = d_c$ максимальная нагрузка $G_{r\max} = KB^2$, и сравниваемые шины геометрически подобны. Для таких шин внутренние давления, относительные деформации, углы β_r , модули сдвига резины, а также коэффициент K равны. Поэтому $G_{r1}/B_1^2 = G_{r2}/B_2^2 = \dots = G_{r,n}/B_n^2$, где индексы 1, 2, 3, ..., n — номера геометрически подобных шин.

Глава 5

СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

§ 24. РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Рулевое управление предназначено для обеспечения поворота колесной машины и поддержания заданной траектории ее движения. Оно состоит из рулевого механизма и рулевого привода. Рулевой механизм в совокупности с рулевым приводом позволяет осуществлять поворот колес с необходимым передаточным числом. Для предотвращения бокового скольжения управляемых колес необходимо определенное соотношение между углами поворота колес левого и правого борта (рис. 147):

$$R_T = B \sin \beta / \sin (\beta - \alpha) + b,$$

где R_T — теоретический радиус поворота; B — расстояние между осями поворота управляемых колес; α и β — углы поворота управляемых колес соответственно правого и левого бортов; b — вынос переднего колеса относительно оси поворота колеса.

Координату положения центра поворота L' находят из соотношения $L' = (R_T - b) \sin \alpha$.

Для минимального износа шин, например, четырехосных машин с двумя передними управляемыми мостами целесообразно располагать центр поворота на линии, проходящей посередине между неуправляемыми мостами (рис. 148). Для многоосных машин при подсчете соотношений углов используют уравнение котангенсов $\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \beta_1 = B/L_1$ и $\operatorname{ctg} \alpha_2 - \operatorname{ctg} \beta_2 = B/L_2$ и уравнение связи $L_1 \operatorname{ctg} \alpha_1 = L_2 \operatorname{ctg} \alpha_2$. Существуют механические системы управления с усилителями и без них, гидростатические (по аналогии с гидрообъемными трансмиссиями), комбинированные.

Рассмотрим механические системы с усилителями и без них. Для выполнения соотношения между углами поворота колес в рулевом приводе чаще всего используют шарнирный четырехугольник — трапецию (рис. 149). Основаниями трапеции служат балка переднего моста 1 и поперечная рулевая тяга 2, боковыми сторонами — рычаги 3 и 4, укрепленные в поворотных цапфах колес. По расположению относительно передней оси рулевая трапеция может быть выполнена как передней (рис. 149, а), так и задней (рис. 149, б). В современных колесных машинах оси управляемых колес установлены под некоторыми углами относительно геометрических осей машины. Ось вращения колеса наклонена к горизонтали (угол развала) и к продольной оси машины (угол

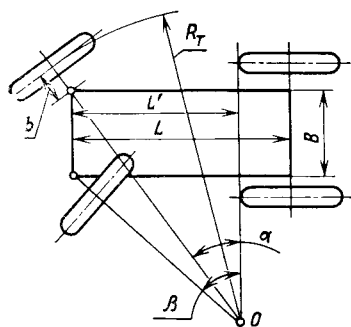


Рис. 147. Схема поворота двух-осной колесной машины

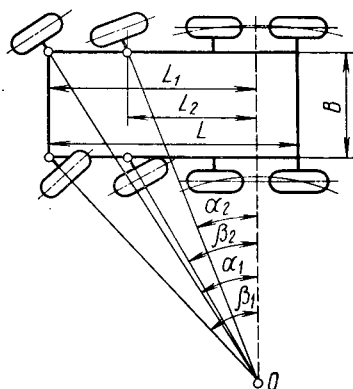


Рис. 148. Схема поворота четы-рехосной колесной машины

схождения). Ось поворота колеса (ось шкворня поворотной цапфы) также расположена под углами в продольном и поперечном направлениях (углы стабилизации колес). Поэтому соединения всех звеньев рулевого привода делают шарнирными.

К рулевому управлению предъявляют следующие требования: Высокая маневренность колесной машины, при которой возможен поворот с минимально возможным радиусом. Это требование выполняется, если выбрать необходимое число управляемых колес, наиболее выгодную схему поворота машины, максимальные углы поворота управляемых колес, а также соответствующие передаточные числа рулевого управления.

Усилия, обеспечивающие поворот машины, не должны превышать определенного уровня. При увеличении угла поворота усилие на рулевом колесе должно возрастать, что позволяет водителю определять положение, занимаемое управляемыми колесами. Достигается это выбором типа рулевого привода (механического, гидравлического, комбинированного, с усилителем или без него), передаточного числа рулевого управления (в основном рулевого механизма) и закона его изменения. Передаточное число ограничено числом полных оборотов рулевого колеса (обычно

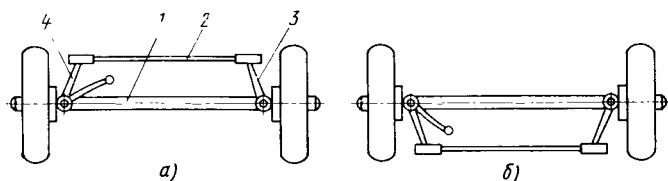


Рис. 149. Схема рулевого привода:

1 — передняя ось; 2 — поперечная тяга; 3 и 4 — рычаги рулевой трапеции

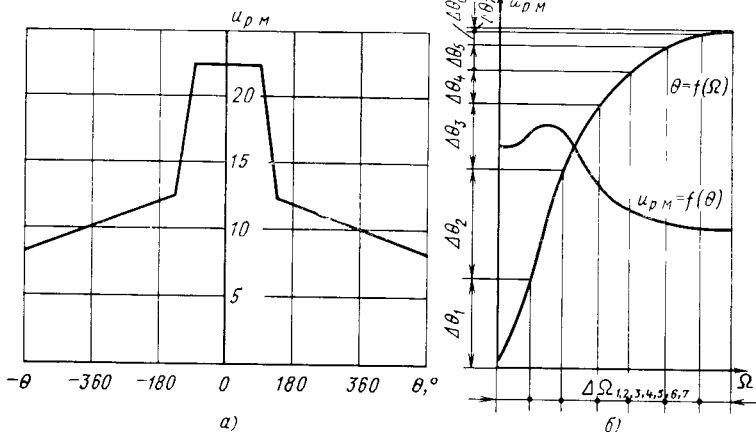


Рис. 150. Зависимость передаточного числа рулевого механизма от угла поворота рулевого колеса:

а — графическое определение u_{pM} ; б — целесообразная зона изменения u_{pM}

1,5—2,5 оборота от среднего положения до крайнего). Закон изменения передаточного числа должен быть таким, чтобы максимальное передаточное число (около 20) в начале поворота уменьшалось к концу поворота. Рекомендуемое изменение передаточного числа рулевого механизма u_{pM} в зависимости от угла поворота рулевого колеса θ показано на рис. 150, а. Для достижения высокой чувствительности холостой угол поворота рулевого колеса не должен превышать $10\text{--}20^\circ$.

Малая чувствительность к передаче усилий от управляемых колес к рулевому колесу, достигаемая выбором такого рулевого механизма, у которого прямой КПД $\eta_{pM} \downarrow$ при передаче усилия от рулевого колеса к управляемым колесам больше обратного $\eta_{pM} \uparrow$ при передаче усилия от колес к рулевому колесу. Так, например, в червячном рулевом механизме это достигается выбором угла наклона ниток червяка (в результате самоторможения механизма). Однако для стабилизации управляемых колес рулевое управление проектируют с предельной обратимостью, т. е. так, чтобы почти вся энергия, идущая от управляемых колес, гасилась в рулевом механизме.

Стабилизация управляемых колес, т. е. способность их занимать самопроизвольно положение, необходимое для движения в прямолинейном направлении при правильном выборе углов наклона шкворня и параметров шины.

Отсутствие влияния колес при подъеме одного из управляемых колес. Достигается правильным выбором центров колебаний управляемых колес на рычагах подвески и относительно шарового пальца рулевой сошки.

Простота конструкции, легкость технического обслуживания, возможность регулировок при износах деталей рулевого управления.

Надежность работы, низкая стоимость изготовления, относительно малые габариты и масса.

Выбор типа рулевого управления

Тип рулевого управления зависит от класса машины, ее схемы и веса G_1 , приходящегося на управляемые колеса полностью снаряженного автомобиля. В табл. 48 приведены основные характеристики, позволяющие по весу G_1 выбрать необходимый тип рулевого механизма. При расчете определяющими факторами являются следующие: расчетное усилие, необходимое для поворота колесной машины на месте; обеспечение безопасности движения на высоких скоростях при выходе шины из строя; уменьшение утомляемости водителя, особенно при движении в тяжелых дорожных условиях.

48. Основные параметры рулевого механизма

Диаметр вала рулевой сошки, мм	Межосевое расстояние в карте ¹ , мм	Вес ² G_1 , кН		Тип передачи рулевого механизма
		при отсутствии гидросилителя	с гидросилителем	
23,4	43,5	До 6	—	Глобоидальный червяк и двухгребневой ролик
	52,5	6—7	—	
27,8	50,8	7—11	—/15	Глобоидальный червяк и трехгребневой ролик
	59,5	11—18	—/22	
32	66,6	18—24	—/22—29	Глобоидальный червяк и двухгребневой ролик
	68,3			
	61,5			
	68,3			
35	68,3	24—33	—/29—40	Глобоидальный червяк и трехгребневой ролик
38	90	24—33	24—33/—	
38	90	—	33—42/—	Двухступенчатый с винтовой передачей (шариковой) и зубчатой парой (рейка — сектор)
42	90	—	—/42—66	
45	76	—	55—65/свыше 75	
50	98	—	—	

Примечание В числителе даны значения для рулевого механизма с гидросилителем, встроенным в рулевой механизм; в знаменателе — для рулевого механизма с гидросилителем, встроенным в рулевой привод.

¹ Обязательные параметры.

² Рекомендуемые параметры.

Расчетный момент сопротивления повороту машины на месте

$$M_p = M_f + M_\varphi + M_h + M_T,$$

где M_f — момент сопротивления качению колес; M_φ — момент сопротивления скольжению, возникающий при повороте колеса на месте; M_h — момент сопротивления, связанный с углом наклона шкворня; M_T — момент сопротивления в шарнирах рулевой трапеции и опорах шкворня.

Момент сопротивления качению колеса

$$M_f = 2G_k f a_k,$$

где G_k — вес, приходящийся на одно управляемое колесо; f — коэффициент сопротивления качению колеса на поверхности; $f = 0,015 \div 0,018$; a_k — плечо обкатки колеса вокруг оси шкворня; для тяжелых колесных машин $a_k = 60 \div 100$ мм, для остальных 40—60 мм.

$$M_\varphi = 2G_k \varphi a_\varphi = 0,28G_k \varphi r_c,$$

где φ — коэффициент сцепления колес с дорожным покрытием; a_φ — плечо момента трения скольжения (верчения); $a_\varphi = 0,14r_c$; r_c — радиус качения свободного колеса.

При повороте управляемых колес, вследствие наклона оси шкворня в поперечной и продольной плоскостях машины (углы α и γ), передняя часть колесной машины приподнимается (для стабилизации управляемых колес). Момент сопротивления подъему

$$M_h = G_k a_k m [\alpha (\sin \alpha_{cp} + \sin \beta_{cp}) + \gamma (\cos \alpha_{cp} + \cos \beta_{cp})],$$

где m — число управляемых мостов (осей); α_{cp} и β_{cp} — средние углы поворота соответственно внутренних и наружных колес (можно принимать 0,5 значения наибольшего угла); α и γ — углы наклона шкворня.

Углы наклона шкворня и другие основные параметры рулевого управления отечественных автомобилей приведены в табл. 49. Момент трения в шкворне и в шарнирах рулевой трапеции M_T учитывается делением суммы моментов $M_f + M_\varphi + M_h$ на КПД шкворня $\eta_{ш}$ и КПД шарниров рулевой трапеции $\eta_{рт}$, причем $\eta_{ш} = 0,95$, а $\eta_{рт} = 0,94$ (по данным ОГК МАЗ). Тогда

$$M_p = (M_f + M_\varphi + M_h) / (\eta_{ш} \eta_{рт}).$$

Для машин высокой проходимости (ЗИЛ-131, Урал-375) усилия на поворотных рычагах при прямолинейном движении по хорошему асфальтовому покрытию со скоростью 45 км/ч составляют 1,6 кН. При переезде через ров шириной 1,65 м и через вертикальную стенку высотой 450 мм со скоростью 10 км/ч соответственно 17,7 и 27,5 кН. При движении по замерзшей пашне, колеям, при переезде канав, рва и вертикальной стенки максимальные усилия на поворотных рычагах в 1,4—1,5 раза превышают усилия, возникающие при повороте колесной машины на месте. При снижении внутреннего давления воздуха в шинах от 0,343 до 0,049 МПа

49. Основные параметры рулевого управления отечественных автомобилей

Параметр	УАЗ-169 *	УАЗ-151 *	ГАЗ-53А *	ЗИЛ-130	ЗИЛ-131	МАЗ-500А	Урал-377	МАЗ-509
Вес, приходящийся на управляемый мост	9,8	11,9	18,1	26,05	33,6	48,75	50	49,5
G_1 , кН	425	425	425	480	480	550	550	550
Диаметр рулевого колеса, мм	20,3	20,3	20,5	20	20	23,55	21,5	—
Передающее число рулевого механизма	—	—	—	—	—	—	—	—
Наибольший угол поворота колес:								
внутреннего	28°	27°	34°	34°	—	42°	31° 30'	—
наружного	—	—	28°	36°	—	38°	26°	—
Тип рулевого механизма	ГЧ-2Р	ГЧ-2Р	ГЧ-3Р	ВШГ-РС	ВШГ-РС	ВШГ-РС	Ч-БС	ВШГ-РС
Длина рулевой сошки, мм	—	148	180	200	200	200	—	—
Плечо обкатки, мм	—	—	8	—	75	65	—	120
Минимальный радиус поворота R_{min} по колес внешнего колеса, м	6	6	8	8	10,2	8,5	10,5	11,5
Угол установки шкворня:								
поперечный наклон	5° 30'	4° 30'	8°	8°	5°	8°	8°	7°
продольный наклон	3°	1°	2° 42'	2° 30'	3° 10'	2° 30'	2° 11'	—
Развал колес	1° 30'	1° 30'	1°	1°	1°	1°	1°	—
Схождение колес, мм	1,5—3	1,5—3	1,5—3	2—5	2—5	3—5	8—11	3—5
Тип шины	8,4—15	8,4—15	8,25—20	2,6—20	12—20	11—20	14—20	12—20
Длина рычага поворотного кулака, мм	—	—	224	230	210	216	—	—

Примечание ГЧ-2Р — глобоидальный червяк с двойным роликом; ГЧ-3Р — глобоидальный червяк с троярным роликом; ВШГ-РС — винт — шариковая гайка, рейка — сектор; Ч-БС — червяк — боковой сектор

* Рулевое управление без гидросилителя

момент сопротивления повороту управляемых колес увеличивается в 1,8 раза. Включение передних ведущих мостов при наличии заблокированного привода и самоблокирующихся дифференциалов в мостах вызывает дополнительные потери мощности в системе управляемый мост—дорога. Момент сопротивления повороту в движении в 2—3 раза меньше момента, необходимого для поворота на месте. Общий КПД рулевого управления

$$\eta_p = \eta_{pm} \cdot \eta_{ppr},$$

где η_p — общий КПД рулевого управления; η_{pm} — КПД рулевого механизма; η_{ppr} — КПД рулевого привода.

Для одной управляемой оси $\eta_{p1} \approx 0,7 \div 0,85$; для двух и более управляемых осей $\eta_{p2} \approx 0,5 \div 0,7$. Выбор размеров рулевого колеса следует проводить по отраслевой нормали.

Оценочные параметры рулевого управления

Рулевое управление оценивают по признакам, которые рассматривают отдельно для рулевого механизма, рулевого привода и усилителя рулевого привода.

Рулевой механизм. Этот механизм увеличивает момент на валу сошки, первоначально прикладываемый к рулевому колесу. Оценочными параметрами рулевого механизма являются передаточное число, КПД и величина зазора в зацеплении. Одним из основных оценочных параметров является угловое передаточное число, которое определяется отношением элементарных углов поворота рулевого колеса $d\theta$ и вала сошки $d\Omega$: $u_{pm} = d\theta/d\Omega$. Передаточное число рулевого механизма u_{pm} может быть найдено графически (рис. 150, б), если известна графическая зависимость $\theta = f(\Omega)$. Тогда

$$u_{pm} = \Delta\theta/\Delta\Omega,$$

где $\Delta\theta$ и $\Delta\Omega$ — малые угловые перемещения соответственно рулевого колеса и вала сошки.

Выделив на графике элементарные участки $\Delta\theta$ и $\Delta\Omega$ и взяв их отношения, найдем функцию $u_{pm} = f(\theta)$. Максимальное передаточное число для колесных машин высокой проходимости обычно составляет 20—25. При этом за 1,5—2,5 полных оборота рулевого колеса управляемые колеса из нейтрального положения поворачиваются в положение с максимальным углом 35—45°.

КПД рулевой передачи оцениваются потери на трение. Прямой и обратный КПД равны соответственно

$$\eta_{pm} \downarrow = 1 - M_{r1}/M_\theta \quad \text{и} \quad \eta_{pm} \uparrow = 1 - M_{r2}/M_\Omega,$$

где M_{r1} — момент трения в рулевом механизме, приведенный к рулевому валу; M_θ — момент, прикладываемый к рулевому

колесу; $M_{,2}$ — момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу сошки; M_{Ω} — момент на валу сошки, передаваемый от управляемых колес.

Таким образом, при отсутствии усилителя рулевого привода КПД рулевой передачи характеризует ее совершенство. При наличии усилителя, обеспечивающего легкость управления, высокое значение КПД не является определяющим.

Существующие конструкции рулевых механизмов имеют переменный зазор в паре рулевого механизма, который тем больше, чем больше отклонение рулевого колеса от нейтрального положения. Это вызвано тем, что наибольшему изнашиванию подвергаются те элементы рабочей пары рулевого механизма, которые взаимодействуют при близком к нейтральному положению рулевого колеса. При неравномерном зазоре существенно облегчается регулировка рабочей пары рулевого механизма. КПД $\eta_{рм\downarrow}/\eta_{рм\uparrow}$ рулевых механизмов различных типов приведены ниже.

Тип рулевого механизма:

винт с шариковой гайкой и рейка с сектором или кривошипом червяк и кривошип с вращающимся пальцем (на роликоподшипнике)	0,82	0,82
червяк и кривошип с неврещающимся пальцем	0,75/0,65	
червяк (глобоидальный) и ролик	0,55/0,32	
винт и скользящая гайка	0,8/0,7	
червяк-сектор	0,65/0,25	
	0,6/0,4	

Рекомендуемые значения силы P_v (в Н), прикладываемой к рулевому колесу, следующие.

Страны	Западной Европы	США
Автомобили:		
легковые	29—69	25
грузовые	118—157	49—118

Рулевой привод. Усилие от сошки рулевого механизма к управляемым колесам передается через рулевой привод. Оценочными параметрами привода являются передаточное число, КПД и податливость деталей привода. Угловое передаточное число рулевого привода определяется по отношению углов поворота сошки рулевого механизма и управляемых колес. При одной управляемой оси

$$u_{рпр} = 2d\Omega/(d\alpha + d\beta),$$

где $u_{рпр}$ — угловое передаточное число рулевого привода; $d\Omega$ — элементарный угол поворота сошки; $d\alpha$ — угол поворота цапфы правого колеса; $d\beta$ — угол поворота цапфы левого колеса.

В случае t управляемых осей угловым передаточным числом рулевого привода назовем отношение элементарных угловых перемещений сошки к среднему значению для поворотных цапф управ-

ляемых колес: $u_{p\text{ пр}} = 2d\Omega/[m^{-1} \sum_{i=1}^m (d\alpha_i + d\beta_i)]$. Силовым передаточным числом рулевого привода называют отношение суммарного момента на поворотных цапфах всех управляемых колес к моменту на сошке или

$$u'_{p\text{ пр}} = 2m\chi M_{ц} M_{\Omega}^{-1}$$

где χ — коэффициент, учитывающий увеличение момента, необходимого для поворота колес, вследствие преодоления стабилизирующего момента; $M_{ц}$ — момент на поворотной цапфе колеса; M_{Ω} — момент на сошке рулевого механизма.

В процессе поворота управляемых колес передаточные числа рулевого привода непостоянны, и характер их изменения обычно определяется графически. КПД рулевого привода равен отношению работ поворота всех колес и сошки

$$\eta_{p\text{ пр}} = dA_{к}/dA_{\Omega}$$

Податливость рулевого привода должна быть возможно меньшей. При значительной податливости привода может возникнуть колебательный процесс в его деталях, что, в свою очередь, приведет к влиянию колес и скажется отрицательно на устойчивости движения машины.

Усилители рулевого привода. Оценочными параметрами усилителей являются следующие показатели: эффективности действия

$$\mathcal{E} = P_{вбу}/P_{всу},$$

где $P_{вбу}$ и $P_{всу}$ — усилия, прикладываемые к рулевому колесу при работе соответственно без усилителя и с усилителем; показатель реактивного воздействия усилителя на рулевое колесо; показатель чувствительности, определяемый усилием, которое необходимо приложить к рулевому колесу, и углом поворота, вызванного усилителем.

Расчет рулевых механизмов и привода

При проектировании рулевого управления обычно выполняют два расчета: кинематический и прочностной. Первый необходим для нахождения геометрии привода, по которой можно определить боковое скольжение колес на разных радиусах поворота. Вторым (прочностным) расчетом находят размеры деталей рулевого управления, а также действующие в них максимальные напряжения, выбранные по конструктивным соображениям. Основой расчета является определение силы, действующей от рулевого колеса $P_{рк}$ в самых трудных условиях поворота, и обратной силы $P_{рт}$, действующей от управляемого колеса при одновременном наезде управляемых колес на препятствие или неодинаковой интенсивности их торможения. Сила

$$P_{рк} = M_{\Sigma}/(R_{рк}\eta_{p\text{ пр}} \downarrow u_{p\text{ пр}}),$$

где M_{Σ} — суммарный момент на цапфах управляемых колес; $R_{\text{рк}}$ — радиус рулевого колеса; $u_{\text{р}}$ — передаточное число рулевого управления.

Сила $P_{\text{рτ}}$ в результате неодинаковой интенсивности торможения колес (в худшем случае коэффициент сцепления под одним колесом максимальный, а под другим равен нулю) определяется по формуле

$$P_{\text{рτ}} = P_{\text{τ}} l \eta_{\text{р}} \hat{1} / (R_{\text{рк}} u_{\text{р}}),$$

где $P_{\text{τ}}$ — тормозная сила на тормозящемся управляемом колесе; l — плечо действия тормозной силы (или длина поворотной цапфы).

При наличии усилителя в рулевом приводе детали, расположенные между усилителем и управляемыми колесами, нагружены усилием, развиваемым усилителем, и усилием, приложенным к рулевому колесу. Реакции от дороги в основном гасятся в усилителе. При отсутствии усилителя в основе прочностного расчета принимается расчетное усилие $P_{\text{рк}}$. Выше были приведены рекомендуемые значения силы $P_{\text{в}}$, прикладываемой к рулевому колесу.

При наличии усилителя одним из основных требований, предъявляемых к приводу, является обеспечение управления автомобилем в случае выхода из строя системы усиления. Если $P_{\text{рк}} < 687$ Н, то расчет следует проводить по усилию $P_{\text{рк}}$. Если $P_{\text{рк}} > 687$ Н, то принимается сила 687 Н и по ней проводят прочностной расчет всех деталей рулевого управления до усилителя.

При расчете вала рулевого колеса определяют напряжение кручения $\tau = M_{\text{кр}} / W_{\text{кр}}$, где $M_{\text{кр}} = P_{\text{рк}} R_{\text{рк}}$ — крутящий момент; $R_{\text{рк}}$ — радиус рулевого колеса; $W_{\text{кр}}$ — полярный момент сопротивления. Для сплошного вала $W_{\text{кр}} = 0,2d^3$, где d — наружный диаметр вала. Для полого вала $W_{\text{кр}} = 0,2(d_1^3 - d_2^3)/d_1$, где d_2 и d_1 — соответственно внутренний и наружный диаметры.

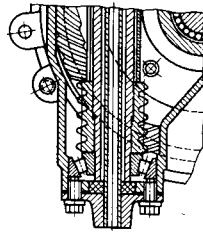
Запас по пределу прочности $n_{\tau} = [\tau] / \tau = 2,5 \div 3,5$. Угол закручивания вала $\varphi = 2\tau L / dG$, где L — длина вала; d — наружный диаметр сплошного вала; G — модуль упругости второго рода.

Максимальный угол закручивания не должен превышать 5,5—7,5°.

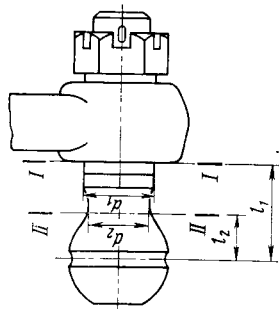
Расчет рулевых механизмов. Порядок проведения прочностных расчетов основных деталей дан в табл. 50.

Расчет усилителей рулевого привода. Усилители делят на гидравлические и пневматические (в том числе вакуумные). Гидравлические усилители устанавливают почти в 90 % случаев их применения в колесных машинах. Гидравлические усилители с открытым центром золотника — со свободно циркулирующей жидкостью в системе при нейтральном положении колес — более распространены по сравнению с усилителями с закрытым центром золотника при отсутствии циркуляции жидкости при нейтральном положении колес. Ввиду преимущественного распространения гидравлического усилителя рассмотрим его расчет. Примем, что

50. Схема расчета деталей рулевого механизма

Тип узла или детали	Эскиз	Силовой фактор	Расчетные напряжения	Действительные напряжения
Вал рулевого колеса		Крутящий момент $M_{кр}$	Кручение $\tau = \frac{M_{кр}}{W_{кр}}$ при $\varphi = \frac{2\tau L}{dG}$	Коэффициент запаса по пределу текучести $n_{\tau} = \frac{[\tau]}{\tau} = 2,5 \div 3,5$
Червяк		<p>Осевое усилие $Q_{\text{ч}} = \pm P_{\text{ч}} \operatorname{tg} \gamma_1$</p> <p>Радиальное усилие $R_{\text{ч}} = \frac{P_{\text{ч}}}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha$</p> <p>Окружное усилие $P_{\text{ч}} = \frac{P_{\text{рк}} R_{\text{рк}}}{r_0}$</p>		
Сектор		<p>$Q_c = \frac{P_{\text{ч}}}{\cos \gamma_1} \operatorname{tg} \alpha \eta_{\text{рм}} \uparrow$</p> <p>$R_{1c} = \pm \frac{P_{\text{ч}}}{\sin \gamma_1} \times \sin \gamma_2 \eta_{\text{р.м}} \uparrow$</p> <p>$P_c = P_{\text{ч}} \frac{\cos \gamma_2}{\cos \gamma_1} \eta_{\text{рм}} \uparrow$</p>	<p>Изгиб зуба сектора $\sigma_{\text{из}} = \frac{P_c}{b m y K_{\epsilon} \cos \gamma_2}$ при $\gamma_1 \operatorname{arctg} \frac{m z_{\text{ч}}}{d_0}$</p> <p>Смятие зуба сектора $\sigma_{\text{см}} = 0,418 \cos \gamma_2 \times \sqrt{\frac{P_c E}{b_c R_0 \sin \alpha \cos \alpha}}$</p>	<p>$\sigma_{\text{из}} = 500-700 \text{ МПа}$</p> <p>$\sigma_{\text{см}} = 1000 - 1500 \text{ МПа}$</p>

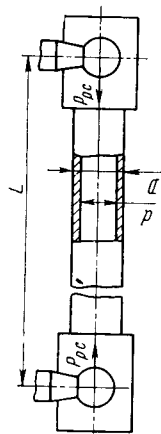
Шаровой па-
лец рулевой
сошки



$$M_{\text{из I-I}} = P_{\text{рс}} l_1$$

$$M_{\text{из II-II}} = P_{\text{рс}} l_2$$

Продольная
тяга



Продольный изгиб

Кручение

$$\tau_{\text{кр II-II}} = \frac{M_{\text{кр II-II}}}{W_{\text{кр II-II}}}$$

$$\sigma_{\text{экр II-II}} \leq [\sigma_{\text{доп}}]$$

Изгиб

$$\sigma_{\text{из I-I}} = \frac{M_{\text{из I-I}}}{W_{\text{из I-I}}} = \frac{P_{\text{рс}} l_1}{0,1 d_1^3}$$

$$\sigma_{\text{из II-II}} = \frac{M_{\text{из II-II}}}{W_{\text{из II-II}}} = \frac{P_{\text{рс}} l_2}{0,1 d_2^3}$$

Смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{рс}}}{F_{\text{см}}}$$

Критическое напря-
жение при продольном
изгибе, при прямоли-
нейной оси тяги и шар-
нирных опорах

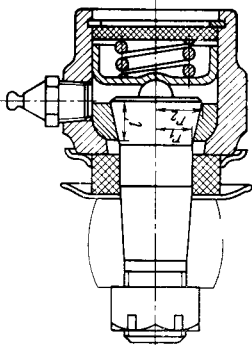
$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E I_{\text{min}}}{L^2 F}$$

Кoeffи-
циент запасо-
устойчивости
 $n = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma_{\text{см}}} \geq 1,5$

$\sigma_{\text{из I-I}} < 250$ —
— 300 МПа

$\sigma_{\text{из II-II}} < 250$ —
— 300 МПа

$\sigma_{\text{см}} < 50$ ÷
÷ 60 МПа

Тип узла или детали	Эскиз	Силовой фактор	Расчетные напряжения	Действительные напряжения
Шаровой палец поперечной тяги		Усилие смятия U	Смятие $\sigma_{см} = \frac{U}{F_{см}}$	$\sigma_{см} \leq 50 \div$ $\div 50$ МПа

Примечание: $W_{кр}$ — полярный момент сопротивления вала; G — модуль упругости материала второго рода; $[t]$ — напряжение предела текучести; l , d — длина и диаметр вала; γ_1 , γ_2 — углы наклона зубьев; α — угол поворота одного колеса (парадного); r_0 — свободный радиус колеса; b_c — радиальная длина зубьев сектора; n — осевая модуль; y — коэффициент формы зубьев; k_E — коэффициент переkritия; d_0 — диаметры начальных окружностей червяка и сектора; z_c , $z_ч$ — числа зубьев сектора и заходов червяка; E — модуль упругости материала первого рода; R_0 — радиус начальной окружности сектора; $P_ч$ — окружное усилие на червяке; F — площадь контакта гребня ролика с червяком; n' — число рабочих витков в гайке; z — число шариков в одном витке; δ — угол контакта шариков в бетовой дорожке ($\delta = 4^\circ 30'$); $U_{пр}$, $U_{пр}^*$ — передаточное число рулевого привода и его обратный КПД; t_c — шаг нарезки зубьев сектора; t_1 — длина; r_r — средний; радиус кривошипа; $P_{рк}$ — расчетная сила на рулевом колесе; l — расстояние между осями вала рулевой сошки и шарового пальца; $W_{из}$ — момент сопротивления соответствующего сечения изгибу; $W_{кр} = \frac{\pi a^2 b^2}{32}$ (a и b — размеры поперечного сечения сошки); n_1 и n_2 — расстояния от точки действия $P_{рс}$ до соответствующего сечения; $P_{рс}$ — момент сопротивления кручению соответствующего сечения (например, для меньшей оси k); $F_{см}$ — площадь смятия; $J_{мин}$ — минимальный момент инерции поперечного сечения; $J_{мин} = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{64}$; D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры трубы; F — площадь поперечного сечения трубы; l — расстояние между опорами продольно; $\sigma_{сж} = P_{рс}/F$ — напряжение сжатия тяги; $F_{см}$ — площадь смятия; $F_{см} = 2r_1 l + \frac{1}{2}(r_1 - r_2) l$.

усилитель и рулевой механизм являются самостоятельными конструкциями. Обычно проводят статический и динамический расчеты.

Статический расчет гидравлического усилителя. Статический расчет — прочностной расчет отдельных деталей и определение размеров основных агрегатов. Для примера рассмотрим только расчет гидроцилиндра. Стенку цилиндра рассчитывают на разрыв от максимального внутреннего давления p_{\max} . Эквивалентное напряжение, возникающее в стенках цилиндра

$$\sigma = [(0,1r^2 + 1,3R^2)/(R^2 - r^2)] p_{\max},$$

где R — наружный радиус гидроцилиндра; r — внутренний радиус гидроцилиндра.

Коэффициент запаса прочности $n = [\sigma]/\sigma \geq 3$ при внутреннем давлении до 30 МПа. Шток гидроцилиндра усилителя рассчитывают по усилию, действующему при сжатии и продольном изгибе при крайнем (выдвинутом) положении штока. Запас устойчивости должен быть не менее 1,5.

Гидравлический расчет усилителя. Размеры и величины зазоров гидрораспределителя выбирают на основе следующих требований. Гидрораспределитель должен обеспечивать максимальное рабочее давление в гидроцилиндре при условии, что утечки через золотник не превышают 5—10 % подачи насоса. Ход золотника не должен заметно увеличивать зазор рулевого колеса при работающем усилителе (2—3°). Распределитель не должен оказывать значительного сопротивления перетеканию жидкости при нейтральном положении золотника. Потери давления в его щелях должны быть в пределах 29—59 кПа. Диаметры трубопроводов гидросистемы выбирают так, чтобы давление на режиме холостого хода было минимальным, а потери на перекачивание жидкости в гидросистеме и ее нагрев наименьшими.

Подачу насоса гидравлического усилителя с непрерывной циркуляцией потока жидкости (с открытым центром) выбирают такой, что гидроцилиндр поворачивает управляемые колеса колесной машины со скоростью, большей, чем это может сделать водитель. Во время быстрых поворотов водитель может затрачивать усилие не только на преодоление сопротивления колес повороту, но и на перекачивание рабочей жидкости в гидроцилиндре из одной полости в другую. Поэтому должно соблюдаться условие

$$V_{г.ц}/(Q_n \eta_n - \Delta Q) < \alpha_{\max}/(360n), \quad (170)$$

где $V_{г.ц}$ — объем гидроцилиндра; Q_n — номинальная подача насоса; η_n — объемный КПД насоса при $p = 0,5p_{\max}$, для лопастных насосов $\eta_n = 0,8 \div 0,85$ при давлении 5,4 МПа и $\eta_n = 0,85 \div 0,9$ при давлении 2,94 МПа; α_{\max} — угол поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое; ΔQ — утечки

при $p = 0,5p_{\max}$; $\Delta Q \leq 0,05Q_n$; n — максимальная частота вращения рулевого колеса; $n = 1,5$ об/мин.

Значения объемных КПД шестеренных насосов даны ниже.

Давление p , МПа	4,905	9,81
Насос:		
НШ-60	0,9—0,93	0,87—0,89
НШ-40	0,96	0,86

Номинальная подача насоса должна быть достигнута при частоте вращения коленчатого вала двигателя, превышающей частоту при холостом ходе не более чем на 25 %, и давлении $0,5p_{\max}$. В колесных машинах применяют насосы как шестеренные, так и двойные лопастные.

Из выражения (170)

$$Q_n < 360nV_{г.ц}/(\alpha_{\max}\eta_n) + \Delta Q/\eta_n,$$

где Q_n — номинальная подача, см³/с.

Диаметр золотника распределителя определяется по формуле

$$d_3 = 10^{-2}Q_n/(\pi\Delta_1) \sqrt{\rho\xi/4 \cdot 9,81\Delta p_3},$$

где Δ_1 — осевой зазор между кромками золотника и корпуса в нейтральном положении (0,2—0,5 мм); Δp_3 — потери давления в разделителе без учета потерь в присоединительных штуцерах и соединительных каналах, равные 39—78 кПа; d_3 — диаметр золотника, мм; ξ — коэффициент местного сопротивления (определяется экспериментально); $\xi = 3 \div 6$; ρ — плотность рабочей жидкости; для веретенного масла марки АУ $\rho = 880$ кг/м³, для индустриального марки 20 — до 900 кг/м³.

Величину хода золотника от перекрытия кромок до упора выбирают из условия плавности включения усилителя. Время срабатывания t_1 усилителя (время, необходимое для увеличения давления в гидроцилиндре до $0,5p_{\max}$) должно быть меньше времени t_2 , необходимого для перемещения золотника до упора:

$$t_1 = \Delta V_2/(Q_n\eta_n - \Delta Q),$$

где ΔV_2 — увеличение объема гидросистемы при возрастании давления от $p_{сл}$ (давление слива) до $0,5p_{\max}$.

Величина ΔV_2 зависит от эластичности шлангов (трубопроводов) и упругости деталей крепления гидроцилиндра. Время

$$t_2 = (\Delta_0 - \Delta_1) u_2/(2\pi n R_{рк}),$$

где Δ_0 — полный ход золотника до упора; u_2 — передаточное число между перемещениями золотника и рулевого колеса.

Значение $\Delta_0 - \Delta_1$ находится из условия $t_1 < t_2$:

$$\frac{\Delta V_2}{Q_n\eta_n - \Delta Q} < \frac{(\Delta_0 - \Delta_1) u_2}{2\pi n R_{рк}}$$

и

$$(\Delta_0 - \Delta_1) > \frac{\Delta V_2}{Q_n\eta_n - \Delta Q} \frac{2\pi n R_{рк}}{u_2}.$$

**51. Скорости течения жидкости v_2
в трубопроводах при различных давлениях**

Трубопровод	Давление, МПа, не выше	Скорость, м/с, не выше
Всасывающий	—	1,2
Нагнетательный	4,91	3
	9,81	4
Сливной	—	2
Распределительный	9,81	6—8

После определения величин d_3 и Δ_0 рассчитывают действительные потери давления в распределителе

$$\Delta p_3 = 10^{-4}/(4 \cdot 9,81) \rho \xi (Q_H/\pi d_3 \Delta_1).$$

Их сравнивают с рекомендуемой величиной 290—590 кПа. Затем проверяют утечки жидкости через золотник при давлении p_{\max} :

$$\Delta Q \leq \frac{\pi p_{\max} \Delta r_{\max}^3 d_3^3}{[12 \cdot 10^3 \mu (\Delta_0 - \Delta_1)]},$$

где Δr_{\max} — зазор (с учетом допусков) между золотником и корпусом; μ — динамическая вязкость, $\mu = 0,065 E^\circ$, где E° — условная вязкость, выраженная в градусах Энглера.

Кроме потерь давления в золотнике имеются местные потери и потери по длине трубопроводов. Последние не должны превышать 98—294 кПа у легковых автомобилей и 196—490 кПа у грузовых. Исходя из этих значений определяют диаметр трубопровода:

$$d = 10^{-2} \sqrt[5]{\lambda \rho \frac{L}{\Delta p_\lambda} \frac{8Q_H^2}{100 \cdot 9,81 \pi^2}},$$

где λ — коэффициент сопротивления трению, $\lambda \approx 0,316 \text{Re}^{-0,15}$ (для турбулентного движения жидкости); L — длина трубопровода; Δp_λ — потери напора по длине трубопровода; v_2 — скорость течения жидкости в трубопроводе, м/с (табл. 51); ν — кинематическая вязкость; $\text{Re} = v_2 d/\nu > 2500$.

Значения кинематической вязкости (10^{-5} м²/с) для различных масел приведены ниже.

Температура T , К . . .	283	293	303	313	323	333
Масло марки:						
20	18,5	1	6	3	2	1,5
АУ	1	5	2,6	1,7	1,3	1

После диаметров трубопроводов рассчитывают действительные потери напора по длине:

$$\Delta p_\lambda = \lambda \rho (L/d) V_2^2/(2 \cdot 9,81).$$

Потери напора в местных сопротивлениях

$$\Delta p_m = \xi \rho V_2^2 / (2 \cdot 9,81),$$

где ξ — коэффициент местного сопротивления.

После определения всех видов потерь находят суммарные потери в системе с гидроусилителем

$$\Sigma p = \Sigma \Delta p_m + \Delta p_3 + \Sigma \Delta p_\lambda.$$

В этой зависимости не учтены потери давления в фильтре, которые составляют 196—294 кПа. Суммарные потери давления для грузовых автомобилей равны 392—590 кПа.

§ 25. ТОРМОЗНЫЕ СИСТЕМЫ

Тормозные системы осуществляют замедление с различной интенсивностью, полную остановку колесной машины и обеспечивают ее неподвижность относительно дороги. Их классифицируют следующим образом: рабочая, стояночная, запасная и вспомогательная тормозные системы.

Рабочая, или основная тормозная система, как правило, приводимая от педали, используется при всех режимах движения колесной машины. Ее тормозные механизмы должны воздействовать на все колеса. Постоянная составляющая замедления колеблется от 5,5 до 7 м/с² в зависимости от модели колесной машины.

Стояночная тормозная система, управляемая ручным рычагом, предназначена для удержания колесной машины неподвижно относительно дороги. Она должна обеспечивать неподвижность груженой колесной машины на уклонах до 25 %, при этом усилие на ручном рычаге не должно превышать 400 Н.

Запасная, или резервная тормозная система обеспечивает необходимую эффективность торможения (не менее 30 %) при выходе из строя основных тормозов. Рабочая и запасная тормозные системы, управляемые, как правило, одной педалью, имеют раздельные приводы.

Вспомогательная тормозная система предназначена для длительного поддержания скорости движения постоянной или для ее регулирования. Эта система должна обеспечивать без включения в работу других систем спуск колесной машины со скоростью 30 ± 2 км/ч по уклону 7 % протяженностью пути 6 км. Постоянные составляющие замедления машин равны 0,6—2 м/с². К тормозным механизмам предъявляют следующие требования.

Тормозные механизмы не должны перегреваться. Они должны быть высокоэффективными. При напряженном движении машин максимальное замедление должно быть высоким и по возможности одинаковым для разных моделей движущихся в потоке автомобилей. Должны быть по возможности одинаковыми или близкими и

длины тормозных путей (с допуском $\pm 10—15\%$). Однако тормозной путь машин большой грузоподъемности, особенно работающих с прицепами, обычно больше тормозного пути машин малой грузоподъемности.

С ростом скоростей движения колесных машин должны увеличиваться максимальные замедления при торможении до 9 м/с^2 и выше. Синхронность нарастания и спада кривой тормозного момента каждого тормоза должна быть максимальной.

Время срабатывания тормозного привода должно быть минимальным. Тормозные моменты отдельных колес, пропорциональные их сцепному весу, должны исключать движение колес юзом. Допустимое отклонение тормозных сил на колесах каждой оси не должно превышать 15% наибольшего значения тормозной силы.

Отвод теплоты от поверхностей трения тормозов должен быть максимальным. Коэффициент трения между барабаном (диском) и накладками должен быть высоким и стабильным. Защита пар трения тормозного механизма от увлажнения и загрязнения должна быть надежной. «Писк» не должен иметь места при всех режимах торможения.

При поломке сцепки автопоезда тормозные устройства прицепа должны обеспечить его автоматическую остановку. Прочность тормозных механизмов должна быть гарантированной. Тормозные механизмы не должны выходить из строя в течение всего срока службы колесной машины в любых условиях эксплуатации, поскольку от надежности их работы зависит безопасность движения.

Тормозные режимы разделяют на экстренный (или аварийный), соответствующий максимальной интенсивности торможения и составляющий $2—3\%$ общего числа торможений в зависимости от квалификации водителя и условий движения, и служебный — преобладающий, составляющий $97—99\%$ общего числа торможений. Тормозная система включает тормозные механизмы, расположенные на колесах автомобиля или в трансмиссии, тормозные приводы с органами управления и регулирующие устройства. Тормозные механизмы колесных машин классифицируют следующим образом. Во-первых, по числу и расположению тормозных механизмов. Как правило, тормозные механизмы расположены на всех колесах машины. Во-вторых, по конструкции. Среди тормозных механизмов с механическим трением распространены колодочные тормоза с колодками, расположенными внутри барабанов. Дисковые тормоза находят все большее распространение, особенно на легковых машинах. Раньше, как правило, применяли ленточные тормоза в планетарных коробках передач и для стояночных тормозов на выходных валах коробок передач, раздаточных коробок и ведущих валах главных передач.

Тормозные приводы автомобилей классифицируют по типу привода, виду рабочего тела и источника энергии для тормозных систем, способу передачи тормозного усилия от педали (рычага) к тормозам и степени автоматизации.

Для грузовых колесных машин с полной массой до 4 т применяют, как правило, гидравлические приводы с воздействием непосредственно от водителя (привод прямого действия). На более тяжелых моделях колесных машин с полной массой свыше 5 т в тормозной привод включают усилительные устройства, повышающие усилие водителя, приложенное к педали, в 3—5 раз. Усилители работают под действием разности давлений во впускной трубе карбюраторного двигателя и атмосферного и под действием давления рабочего тела (жидкостью или воздухом), создаваемого насосом, работающим от двигателя автомобиля.

Соответствие давлений на тормозную педаль, колодки или диски тормозов обеспечивается следящим устройством распределительного механизма. При выходе из строя усилительного устройства торможение осуществляется только от ноги водителя.

На колесных машинах большой массы (превышающей 8—10 т) используют автоматический пневмо-, гидро- или электропривод или их комбинацию.

Определение тормозного момента

Колодочный тормоз. Преимущественное распространение имеют колодочные тормоза фрикционного типа с колодками, расположенными внутри тормозного барабана. Силы, действующие на колодки тормозов, показаны на рис. 151. Давление барабана на накладку по дуге принимают постоянным, а равнодействующую нормальных сил, действующих на накладку колодки, считают приложенной в середине дуги накладки и выражают зависимостью $Y = \rho \beta r_6 b$, где ρ — давление в контакте барабана с накладкой; β — угол охвата накладки; r_6 — радиус барабана; b — ширина накладки. Принимают, что $\beta = 90^\circ \div 130^\circ$, а величина ρ при экстренном торможении не превышает 2,5 МПа.

На рис. 151, а показаны силы, действующие в двухколодочном симметричном тормозе с односторонним расположением шарнирных опор (точки O_1 и O_2). Левая колодка (прижимная) при вращении барабана по направлению стрелки прижимается моментом трения $Y_1 \mu r_6$, а правая (отжимная) — моментом $Y_2 \mu r_6$, где μ — коэффициент трения между накладкой и барабаном. Силы Y_1 и Y_2 , действующие со стороны барабана на колодки, определяют из уравнения моментов относительно точек O_1 и O_2 :

$$Y_1 = P_1 (a + c) / (c - \mu l); \quad Y_2 = P_2 (a + c) / (c + \mu l). \quad (171)$$

Суммарный тормозной момент T_τ колодок

$$T_\tau = \mu r_6 (a + c) \left(\frac{P_1}{c - \mu l} + \frac{P_2}{c + \mu l} \right). \quad (172)$$

Основное влияние на величину T_τ оказывает конструкция разжимного устройства. В тормозах с равными перемещениями колодок, у которых тормозной кулак изготовлен за одно целое

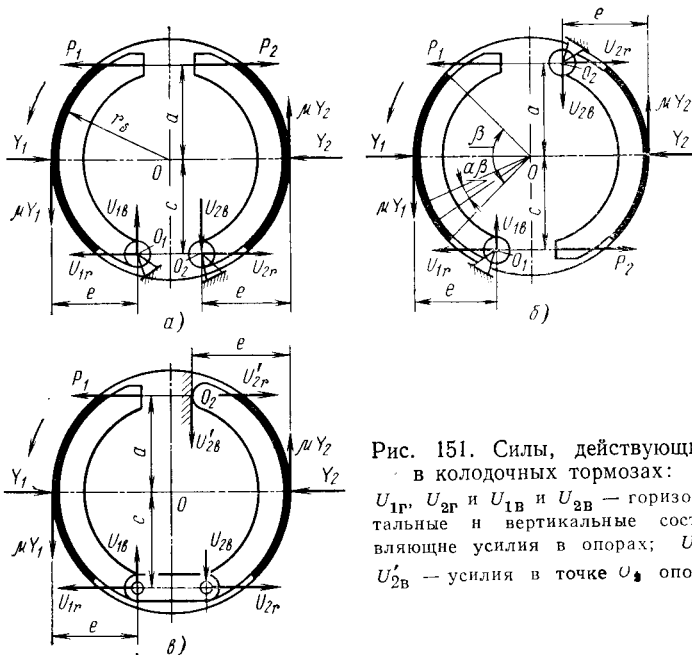


Рис. 151. Силы, действующие в колодочных тормозах:

U_{1r} , U_{2r} и U_{1b} и U_{2b} — горизонтальные и вертикальные составляющие усилия в опорах; U'_{2r} , U'_{2b} — усилия в точке O_2 , опоры

с валом (автомобили ЗИЛ, КрАЗ и др.), применимы следующие соотношения: $P_1 < P_2$; $Y_1 = Y_2$; $p_1 = p_2$. Давления находим по формулам

$$p_1 = Y_1 / (r_0 \beta_1 b); \quad p_2 = Y_2 / (r_0 \beta_2 b), \quad (173)$$

где β_1 и β_2 — углы охвата накладок прижимной и отжимной колодок.

Поскольку $Y_1 = Y_2$, из выражения (171) получим $P_1 / (c - \mu e) = P_2 (c + \mu e)$. Суммарный тормозной момент $T_\tau = 2\mu r_0 P_1 (a + c) / (c - \mu e)$.

У тормоза с равными силами, действующими на колодки (плавающий кулак), $P_1 = P_2 = P$, $Y_1 > Y_2$ и $p_1 > p_2$. Это условие обеспечивается кулаками с уравнителем, цилиндрами гидропривода, имеющими поршни равного диаметра, разжимным устройством клиновидного типа. Подставляя $P_1 = P_2 = P$ в формулу (172), получим суммарный тормозной момент T_τ для тормоза с плавающими кулаками:

$$T_\tau = 2\mu r_0 (a + c) P c / (c^2 - \mu^2 e^2).$$

Тормозной момент T_τ для тормозов с фиксированным и плавающим кулаками одинаков при движении колесных машин как вперед, так и назад.

Ввиду различия давления на накладки колодок изнашивание накладок прижимной колодки тормоза с плавающим кулаком более интенсивное, чем отжимной. Для обеспечения оди-

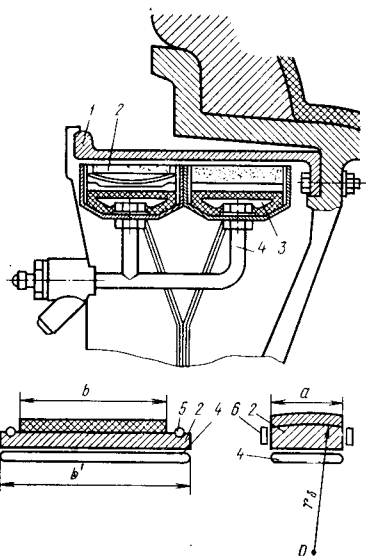


Рис. 152. Камерный колодочный тормоз:

1 — барабан; 2 — колодки; 3 — расширительная камера; 4 — трубопровод; 5 — возвратная пружина; 6 — упоры; b' — ширина тормозного барабана

наковой долговечности этих накладок длину или толщину накладки у прижимной колодки делают больше, чем у отжимной. Кроме того, применяют системы (например, из ступенчатых цилиндров), создающие увеличенное разжимное усилие, действующее на отжимную колодку. На рис. 151, б показаны силы, действующие в тормозе с разнесенными опорами. Обе колодки работают как прижимные, в результате чего повышается тормозной момент (по сравнению с тормозными моментами тормоза первого типа) и выравнивается давление накладок. Кроме того, отсутствуют дополнительные нагрузки на подшипники колес при торможении, имеющие место в тормозном механизме с разными силами, вследствие неуравновешенности сил Y_1 и Y_2 .

Суммарный тормозной момент тормоза с разнесенными опорами при равенстве сил $P_1 = P_2 = P$ определяется по формуле (172) после замены у правой колодки плеча c на a :

$$T_{\tau} = \mu r_0 (a + c) [(c - \mu e)^{-1} + (a + \mu e)^{-1}] P.$$

Эта зависимость дана для суммарного тормозного момента при движении вперед. Момент при движении назад существенно меньше и определяется зависимостью

$$T_{\tau}'' = \mu r_0 (a + c) [(c + \mu e)^{-1} + (a + \mu e)^{-1}] P.$$

На рис. 151, в показаны силы, действующие в системе с усилителем. Левая колодка прижимная, а на правую действует сила U_2 от левой колодки, являющейся сервоколодкой плавающего типа. Давление между барабаном и накладками колодок различное, поэтому износ накладок в этом тормозе также неодинаков (больше у сервоколодки). Такие тормоза применяются редко из-за нестабильного торможения (имеет место работа рывками, в момент торможения создаются дополнительные нагрузки на подшипники колес).

К типу колодочных тормозов относится и камерный тормоз, показанный на рис. 152. Суммарный тормозной момент камерного тормоза

$$T_{\tau} = \mu z r_0 (p_B K a b - Q'),$$

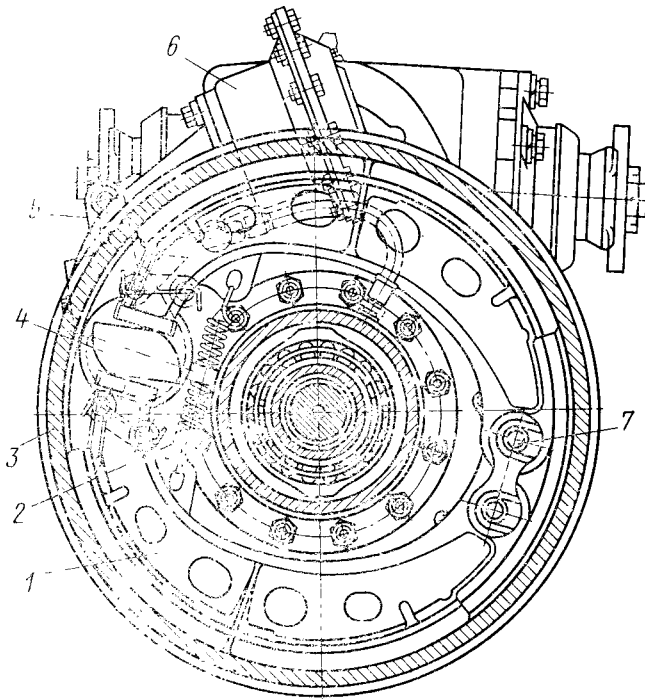


Рис. 153. Барабанный тормоз:

1 — тормозная колодка; 2 — отжимная пружина; 3 — тормозной барабан; 4 — разжимной кулачок; 5 — суншорт; 6 — регулировочный рычаг с червяком; 7 — ось колодки

где z — число колодок; p_v — давление воздуха в расширительной камере; K — коэффициент, учитывающий жесткость материала расширительной камеры; a и b — длина и ширина накладки каждой колодки; Q' — сила оттяжных пружин.

Возможно создание камерных тормозов, где поверхность камеры, соприкасающаяся с внутренней частью барабана (протектор), изготавливается из специальных сортов резины.

На рис. 153 приведена конструкция барабанного тормоза с шарнирными опорами колодок и кулачковым приводным устройством. Как уже отмечалось, перемещения колодок такого тормоза равны и зависят от формы разжимного кулачка, тормозные моменты также равны, а силы, действующие на колодки различны (см. рис. 151,а). Преимуществами этого механизма являются его высокая стабильность, а также, как указывалось выше, то, что силы, приложенные к тормозному барабану со стороны колодок, практически уравниваются. Недостатком тормоза с равными перемещениями является необходимость в значительной приводной силе и сравнительно низкий КПД кулачкового привода, находящийся в пределах 0,6—0,8. Этот меха-

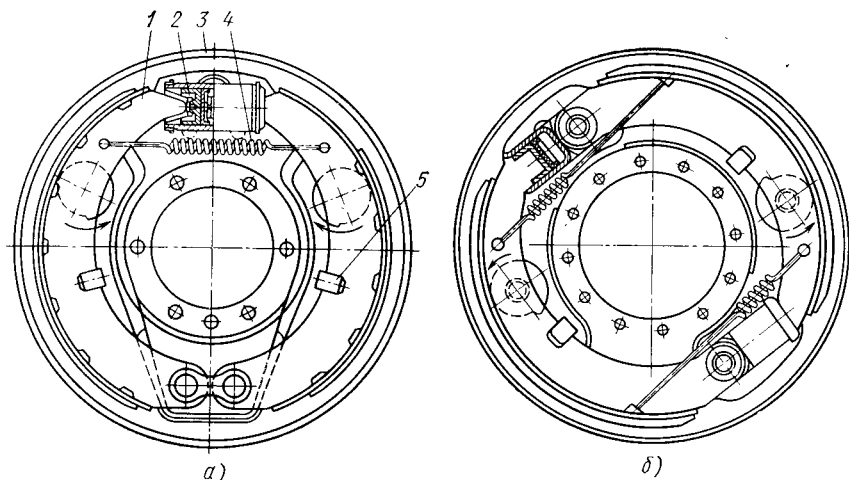


Рис. 154. Тормозной механизм колес автомобиля:

1 — тормозная колодка с фрикционной накладкой; 2 — колесный цилиндр; 3 — тормозной барабан; 4 — оттяжная пружина; 5 — фиксатор колодки

низм имеет также повышенную трудоемкость технического обслуживания вследствие необходимости периодического смазывания опоры кулака.

На рис. 154, а показан тормозной механизм с шарнирными опорными колодками и приводным устройством в виде двустороннего колесного тормозного цилиндра. К колодкам приложены равные приводные силы, однако создаваемый тормозной момент у прижимной колодки больше, чем у отжимной. Соответственно больше изнашиваются накладки прижимной колодки. При равном приводном усилии такой механизм создает больший тормозной момент, чем рассмотренный тормозной механизм с кулачком, вследствие большего усиления и более высокого КПД привода (до 0,95 — 0,98). Недостатком такого механизма является наличие внешней силы, действующей на подшипники колеса, а также неодинаковая долговечность фрикционных накладок.

На рис. 154, б показана конструкция тормозного механизма с разнесенными скользящими опорами колодок и двумя рабочими цилиндрами. Применение двух разнесенных приводных устройств затрудняет обеспечение привода стояночной тормозной системы. Однако равенство моментов колодок, равномерность изнашивания и большое усиление системы позволяют успешно применять такой тормозной механизм в передних колесах легковых автомобилей.

В новой конструкции барабанных тормозов тормозных систем с пневматическим приводом колодки разжимаются не традиционным кулачком, а клиновым приводным устройством (рис. 155).

Коэффициент эффективности колодочного тормоза

$$K_3 = T_{\tau} / (P_1 + P_2)r_0],$$

где T_{τ} — суммарный тормозной момент на колесе; P_1 и P_2 — силы, действующие со стороны разжимного устройства на колодки; r_0 — радиус барабана (см. рис. 151).

Ниже приведены коэффициенты эффективности для колодочных тормозов с односторонним расположением опор:

Равные перемещения	0,7
Равные силы, действующие на колодки	0,81
Тормоз с разнесенными опорами при движении машины вперед	1,11
Тормоза с усилителем	1,72

Все элементы, в том числе тормозные барабаны, колодки и их опоры, должны обладать высокой жесткостью. Недостаточная жесткость приводит к неравномерному изнашиванию барабана и накладок колодок и, кроме того, к «писку» тормозов. Барабаны тормозов изготовляют из легированных чугунов с присадками меди, никеля и молибдена, а также из перлитного чугуна. Материал барабана должен обладать высоким коэффициентом трения, хорошей износостойкостью, равномерным изнашиванием без образования задиров. Достаточно высокую жесткость при умеренной массе имеют оребренные и биметаллические барабаны с литым ободом и штампованным диском. Тормозные барабаны должны иметь минимальную массу, чтобы не увеличивать значительно массы неподрессоренных частей подвески колесной машины. Наибольшее распространение имеют литые и сварные колодки. Сварные колодки представляют собой обод с приваренными к нему ребрами жесткости; они легче литых, но менее жесткие.

«Писк» тормозов — явление, связанное с высокочастотными автоколебаниями материала накладок (от 1500 до 5000 Гц) и возникновением звуковых волн. В результате исследования причин возникновения автоколебаний в тормозах, т. е. механических колебаний, связанных с трением материала, имеющего различные коэффициенты трения покоя и скольжения, получены рекомендации о повышении качества материала накладок. Автоколебания

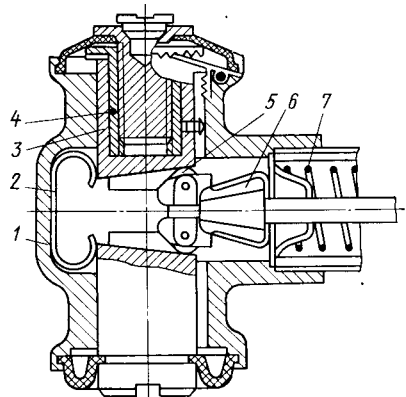


Рис. 155. Клиновое приводное устройство барабанных тормозов:

- 1 — корпус; 2 — возвратная пружина роликов; 3 — плунжер; 4 — головка плунжера; 5 — ролик; 6 — шток; 7 — возвратная пружина штока

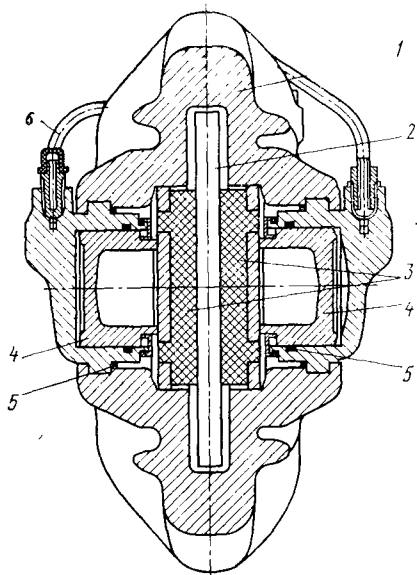


Рис. 156. Колесный дисковый тормоз открытого типа:

1 — скоба; 2 — диск; 3 — тормозные колодки с накладками; 4 — поршень; 5 — уплотнительное кольцо; 6 — трубопровод

можно устранить применением материала накладок, у которого коэффициенты трения скольжения и покоя практически одинаковы при относительно высоком коэффициенте демпфирования в течение всего периода эксплуатации колесной машины.

Дисковые тормоза. Эти тормоза начинают находить широкое применение в легковых и частично в грузовых автомобилях. Дисковые тормоза имеют следующие преимущества: малую массу, особенно у тормозов открытого типа; малые зазоры между дисками и колодками в выключенном состоянии (0,5—0,1 мм), позволяющие увеличить передаточное число привода; достаточно интенсивный отвод теплоты от трущихся пар, особенно у колодочно-дисковых тормозов открытого типа; практически

полную уравновешенность осевых сил диска; равномерное распределение давления по поверхности пар трения.

К недостаткам дисковых тормозов можно отнести малую защищенность от загрязнения трущихся пар открытых колодочно-дисковых (ламельных) тормозов, главным образом задних колес, и довольно высокое давление, достигающее при работе аварийной тормозной системы 5 МПа и более, что обуславливает повышенные требования к материалу накладок.

Колесный дисковый тормоз открытого типа показан на рис. 156. Две плоские колодки с фрикционными накладками 3 размещены по обе стороны тормозного диска. Они прижаты к диску двумя поршнями гидропривода с соответствующим уплотнением. Жидкость к цилиндрам тормозного привода подводится по трубопроводу 6. Воздух из системы удаляется через продувочную пробку.

Тормозной момент T_{τ} колодочно-дискового тормоза

$$T_{\tau} = 2\rho\mu r_{\text{ср}},$$

где $p = 0,25\pi p_0 d_{\text{ц}}^2$; μ — коэффициент трения материала накладки по диску; $r_{\text{ср}}$ — средний радиус колодки (ламели); p_0 — давление жидкости в системе; $d_{\text{ц}}$ — диаметр тормозного цилиндра.

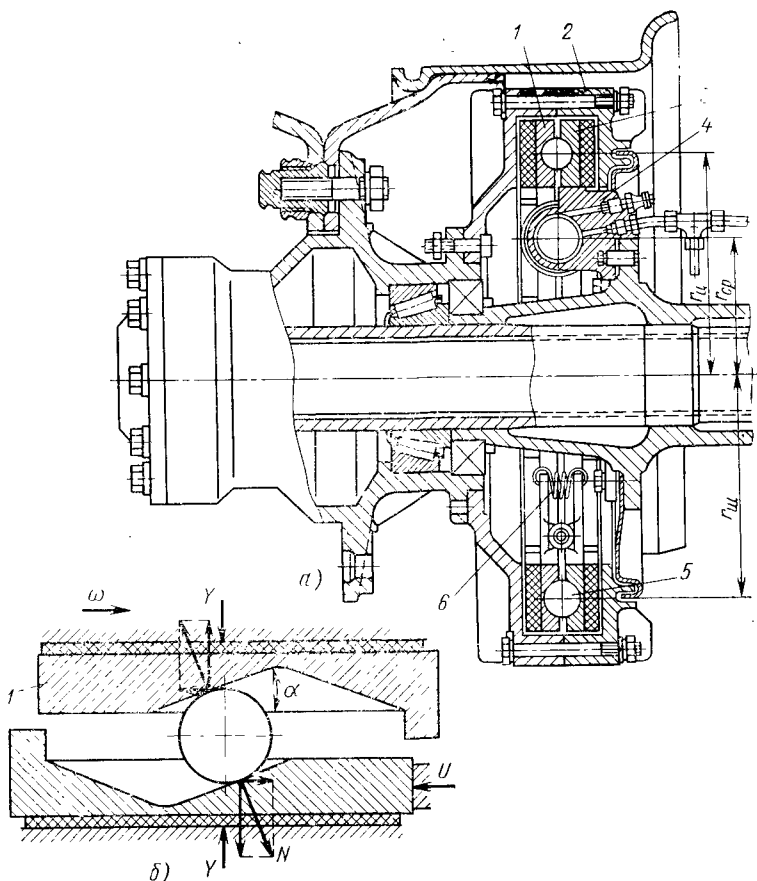


Рис. 157. Колесный дисковый тормоз закрытого типа и схема для расчета механизма самоусилителя (N — сила нормального давления)

На рис. 157, а показан колесный дисковый тормоз закрытого типа. Корпус 2 связан со ступицей колеса. Диски 1 и 3 смещаются в осевом направлении. В отторможенном положении они стянуты пружинами 6, обеспечивая зазоры между трущимися парами. Штоки двух симметрично расположенных цилиндров 4 гидравлического привода при торможении поворачивают диск 1 относительно оси колеса. Стальными шариками 5 и скосами в канавках механизма усиления обеспечивается осевое перемещение дисков и прижатие их к корпусу тормоза силами Y (рис. 191, б). Тормозной момент дискового тормоза с усилителем (для двух поверхностей трения)

$$T_{\tau} = \frac{2Q \frac{r_n}{r_{ш}} \mu_{cp} \operatorname{ctg} \alpha}{1 - (r_{cp}/r_{ш}) (\mu/tg \alpha)},$$

где Q — касательная сила привода; $r_{ц}$ и $r_{ш}$ — радиусы расположения цилиндров гидропривода и шариков; α — угол наклона канавки; $r_{ср}$ — средний радиус приложения сил трения.

Давление (среднее) между накладкой и дисками в зависимости от силы Y находится из соотношений

$$Y = \frac{Q (r_{ц}/r_{ш}) \operatorname{ctg} \alpha}{1 (r_{ср}/r_{ш}) (\mu/\operatorname{tg} \alpha)}; \quad (174)$$

$$p = Y/F, \text{ где } F = \pi (r_1^2 - r_2^2).$$

Из уравнения (174) следует, что если знаменатель равен нулю, то нормальная сила равна бесконечности и происходит заклинивание шариков. Этого не произойдет, если $\operatorname{tg} \alpha > \mu r_{ср}/r_{ц}$, где $\alpha = 30 \div 35^\circ$. Обычно отношение $r_{ср}/r_{ц} \approx 1$ и, следовательно, $\operatorname{tg} \alpha > \mu$.

Регулирование зазоров в трущихся парах

На рис. 158, *а* показана колодка с двойной регулировкой (опоры и положения колодок), а на рис. 158, *б* — эксцентрик для регулирования положения колодок. Регулирование зазоров положения колодки между барабаном и колодками тормозов с пневматическим приводом осуществляется червячным меха-

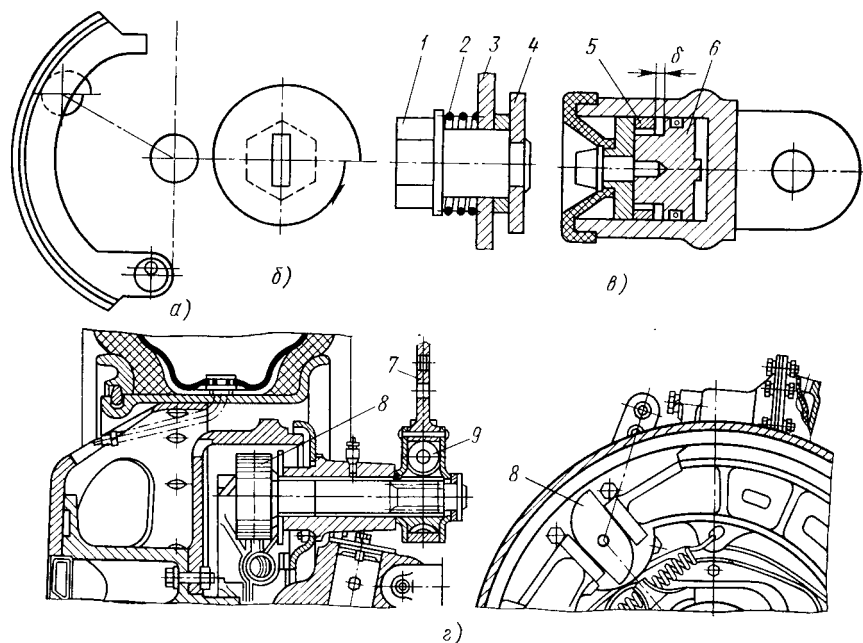


Рис. 158. Детали регулирования колодочных тормозов:

1 — головка регулировочного болта; 2 — пружина; 3 — опорный диск; 4 — эксцентрик; 5 — стопорное кольцо; 6 — цилиндр; 7 — рычаг; 8 — кулак; 9 — червячный механизм

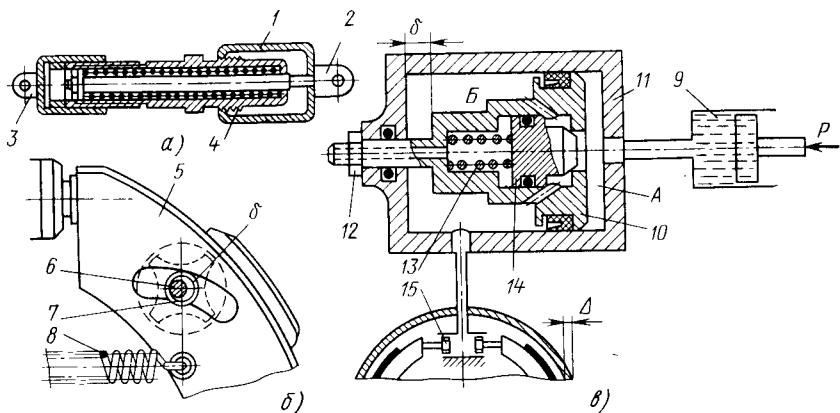


Рис. 159. Механизмы автоматического регулирования зазора между барабаном и колодками

низмом (рис. 158, г). На рис. 158, в показано устройство для автоматического регулирования зазора в колодочном тормозе. В колесный цилиндр 6 гидропривода вставлено упругое стальное кольцо 5. Зазор δ соответствует максимально допустимому в эксплуатации зазору между барабаном и накладкой. При изнашивании зазор δ увеличивается, и в результате передвижения кольца 5 в новое положение восстанавливается первоначальный зазор.

Для автоматического дискретного (ступенчатого) регулирования зазора используют гребенчатый механизм, показанный на рис. 159, а. Механизм соединен с колодками тормоза ушками 2 и 3. Колпачок 1 охватывает кольцевую гребенку 4. Зубья колпачка по мере изнашивания обшивки переходят в последующие впадины гребенки, и зазор уменьшается.

Конструкция механизма для бесступенчатого регулирования зазора колодочного тормоза показана на рис. 159, б. Палец 6 диаметром d_1 , прикрепленный к опорному диску, проходит через гильзу 7 с внутренним диаметром d_2 , расположенную в отверстии ребра колодки 5. При торможении колодка с шайбами смещается в сторону барабана в пределах зазора $\delta = d_2 - d_1$; если зазор δ при изнашивании обшивки превышает разность $d_2 - d_1$, то при торможении произойдет дальнейшее смещение колодки. При оттормаживании колодка займет новое положение, так как отжимная пружина 8 относительно малой упругости не сможет преодолеть значительного трения фрикционных шайб, и зазор δ не изменится.

Величину зазора в конструкциях регулируют при максимальном давлении в тормозном приводе (при резком интенсивном торможении).

Схема регулирования тормозов с гидроприводом дана на рис. 159, в. Жидкость под давлением от командного органа 9 отжимает поршень 10 полости А цилиндра 11 автоматического регулятора влево. Жидкость из полости В поступает в рабочий тормозной цилиндр 15, в результате чего происходит торможение. При дальнейшем повышении давления в полости А до величины p_1 клапан 14 открывается, преодолевая сопротивление пружины 13, после чего полости А и В сообщаются.

При отгормаживании после падения давления до величины p_1 клапан 14 закрывается, разъединяя полости А и В. Поршень 10 перемещается вправо на величину δ в соответствии с заданным зазором между трущимися парами Δ . Гайкой 12 регулируют зазор δ .

Тормозные приводы

Механический привод применяют, как правило, для стояночных тормозов (рис. 160). При создании этого привода следует стремиться к тому, чтобы элементы работали на растяжение и обладали высокой жесткостью. Передаточные числа и ходы перемещений деталей механического привода определяют на основе его кинематического анализа.

Схема тормозного гидропривода показана на рис. 161. Нагрузки в его элементах находят по законам гидростатики. Давление жидкости в системе

$$p_0 = 4P_{II}u_{II}/(\pi D^2),$$

где P_{II} — усилие на педали; u_{II} — передаточное число привода педали; $u_{II} = a/b$; D — диаметр главного тормозного цилиндра.

При аварийном торможении максимальное давление в системе $p_{0max} = 7 \div 10$ МПа. В эксплуатации среднее значение $p_0 = 2 \div 3$ МПа. При равенстве диаметров колесных тормозных цилиндров левой и правой колодок тормозов справедливо следующее выражение для определения хода педали s_{II} для двухосного автомобиля:

$$s_{II} = [2d_n^2(\delta'_n + \delta''_n) + 2d_3^2(\delta'_3 + \delta''_3)] u_{II}/D^2 + \delta_0 u_{II},$$

где d_n и d_3 — диаметры цилиндров соответственно передних и задних тормозов; δ'_n и δ''_n — перемещение левого и правого поршней тормозных цилиндров передних колес; δ'_3 и δ''_3 — то же, задних колес; δ_0 — зазор между поршнем главного тормозного цилиндра и толкателем, равный 1,5—2,5 мм.

Вследствие малого давления жидкости пренебрегаем ее сжимаемостью и увеличением диаметра трубопроводов. Силовое передаточное число тормозного гидропривода

$$u_c = \sum (P_1 + P_2)/P_{II} \quad \text{или} \quad u_c = 4(d_1^2 + d_2^2) u_{II}/D^2.$$

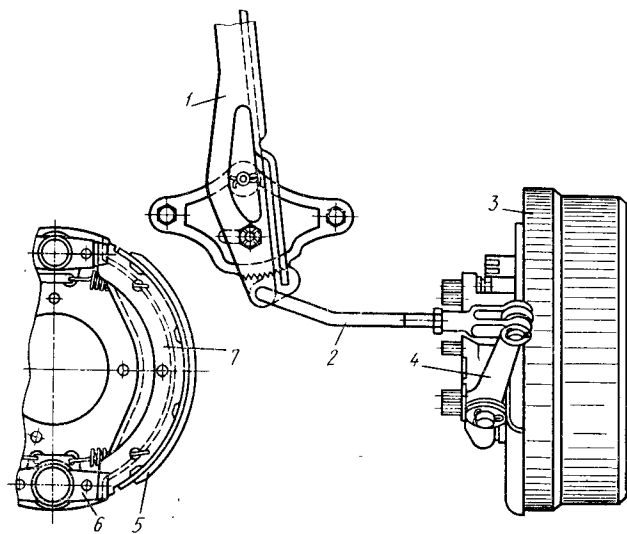


Рис. 160. Стояночный тормоз:

1 — рычаг привода тормоза; 2 — тяга; 3 — барабан; 4 — нажимной рычаг; 5 — накладка; 6 — шариковый разжимной механизм; 7 — колодка

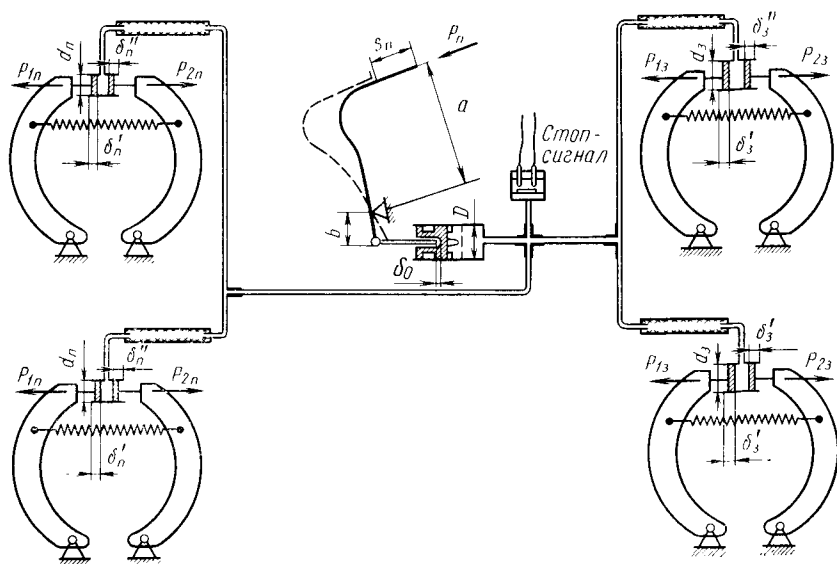


Рис. 161. Схема тормозного гидروпривода:

P_{1n} , P_{2n} и P_{13} и P_{23} — усилия на разжимные колодки передних и задних тормозов

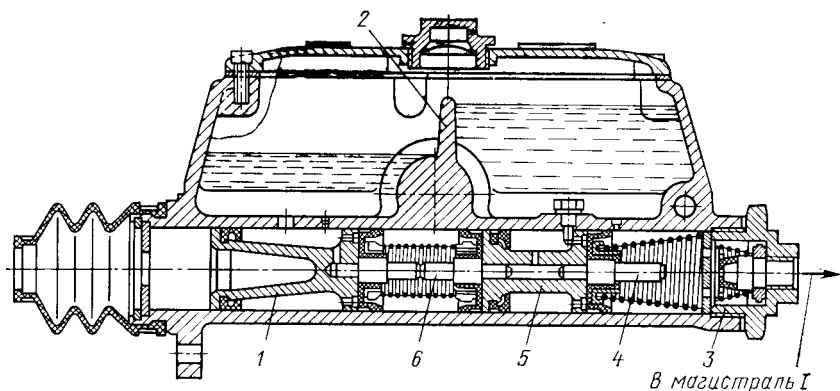


Рис. 162. Главный тормозной цилиндр двухконтурного типа

Для двухосных колесных машин малой грузоподъемности $u_c = 30 \div 40$, а средней $u_c = 50 \div 60$. Поскольку при аварийном торможении давление жидкости составляет 10 МПа, объем металлических и тем более гибких резинкордных трубок увеличивается и соответственно снижается жесткость привода. Ход педали при этом возрастает.

Объем стальных трубок при $p_0 = 10$ МПа также увеличивается, но незначительно (менее 1%). Увеличение объема гибких трубок существенно: при аварийном торможении оно составляет 2—4% нормального объема.

Конструкция с одним магистральным трубопроводом к тормозным цилиндрам колес главного тормозного цилиндра широко известна. На рис. 162 приведен главный тормозной цилиндр двухмагистрального (двухконтурного) типа тормозной системы повышенной надежности. Два поршня 1 и 5 подводят жидкость независимо один от другого к магистрали I через клапан 3 и магистраль II (последняя на чертеже не показана). При повреждении магистрали I поршень 5 со штифтом 4 перемещается вправо до упора в стенку; подключается магистраль I. При повреждении магистрали II выступы 6 упираются друг в друга, и магистраль II отключается. Перегородка 2 обеспечивает независимую подачу жидкости в соответствующие полости цилиндра и магистрали I и II.

Привод передних тормозов не зависит от привода к задним тормозам, в оба привода поступает жидкость из различных бачков.

На рис. 163 показан двуступенчатый главный тормозной цилиндр с повышенной эффективностью работы привода без усилителя. При нажатии на педаль тормоза сначала выбираются зазоры в тормозной системе, что происходит при малом давлении жидкости, но с большой скоростью перемещения поршня глав-

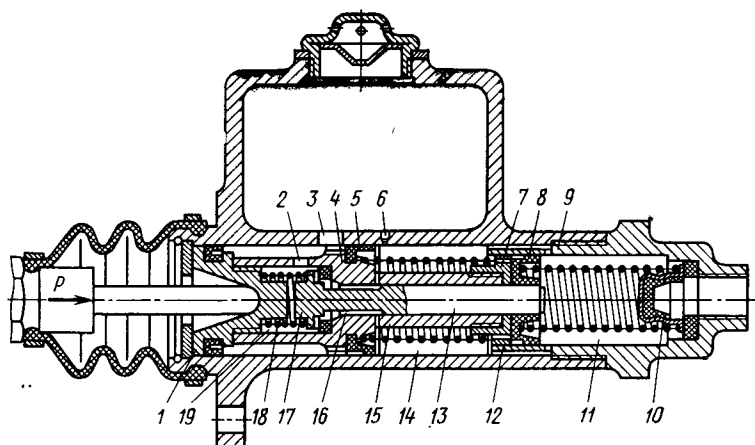


Рис. 163. Главный тормозной цилиндр двухступенчатого типа

ного тормозного цилиндра. Затем наступает непосредственно торможение: давление жидкости возрастает при малом ходе поршня главного тормозного цилиндра.

Сила P торможения передается двойному поршню 1. Поршень 7 с манжетой 8 перемещаются в цилиндре высокого давления малого диаметра, а поршень 4 с манжетой 5 — в цилиндре низкого давления большего диаметра. Оба поршня жестко связаны между собой и движутся одновременно. По мере перемещения поршней кромки манжет 8 и 5 закрывают компенсационные отверстия соответственно 9 и 6. При дальнейшем 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 затем через двойной клапан 10 в магистраль тормозного привода.

Когда давление в полостях 11 и 14 достигает определенного значения, соответствующего концу первого этапа торможения, плунжер 13 перемещается влево, преодолевая сопротивление пружины 18, и открывает 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.

Для уменьшения усилий, прикладываемых к педали тормоза, широкое распространение получили усилители. На некоторых легковых и грузовых автомобилях используются усилители вакуумного типа, которые или встроены в главный тормозной цилиндр, расположенный вблизи тормозной педали, или выполнены отдельным узлом (автомобили ГАЗ-24, ГАЗ-66 и др.).

Пневматические и комбинированные (пневмогидравлические, пневмоэлектрические и др.) тормозные приводы используют на колесных машинах и в автопоездах средней и большой грузо-

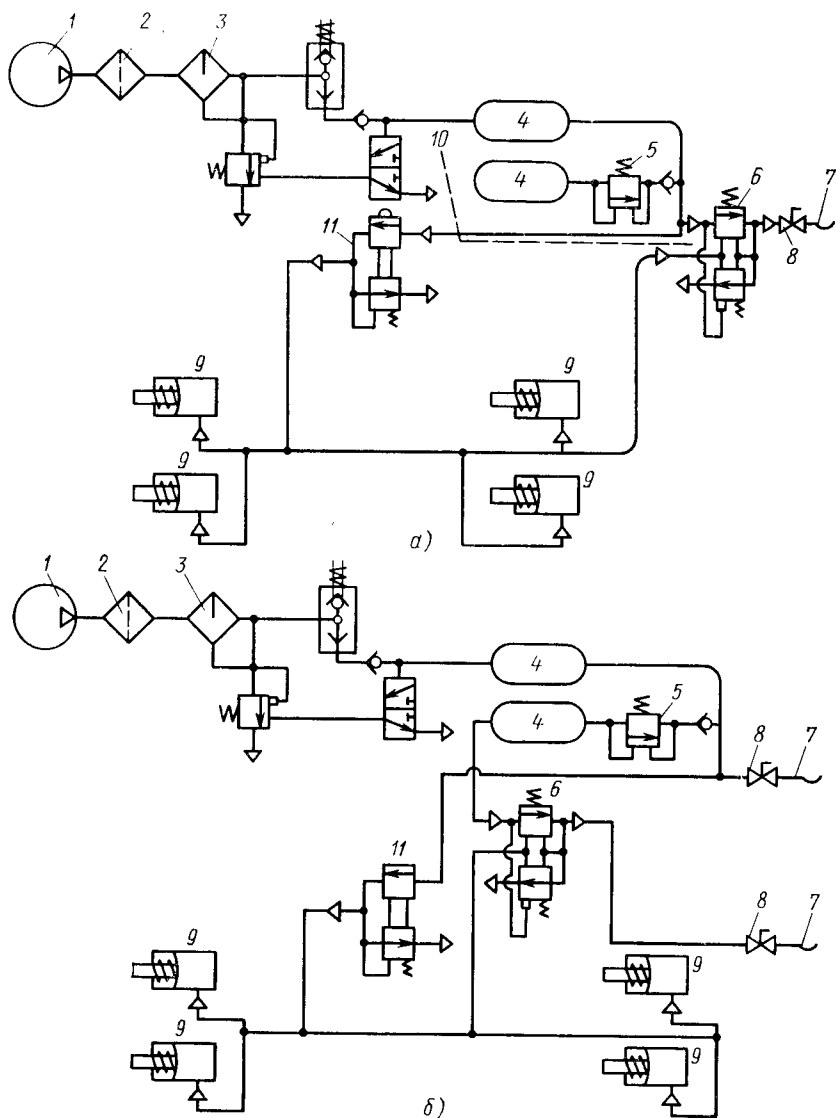


Рис. 164. Схемы тормозного пневмопривода:

a — одноприводная; *б* — двухприводная; 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 — стояночный тормоз прицепа; 11 — тормозной кран

подъемности.⁵ Вследствие меньшего давления воздуха по сравнению с давлением жидкости (почти в 10 раз) масса пневматического привода значительно выше, чем гидравлического. Согласно ГОСТ 4364—67 в автомобилях с прицепами применяют одноприводные и двухприводные приводы (рис. 164). Компрессор 1 подает воздух, сжатый до 0,7—1 МПа, через фильтр 2 и регулятор давления 3 в ресиверы 4. Давление в ресиверах ограничено предохранительным клапаном 5. В одноприводной системе прицеп связан с тягачом одним трубопроводом с соединительной головкой 7, в двухприводной — двумя. При эксплуатации автомобилей без прицепов кран 8 переключают.

Расчет колесных тормозов

При проектных расчетах тормозных механизмов рекомендуется соблюдать предложенную последовательность.

1. По заданной степени интенсивности торможения определяют сумму тормозных моментов всех колес автомобиля:

$$T_{\tau_a} = (j_a/g) G_a r,$$

где j_a — расчетное замедление, м/с²; G_a — полная масса автомобиля, кг; $r = r_k$ — радиус качения колес при торможении их без юза; $r = r_d$ — динамический радиус колес при торможении с юзом.

Рекомендуется принимать $j_a = (1,3 \div 1,5) j_n$, где j_n — нормативное замедление.

При прочностном расчете тормозов определяют $T_{\tau_a} = \varphi G_a r_d$ (где φ — коэффициент сцепления шин с дорожным полотном, в лучшем случае равный 0,7—0,8). Для многоприводных колесных машин с колесными формулами 8×8 , 10×10 и большим числом осей принимают равное распределение тормозных моментов по колесам $T_{\tau_1} = T_{\tau_2} = \dots = T_{\tau_i} = T_{\tau_a}/2z$, где z — число осей автомобиля. Для двух- и трехосных автомобилей (с балансирной подвеской) тормозные моменты на передних T_{τ_1} и задних T_{τ_2} колесах (или $T_{\tau_2} + T_{\tau_3}$) определяют по формулам

$$T_{\tau_1} = 0,5 (j_a/g) G_a r_k \left(a' + \frac{j_a}{g} h_g \right) / L$$

и

$$T_{\tau_2} = 0,5 (j_a/g) G_a r_k \left(b' - \frac{j_a}{g} h_g \right) / L,$$

где a' и b' — расстояния от центра масс до оси соответственно передних и задних колес (или оси балансирной тележки).

2. Выбирают тип тормоза и его основные размеры: r_0 , b , a , l , α_0 и β . На основе компоновки по значению T_{τ_i} находят тип привода. По условиям компоновки задаются радиусом барабана r_0 и шириной колодки b . Затем эти размеры проверяют по удель-

ной работе трения. Размеры a , b , l и угол β выбирают для каждого типа тормоза по конструктивным особенностям. Как отмечалось, обычно угол охвата фрикционной обшивки $\beta = 90 \div 130^\circ$.

При проектировании тормозных механизмов после выбора основных размеров тормозного механизма определяют требуемые разжимные усилия P_1 и P_2 (по приведенным ранее формулам), задаваясь удельными давлениями p_1 и p_2 . Для расчета расхода кинетической энергии автомобилем при торможении используют уравнение энергетического баланса. Кинетическая энергия автомобиля при торможении расходуется на преодоление следующих сил сопротивлений: трения в тормозах; сопротивления воздуха поступательному движению автомобиля и вращению колес; сопротивления качению колес и скольжению шин по поверхности дороги; трения в агрегатах трансмиссии. Энергетический баланс торможения при качении всех колес без их блокировки можно выразить зависимостью

$$0,5\delta' m_a v_1^2 = \sum X_{\text{ср}} (r_6/r_k) (1 - \sigma) S_\tau + \\ + P_{w\text{ср}} S_\tau + m_a g f_k (1 - \sigma) S_\tau + \\ + (T_r/r_k) (1 - \sigma) S_\tau + m_a g f_k S_\tau,$$

где δ' — коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс (при отключенном двигателе); m_a — масса автомобиля, кг; v_1 — скорость в начале торможения, м/с; $\sum X_{\text{ср}}$ — средняя результирующая сила трения между барабаном и колодками (дисками), Н; r_6 и r_k — радиусы соответственно тормозного барабана и колеса, м; σ — коэффициент скольжения заторможенного колеса; $P_{w\text{ср}}$ — средняя сила сопротивления воздуха на пути торможения автомобиля, Н; S_τ — длина тормозного пути, м; g — ускорение свободного падения, м/с²; f_k — коэффициент сопротивления качению колеса; T_r — средний момент сил трения трансмиссии, отнесенный к оси колес, Н·м.

Для случая блокировки (юза) всех колес первый, третий и четвертый члены правой части равенства равны нулю.

Так как член $P_{w\text{ср}} S_\tau$ при имеющихся место скоростях движения весьма мал, то практически вся кинетическая энергия затормаживаемого автомобиля расходуется на работу трения шин о дорогу, что вызывает их перегрев и усиленное изнашивание. Энергетический баланс торможения автомобиля легкого класса, движущегося с начальной скоростью $v_1 = 50$ км/ч, при разных усилиях, приложенных к педали тормоза, представлен в табл. 52.

При торможении движущегося автомобиля часть кинетической энергии превращается в теплоту. Обеспечение хорошего отвода теплоты от тормозных механизмов является важной задачей. Известно, что температура барабанов достигает 473 К и более, а накладок 373 К. В открытых колодочно-дисковых тормозах температура диска достигает 773 К.

52. Энергетический баланс торможения автомобиля ((%))

Составляющие	Усилие на педаль, Н				Блокировка колес	
	0	100	400	600	двух	всех
Трение в тормозах	0	61	84	86	49	0
Сопротивление качению, включая потери в трансмиссии	88	32	11	8	4	0
Сопротивление воздушной среды	12	7	3	2	2	2
Скольжение шин	0	0	2	4	45	98

Отвод теплоты с поверхности трения может быть улучшен применением для барабанов материалов, обладающих высокой теплопроводностью, увеличением поверхности охлаждения при обрениии, улучшением вентиляции нагреваемых деталей.

Большую износостойкость и лучшие фрикционные качества имеют барабаны, изготовленные из алюминиевых сплавов, на

53. Порядок проведения проверочных расчетов тормозов

Деталь	Действующий фактор	Расчет	Примечания
Фрикционная накладка	Давление p в контакте барабана с накладкой Температура накладки	Величины износа по давлению на фрикционную накладку На нагрев, $T_b < 573 \text{ K}$	Определяют по формуле (173)
Детали привода тормозов	Сила, приложенная к педали рабочего тормоза 500 Н, к рукоятке стояночного 400 Н	На прочность с учетом приложенных сил и передаточных чисел. Коэффициент запаса прочности 3—6	Тяги рассчитывают на растяжение; ось разжимного кулака и поперечные валики — на скручивание и изгиб
Разжимной кулак	Максимальные силы трения	Деформации Величины износа	Удельное усилие, приходящееся на поверхность тормозного кулака, не более 5—7 кН/см
Пружина	Максимальные силы по предельной величине износа накладок	На деформацию	—
Тормозной барабан	Максимальные нормальные силы Y	То же	Барабан по условиям деформации (жесткости) должен отвечать надежности и скорости торможения машины

рабочую поверхность которых распылен слой марганцовистой стали или специальный медно-бериллиевый сплав.

При однократном торможении баланс теплоты можно записать в виде

$$m_a(v_1^2 - v_2^2)/2 = m_б c T_n + F_б \int_0^t K T_n dt,$$

где v_1 и v_2 — скорость автомобиля соответственно начальная и конечная, м/с; $m_б$ — масса нагреваемых деталей (в основном барабана), кг; c — удельная теплоемкость материала барабана, для чугуна и стали $c = 500$ Дж/(кг·К); $T_n = T_б - T_v$ — разность температур барабана (или диска) $T_б$ и воздуха T_v , К; $F_б$ — поверхность охлаждения барабанов (дисков), м²; K — коэффициент теплопроводности фрикционной накладки, Дж/(м²·К).

Одним из показателей при выборе размеров тормозных накладок является удельная масса груженого автомобиля (на 1 м² или 1 см² поверхности трения фрикционных накладок). Для легковых автомобилей отношение $m_a/F_\Sigma = (1,0 \div 2,0)10^4$ кг/м²; для автобусов $m_a/F_\Sigma = (1,5 \div 3,5)10^4$ кг/м²; для грузовых автомобилей $m_a/F_\Sigma = (2,5 \div 3,5)10^4$ кг/м².

На затяжных спусках для облегчения теплового режима рабочих тормозов применяют тормоз-замедлитель. Таким тормозом в простейшем случае является двигатель, работающий в режиме торможения, т. е. приводимый во вращение от ведущих колес. Тормозной эффект создается противодавлением с помощью тормозной заслонки в выпускном трубопроводе. Противодавление составляет 0,25—0,3 МПа, при этом на высших передачах обеспечивается замедление 0,5—1,5 м/с², что позволяет значительно разгрузить основные тормоза.

В табл. 53 приведен порядок проведения проверочных расчетов тормозов по действующим факторам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Шукин М. М. Автомобили. — Л.: Машиностроение, 1973. 504 с.
2. Пархиловский И. Г. Автомобильные листовые рессоры. — М.: Машиностроение, 1978. 228 с.
3. Прочность и долговечность автомобиля/Под ред. Б. В. Гольда. — М.: Машиностроение, 1974. 328 с.
4. Транспортные средства на высокоэластичных движителях/Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др. — М.: Машиностроение, 1974. 208 с.
5. Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля. — М.: Машиностроение, 1976. 168 с.
6. Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии грузовых автомобилей. — Минск: Наука, 1979. 201 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Амортизатор** 227
- Балка моста**
классификация 201
расчет 202
- Вал трансмиссии**
расчет на усталость 60
расчет на усталость 61
- Вероятностный расчет** 45, 71, 97
- Главная передача**
выбор основных параметров 182
классификация 174
расчет 189
схемы 175
- Детерминированный расчет** 39, 43
- Дифференциал**
динамика 192
кинематика 192
— кулачковый 195
- Зубчатые колеса**
расчет на усталость 74
расчет на прочность 96
требуемый ресурс 92
- Карданная передача**
кинематика 140
конструкция 140
критическая частота вращения 144
- Колесная машина** 11, 12
- Колесная формула** 10
- Колесный движитель**
конструкция 251
основные параметры 249
- Компоновка** 10, 26
- Коробка передач**
выбор основных параметров 121
— — многопоточная 116
— — многовальная 118
— — планетарная 125
схемы 114
- Маневренность** 15
- Надежность колесных машин** 12
- Обзорность** 25
- Обитаемость** 17
- Обод**
конструкция 253
расчет 255
- Подвеска**
выбор основных параметров 214
классификация 212
расчет упругих элементов 215, 220, 231
схемы 213
- Поворотное устройство**
конструкция 206
расчет 208
- Подвижность** 12, 14
- Подшипники качения** 62
- Полуоси**
расчет 198
схемы 197
- Плавность хода** 15
- Планетарная передача**
определение КПД 132
синтез 133
- Проходимость** 15
- Рабочее место водителя** 22
- Раздаточная коробка**
классификация 149
расчет 162
схемы 149, 158
- Рама**
классификация 235
расчет 244
- Рулевое управление**
выбор параметров 261
расчет 266
требования 259
- Синхронизатор** 124
- Сцепление**
конструкция 102
расчет 106
- Теплоизоляция** 20
- Техническое задание** 27
- Тонкостенные стержни** 236
- Топливо-экономическая характеристика** 14
- Тормозная система**
классификация 276
конструкция 280
расчет 293
- Тормозная характеристика** 14
- Трансмиссия**
динамическая нагруженность 50
динамические и структурные схемы 50
кинематические схемы 36
кривые распределения нагрузок 41
нагрузочные режимы 40, 46
передаточные числа 33
расчетные моменты 47
расчетная частота вращения 49
- Транспортабельность** 11
- Тягово-динамическая характеристика** 14
- Усилитель рулевого привода** 267
- Шины**
классификация 248
конструкция 249
подбор 256
- Шумоизоляция** 20

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	4
Глава 1. Общие вопросы конструирования (Н. Ф. Бочаров, А. А. Полунгян, В. С. Цыбин, Л. Ф. Жеглов)	10
§ 1. Требования, предъявляемые к колесным машинам	11
§ 2. Эксплуатационные характеристики	13
§ 3. Обитаемость колесных машин. Шумо- и теплоизоляция	17
§ 4. Компоновка	21
§ 5. Техническое задание на разработку новой колесной машины	27
§ 6. Дорожные условия	29
Глава 2. Проектирование трансмиссий. Расчет валов, подшипников и зубчатых колес (И. С. Цитович, Н. Ф. Бочаров, В. М. Семенов)	33
§ 7. Общие вопросы проектирования	33
§ 8. Выбор нагрузочного режима для проектирования трансмиссии	39
§ 9. Расчет валов	60
§ 10. Расчет подшипников качения	62
§ 11. Расчет зубчатых колес на усталость	74
§ 12. Определение требуемого ресурса зубчатого колеса	92
§ 13. Расчет зубчатых колес на прочность. Вероятностный расчет	96
Глава 3. Агрегаты трансмиссии (И. С. Цитович, Н. Ф. Бочаров, В. М. Семенов)	102
§ 14. Сцепление	102
§ 15. Коробка передач	110
§ 16. Планетарная коробка передач	125
§ 17. Карданная передача	140
§ 18. Раздаточная коробка	148
§ 19. Главная передача и дифференциал. Полуоси	174
Глава 4. Ходовая часть (Н. Ф. Бочаров, Л. Ф. Жеглов)	201
§ 20. Балки мостов	201
§ 21. Подвеска	211
§ 22. Основы расчета лонжеронной рамы	235
§ 23. Колесные движители и шины	248
Глава 5. Системы управления (А. А. Полунгян, В. М. Семенов, В. С. Цыбин)	258
§ 24. Рулевое управление	258
§ 25. Тормозные системы	276
Список литературы	297
Предметный указатель	298

ИБ № 2220

**Николай Федорович Бочаров
Игорь Сергеевич Цитович
Аркадий Авсеевич Полунгян и др.**

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОЛЕСНЫХ МАШИН
ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ**

Редакторы Г. Т. Пирогова, З. М. Рябкова
Художественный редактор С. С. Водчиц
Технический редактор Т. С. Старых
Корректор А. П. Озерова
Переплет художника Л. Н. Наумова

Сдано в набор 01.02.83. Подписано в печать 22.07.83. Т-16717
Формат 60×90^{1/16}. Бумага типографская № 2. Гарнитура литературная.
Печать высокая. Усл. печ. л. 19,0. Усл. кр. отт. 19,0. Уч.-изд. л. 19,27.
Тираж 7000 экз. Заказ 33. Цена 1 р. 10 к.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машинностроение»,
107076, Москва, Б-76, Стромьинский пер., 4

Ленинградская типография № 6 ордена Трудового Красного Знамени
Ленинградского объединения «Техническая книга» им. Евгения Соколовой
Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР
по делам издательств, полиграфии и книжной торговли.
193144, г. Ленинград, ул. Мойсеенко, 10.

НОВАЯ ЛИТЕРАТУРА
ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ

Выпуск 1984 года

Автомобили ВАЗ: Ремонт после аварий: Справочник/ А. А. Звягин, Р. Д. Кислюк, А. Б. Егоров, и др.; Под общ. ред. А. А. Звягина. 20 л., ил. В пер.: 1 р. 30 к.

Антонов Д. А. Расчет устойчивости движения многоосных автомобилей. 15 л., ил. В пер.: 2 р. 30 к. (По подписке).

Аэродинамика автомобиля: Сб. статей. Пер. с англ. 28 л., ил. В пер.: 2 р. 30 к.

Барун В. Н., Пергамент Л. Р., Тихомиров Е. Д. Устройство автомобилей КамАЗ: Плакаты в 3-х сериях.

Серия 1. Общая компоновка автомобилей. Комплект на 15 листах. 4 р. 50 к. (Комплект).

Серия 2. Трансмиссия автомобилей. Комплект на 19 листах. 5 р. 70 к. (Комплект).

Серия 3. Управление и электрооборудование автомобилей. Комплект на 17 листах. 5 р. 10 к. (Комплект).

Безопасность конструкции автомобиля/Ю. М. Немцов, М. А. Андронов, Ф. Е. Межевич и др. 14 л., ил. 85 к.

Коноплянко В. И. Информативность транспортных средств. 7 л., ил. 35 к. (По подписке).

Лукин П. П., Гаспарянц Г. А., Родионов В. Ф. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы». 20 л., ил. В пер.: 95 к.

Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Е. И. Долговечность деталей шасси автомобиля. 17 л., ил. В пер.: 1 р. 28 к.

Петрушов В. А., Московкин В. В., Евграфов В. А. Мощностной баланс автомобиля. 12 л., ил. 60 к. (По подписке).

Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник/А. И. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др. 26 л., ил. В пер.: 1 р. 80 к.

Пятков К. Б., Новокшионов К. В. Схема электрооборудования и карта смазки автомобиля ВАЗ-2105: Многокрасочный плакат на 1 листе. 50 к.

Пятков К. Б., Новокшенов К. В. Схема электрооборудования и карта смазки автомобиля ВАЗ-2121: Многокрасочный плакат на 1 листе. 50 к.

Регулировка автомобилей, используемых в сельском хозяйстве: Справочник/В. Е. Гореликов, В. Т. Каширин, П. Д. Козлов и др. 21 л., ил. (Промышленность — селу). В пер.: 1 р. 20 к.

Старцев Л. А., Кутиков В. М. Устройство автомобилей УАЗ-45М и УАЗ-452: Плакаты на 30 листах. 9 р. 00 к. (комплект).

Фентон Д. Несущий каркас кузова автомобиля и его расчет: Пер. с англ. 15 л., ил. 1 р. 10 к.

Штробель В. К. Современный автомобильный кузов: Пер. с нем. 15 л., ил. 1 р. 10 к.

Электронагревательные устройства автомобилей и тракторов/В. Е. Козлов, В. В. Козлов, Г. Р. Миндин и др. 10 л., ил. 50 к.

Яценко Н. Н. Форсированные испытания грузовых автомобилей. 2-е изд., перераб. и доп. 24 л., ил. В пер.: 1 р. 30 к. (По подписке).

По всем вопросам приобретения новых книг и плакатов, в том числе оформления предварительных заказов и подписки, читателям следует обращаться непосредственно в местные магазины, распространяющие техническую литературу, а также в специализированные магазины — опорные пункты издательства «Машиностроение».

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим Вас в прилагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие Вашей оценке этой книги:

1. Необходимость издания:
значительная
незначительная

2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада в отрасль:
высокая
незначительная

3. Эффективность книги с точки зрения теоретического вклада в отрасль:
высокая
незначительная

4. Материал книги соответствует достижениям науки и техники в данной отрасли:
в полной мере
частично
слабо

5. Книга сохранит свою актуальность:
1—2 года
в течение 5 лет
длительное время

6. Название книги отвечает содержанию:
в полной мере
частично

7. Оформление книги:
хорошее
удовлетворительное

Фамилия, имя, отчество

.

Ученое звание

.

Место работы, должность

.

.

Стаж работы

Дополнительные замечания приложите отдельно.

Благодарим Вас за помощь издательству.

Заполненную анкету вышлите по адресу:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Издательство «Машиностроение».

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ КОЛЕСНЫХ МАШИН
ВЫСОКОЙ ПРОХОДИМОСТИ

Н. Ф. Бочаров, И. С. Цитович, А. А. Полунгян и др.

Линия отреза

ZAIKA