

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Автомобили

Направление подготовки (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»

Профиль образовательной программы «Технические системы в агробизнесе»

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1	Конспект лекций	2
1.1	Лекция № 1 Отечественная автомобильная промышленность и ее роль в техническом прогрессе и развитии народного хозяйства, страны. Технические параметры подвижного состава. Методы расчета. Анализ компоновочных схем автомобилей. Сравнение различных компоновочных схем. Нагрузочные и расчетные режимы механизмов автомобиля.	2
1.2	Лекция № 2 Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля. Методы расчета. Требования, классификация и применяемость сцепления. Рабочий процесс. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений. Привод сцепления. Нагрузки в сцеплении.	14
1.3	Лекция № 3 Требования, классификация и применяемость коробок передач. Анализ и оценка конструкций коробок передач. Синхронизаторы. Нагрузки в коробке передач. Требования, классификация и применяемость раздаточных коробок.	19
1.4	Лекция № 4 Требования, классификация, применяемость. Карданная передача с асинхронными шарнирами. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей. Нагрузки в карданных передачах. Требования, классификация, применяемость главных передач. Нагрузки в главных передачах. Требования, классификация, применяемость дифференциалов. Кинематические и динамические связи в дифференциале. Нагрузки в дифференциалах.	33
1.5	Лекция № 5 Мосты. Подвеска. Колеса и шины. Тормозное управление. Рулевое управление. Несущая система и кузов.	74
2	Методические указания по выполнению лабораторных работ	104
3	Методические указания по проведению практических занятий	104
3.1	Практическое занятие № 1 Расчет нажимного усилия. Расчет периферийных пружин. Расчет фрикционного диска	106
3.2	Практическое занятие № 2 Расчет пружин гасителя. Расчет буксований сцепления. Расчет нагрева нажимного диска	107
3.3	Практическое занятие № 3 Расчет ступицы ведомого диска. Расчет рычагов сцепления. Расчет привода сцепления	112
3.4	Практическое занятие № 4 Кинематический расчет зубчатых колес трех вальной коробки передач. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной коробки передач. Расчет зубчатых колес на прочность.	119
3.5	Практическое занятие № 5 Расчет поперечных и продольных валов. Расчет прогиба вала. Расчет перекоса зубчатых колес	131
3.6	Практическое занятие № 6 Расчет подшипников коробки передач. Расчет синхронизатора. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной раздаточной коробки	143
3.7	Практическое занятие № 7 Расчет карданного асинхронного шарнира. Расчет карданного вала с асинхронным шарниром. Расчет карданного шарнира равных угловых скоростей.	161
3.8	Практическое занятие № 8 Расчет карданного вала с шарниром равных угловых скоростей. Расчет крутящего момента. Расчет цилиндрической передачи	165
3.9	Практическое занятие № 9 Расчет конической передачи. Расчет гипоидной передачи. Расчет валов и подшипников главной передачи	169
3.10	Практическое занятие № 10 Расчет дискового тормозного механизма.	184

	Расчет барабанного тормозного механизма. Расчет барабанного тормозного механизма с пневматическим приводом. Расчет гидравиакуумного усилителя	
3.11	Практическое занятие № 11 Расчет рулевого привода. Расчет рулевого вала. Расчет винтореичного рулевого механизма. Расчет реечного рулевого усилителя	193
4	4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ СЕМИНАРСКИХ ЗАНЯТИЙ	207

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: Отечественная автомобильная промышленность и ее роль в техническом прогрессе и развитии народного хозяйства, страны. Технические параметры подвижного состава. Методы расчета. Анализ компоновочных схем автомобилей. Сравнение различных компоновочных схем. Нагрузочные и расчетные режимы механизмов автомобиля.

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Введение. Технические параметры подвижного состава. Анализ компоновочных схем автомобилей. Грузовые автомобили. Легковые автомобили. Сравнение различных компоновочных схем.

2. Общие сведения об трансмиссии автомобиля Нагрузочные и расчетные режимы. Методы расчета.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Наименование вопроса № 1. Отечественная автомобильная промышленность и ее роль в техническом прогрессе и развитии народного хозяйства, страны. Технические параметры подвижного состава. Методы расчета. Анализ компоновочных схем автомобилей. Сравнение различных компоновочных схем. Нагрузочные и расчетные режимы механизмов автомобиля.

1. Отечественная автомобильная промышленность и ее роль.

Автомобильная промышленность является одной из ведущих отраслей экономики практически любой развитой страны, в том числе и России. Можно много говорить о достоинствах и недостатках наших автомобилей, но производство автомобилей приносит большие доходы бюджету страны, стимулирует развитие производства многих смежных отраслей, от металлургии и химии до электротехники и микроэлектроники. В то же время от совершенства конструкции автомобилей зависит эффективность работы практических всех отраслей экономики, а также экологическая обстановка и безопасность на дорогах.

Современный автомобиль представляет собой очень сложное изделие, соединяющее в себе самые современные достижения науки и технологии. При этом особенность автомобилей заключается в том, что они выпускаются в массовых количествах, и высокие показатели надежности и долговечности должны выдерживаться для многих миллионов ежегодно выпускаемых в мире автомобилей. Как сказал президент «Вольво», одно дело – создать космический корабль, и другое дело – выпустить тысячу одинаково качественных автомобилей.

Высокий уровень конкуренции и борьба за покупателя на мировом автомобильном рынке привела к тому, что многие технические параметры автомобилей, совсем недавно считавшиеся фантастическими, достигнуты на серийных автомобилях. Так, для легковых автомобилей не так давно преодолен рубеж расхода топлива в 3л/100 км, а сейчас уже говорят о «семействе» «трехлитровиков», в которое входят, кроме родоначальника (WV), другие европейские и японские автопроизводители. Совсем недавно трудно было

поверить (а жителям России и сейчас не верится), что наработка двигателей легковых автомобилей до капитального ремонта может превышать 500 тысяч километров, что гарантийные сроки на новые автомобили могут не содержать ограничений по пробегу, что межсервисный интервал грузовиков может превышать 100 тысяч км.

С каждым годом все более ужесточаются экологические требования к конструкции автомобилей, которые не только регламентируют вредные выбросы и шум, но и обязывают авто производителей заботиться об утилизации отслуживших автомобилей. Большое внимание уделяется активной и пассивной безопасности автомобилей. Среди мер, повышающих активную безопасность автомобиля, т.е. его способность к предотвращению аварий, можно отметить улучшение динамических характеристик автомобилей, использование тормозов с антиблокировочными системами, усилителей рулевого управления с прогрессивными характеристиками, автоматических трансмиссий с адаптивными системами управления, шин с высокими характеристиками сцепления на разных типах дорожных покрытий и способных не терять своих свойств даже в случае разгерметизации. Под пассивной безопасностью автомобилей понимается комплекс мер, направленных на уменьшение последствий аварий. Сюда относится создание кузовов с деформируемыми по заданному закону передней и задней частями и с салоном, обеспечивающим необходимое жизненное пространство водителю и пассажирам при аварии, создание травмобезопасных деталей интерьера и органов управления, использование подушек безопасности.

В конструкцию современных автомобилей все больше внедряется электроника. Она управляет работой двигателя и трансмиссии, регулирует тяговые и тормозные силы на колесах, корректирует крены кузова, изменяет свойства подвески в зависимости от условий движения. При столкновении автомобилей электроника управляет срабатыванием преднатяжителей ремней безопасности и подушек безопасности, причем последние в зависимости от величины замедления (т.е. от силы удара) могут иметь различные режимы срабатывания.

Автомобиль сегодня состоит из самых разнообразных материалов, от традиционных металлов до композитов. Металл, используемый для изготовления кузовов, часто имеет гальваническое покрытие (например, цинковое), что в сочетании с современными окрасочными технологиями позволяет производителям давать многолетнюю гарантию от сквозной коррозии кузова. Все шире используются пластмассы, которые позволяют снизить вес автомобиля и удешевить его производство. Использование композиционных материалов часто преследует другую цель – создать изделие с недостижимыми для традиционных материалов соотношением параметров. Такие материалы, например, используются при изготовлении несущих элементов и даже подвесок спортивных автомобилей.

Таким образом, создание современных автомобилей – сложный и многогранный процесс, в котором задействованы самые современные достижения науки, техники и технологий. Спроектировать автомобиль сегодня невозможно без использования современных средств математического моделирования, которые позволяют создать изделие с заранее заданными свойствами, сведя к минимуму длительную и очень дорогую стадию экспериментальной доводки. Сегодня средства математического моделирования применяются на всех стадиях этапах создания автомобиля. В качестве примеров можно привести разработку внешнего вида автомобиля и дизайна интерьера при помощи систем трехмерного моделирования (ALIAS), создание трехмерных математических моделей кузова, исследование кинематики и динамики подвески, рулевого управления, систем двигателя и трансмиссии (ADAMS), решение задач прочности и жесткости методом конечных элементов, исследование газодинамических процессов в двигателе, моделирование краштестов автомобилей (LS_DYNA). Безусловно, решение этих задач требует не только и не столько наличия мощных и дорогих компьютеров и покупки программного обеспечения на многие сотни тысяч долларов, но в первую очередь –

высококвалифицированных специалистов, способных сформулировать задачу, решить ее и использовать полученные результаты.

2. Классификация автомобилей

Для оценки конструкции автомобиля и выбора элементов, которые могут быть использованы при создании новых моделей, автомобили необходимо классифицировать, т. е. разделить на группы, объединяющие близкие образцы. Поэтому перед составлением технического задания необходимо знать класс автомобиля, в котором его предполагают проектировать, и найти аналоги, с которыми будущий автомобиль можно было бы сравнивать.

Автомобили бывают:

- Транспортные – совершают транспортную работу
- Легковые (до 8 пассажиров)
- Грузовые
- Автобусы
- Специальные – с установленным на них специальным оборудованием
- Спортивные

Автомобиль можно рассматривать как машину и как транспортное средство. Автомобиль как машина характеризуется техническими параметрами

1) компоновочной схемой, определяющей относительное расположение основных компонентов: двигателя, ведущих колес, пассажирского салона и багажника или кабины и платформы для груза;

2) параметрами конструкции, такими, как сухая масса автомобиля, база, рабочий объем двигателя, передаточное число главной передачи и т. д.;

3) характеристиками агрегатов и систем автомобиля, представляющими их выходные показатели в виде зависимостей между переменными величинами (скоростная и нагрузочная характеристики двигателя, характеристики гидротрансформатора и т. д.).

Из общего числа параметров можно выделить основные (квалификационные), по которым определяется принадлежность автомобиля к тому или иному классу или категории. Для легковых автомобилей, такими параметрами являются рабочий объем двигателя и сухая масса, а для грузовых, которые подразделяют на категории, — максимальная нагрузка на дорогу, передаваемая колесами одного моста, масса перевозимого груза, колесная формула, мощность и тип двигателя,

Рассмотрим классификацию легковых автомобилей.

Легковые автомобили отличаются назначением, числом мест, массой, рабочим объемом двигателя и типами кузовов. Для создания классификации также необходимо установить основные параметры и показатели, пригодные для оценки всех легковых автомобилей. Первоначально легковые автомобили разделяли только по типам кузовов и числу мест. Однако эти параметры скоро оказались неприемлемыми, так как на любое шасси можно поставить самые разнообразные кузова (открытые и закрытые) с разным числом пассажирских мест. Также недостаточно удачным было деление автомобилей только по массе, хотя таким образом можно было ближе подойти к оценке конструкции.

Долгое время с большим успехом пользовались системой классификации, основанной на рабочем объеме двигателя. Однако, во многих странах налоговая система стимулировала создание автомобилей с двигателями малого объема и высокой литровой мощностью (ВАЗ-21081), в результате на автомобили больших размеров стали устанавливаться двигатели относительно малого рабочего объема, но с большой частотой вращения коленчатого вала и более высокой степенью сжатия. Таким образом, и этот показатель «рабочий объем» не мог быть использован как единственный признак при классификации автомобилей. При анализе действующих классификаций пришли к выводу, что современные автомобили вообще нельзя делить на классы или группы, пользуясь только одним параметром или показателем.

Сочетание двух параметров — рабочего объема двигателя и массы автомобиля — позволяет достаточно объективно оценить конструктивные и эксплуатационные особенности различных автомобилей. Потенциальные возможности двигателя характеризуются его рабочим объемом, а масса автомобиля является параметром, связанным с размерами, нагрузкой и прочностью. Таким образом, оба параметра как бы взаимно корректируют и дополняют общую характеристику классифицируемого автомобиля.

Примером типажа легковых автомобилей могут быть данные, приведенные в таблице 1.

Таблица 1

Класс автомобиля	Группа	Рабочий объем	Сухая масса автомобиля, кг
Особо малый	1	До 0,849	До 649
	2	0,850-1,099	650-799
Малый	1	1,100-1,299	800-899
	2	1,300-1,499	900-999
	3	1,500-1,799	1000-1149
Средний	1	1,800-2,499	1150-1299
	2	2,500-3,499	1300-1499
Большой	1	3,500-4,999	1500-1899
	2	Свыше 5,000	Свыше 1900
Высший		Не регламентирован	Не регламентирована

В СССР (а сейчас – и в России) принята система обозначения подвижного состава в соответствии с нормалью ОН 025270-66. В соответствии с ней каждой новой модели автомобиля (прицепного состава) присваивается индекс, состоящий из четырех цифр, где первые две цифры обозначают класс автомобиля (прицепа, полуприцепа) по рабочему объему двигателя для легковых автомобилей, по длине для автобусов и по полной массе для грузовых автомобилей (прицепов и полуприцепов). Вторые две цифры – модель. Модификации моделей имеют дополнительную пятую цифру, обозначающую порядковый номер модификации. Перед цифровым индексом ставятся буквенные обозначения завода изготовителя. Две первые цифры индексов, присвоенных автомобилям, приведены в таблице 2

Таблица 2

Легковые автомобили		Автобусы	
Рабочий объем двигателя, л	Индексация	Габаритная длина, м	Индексация
До 1.2	11xx	До 5.0	22xx
1.2-1.8	21xx	6.0-7.5	32xx
1.8-3.5	31xx	8.0-9.5	42xx
Свыше 3.5	41xx	10.5-12.0	52xx
		Свыше 16.5	62xx

Таблица 3

Грузовые автомобили

Полная масса, т	Бортовые	Седельные тягачи	Самосвалы	Цистерны	Фургоны	Специальные
До 1.2	13xx	14xx	15xx	16xx	17xx	19xx
1.2-2.0	23xx	24xx	25xx	26xx	27xx	29xx
2.0-8.0	33xx	34xx	35xx	36xx	37xx	39xx
8.0-14.0	43xx	44xx	45xx	46xx	47xx	49xx
14.0-20.0	x 53x	54xx	55xx	x 56x	x 57x	59xx
20.0-40.0	x 63x	64xx	65xx	x 66x	x 67x	69xx
Свыше 40.0	x 73x	74xx	75xx	x 76x	x 77x	79xx

Автомобиль как транспортное средство характеризуется следующими эксплуатационными свойствами: 1 — динамичностью; 2 — топливной экономичностью; 3 — курсовой устойчивостью; 4 — управляемостью; 5 — проходимостью; 6 — маневренностью; 7 — плавностью хода; 8 — легкостью управления; 9 — надежностью; 10 — технологичностью обслуживания и т. д. Эти свойства могут оцениваться различными параметрами.

1. Этапы создания нового автомобиля.

Процесс проектирования можно разделить на следующие этапы:

- составление технического задания;
- создание общей компоновки автомобиля;
- постройка необходимых макетов, позволяющих решать сложные технические задачи. Создание математических моделей (при использовании современных средств проектирования);
- изготовление рабочих чертежей, создание технических условий и прочей документации, передаваемой в производство для разработки технологического процесса и заказа оборудования, проведение расчетов;
- постройка, доводка и испытание новых образцов;
- корректировка рабочих чертежей и передача их для изготовления оснастки и инструмента.

На последнем этапе конструкторское бюро включается в работу по серийному или массовому производству, состоящую в основном в устраниении дефектов объекта и в его модернизации.

Создание нового автомобиля — сложный и многогранный процесс, при этом работа конструктора должна быть тесно увязана с производственными процессами, существующими и перспективными технологиями и научными исследованиями.

Поэтому за последнее десятилетие введено в действие большое количество Государственных стандартов, устанавливающих правила оформления различной технической документации, обуславливающей качество изделия и взаимозаменяемость его деталей.

Решению о создании любого нового автомобиля, предшествует работа по подготовке технико-экономической документации, подтверждающей целесообразность постройки нового автомобиля.

При принятии решения о начале разработки нового автомобиля, помимо назначения и объема выпуска, указываются его основные параметры и показатели: число мест или грузоподъемность, компоновочная схема, сухая масса, максимальная скорость, эксплуатационный расход топлива.

Основным документом для начала конструкторской разработки нового изделия является техническое задание. Техническое задание определяет как дальнейший ход конструирования, так и направление технологической подготовки. Особо важным следует считать первый этап проектирования объекта производства, в который также входит составление эскизного проекта.

2. Технические параметры подвижного состава.

Номинальная грузоподъемность грузового автомобиля — масса перевозимого груза, указанная в технической характеристике автомобиля.

Номинальная пассажир вместимость легкового автомобиля (включая водителя) или автобуса (без водителя) - число перевозимых пассажиров, указанное в технической характеристике. Для автобусов обозначается по количеству мест для сидения и общему количеству мест. Кроме того, для автобусов может указываться допустимая общая вместимость в часы пик.

Сухая масса автомобиля - масса не заправленного и неснаряженного автомобиля.

Собственная масса автомобиля — масса автомобиля в снаряженном состоянии без нагрузки. Состоит из сухой массы автомобиля, массы топлива, охлаждающей жидкости, запасного колеса (колес), инструмента принадлежностей и обязательного оборудования.

Полная масса автомобиля — сумма собственной массы автомобиля и массы груза или пассажиров, перевозимых автомобилем.

Максимальная осевая нагрузка - нагрузка от величины полной массы, приходящейся на наиболее нагруженную ось (тележку)

Коэффициент использования массы - отношение номинальной грузоподъемности автомобиля к его собственной массе.

Указанные параметры распространяются также на прицепной состав и автопоезд.

Ограничения по габаритным размерам, накладываемые на транспортные средства:

Ширина	2.55 м
Высота жесткая	3.1 м
Высота съемная	4 м
Длина одиночного автомобиля	12 м
Длина автопоезда с 1 прицепом или полуприцепом	20 м
Длина автопоезда с 2 прицепами или полуприцепом и прицепом	24 м

3. Анализ компоновочных схем автомобилей.

Первым этапом непосредственно конструирования автомобиля является определение компоновочной схемы будущего автомобиля. Под компоновочной схемой можно понимать схему взаимного расположения основных узлов и агрегатов автомобиля. Компоновочные схемы современных автомобилей являются достаточно устоявшимися, и революционные изменения здесь происходят достаточно редко. Среди таких революционных изменений можно назвать появление переднее приводных легковых автомобилей, поперечное расположение силового агрегата, создание автомобилей с одно объемным кузовом.

Для современных автомобилей утвердились определенные компоновочные схемы, характерные особенности которых мы и рассмотрим.

Для сравнения приведенных компоновочных схем принято:

- все легковые автомобили оборудованы четырех дверными закрытыми кузовами типа седан и имеют два ряда сидений, а грузовые автомобили с колесной формулой 4x2 и сдвоенными задними колесами снабжены бортовой платформой.
- сравниваемые по схемам автомобили имеют одинаковые основные геометрические параметры и параметры массы (одинаковую планировку и размеры салона кузова,

одинаковые размеры и массу грузовой платформы, двигателя, агрегатов трансмиссии и т. д.)

При этом себестоимость изготовления автомобилей, выполненных по различным компоновочным схемам, не рассматривается из-за отсутствия сопоставимых данных. Себестоимость изготовления автомобиля определяется не только его компоновочной схемой, но и в значительной степени комплектностью дополнительного оборудования автомобиля, качеством его отделки, а также совершенством технологии изготовления и масштабами производства.

4. Грузовые автомобили

1. Двигатель над осью передних колес, кабина за двигателем

Автомобили, выполненные по данной схеме, отличаются большими базой и габаритной длиной, ограниченной передней обзорностью при хорошей доступности к двигателю и удобством входа и выхода.

2. Двигатель над осью передних колес, кабина надвинута на двигатель

Схема 2 позволяет несколько уменьшить базу и габаритную длину (на 200—400 мм), однако при этом колесные ниши и двигатель, выступая за плоскость перегородки моторного отсека, сокращают располагаемый объем в зоне размещения педалей и затрудняют их компоновку, вследствие чего требуется поднимать пол кабины. К недостаткам автомобилей, выполненных по этой схеме, относятся:

Затрудненный доступ к задней части двигателя, малая ширина проема двери, повышенный уровень шума, нагрев перегородки моторного отсека.

В автомобилях, выполненных по схемам 1 и 2, в нагруженном состоянии на передние колеса приходится 27—30 % массы, что является оптимальным при движении по плохим дорогам без нагрузки. На задние колеса приходится более 50 % массы, что также является положительным фактором.

Компоновочные схемы 1 и 2, которые могут быть отнесены к классическим, имеют преобладающее распространение на выпускаемых в массовых масштабах автомобилях общего назначения независимо от их грузоподъемности, а также на специальных автомобилях, создаваемых на их базе.

5. Легковые автомобили

A. Двигатель спереди, ведущие колеса — задние (классическая схема)

Примерно до середины 30-х годов в основном применяли рядные четырех-, шести- и восьмицилиндровые двигатели со значительным рабочим объемом. Малая литровая мощность двигателя не позволяла даже на наиболее дешевых и массовых автомобилях иметь рабочий объем меньше чем 2,5—3 л. При этом на большинстве моделей использовали двигатели с рабочим объемом не менее 3,5—4,0 л, что обеспечивало мощность 40—60 л. с.

Двигатель того времени обладал недостаточной надежностью, поэтому необходим был легкий доступ ко всем его частям, а также возможность проведения различного вида ремонтов без демонтажа силового агрегата с шасси. Вследствие этого конструкторы были вынуждены делать моторное отделение значительных размеров. При больших нагрузках у автомобиля снижалась проходимость, он становился неустойчивым и плохо «держал» дорогу при движении с высокой скоростью.

По этим причинам конструкторы использовали классическую схему, хотя это увеличивало длину и высоту автомобиля. В первые годы применения двигатель располагали внутри базы, а агрегаты трансмиссии не объединяли ни между собой, ни с двигателем.

Введение независимой передней подвески, что было обусловлено требованиями повышения устойчивости автомобиля, когда его максимальная скорость стала более 100 км/ч, внесло корректировки в классическую схему. Оказалось возможным распределять нагрузку по осям поровну, что значительно улучшило комфортабельность и устойчивость автомобиля.

Введение независимой передней подвески позволило также снизить расположение центра тяжести автомобиля благодаря приближению оси двигателя к поверхности дороги без уменьшения дорожного просвета. В дальнейшем при проектировании двигатель все более передвигали вперед вместе с первым рядом сидений. Появление V-образных двигателей позволило еще более улучшить компоновочные возможности классической схемы, допустив сдвиг заднего сиденья вперед от оси задних колес в так называемую зону комфорта, т. е. внутрь базы.

Введение независимой задней подвески, помимо улучшения устойчивости автомобиля, позволило снизить центр тяжести, расположив ось картера главной передачи, закрепляемой на раме или на несущем кузове, на уровне оси коленчатого вала двигателя.

В результате новшеств, введенных в компоновку автомобиля классической схемы, уже нельзя было получить равномерное распределение нагрузок по осям. Это весьма существенно не только с позиций улучшения качества подвески, но в связи с проходимостью управляемостью и устойчивостью. Легковой автомобиль типа ВАЗ или «Москвич», а также любой зарубежный аналог имеют распределение нагрузок по осям, при наличии только одного водителя, в пределах 54 и 46% или даже 55 и 45%. Обе величины не могут обеспечить ни проходимости, ни хорошей управляемости на скользких грунтах зимой и летом в совокупности с приводом на задние колеса. Основными средствами борьбы с этими недостатками являются или применение независимых подвесок на задних колесах, что повышает устойчивость, или уменьшение нагрузки на передние колеса. Последнее решение конструктивно осуществимо только при переносе коробки передач назад и объединении ее в один блок с главной передачей, что также возможно лишь при использовании независимой подвески на задних колесах.

Б. Двигатель сзади, ведущие колеса — задние.

Ось двигателя может располагаться вдоль или поперек автомобиля, позади или над осью задних колес

Появление заднеприводной схемы с задним расположением двигателя предопределило создание общего силового агрегата, в который входили бы двигатель, сцепление, коробка передач и главная передача, при разрезной задней ведущей оси. Без применения такого агрегата создание автомобилей подобного типа было бы невозможным. При расположении узлов управления впереди необходимо проведение системы тяг управления от заднего конца автомобиля к переднему. Для этой цели пришлось использовать середину автомобиля, создав туннель, но меньшей высоты. Через этот туннель проходят также коммуникации вентиляционных и отопительных систем.

Если сравнить схему автомобиля с задним расположением двигателя и классическую, то легко заметить, что багажное и моторное отделения просто поменялись местами.

В процессе массовой эксплуатации выявились следующие специфические дефекты этой схемы, практически почти не устранимые.

1. Перегрузка шин задних колес. Даже при использовании легких магниевых и алюминиевых сплавов, переносе топливного бака, запасного колеса и аккумуляторной батареи вперед в багажник не удалось получить лучшего распределения нагрузок на оси, чем 44 и 66% (Шкода 1000 МВ, Фольксваген 411), а на большинстве автомобилей оно составило даже 40 и 60%. Большая нагрузка на колеса потребовала увеличения размера шин или повышения давления в шинах задних колес, что ухудшило комфортабельность езды. Это приводило к тому, что подобные автомобили обладали характеристикой управляемости, отличающейся излишней поворачиваемостью. Это же снижает безопасность движения автомобиля с высокой скоростью по скользким дорогам, а также увеличивает снос при наличии бокового ветра.

2. Недостаточные размеры багажника. При этой схеме багажник располагают между нишами передних колес. Все попытки увеличить его удлинением переднего свеса (Рено 10 и Фольксваген 411Е), что нежелательно из-за снижения проходимости, или

использованием пространства над плоским двигателем с противолежащими цилиндрами (Фольксваген 1500), не дали положительных результатов.

3. Значительные трудности при конструировании автомобилей с кузовом универсал и фургон, а также санитарного автомобиля. При этой схеме повышение уровня пола из-за двигателя, расположенного сзади, является помехой при погрузке и разгрузке.

4. Длинные коммуникации механизмов управления. Они усложняют конструкцию и создают трудности при переключении передач.

5. Недостаточная эффективность обогрева переднего стекла. При этой схеме происходят потери тепла в результате установки отопителя сзади или переноса отопителя в багажное отделение, что также усложняет конструкцию.

Б. Двигатель спереди, ведущие колеса — передние.

Ось двигателя может располагаться: вдоль или поперек автомобиля, впереди или над осью передних колес

Перечисленные выше недостатки компоновки автомобиля с задним расположением двигателя заставили искать новые пути уменьшения стоимости и усовершенствования автомобиля. Поэтому снова появились переднеприводные схемы, которые издавна привлекали конструкторов двумя положительными качествами - компактностью силового агрегата и резко выраженной недостаточной поворачиваемостью, что делает движение автомобиля с высокой скоростью более безопасным.

6. Правильность выбора компоновочной схемы при создании нового автомобиля.

Проектируя новые автомобили, необходимо учитывать особенности каждой компоновочной схемы и применять их в соответствии с условиями эксплуатации. Нецелесообразно придерживаться одной компоновочной схемы, исходя из общих теоретических соображений, если только это не диктуется технологические профилем предприятия. Всегда опасно, когда завод навязывает потребителю традиционные почему-либо для данного предприятия схемы. В этом случае ухудшается сбыт автомобилей, особенно, если в данном классе есть конкурирующие автомобили.

Правильность выбора компоновочной схемы при создании нового легкового автомобиля должна быть подтверждена анализом условий эксплуатации, для которых автомобиль предназначен, его продажной ценой и тиражом возможных модификаций.

Резюмируя, можно сказать, что из трех существующих компоновочных схем заднеприводная с задним расположением двигателя может быть рекомендована только для самых дешевых тихоходных и небольших автомобилей особо малого класса группы 1.

- Переднеприводная компоновочная схема дает наибольший эффект при ее использовании на автомобилях особо малого и малого классов.
- Классическую компоновку можно рекомендовать только для автомобилей с достаточно большой базой и значительной массой, т. е. начиная с группы 2 малого класса и выше.
- Вагонную компоновку кузова не следует применять для легковых автомобилей из условий обеспечения безопасности водителя и пассажиров переднего ряда при столкновениях, а также из-за высокой посадки первого ряда пассажиров. Вагонную компоновку можно рекомендовать только для микроавтобусов легковых автомобилей грузопассажирских модификаций.

2. Наименование вопроса № 2. Общие сведения об трансмиссии автомобиля Нагрузочные и расчетные режимы. Методы расчета.

1. Нагрузочные режимы механизмов автомобиля.

Наиболее наглядное представление о характере нагрузления механизмов автомобиля можно получить при помощи тензометрирования (рис. 1).

Крутящие моменты могут значительно превышать максимальный момент двигателя и статический момент сцепления.

На основании испытаний автомобилей различных типов при трогании с места в тяжелых дорожных условиях с использованием кинетической энергии маховика и резком включении сцепления установлено, что максимальный момент на ведущем валу коробки передач превышает максимальный момент двигателя и момент сцепления соответственно в 3—3,5 и 1,5—2 раза.

В трансмиссии автомобиля могут возникать большие моменты инерции при торможении колес без выключения сцепления, и особенно при торможении трансмиссионным тормозом. Из рисунка видно, что при торможении центральным тормозом при $v = 15$ км/ч момент на карданном валу превышает момент по сцеплению колеса с дорогой в 2,6 раза. Введение в трансмиссию гидротрансформатора или гидромуфты обусловливает разрыв жесткой связи значительных инерционных масс двигателя, колес и поступательно движущейся массы автомобиля и вызывает заметное снижение динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля (рис. 2, а).

Установлено, что во всех случаях эксплуатации пиковые нагрузки при наличии гидротрансформатора вместо механической трансмиссии снижаются в 2—2,5 раза. Максимальный крутящий момент автомобиля с механической трансмиссией при переезде единичной неровности со скоростью 9 км/ч превышает в 2,7 раза крутящий момент автомобиля с гидротрансформатором (рис. 2, б).

Большое влияние на динамические нагрузки как в трансмиссии автомобиля, так и в механизмах и узлах его ходовой части оказывают неровности дороги. Движение автомобиля по любой дороге характеризуется непрерывным изменением сил взаимодействия колес с поверхностью дороги. Эти изменения обусловлены формой и размерами неровностей. При движении автомобиля по дороге с неровностями напряжения в коренном листе рессоры изменяются по времени, не подчиняясь какой-либо определенной закономерности (рис. 1, в).

Эти колебания оказывают отрицательное влияние на долговечность и уровень шума работы трансмиссии (рис. 3).

В многоцилиндровых двигателях значения гармонических коэффициентов сдвинуты одно относительно другого на величину угла между коленами коленчатого вала и чередуются в зависимости от порядка работы двигателя. Векторы моментов находятся в различных плоскостях, так как вспышки в разных цилиндрах происходят не одновременно, а чередуются через определенные углы поворота коленчатого вала.

2. Установление нагрузочного режима при расчете трансмиссии на статическую прочность.

Из всего разнообразия нагрузок следует выбрать расчетные, которые в значительной степени характеризуют статическую прочность деталей. При проведении анализа нагрузочных режимов необходимо рассмотреть три расчетных режима.

Первый расчетный режим — по максимальному моменту двигателя, когда

$$M_p = M_{e \max} U_z$$

где M_p — расчетный момент на валу трансмиссии; $M_{e \ max}$ — максимальный момент двигателя; U_z — суммарное передаточное число до рассчитываемой детали.

Расчет трансмиссии по первому режиму дает условные величины напряжений. Эти напряжения меньше напряжений, возникающих при пиковых нагрузках, но превышают напряжения, наблюдаемые при эксплуатационных нагрузках. Такой расчет может быть использован для сравнительных поверочных расчетов. Эти данные можно сопоставить с данными проектируемого автомобиля. Коэффициент запаса прочности $n_e = 2,0\text{--}3,0$:

Второй расчетный режим — по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой.

При расчете раздаточных коробок, карданных валов и ведущих мостов многоприводных автомобилей определение моментов по двигателю является трудоемкой

операцией, что обусловлено значительной разницей в жесткостях приводов к ведущим колесам от раздаточной коробки. Момент полуоси ведущего моста

$$M_p = 0.5 R_{zi} \mu_{\max} r_d$$

где R_{zi} - нормальная реакция дороги на колеса соответствующих мостов; μ_{\max} - максимальный коэффициент сцепления шины с дорогой $\mu_{\max} = 0,8$; r_d - динамический радиус колеса.

Коэффициент запаса в указанном режиме $n_e = 2,0-3,0$. Такой расчетный режим целесообразно применять и для автомобилей с высокой удельной мощностью, когда расчетная сила тяги РК выше, чем сила тяги по сцеплению на низших передачах.

Третий расчетный режим - по максимальным динамическим нагрузкам, наблюдающимся при переходных режимах движения автомобиля. Расчетный момент

$$M_p = k_d M_{e\max} U_z$$

где K_d — коэффициент динамичности, равный отношению максимально возможного момента на первичном (ведущем) валу к максимальному моменту двигателя.

Большое влияние на величину динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля с фрикционным сцеплением оказывает темп включения при трогании с места и разгоне, при резком торможении трансмиссионным тормозом. Снижение динамических нагрузок при установке гидротрансформатора или гидромуфты в трансмиссии обусловлено отсутствием жесткой связи между двигателем и трансмиссией.

Коэффициент динамичности k_d в этом случае может быть принят равным единице. Применение в трансмиссии упругих муфт обуславливает некоторое снижение динамических нагрузок. Значения коэффициента динамичности для легковых и грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости соответственно равны 1,5-2,0; 2,0-2,5 и 2,5-3,0. Коэффициент запаса прочности $n_e = 1,25-1,5$.

3. Методика расчета на сопротивление.

Большинство деталей автомобиля в процессе работы подвергаются воздействию напряжений, переменных во времени. Если величина переменных напряжений превосходит определенный предел, то в материале деталей происходит процесс постепенного накопления повреждений, которые приводят к образованию субмикроскопических трещин. Указанный процесс постепенного накопления повреждений в материале детали под действием переменных напряжений, приводящих к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению детали, называют усталостью материала. Сопротивление усталости зависит от вида деформации (изгиб или кручение) и характера изменений напряжений во времени.

Для определения характеристик сопротивления усталости лабораторных образцов или деталей из определенного материала проводят их испытания, регламентированные ГОСТом (рис. 4,а).

Для характеристики цикла напряжений вводят коэффициент асимметрии, под которым понимают отношение минимального напряжения цикла к максимальному, т. е.

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

,

Частным случаем асимметричного цикла является от нулевой (пульсирующий) цикл, у которого коэффициент асимметрии равен нулю. Этот цикл характерен для работы зубчатых зацеплений.

На рис. 4 (б) и (в) показаны кривые усталости для симметричного цикла на равномерной сетке и в системе координат с логарифмическими шкалами. Амплитуды напряжений $\sigma-1d$, при которых детали не разрушаются до базового числа циклов N_0 , называются пределом выносливости при симметричном цикле.

При проведении расчетов на сопротивление усталости деталей автомобилей невозможно непосредственно пользоваться значениями пределов выносливости симметричных циклов $\sigma-1$ и $\sigma-1$, полученными при испытании образцов. На рис. 4 (г)

сопоставлены кривые усталости в логарифмических координатах для различных циклов: симметричного ($r = -1$), пульсирующего ($r = 0$) и асимметричного ($0 < r < 1$). Связь между величинами напряжений для образцов при симметричном цикле с напряжениями для детали при асимметричном цикле определяется при рассмотрении диаграммы предельных напряжений и выражается эмпирической формулой

$$\sigma_d = 2\sigma_i / [(1-r)K_{ad} + \varphi_r(1+r)]$$

где

$$\varphi_r = (2\sigma_i - \sigma_0);$$

$$K_{ad} = (K_a/\varepsilon_a + K_a^N - 1) / K_y$$

σ_0 - предел выносливости при $r = 0$;

K_a и K_y - коэффициенты, учитывающие параметры шероховатости и упрочнения детали;

$$K_e = \sigma_i / \sigma_{id}$$

- эффективный коэффициент концентрации напряжений;

σ_{id} - предел выносливости детали;

E_e - масштабный фактор, учитывающий абсолютные размеры детали.

Для деталей, подвергнутых цементации, $\varphi_r \approx 0.6$.

Зависимость между напряжением s и числом циклов нагружения до разрушения N имеет вид

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_d^m N_0 = C_i = \text{const}$$

Соответственно для асимметричного цикла для рассчитываемой детали кривая усталости может быть представлена формулами

$$\sigma_i^m N_i = \sigma_d^m N_0 = C'_i = \text{const}$$

На основании результатов испытаний с различными коэффициентами асимметрии цикла зависимость показателя m_g , и показателя \square имеет вид

$$m_g = 0.5m \sqrt[3]{4(1-r)}.$$

Горизонтальный участок кривой усталости, соответствующий неограниченной долговечности, отмечается у малопрочных сталей. В других случаях кривая усталости не имеет горизонтального участка и непрерывно снижается (легкие сплавы, высокопрочные легированные стали и т. п.). Поэтому допущение о том, что предел выносливости есть величина постоянная, не зависящая от числа циклов N , является приближенным.

Расчет на сопротивление усталости деталей автомобиля основывается на гипотезе линейного суммирования (накопления) относительных усталостных повреждений.

Вероятностные методы расчета деталей автомобиля.

Нагрузки, действующие на детали автомобиля в эксплуатационных условиях, являются случайными функциями времени. Характеристики сопротивления разрушению деталей машин являются также случайными величинами, которым свойственно существенное рассеивание. Рассеивание характеристик несущей способности деталей обусловлено нестабильностью механических свойств металла, отклонением в режимах термической обработки, а также размеров деталей в пределах допусков (особенно радиусов кривизны в зоне концентрации). Надежная оценка прочности деталей, основанная на сопоставлении двух случайных величин, должна осуществляться методами теории вероятности и математической статистики. В результате применения этих методов определяют вероятность разрушения детали, являющуюся мерой надежности ее по условиям прочности. Расчеты могут быть выполнены с помощью детерминированных и вероятностных методов. При применении детерминированного метода за расчетную принимают величину, характеризуемую одним реальным числом. В результате

определяют время работы детали до выхода из строя (при поверочном расчете) или размер детали (при проектном расчете). При использовании вероятностного метода получают кривую распределения пробегов машин до выхода из строя рассчитываемой детали (при поверочном расчете) или кривую распределения размеров детали для обеспечения необходимого пробега в заданных эксплуатационных условиях

1. 2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Крутильные колебания в трансмиссии автомобиля. Методы расчета. Требования, классификация и применяемость сцепления. Рабочий процесс. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений. Привод сцепления. Нагрузки в сцеплении.»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Требования, классификация, применяемость сцепления. Общетехнические требования.
2. Рабочий процесс. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений. Расчет фрикционной муфты сцепления. Привод сцепления и его расчет.

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Наименование вопроса № 1. Требования, классификация, применяемость сцепления. Общетехнические требования

1.Краткая характеристика сцепления.

Сцепление служит для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения, а также для предохранения их от перегрузок. Отсоединение двигателя от коробки передач уменьшает инерционные массы, связанные с ведущим валом коробки, вследствие чего уменьшаются динамические нагрузки при переключении передач. Плавное соединение двигателя с трансмиссией необходимо:

- чтобы двигатель не заглох,
- чтобы не было рывка (особенно при трогании с места).

Плавность включения обеспечивается способом связи между ведущими и ведомыми частями:

1. силами трения,
2. гидродинамическими силами,
3. электрическим полем.

Благодаря такой связи крутящий момент, передаваемый через сцепление, ограничен по величине, что предохраняет трансмиссию от перегрузок.

Сцепление применяют в трансмиссии с зубчатой непланетарной коробкой передач. При наличии планетарной коробки сцепление отсутствует, хотя фрикционные элементы, обеспечивающие плавность включения передач, имеют место. Особенность сцепления заключается в том, что оно обслуживает все передачи, в то время как фрикционные элементы – одну или часть ступеней коробки. Иногда и в непланетарных коробках имеются фрикционные элементы, но они не называются сцеплением.

В современных автомобилях наибольшее распространение получило дисковое фрикционное сцепление. Сцепление должно передавать большой крутящий момент силами трения, величина которых зависит от:

1. состояния труящихся поверхностей,
2. температуры,
3. нажимной силы.

При переключении передач сцепление пробуксовывает и нагревается. При движении по местности, когда значительные динамические нагрузки действуют почти постоянно, сцепление непрерывно буксует. Все это приводит к сравнительно быстрому износу.

Для повышения срока службы сцепления последовательно с фрикционной муфтой иногда устанавливают гидромуфту, которая берет на себя большую часть работы буксования. Фрикционная муфта в этом случае служит только для отсоединения двигателя от трансмиссии. Широкого применения гидросцепление не получило из-за сложности.

Электромагнитные сцепление удобны в управлении, имеют высокую износостойкость. Но им присущи и существенные недостатки:

1. большая масса ведомых частей,
2. большой расход электроэнергии,
3. ограничение передаваемого крутящего момента или заклинивание муфты (в зависимости от типа муфты).

2. Требования, предъявляемые к фрикционным сцеплениям:

1. Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.
2. Плавность и полнота включения.
3. Чистота выключения.
4. Минимальный момент инерции ведомых частей.
5. Хороший отвод теплоты от труящихся поверхностей.
6. Предохранение трансмиссии от перегрузок.
7. Поддержание нажимного усилия в заданных пределах.
8. Легкость управления.
9. Хорошая уравновешенность.

Общетехнические требования:

1. Минимальные размеры и масса.
2. Простота устройства и обслуживания.
3. Технологичность.
4. Ремонтопригодность.
5. Низкий уровень шума.

Сцепления классифицируют по следующим признакам:

- 1. По характеру работы**
 - постоянно замкнутые,
 - постоянно разомкнутые,
 - непостоянно замкнутые.
- 2. По характеру связи между ведущими и ведомыми частями**
 - фрикционные,
 - гидравлические,
 - электромагнитные.
- 3. Фрикционные сцепления по форме элементов трения различают**
 - дисковые,
 - специальные (конусные, барабанные и др.).
- 4. Дисковые сцепления бывают**
 - сухими,
 - с дисками в масле (мокрыми).
- 5. По числу дисков существуют**
 - однодисковые,
 - двухдисковые,
 - многодисковые сцепления.
- 6. По способу создания нажимного усилия**
 - электромагнитные,
 - центробежные,
 - полуцентробежные,
 - пружинные:
 - а) с периферийными пружинами,

б) с центральной пружиной.

7. Центральная пружина сцепления может быть

- цилиндрической,
- конической,
- диафрагменной.

8. По типу привода сцепления бывают с

- механическим,
- гидравлическим,
- комбинированным приводом.

9. Комбинированный привод может быть

- пневмомеханическим,
- пневмогидравлическим,
- электромеханическим,
- электровакуумным.

10. По способу управления

- автоматическое,
- неавтоматическое (ножное, ручное).

Автоматическое управление сцеплением применяют на автомобилях с ручным управлением.

2. Наименование вопроса № 2. Рабочий процесс. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений. Расчет фрикционной муфты сцепления. Привод сцепления и его расчет.

1.Процесс фрикционного сцепления. Расчет сцепления.

При трогании автомобиля с места, а также при переключении передач мощность двигателя расходуется:

- на преодоление внешних сопротивлений и разгон, $N_{\text{пол}}$
- на трение в сцеплении, $N_{\text{бук}}$

$$N_e = N_{\text{пол}} + N_{\text{бук}}$$

Рассмотрим рабочий процесс сцепления при трогании автомобиля с места. Угловая скорость коленчатого вала двигателя в процессе включения сцепления задается водителем и может:

- увеличиваться,
- уменьшаться,
- оставаться постоянной.

Опытные водители стремятся поддержать угловую скорость постоянной.

Угловая скорость ведомого вала сцепления ω_c растет от нуля в момент времени t_1 , когда фрикционный момент M_ϕ станет равным моменту внешних сопротивлений M_c , до равенства $\omega_{\text{дв}}=\omega_c$ в момент времени t_2 , что соответствует полному включению сцепления. Весь период от начала включения до момента t_2 сцепление буксует.

Для расчета работы буксования рассмотрим двухмассовую модель автомобиля.

$J_{\text{дв}}$ – момент инерции вращающихся масс двигателя и ведущих частей сцепления,

J_a – момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления,

$M_{\text{дв}}$ – крутящий момент двигателя

$$M_{\text{дв}} = M_e - J_{\text{дв}} \cdot \epsilon_{\text{дв}},$$

$\epsilon_{\text{дв}}$ – угловое ускорение коленчатого вала двигателя,

M_ϕ – фрикционный момент,

M_c – приведенный момент сопротивления движению автомобиля.

Момент инерции вращающихся масс двигателя можно определить методом выбега

$M_J = J_{dv}\epsilon_{dv}$ – момент от сил инерции движущихся масс двигателя,

$M_J = M_m$ – момент механических потерь в двигателе

$$M_m = f(\omega_{dv}, V_h i, \epsilon),$$

$V_h i$ – литраж двигателя,

ϵ - степень сжатия.

Приведенный момент инерции автомобиля можно рассчитать, приравняв кинетическую энергию движущегося автомобиля к энергии вращательного движения условной массы:

$$K_{vpm} m_a V^2 / 2 = J_a \omega_a^2 / 2$$

$$K_{vpm} m_a [\pi R_3 n_{dv} / (30 I_{tp})]^2 = J_a (\pi n_e / 30)^2$$

$n_{dv} = n_c$ – сцепление включено.

$$J_a = K_{vpm} m_a R_3^2 / I_{tp}^2$$

$K_{vpm} = 1,04 + 0,0015 I_{tp}^2$ – коэффициент вращающихся масс.

Приведенный момент сопротивления движению автомобиля определился:

$$M_c = K_{dop} g m_a R_3 / (I_{tp} K_{pd_{tp}})$$

Движение масс этой системы описывается дифференциальными уравнениями:

$$J_{dv} \epsilon_{dv} = M_{dv} - M_\phi$$

$$J_a \epsilon_c = M_\phi - M_c$$

Работу для вращательного движения можно определить

$$L = \int M d\phi$$

Угол поворота коленчатого вала двигателя за время включения сцепления

$$\int_{t_1}^{t_2} \omega_{dv} dt$$

$$\phi = 0$$

Работа двигателя за время включения сцепления

$$\int_{t_1}^{t_2} M_\phi \omega_{dv} dt$$

$$L_{dv} = 0$$

Полезная работа двигателя, затрачиваемая на преодоление внешних сопротивлений и разгон автомобиля за время включения сцепления

$$\int_{t_1}^{t_2} M_\phi \omega_c dt$$

$$L_{pol} = 0$$

Работа буксования сцепления за период его включения

$$\int_{t_1}^{t_2} M_\phi (\omega_{dv} - \omega_c) dt$$

$$L_{buk} = L_{dv} - L_{pol} = 0$$

$$\int_0^{t_2} (\omega_{dv} - \omega_c) dt = \int_0^{\phi_2} d\phi$$

$$0 \qquad \qquad \qquad 0$$

здесь ϕ - угол буксования.

$$\int_{\Phi_1}^{\Phi_2} M_{\phi} d\phi$$

$$L_{бук} = 0$$

Расчет работы буксования представляет определенные трудности, так как $M_{дв}$, M_{ϕ} и M_c являются переменными величинами и, как правило, нелинейными.

С каким-то допущением можно принять $M_{дв}$, M_c величинами постоянными. Фрикционный момент имеет ярко выраженный пик. Это объясняется тем, что к силам нажатия пружин добавляется сила инерции поступательного движения нажимного диска. Чем быстрее отпускается педаль сцепления, тем больше пиковое значение M_{ϕ} . Обычно максимальное значение фрикционного момента в несколько раз превышает среднее значение момента, передаваемого сцеплением. Чем больше темп включения сцепления, тем меньше время и работа буксования сцепления и больше динамические нагрузки на трансмиссию. Работу буксования сцепления рассчитывают, обычно, по эмпирическим формулам.

$$L_b = \frac{0,5 J_a M_{e \max} \omega_{\partial \sigma}^2}{M_{e \max} - M_c}$$

J – момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$J_a = \frac{K_{врм} m_a R^2}{(I_o I_k)^2}$$

I_o – передаточное число главной передачи,

I_k – передаточное число коробки передач.

Для грузовых автомобилей расчеты ведут для первой передачи, для легковых – для первой или второй передачи.

$K_{врм}$ – коэффициент вращающихся масс

$$K_{врм} := 1.04 + 0.0015 \cdot (I_o \cdot I_k)^2$$

m_a – полная масса автомобиля,

R – радиус качения ведущего колеса.

M_{\max} – максимальный крутящий момент двигателя,

M_c – момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$M_c = \frac{K_{\partial \sigma} g m_a R}{I_o I_k K_{\partial mp}}$$

$K_{дор}$ – приведенный коэффициент дорожного сопротивления

$$K_{дор} = f = 0,016$$

$K_{тп}$ – механический кпд трансмиссии

$\omega_{дв}$ – угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_{\partial \sigma} = \frac{\pi n}{30}, \text{ где } n = K_n n_h$$

n_h об/мин – номинальная частота вращения коленвала,

K_n – относительная частота вращения коленвала

$$K_n = 0,4 \dots 0,6$$

1. 3 Лекция №3 (2 часа).

Тема: «Требования, классификация и применяемость коробок передач. Анализ и оценка конструкций коробок передач. Синхронизаторы. Нагрузки в коробке передач. Требования, классификация и применяемость раздаточных коробок.»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Требования, классификация и применяемость коробок передач.
2. Анализ и оценка конструкций коробок передач. Кинематические схемы. Построение ряда передаточных чисел. Конструктивные схемы. Основные параметры коробок передач.
3. Синхронизаторы. Виды синхронизаторов. Схемы динамических систем. Расчет синхронизатора.
4. Требования, классификация и применяемость раздаточных коробок. Кинематические схемы.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

- 1. Наименование вопроса №1.** Требования, классификация и применяемость коробок передач.

Анализ и оценку конструкций проведем в соответствии с требованиями, которые к ним предъявляются.

1. Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Сцепление автомобиля должно обеспечивать передачу крутящего момента, превышающего эффективный крутящий момент двигателя. При износе фрикционных пар усилие нажимных пружин уменьшается, и сцепление может пробуксовывать. Длительное буксование сцепления выводит его из строя.

Максимальное значение фрикционного момента принимают равным

$$M_{\phi\max} = M_{\text{ен}}\beta,$$

$M_{\text{ен}}$ – расчетный эффективный крутящий момент двигателя,

β - коэффициент запаса муфты сцепления,

$$\beta = 1,2 \dots 2,5.$$

Чем больше масса автомобиля, тем больше динамические нагрузки и, соответственно, закладывают большее значение коэффициента запаса.

Момент M_ϕ , передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения

$$M_\phi = K_{\text{тр}} P_{\text{пр}} R_{\text{ср}} i$$

$K_{\text{тр}}$ – коэффициент трения,

$P_{\text{пр}}$ – усилие нажимных пружин,

$R_{\text{ср}}$ – радиус приложения результирующей силы трения,

$$R_{\text{ср}} = 0,5(R_n + r_{vn})$$

R_n, r_{vn} – соответственно наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки.

$$R_{\text{ср}} = \frac{2(R_n^3 - r_{vn}^3)/3}{R_n^2 - r_{vn}^2}$$

Более точно

$i = 2n_{\text{вед}}$ – число пар трения,

$n_{\text{вед}}$ – число ведомых дисков.

2. Плавность и полнота включения.

Наиболее высокую плавность включения имеют многодисковые сцепления. В одно- и двухдисковых сцеплениях плавность включения достигается:

1. применением фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание силы трения,
2. использованием упругих ведомых дисков:
 - разрезной диск,
 - пластинчатые пружины между диском и фрикционными накладками,
3. созданием упругих элементов в механизме выключения (лепестки диафрагменной пружины),
4. применением гасителя крутильных колебаний (его влияние незначительно).

Для обеспечения полноты включения предусматривают определенный зазор между выжимным подшипником и концами рычагов выключения (соответствует свободному ходу педали сцепления с механическим приводом).

При наличии гидравлического привода имеется возможность прижимать выжимной подшипник к концам рычагов выключения с небольшой силой (ГАЗ-3102). По мере износа трущихся поверхностей выжимной подшипник перемещается (сохраняя силу прижатия к рычагам) и выжимает жидкость из рабочего цилиндра в главный. При этом зазор между толкателем и поршнем главного цилиндра сохраняется.

3. Чистота выключения.

Полное разъединение двигателя и трансмиссии обеспечивается отводом нажимного диска на определенное расстояние. Величина отвода нажимного диска $S = \Delta S \times i$

$\Delta S = 0,5...0,7\text{мм}$ – зазор между трущимися поверхностями.

Имеются различные конструктивные решения для отвода промежуточного диска:

1. Установка промежуточного диска на одинаковое расстояние от маховика и нажимного диска.

По мере износа трущихся поверхностей зазор между парами трения увеличивается.

2. Отвод промежуточного диска на определенное расстояние

Чистота выключения и полнота включения обеспечиваются монтажной и эксплуатационной регулировками. Монтажная регулировка предусматривает точную установку концов отжимных рычагов в одной плоскости. Это предотвращает перекос нажимного диска. В сцеплениях с диафрагменной пружиной необходимость в такой регулировке отпадает. Эксплуатационная регулировка должна обеспечивать определенный свободный ход педали сцепления, который по мере износа трущихся поверхностей уменьшается. Величина свободного хода педали 20...40мм.

В сцеплениях с периферийным расположением пружин число пружин должно быть кратным числу отжимных рычагов.

4. Минимальный момент инерции ведомых частей.

Он необходим для:

- уменьшения ударных нагрузок на зубья шестерен,
- уменьшения работы трения в синхронизаторах при переключении передач.

Момент инерции ведомого диска определяется:

- а) диаметром диска (не более 400мм),
- б) массой фрикционных накладок (толщина накладок находится в пределах 3,3...4,7мм).

5. Предохранение трансмиссии от динамических перегрузок.

Динамические нагрузки могут быть:

- единичными (пиковыми),
- периодическими.

Пиковые нагрузки возникают:

1. при резком включении сцепления,
2. при резком торможении (сцепление включено),
3. при наезде на неровность.

Наибольшие пиковые нагрузки возникают при резком включении сцепления.

В этом случае сцепление должно передать момент

$$M_{\phi} = M_e - J_{dv}\varepsilon_{dv} = M_e + M_{in}$$

При условии, что момент от сил инерции полностью используется на закручивание валов трансмиссии

$$M_{in} = \omega_{dv} \sqrt{J_{dv} C_{\beta}}$$

C_{β} - крутильная жесткость трансмиссии, Нм/град.

Таким образом, момент от сил инерции зависит:

1. от угловой скорости ω_{dv} коленчатого вала двигателя,
2. от крутильной жесткости C_{β} трансмиссии

Включение в трансмиссию упругого звена уменьшает этот момент. Таким звеном может быть:

- упругий полукарданный шарнир (ВАЗ),
- гаситель крутильных колебаний (снижает пиковые нагрузки всего на 5...10%). Пиковые нагрузки ограничиваются пробуксовыванием сцепления. В связи с этим ограничивают величину коэффициента запаса сцепления β . При резком включении сцепления коэффициент запаса β существенно возрастает, т.к. сила удара нажимного диска суммируется с усилием нажимных пружин.

Периодические нагрузки возникают из-за неравномерности крутящего момента двигателя. Для гашения крутильных колебаний применяют гасители. Наибольшее распространение получили гасители упруго-фрикционного типа. Колебания, возникающие в трансмиссии, вызывают угловое перемещение диска относительно ступицы, сопровождающееся деформацией пружин. Энергия колебательного движения превращается в работу трения

$$L_{tp} = K_{tp} P_r r_{cp} i \phi$$

P_r – сила прижатия труящихся поверхностей,

R_{cp} – средний радиус фрикционных элементов,

$i = 1\dots 2$ – число пар трения,

ϕ - угол относительного перемещения диска и ступицы.

Момент трения гасителя может:

1. устанавливаться при сборке. В процессе эксплуатации он не регулируется (ЗИЛ-431410.). По мере износа труящихся поверхностей момент трения снижается. Не исключена возможность, что гаситель перестанет работать.

2. регулироваться затяжкой болтов со сферическими упругими шайбами (МАЗ-5335.). Момент трения должен быть

$$M_{tr} = (0,15\dots 0,20) M_{e max}$$

3. поддерживаться постоянным специальной центральной пружиной (ГАЗ-3102, рис.).

Наличие гасителя крутильных колебаний увеличивает момент инерции ведомых частей сцепления.

Крутящий момент, передаваемый гасителем при максимальной деформации пружин, равен:

$$M_r = (1,2\dots 1,3) M_{\phi max}$$

Максимальная деформация пружин ограничивается специальными упорами или не ограничивается (виток к витку). Типовая упругая характеристика гасителя 1

(зависимость передаваемого момента M от угла разворота ведомого диска относительно ступицы) приведена на рис.1.6. С целью расширения диапазона нагрузок, при которых колебания гасятся достаточно эффективно, применяют гасители со ступенчатой характеристикой 2.

Это достигается:

- a) выполнением окон в ведомом диске различной длины, поэтому не все пружины начинают деформироваться одновременно. Разница в длине окон составляет 1,5...2,0мм.
- b) применением пружин разной длины (разный предварительный натяг пружин).

Кроме поглощения энергии крутильных колебаний, гаситель уменьшает вероятность возникновения в трансмиссии резонансных явлений за счет снижения частоты собственных колебаний трансмиссии. Для гашения колебаний низкой частоты, возникающих при небольшой скорости движения

необходимо уменьшать жесткость пружин гасителя, что трудно осуществить конструктивно.

6. Легкость управления

Легкость управления обеспечивается конструкцией сцепления и привода. Процесс управления можно разделить на три этапа:

1. выключение сцепления,
2. удержание сцепления выключенным,
3. включение сцепления.

Второй этап можно охарактеризовать усилием, прикладываемым водителем к педали сцепления. Для первого и третьего этапов можно подсчитать работу водителя (на втором этапе перемещение отсутствует). Для легкового автомобиля работа водителя при однократном выключении и включении сцепления не должна превышать 25,0 Дж, для грузового и автобуса – не более 30,0 Дж. Суммарная работа водителя на управление сцеплением может оказаться достаточно большой. Так, например, число выключений сцепления на городском автобусе за смену может достигать 2000 раз.

Реальными путями снижения усилия на педали сцепления являются:

1. Уменьшение коэффициента запаса сцепления β . Этот способ применим, если нажимное усилие мало изменяется при износе фрикционных накладок.
2. Увеличение коэффициента трения – подбором материала накладок.
3. Совершенствование конструкции привода:
 - увеличение КПД привода,
 - применение усилителей в приводе,
 - применение полуцентробежных и центробежных сцеплений,
 - применение гидромуфты,
 - автоматическое управление сцеплением. В этом случае водитель полностью освобождается от управление сцеплением.

Нежелательными направлениями снижения затрат усилия на управление сцеплением являются:

1. Увеличение числа пар трения, так как это приводит к значительному усложнению конструкции.
2. Увеличение диаметра дисков повышает момент инерции ведомых частей.
3. Увеличение передаточного числа привода ограничено определенными пределами (полный ход педали сцепления должен быть в пределах 120...190мм).

7. Хорошая уравновешенность

Сцепление должно быть уравновешено. Обычно его уравновешивают в сборе с маховиком, поэтому изменять положение кожуха относительно маховика не следует.

Основные элементы фрикционного сцепления

Нажимной диск – передает часть крутящего момента от маховика ведомому диску. Для этого он должен быть связан с маховиком в тангенциальном направлении и иметь возможность перемещения в осевом направлении при включении и выключении сцепления. Эту роль могут выполнять упругие пластины закрепленные одним концом на нажимном диске, а другим – на кожухе сцепления (рис.1.7 а). В сцеплениях автомобилей ГАЗ бобышки нажимного диска входят в окна кожуха сцепления (рис.1.7 б). На автомобилях КамАЗ, МАЗ нажимные диски сцеплений имеют шипы,

которые входят в пазы маховика (рис.1.7 в). Во втором и третьем случаях при выключении сцепления возрастает усилие, прикладываемое к педали за счет силы трения, возникающей при осевом перемещении нажимного диска.

Рычаги выключения сцепления иногда устанавливают на игольчатых подшипниках. Благодаря этому уменьшаются потери на трение при управлении сцеплением. Однако из-за неудовлетворительной смазки имеет место значительный износ отверстий рычагов под действием нагруженных иголок, т.к. угол поворота рычагов невелик. С целью снижения износа концов рычагов, в которые упирается выжимной подшипник, к ним прикрепляется опорная шайба.

Ведомый диск сцепления, состоящий из ступицы, диска с фрикционными накладками и гасителя крутильных колебаний подвергается статической балансировке. Для предотвращения коробления диска от нагрева в нем выполняют радиальные прорези, разделяющие его на сектора. Если сектора поочередно развернуть в разные стороны и крепление фрикционных накладок осуществить к секторам, повернутым в одну сторону, можно существенно повысить плавность включения сцепления.

Фрикционные накладки должны отвечать ряду требований:

1. Высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры, давления, скорости буксования. В зависимости от материала накладок коэффициент трения находится в пределах $K_{тр} = 0,28...0,62$.

2. Высокие износостойчивость и прочность. Накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость в два раза превышающую максимальную.

3. Плавное нарастание силы трения пропорционально нажимному усилию.

4. Достаточную термостойкость и теплопроводность. Температура накладок не должна превосходить при длительной работе 200°C , при кратковременной – 350°C .

До недавнего времени для фрикционных сцеплений применялись асбофрикционные накладки состоящие из асбеста, наполнителя и связующего. В настоящее время применяются безасbestовые накладки или накладки с минимальным количеством асбеста. Наполнители придают накладкам необходимые свойства:

- износостойкость (графит, смолистые частицы).

- теплопроводность и плавность нарастания силы трения (медь, латунь, бронза, алюминий в виде порошка, стружки, проволоки),

- стабильность коэффициента трения (цинк),

- уменьшение задирообразования (свинец – ухудшает термостойкость).

В качестве связующих применяют фенолформальдегидные смолы, синтетические каучуки и их комбинации. Металлокерамические и спеченные керамические накладки в автомобильных сцеплениях применяют очень редко.

Сцепление автомобиля ВАЗ (Рис.1.12) – однодисковое, с центральной диафрагменной пружиной и гидравлическим приводом. Сцепление состоит из ведущих частей, ведомого диска и деталей управления. Стальной штампованный кожух, чугунный нажимной диск и нажимная пружина представляют собой неразборный узел, прикрепленный к маховику болтами. Между маховиком и

нажимным диском на шлицах первичного вала коробки передач установлен ведомый диск, состоящий из ступицы, разрезного диска и накладок. Ведомый диск снабжен пружинно-фрикционным гасителем крутильных колебаний.

Диафрагменная пружина 1, отштампованная из листовой пружинной стали, в свободном состоянии имеет вид усеченного конуса с радиальными прорезями, идущими от её внутреннего края. Радиальные прорези образуют лепестки, которые являются упругими выжимными рычагами. Упругость этих рычагов обеспечивает плавность включения сцепления.

Пружина с помощью двух колец с заклепками закреплена в кожухе. Наружный край пружины создает давление на нажимной диск.

При нажатии на педаль сцепления поршень рабочего цилиндра через шток поворачивает вилку выключения сцепления на шаровой опоре и перемещает муфту с выжимным подшипником вперед. Подшипник через упорный фланец перемещает внутренний край пружины в сторону маховика. Пружина выгибается в обратную сторону, её наружный край через фиксаторы отводит нажимной диск назад.

Свободный ход педали сцепления 20...30мм соответствует зазору 2,0мм между торцом подшипника и упорным фланцем пружины, регулируют гайкой на штоке рабочего цилиндра. При полном включении сцепления устанавливают зазор 0,1...0,5мм между толкателем и поршнем главного цилиндра с помощью ограничителя хода педали (при снятой возвратной пружине педали сцепления).

2. Наименование вопроса № 2. Анализ и оценка конструкций коробок передач. Кинематические схемы. Построение ряда передаточных чисел. Конструктивные схемы. Основные параметры коробок передач.

Анализ и оценку конструкций проведем в соответствии с требованиями, которые к ним предъявляются.

1. Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Сцепление автомобиля должно обеспечивать передачу крутящего момента, превышающего эффективный крутящий момент двигателя. При износе фрикционных пар усилие нажимных пружин уменьшается, и сцепление может пробуксовывать. Длительное буксование сцепления выводит его из строя.

Максимальное значение фрикционного момента принимают равным

$$M_{\text{фmax}} = M_{\text{ен}} \beta,$$

$M_{\text{ен}}$ – расчетный эффективный крутящий момент двигателя,

β - коэффициент запаса муфты сцепления,

$$\beta = 1,2 \dots 2,5.$$

Чем больше масса автомобиля, тем больше динамические нагрузки и, соответственно, закладывают большее значение коэффициента запаса.

Момент M_{ϕ} , передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения

$$M_{\phi} = K_{\text{тр}} P_{\text{пр}} R_{\text{ср}} i$$

$K_{\text{тр}}$ – коэффициент трения,

$P_{\text{пр}}$ – усилие нажимных пружин,

$R_{\text{ср}}$ – радиус приложения результирующей силы трения,

$$R_{\text{ср}} = 0,5(R_{\text{н}} + r_{\text{вн}})$$

$R_{\text{н}}, r_{\text{вн}}$ – соответственно наружный и внутренний радиусы фрикционной накладки.

$$R_{\text{ср}} = \frac{2(R_{\text{н}}^3 - r_{\text{вн}}^3)/3}{R_{\text{н}}^2 - r_{\text{вн}}^2}$$

Более точно

$i = 2n_{\text{вед}}$ – число пар трения,

$n_{\text{вед}}$ – число ведомых дисков.

2. Плавность и полнота включения.

Наиболее высокую плавность включения имеют многодисковые сцепления. В одно- и двухдисковых сцеплениях плавность включения достигается:

1. применением фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание силы трения,
2. использованием упругих ведомых дисков:
 - разрезной диск,
 - пластинчатые пружины между диском и фрикционными накладками,
3. созданием упругих элементов в механизме выключения (лепестки диафрагменной пружины),
4. применением гасителя крутильных колебаний (его влияние незначительно).

Для обеспечения полноты включения предусматривают определенный зазор между выжимным подшипником и концами рычагов выключения (соответствует свободному ходу педали сцепления с механическим приводом).

При наличии гидравлического привода имеется возможность прижимать выжимной подшипник к концам рычагов выключения с небольшой силой (ГАЗ-3102). По мере износа трущихся поверхностей выжимной подшипник перемещается (сохраняя силу прижатия к рычагам) и выжимает жидкость из рабочего цилиндра в главный. При этом зазор между толкателем и поршнем главного цилиндра сохраняется.

3. Чистота выключения.

Полное разъединение двигателя и трансмиссии обеспечивается отводом нажимного диска на определенное расстояние. Величина отвода нажимного диска $S = \Delta S \times i$

$\Delta S = 0,5 \dots 0,7 \text{мм}$ – зазор между трущимися поверхностями.

Имеются различные конструктивные решения для отвода промежуточного диска:

1. Установка промежуточного диска на одинаковом расстоянии от маховика и нажимного диска.

По мере износа трущихся поверхностей зазор между парами трения увеличивается.

2. Отвод промежуточного диска на определенное расстояние

Чистота выключения и полнота включения обеспечиваются монтажной и эксплуатационной регулировками. Монтажная регулировка предусматривает точную установку концов отжимных рычагов в одной плоскости. Это предотвращает перекос нажимного диска. В сцеплениях с диафрагменной пружиной необходимость в такой регулировке отпадает. Эксплуатационная регулировка должна обеспечивать определенный свободный ход педали сцепления, который по мере износа трущихся поверхностей уменьшается. Величина свободного хода педали 20...40мм.

В сцеплениях с периферийным расположением пружин число пружин должно быть кратным числу отжимных рычагов.

4. Минимальный момент инерции ведомых частей.

Он необходим для:

- уменьшения ударных нагрузок на зубья шестерен,
- уменьшения работы трения в синхронизаторах при переключении передач.

Момент инерции ведомого диска определяется:

- а) диаметром диска (не более 400мм),
- б) массой фрикционных накладок (толщина накладок находится в пределах 3,3...4,7мм).

5. Предохранение трансмиссии от динамических перегрузок.

Динамические нагрузки могут быть:

- единичными (пиковыми),
- периодическими.

Пиковые нагрузки возникают:

1. при резком включении сцепления,

2. при резком торможении (сцепление включено),
3. при наезде на неровность.

Наибольшие пиковые нагрузки возникают при резком включении сцепления.

В этом случае сцепление должно передать момент

$$M_{\phi} = M_e - J_{dv}\epsilon_{dv} = M_e + M_{in}$$

При условии, что момент от сил инерции полностью используется на закручивание валов трансмиссии

$$M_{in} = \omega_{dv} \sqrt{J_{dv} C_{\beta}}$$

C_{β} - крутильная жесткость трансмиссии, Нм/град.

Таким образом, момент от сил инерции зависит:

1. от угловой скорости ω_{dv} коленчатого вала двигателя,
2. от крутильной жесткости C_{β} трансмиссии

Включение в трансмиссию упругого звена уменьшает этот момент. Таким звеном может быть:

- упругий полукарданный шарнир (ВАЗ),
- гаситель крутильных колебаний (снижает пиковые нагрузки всего на 5...10%).

Пиковые нагрузки ограничиваются пробуксовыванием сцепления. В связи с этим ограничивают величину коэффициента запаса сцепления β . При резком включении сцепления коэффициент запаса β существенно возрастает, т.к. сила удара нажимного диска суммируется с усилием нажимных пружин.

Периодические нагрузки возникают из-за неравномерности крутящего момента двигателя. Для гашения крутильных колебаний применяют гасители. Наибольшее распространение получили гасители упруго-фрикционного типа. Колебания, возникающие в трансмиссии, вызывают угловое перемещение диска относительно ступицы, сопровождающееся деформацией пружин. Энергия колебательного движения превращается в работу трения

$$L_{tp} = K_{tp} P_r r_{cp} i \varphi$$

P_r – сила прижатия трущихся поверхностей,

R_{cp} – средний радиус фрикционных элементов,

$i = 1 \dots 2$ – число пар трения,

φ – угол относительного перемещения диска и ступицы.

Момент трения гасителя может:

1. устанавливаться при сборке. В процессе эксплуатации он не регулируется (ЗИЛ-431410.). По мере износа трущихся поверхностей момент трения снижается. Не исключена возможность, что гаситель перестанет работать.

2. регулироваться затяжкой болтов со сферическими упругими шайбами (МАЗ-5335.). Момент трения должен быть

$$M_{tr\ g} = (0,15 \dots 0,20) M_{e\ max}$$

3. поддерживаться постоянным специальной центральной пружиной (ГАЗ-3102, рис.).

Наличие гасителя крутильных колебаний увеличивает момент инерции ведомых частей сцепления.

Крутящий момент, передаваемый гасителем при максимальной деформации пружин, равен:

$$M_g = (1,2 \dots 1,3) M_{\phi\ max}$$

Максимальная деформация пружин ограничивается специальными упорами или не ограничивается (виток к витку). Типовая упругая характеристика гасителя 1 (зависимость передаваемого момента M от угла разворота ведомого диска относительно ступицы) приведена на рис.1.6. С целью расширения диапазона нагрузок, при которых колебания гасятся достаточно эффективно, применяют гасители со ступенчатой характеристикой 2.

Это достигается:

а) выполнением окон в ведомом диске различной длины, поэтому не все пружины начинают деформироваться одновременно. Разница в длине окон составляет 1,5...2,0мм.

б) применением пружин разной длины (разный предварительный натяг пружин).

Кроме поглощения энергии крутильных колебаний, гаситель уменьшает вероятность возникновения в трансмиссии резонансных явлений за счет снижения частоты собственных колебаний трансмиссии. Для гашения колебаний низкой частоты, возникающих при небольшой скорости движения

необходимо уменьшать жесткость пружин гасителя, что трудно осуществить конструктивно.

6. Легкость управления

Легкость управления обеспечивается конструкцией сцепления и привода. Процесс управления можно разделить на три этапа:

1. выключение сцепления,
2. удержание сцепления выключенным,
3. включение сцепления.

Второй этап можно охарактеризовать усилием, прикладываемым водителем к педали сцепления. Для первого и третьего этапов можно подсчитать работу водителя (на втором этапе перемещение отсутствует). Для легкового автомобиля работа водителя при однократном выключении и включении сцепления не должна превышать 25,0 Дж, для грузового и автобуса – не более 30,0 Дж. Суммарная работа водителя на управление сцеплением может оказаться достаточно большой. Так, например, число выключений сцепления на городском автобусе за смену может достигать 2000 раз.

Реальными путями снижения усилия на педали сцепления являются:

1. Уменьшение коэффициента запаса сцепления β . Этот способ применим, если нажимное усилие мало изменяется при износе фрикционных накладок.
2. Увеличение коэффициента трения – подбором материала накладок.
3. Совершенствование конструкции привода:
 - увеличение КПД привода,
 - применение усилителей в приводе,
 - применение полуцентробежных и центробежных сцеплений,
 - применение гидромуфты,
 - автоматическое управление сцеплением. В этом случае водитель полностью освобождается от управление сцеплением.

Нежелательными направлениями снижения затрат усилия на управление сцеплением являются:

1. Увеличение числа пар трения, так как это приводит к значительному усложнению конструкции.
2. Увеличение диаметра дисков повышает момент инерции ведомых частей.
3. Увеличение передаточного числа привода ограничено определенными пределами (полный ход педали сцепления должен быть в пределах 120...190мм).

7. Хорошая уравновешенность

Сцепление должно быть уравновешено. Обычно его уравновешивают в сборе с маховиком, поэтому изменять положение кожуха относительно маховика не следует.

Основные элементы фрикционного сцепления

Нажимной диск – передает часть крутящего момента от маховика ведомому диску. Для этого он должен быть связан с маховиком в тангенциальном направлении и иметь возможность перемещения в осевом направлении при включении и выключении сцепления. Эту роль могут выполнять упругие пластины закрепленные одним концом на нажимном диске, а другим – на кожухе сцепления (рис.1.7 а). В сцеплениях автомобилей ГАЗ бобышки нажимного диска входят в окна кожуха сцепления (рис.1.7 б). На автомобилях КамАЗ, МАЗ нажимные диски сцеплений имеют шипы,

которые входят в пазы маховика (рис.1.7 в). Во втором и третьем случаях при выключении сцепления возрастает усилие, прикладываемое к педали за счет силы трения, возникающей при осевом перемещении нажимного диска.

Рычаги выключения сцепления иногда устанавливают на игольчатых подшипниках. Благодаря этому уменьшаются потери на трение при управлении сцеплением. Однако из-за неудовлетворительной смазки имеет место значительный износ отверстий рычагов под действием нагруженных иголок, т.к. угол поворота рычагов невелик. С целью снижения износа концов рычагов, в которые упирается выжимной подшипник, к ним прикрепляется опорная шайба.

Ведомый диск сцепления, состоящий из ступицы, диска с фрикционными накладками и гасителя крутильных колебаний подвергается статической балансировке. Для предотвращения коробления диска от нагрева в нем выполняют радиальные прорези, разделяющие его на сектора. Если сектора поочередно развернуть в разные стороны и крепление фрикционных накладок осуществить к секторам, повернутым в одну сторону, можно существенно повысить плавность включения сцепления.

Фрикционные накладки должны отвечать ряду требований:

1. Высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры, давления, скорости буксования. В зависимости от материала накладок коэффициент трения находится в пределах $K_{тр} = 0,28...0,62$.

2. Высокие износостойчивость и прочность. Накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость в два раза превышающую максимальную.

3. Плавное нарастание силы трения пропорционально нажимному усилию.

4. Достаточную термостойкость и теплопроводность. Температура накладок не должна превосходить при длительной работе 200°C , при кратковременной – 350°C .

До недавнего времени для фрикционных сцеплений применялись асбофрикционные накладки состоящие из асбеста, наполнителя и связующего. В настоящее время применяются безасbestовые накладки или накладки с минимальным количеством асбеста. Наполнители придают накладкам необходимые свойства:

- износостойкость (графит, смолистые частицы).

- теплопроводность и плавность нарастания силы трения (медь, латунь, бронза, алюминий в виде порошка, стружки, проволоки),

- стабильность коэффициента трения (цинк),

- уменьшение задирообразования (свинец – ухудшает термостойкость).

В качестве связующих применяют фенолформальдегидные смолы, синтетические каучуки и их комбинации. Металлокерамические и спеченные керамические накладки в автомобильных сцеплениях применяют очень редко.

Сцепление автомобиля ВАЗ (Рис.1.12) – однодисковое, с центральной диафрагменной пружиной и гидравлическим приводом. Сцепление состоит из ведущих частей, ведомого диска и деталей управления. Стальной штампованный кожух, чугунный нажимной диск и нажимная пружина представляют собой неразборный узел, прикрепленный к маховику болтами. Между маховиком и нажимным диском на шлицах первичного вала коробки передач установлен ведомый диск, состоящий из ступицы, разрезного диска и накладок. Ведомый диск снабжен пружинно-фрикционным гасителем крутильных колебаний.

Диафрагменная пружина 1, отштампованная из листовой пружинной стали, в свободном состоянии имеет вид усеченного конуса с радиальными прорезями, идущими от её внутреннего края. Радиальные прорези образуют лепестки, которые являются упругими выжимными рычагами. Упругость этих рычагов обеспечивает плавность включения сцепления.

Пружина с помощью двух колец с заклепками закреплена в кожухе. Наружный край пружины создает давление на нажимной диск.

При нажатии на педаль сцепления поршень рабочего цилиндра через шток поворачивает вилку выключения сцепления на шаровой опоре и перемещает муфту с выжимным подшипником вперед. Подшипник через упорный фланец перемещает внутренний край пружины в сторону маховика. Пружина выгибается в обратную сторону, её наружный край через фиксаторы отводит нажимной диск назад.

Свободный ход педали сцепления 20...30мм соответствует зазору 2,0мм между торцом подшипника и упорным фланцем пружины, регулируют гайкой на штоке рабочего цилиндра. При полном включении сцепления устанавливают зазор 0,1...0,5мм между толкателем и поршнем главного цилиндра с помощью ограничителя хода педали (при снятой возвратной пружине педали сцепления).

3. Наименование вопроса № 3. Синхронизаторы. Виды синхронизаторов. Схемы динамических систем. Расчет синхронизатора.

1. Синхронизаторы

Синхронизатор служит для выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов (обычно зубчатая муфта) перед включением передачи. Коробка передач может быть полностью синхронизирована, иногда синхронизаторы устанавливают только для высших передач.

В настоящее время используют инерционные синхронизаторы, которые блокируют включающую зубчатую муфту до тех пор, пока не произойдет выравнивание угловых скоростей соединяемых элементов. Пары трения увеличивают или уменьшают частоту вращения деталей, соединенных с валом сцепления. Синхронизаторы бывают одностороннего действия (для включения одной передачи) и двустороннего.

Инерционный синхронизатор включает следующие элементы:

-выравнивающий – фрикционный элемент (чаще всего конусная пара, иногда многодисковый фрикцион). Он поглощает энергию касательных сил инерции вращающихся масс, связанных с ведомым валом сцепления.

-блокирующий – устройство, препятствующее перемещению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов.

-включающий – зубчатая муфта.

Выравнивание угловых скоростей можно показать на динамической системе инерционного синхронизатора (в качестве примера возьмем трехвальную КП) (Рис.2.7). Наибольшее распространение получили конусные синхронизаторы, в которых выравнивающим элементом является конусная муфта. Рассмотрим последовательно выравнивание угловых скоростей синхронизирующих деталей, блокировку включения передачи до полной синхронизации и включение передачи.

Для выравнивания угловых скоростей на поверхности конусов необходимо создать

$$M_{tr} = J_n \frac{d\omega}{dt}$$

момент трения

J_n – приведенный к ведущему валу момент инерции всех деталей, соединенных с ним:

- ведомый диск сцепления,
- первичный вал с шестерней,
- промежуточный вал со всеми колесами,
- зубчатые колеса, свободно установленные на ведомом валу КП и находящиеся в зацеплении с шестернями промежуточного вала,
- зубчатые колеса заднего хода (не всегда),

J_a – приведенный ко вторичному валу момент инерции всех деталей, соединенных с ним (в т.ч. и поступательно движущаяся масса автомобиля).

$$\int M_{tr} dt = J_n \int_{\omega_1}^{\omega_2} d\omega$$

Проинтегрируем выражение для момента трения

Если принять $M_{tp} = \text{const}$

$$M_{tp} = \frac{J_n(\omega_1 - \omega_2)}{t}$$

t – время синхронизации (выравнивания угловых скоростей)

$$\omega_1 = \frac{\omega_c}{I_{kn+1}}$$

- угловая скорость включаемого зубчатого колеса,

$$\omega_2 = \frac{\omega_c}{I_{kn}}$$

- угловая скорость ведомого вала.

$$M_{tp} = \frac{J_n \omega_c}{t} \left(\frac{1}{I_{kn+1}} - \frac{1}{I_{kn}} \right)$$

Тогда

Момент трения, создаваемый на конусных поверхностях, можно выразить

$$M_{tp} = K_{tp} P_n r_{cp}$$

K_{tp} – коэффициент трения,

r_{cp} – средний радиус конуса,

P_n – нормальная сила на поверхности трения,

$$P_n = \frac{Q}{\sin \delta}$$

Q – осевая сила, создаваемая водителем,

δ – угол конусности

$$Q = \frac{M_{tp} \sin \delta}{K_{tp} r_{cp}} = \frac{J_n \omega_c \sin \delta}{K_{tp} r_{cp} t} \left(\frac{1}{I_{kn+1}} - \frac{1}{I_{kn}} \right)^2$$

Усилие Q , создаваемое водителем, связано со временем синхронизации и передаточными числами:

- чем больше Q , тем меньше время t ,

- чем меньше разница передаточных чисел соседних передач, тем меньшее усилие Q потребуется приложить водителю для выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов.

Работа трения синхронизатора затрачивается на поглощение (или сообщение) кинетической энергии вращающихся деталей

$$L_{tp} = 0,5 J_n (\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5 J_n \omega_c^2 \left(\frac{1}{I_{kn+1}} - \frac{1}{I_{kn}} \right)^2$$

Работа буксования пропорциональна квадрату разности угловых скоростей соседних передач и не зависит от времени синхронизации. Чем ближе друг к другу передаточные числа соседних передач (больше знаменатель геометрической прогрессии q), тем меньше работа буксования. Увеличение числа передач повышает знаменатель прогрессии

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{I_{km}}{I_{k1}}}$$

Однако при этом увеличивается число шестерен в КП и, следовательно, увеличивается приведенный к ведущему валу момент инерции всех деталей, соединенных с ним и возрастает работа трения синхронизатора.

Синхронизатор обычно оценивают по удельной работе буксования

$$L_{tp \text{ уд}} = L_{tp} / F_{tp}$$

F_{tp} – площадь конусной поверхности синхронизатора.

Удельная работа трения находится в пределах:

- легковые автомобили $0,03 \dots 0,10 \text{ МДж/см}^2$,

- грузовые автомобили $0,05 \dots 0,40 \text{ МДж/см}^2$,

Низшие пределы соответствуют высшим передачам, верхние – низшим.

Время синхронизации находится в пределах:

$t = 0,3 \dots 1,0 \text{ с}$ – легковые автомобили

$t = 0,5 \dots 2,0 \text{ с}$ – грузовые автомобили

Большее значение t соответствует низшим передачам.

Работа трения сопровождается выделением теплоты. За одно выключение температура синхронизатора повышается на

$$\Delta T = \frac{\gamma_c L_{tp}}{m_c c_c}$$

$\gamma_c = 0,5$ – коэффициент перераспределения теплоты между деталями,

m_c – масса синхронизатора,

c_c – теплоемкость материала синхронизатора.

$$\Delta T = 15 \dots 30^\circ\text{C}$$

Блокирующее устройство

В качестве примера рассмотрим устройство с блокирующими пальцами. Схема с блокирующими пальцами представлена на рис.2.8.

За счет трения конуса синхронизатора появляется окружная сила, прижимающая блокирующие элементы

$$P_6 = M_{tp} / r_6$$

r_6 – радиус расположения блокирующих элементов.

Эта сила вызовет осевую реакцию на блокирующей поверхности

$$P_x = P_6 / \operatorname{tg}\beta$$

β - угол конуса блокирующих элементов.

$$P_x = \frac{M_{tp}}{r_6 \operatorname{tg}\beta}$$

Для того, чтобы передача не включалась до момента выравнивания угловых скоростей, сила Q , приложенная водителем, должна быть

$$Q < P_x$$

С увеличением Q растет M_{tp} и, следовательно, увеличивается P_x

$$Q = \frac{M_{tp} \sin \delta}{K_{tp} r_{cp}} < P_x = \frac{M_{tp}}{r_6 \operatorname{tg}\beta}$$

$$\operatorname{tg}\beta < \frac{K_{tp} r_{cp}}{r_6 \sin \delta}$$

Отсюда

Если в конструкции синхронизатора $r_{cp} \approx r_6$ $\operatorname{tg}\beta < K_{tp} / \sin \delta$

Следует отметить (если параметры синхронизатора выбраны правильно), что резкое увеличение прикладываемой силы Q не приводит к преждевременному включению передачи. В этом случае наблюдается повышенный износ конусных колец, возможна их поломка. Если учесть силу трения на блокирующих поверхностях, угол β можно сделать несколько большим.

Параметры синхронизатора:

$K_{tp} = 0,06 \dots 0,1$ – коэффициент трения бронзы по стали при наличии смазки,

$\delta = 6 \dots 12^\circ$

$\beta = 25 \dots 40^\circ$

Включение передачи происходит после выравнивания угловых скоростей синхронизируемых деталей. Прижимающее действие окружной силы P_6 прекращается – происходит разблокировка синхронизатора. Под действием силы Q конусное кольцо поворачивается в нейтральное положение, и зубчатая муфта свободно входит в зацепление с зубчатым колесом.

Конструкция различных типов инерционных синхронизаторов представлена на рис.2.9.

2. Нагрузки в коробке передач

Рассмотрим нагрузки, действующие на валы и шестерни, на примере трехвальной коробки передач (Рис.2.10).

На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

$$P_{nz} = \frac{M_{e\max}}{r_{nz}}$$

- окружная

- осевая

$$P_{x_{nz}} = P_{nz} \operatorname{tg}\beta$$

- радиальная

$$P_{pnz} = \frac{P_{nz} \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$$

- нормальная

$$P_{nnz} = \frac{P_{nz}}{\cos\alpha \cos\beta}$$

r_{nz} – радиус делительной окружности шестерни ведущего вала КП,

α - угол профиля зубьев,

β - угол наклона зубьев.

На зубья шестерен **n-ой** передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{e\max} I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg}\beta$$

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$$

- радиальная

$$P_n = \frac{P_n}{\cos\alpha \cos\beta}$$

- нормальная

I_{kn} – передаточное число коробки на **n-ой** передаче,

r_n – радиус делительной окружности зубчатого колеса **n-ой** передачи на ведомом валу КП

Расчет зубчатых колес

Зубчатые зацепления характеризуют:

- нормальный модуль (прямозубые колеса)

$$m_n = \frac{d}{z}$$

d – диаметр делительной окружности,

z – число зубьев,

m_s – торцовый модуль (косозубые колеса)

$$m_s = \frac{d}{z \cos\beta} \quad \cos\beta = \frac{m_n}{m_s}$$

Ширина зубчатого колеса зависит от передаваемого момента и приближенно может быть определена

$$b = (5...8)m_n.$$

$$A_o = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos\beta}$$

Межосевое расстояние равно

z₁ + z₂ – сумма чисел зубьев пары шестерен, находящихся в зацеплении.

Это расстояние связано с передаваемым моментом

$$A_o = a \sqrt[3]{M_{kmax}}$$

$a = 14,5 \dots 16,0$ – легковые автомобили,
 $a = 17,0 \dots 21,5$ – грузовые автомобили.

В автомобильных коробках передач применяются, как правило, колеса с корригированными зубьями, что повышает их прочность. Высота головки зуба $h = 0,8m_n$.

Угол профиля зуба $\alpha = 20^\circ$.

Нормальный модуль выбирают в зависимости от передаваемого крутящего момента:
 M_{kmax} , Нм m_n , мм

100...200	2,25...2,50
201...400	2,60...3,75
401...600	3,76...4,25
601...800	4,26...4,50
801...1000	4,60...6,00

Значения нормального модуля определены ГОСТом. Величина нормального модуля для зубчатых колес различных передач может быть различной.

Угол наклона зубьев:

$\beta = 25 \dots 40^\circ$ – легковые автомобили,
 $\beta = 20 \dots 25^\circ$ – грузовые автомобили.

Косозубые колеса имеют большую степень перекрытия зубьев, что обеспечивает:

- большую прочность,
- меньшую шумность.

Однако на них возникают осевые силы, пропорциональные тангенсу угла наклона зубьев. В двухвальных коробках передач осевые силы уравновесить невозможно, они полностью воспринимаются подшипниками. В трехвальных коробках осевые силы можно уравновесить на промежуточном валу на всех передачах, кроме первой и заднего хода (если они прямозубые). Схема сил, действующих на зубчатые колеса промежуточного вала на одной передаче, представлена на рис.2.11.

Если $P_{x1} = P_{x2}$, то $P_1 \operatorname{tg}\beta_1 = P_2 \operatorname{tg}\beta_2$. Окружные силы на шестернях:

$$P_1 = \frac{M_{e \max} I_{nz}}{r_1} \quad P_2 = \frac{M_{e \max} I_{nz}}{r_2}$$

I_{nz} – передаточное число пары шестерен постоянного зацепления,
 r_1, r_2 – радиусы делительных окружностей колес промежуточного вала.

$$\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{r_1}{r_2} \quad \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{r_2 \operatorname{tg}\beta_1}{r_1}$$

Так как $\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2} = \frac{r_2}{r_1}$, то

Если модули обоих зубчатых колес одинаковы

$$\operatorname{tg}\beta_2 = \frac{z_2 \operatorname{tg}\beta_1}{z_1}$$

Полностью уравновесить осевые силы не всегда удается, т.к. угол наклона зубьев зависит от нормального модуля и межосевого расстояния.

Направление угла спирали первичного вала КП выбирают обычно левым, В этом случае при движении автомобиля осевая сила передается на подшипник через торец колеса. Углы спирали колес промежуточного вала имеют правое направление, а вторичного вала – левое.

Зубчатые колеса рассчитывают по формуле Люиса, которая учитывает деформацию зубьев от изгиба и сжатия

$$\sigma_u = \frac{P}{yb t_n}$$

P – окружное усилие на колесе,

b – ширина зуба,

t_n – шаг по делительной окружности, $t_n = \pi m_n$,

y – коэффициент профиля зуба.

Коэффициент профиля зуба выбирают по таблице в зависимости от числа зубьев.

Для косозубых колес коэффициент **Y** выбирают по приведенному числу зубьев

$$Z_{np} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad \text{Если зубья выполняют укороченными профилями} \quad (h = 0,8m_n), \text{ коэффициент}$$

профиля зубьев увеличивают в 1,14 раза. Коэффициент профиля зубьев можно рассчитать по эмпирической формуле

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

Z – число зубьев меньшего колеса.

$$[\sigma_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Износ зубьев определяется величиной контактного напряжения, которое можно найти по формуле Герца

$$\sigma_k = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}$$

E = 2x10⁵ МПа – модуль упругости

$$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

Расчет валов

Валы автомобильных коробок передач рассчитывают на жесткость и прочность. Диаметр вала предварительно определяют по эмпирической формуле: - первичный вал

$$d \approx 12,83 \sqrt{\frac{M_{k \max}}{g}}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$d \approx 0,45 A_o$$

Отношение диаметра вала к расстоянию между опорами должно быть:

$$\frac{d}{L} = 0,16 \dots 0,18$$

- первичный и промежуточный валы

$$\frac{d}{L} = 0,18 \dots 0,21$$

- вторичный вал .

Последовательность расчета:

1. Вычертить схему сил, приложенных к зубчатым колесам.

P = M_p/r – окружная сила, действующая по касательной к делительной окружности и приложенная в точке зацепления,

M_p – расчетный крутящий момент,

M_p = M_{emaks} – промежуточный вал,

M_p = M_{emaks} I_{pz} – промежуточный вал,

M_p = M_{emaks} I_k – вторичный вал (рассчитывают для всех передач).

$$P_p = P \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \quad \text{- радиальная составляющая,}$$

P_x = P tgβ - осевая сила.

2. Определить реакции опор на всех передачах, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и геометрически их сложить.

3. Построить эпюры изгибающих моментов и определить наибольшие изгибающий и кручящий моменты.

4. Определить суммарное напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{\sqrt{M_{iz}^2 + M_{kp}^2}}{0,1d^3}$$

Для щлицевых валов принимается внутренний диаметр щлицев.

$[\sigma_{\Sigma}] = 250 \dots 400 \text{ МПа}$ – для валов, изготовленных из хромоникелевых сталей.

5. Определить стрелу прогиба Y и угол перекоса зубчатого колеса Θ в двух плоскостях: вертикально-продольной и горизонтально-продольной.

Прогиб в вертикальной плоскости

$$Y_b = (P_p + R_{AB}) \frac{b^2 L}{3EJ_s} - P_x r \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_s}$$

- первичный вал

R_{AB} – вертикальная реакция передней опоры,

J_s – экваториальный момент инерции сечения вала,

$$J_s = \frac{\pi d^4}{64}$$

- сплошной вал

$$J_s = \frac{\pi(d^4 - d_o^4)}{64}$$

- полый вал

d_o – диаметр полости вала,

$$Y_b = P_p \frac{a^2 b^2}{3LEJ_s} - P_x r \frac{ab(a-b)}{3LEJ_s} + \frac{b}{L} Y_{ob}$$

- промежуточный и вторичный валы

Y_{ob} – вертикальное смещение передней опоры,

$Y_{ob} = 0$ – для промежуточного вала,

$Y_{ob} = Y_b$ первичн. вала – для вторичного вала.

Прогиб в горизонтальной плоскости

$$Y_r = (P - R_{AG}) \frac{b^2 L}{3EJ_s}$$

- первичный вал

R_{AG} – горизонтальная реакция передней опоры,

- промежуточный и вторичный валы

$$Y_r = P \frac{a^2 b^2}{3LEJ_s} - \frac{b}{L} Y_{or}$$

Y_{or} – горизонтальное смещение передней опоры.

Допустимое значение прогиба вала:

$$[Y_b] = (0,05 \dots 0,10) \text{ мм} \quad [Y_r] = (0,10 \dots 0,15) \text{ мм}$$

$$\text{Суммарный прогиб } Y = \sqrt{Y_b^2 + Y_r^2} \leq 0,2 \text{ мм}$$

Угол перекоса зубчатого колеса относительно горизонтальной оси:

- первичный вал

$$\Theta_r = (P_p + R_{AB}) \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_s} - P_x r \frac{a + 3b}{3EJ_s}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$\Theta_r = P_x r \frac{a^2 - ab + b^2}{3LEJ_s} + P_p \frac{ab(b-a)}{3LEJ_s} - \frac{Y_{ob}}{L}$$

Угол перекоса зубчатого колеса относительно вертикальной плоскости:

- первичный вал

$$\Theta_b = (P - R_{Ar}) \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_s}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$\Theta_b = P \frac{ab(b-a)}{3EJ_s} - \frac{Y_{or}}{L}$$

Перекос зубчатых колес относительно вертикальной т относительно горизонтальной осей не должен превышать $\theta \leq 0,002$ рад.

Проверка вала на скручивание

$$\Phi = \frac{M_{kp}L}{1000GJ_p g}$$

Φ - угол скручивания, град.

L_{ck} – длина скручиваемого участка вала, см

$G = 8.5 \cdot 10^4$ МПа – модуль упругости на кручение,

J_p - полярный момент инерции,

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32},$$

$$- сплошной вал \quad J_p = 0.1(d^4 - d_o^4)$$

Допустимый угол скручивания

$[\Phi] = 0,25 \dots 0,35^\circ$ на один погонный метр вала.

Расчет подшипников на долговечность

Критерием оценки подшипника является базовая долговечность, соответствующая

$$L_6 = \left(\frac{C}{P}\right)^P$$

90% надежности. Базовая долговечность (в млн. оборотов) определяется

C – динамическая грузоподъемность подшипника (берется по каталогу),

P – эквивалентная динамическая нагрузка,

P – показатель степени,

$P = 3,0$ – шариковый подшипник,

$P = 3,33$ – роликовый подшипник.

Радиальные и осевые силы, действующие на подшипник на каждой передаче, представляют собой реакции опор валов коробки передач. При расчете подшипников расчетный крутящий момент принимают равным

$$M_{расч} = a_{подш} M_{емакс},$$

$a_{подш}$ – коэффициент использования крутящего момента,

$$a_{подш} = 0,96 - 0,136 \cdot 10^{-2} N_{уд} + 0,41 \cdot 10^{-6} N_{уд}^2.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник определяется для условий работы на каждой передаче, Для радиально-упорных подшипников

$$P_s = (xK_b P_p + yP_x) K_b K_t$$

K_b – коэффициент вращения,

$K_b = 1,0$ – вращается внутреннее кольцо,

K_б = 1,0 – коэффициент безопасности для коробок передач,

x, y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, выбирают по таблице в зависимости от типа подшипника и относительной нагрузки. Зная диаметр вала, подбирают подшипник и выписывают статическую грузоподъемность

$$\frac{P_x}{C_0}$$

C₀. Для относительной нагрузки

$$\frac{P_x}{P_p K_b}$$

из таблицы выписываем значение параметра осевой

нагрузки **e**. Рассчитываем отношение $\frac{P_x}{P_p K_b}$. В зависимости от того, какое неравенство справедливо $\frac{P_x}{P_p K_b} \leq e$ или $\frac{P_x}{P_p K_b} > e$ из таблицы выбирают значения коэффициентов **x**, **y**.

Результатирующая эквивалентная нагрузка рассчитывается следующим образом:

$$P_{\text{рез}} = \sqrt[p]{\frac{P_1^p L_1 + P_2^p L_2 + \dots + P_m^p L_m}{L}} = \sqrt[p]{\frac{\sum_{i=1}^m P_i^p L_i}{L}}$$

P₁, P₂, ..., P_m – эквивалентная нагрузка на подшипник на каждой передаче,

L₁, L₂, ..., L_m – число оборотов вала за время работы на каждой передаче,

$$L = \sum_{i=1}^m L_i$$

1=1 – базовая долговечность подшипника.

$$L_i = \frac{10^{-6} S_i I_{mpi}}{2\pi R_s}$$

Число оборотов вала на одной передаче

S_i = S_{kp} K_{ni} – пробег автомобиля на каждой передаче,

K_{ni} – коэффициент продолжительности работы подшипника на каждой передаче

4-х ступенч. КП 5-и ступенч. КП

K _{n1}	0,05	0,05
K _{n2}	0,10	0,10
K _{n3}	0,15	0,15
K _{n4}	0,70	0,30
K _{n5}		0,40

S_{kp} – ресурс коробки передач до капитального ремонта (тыс.км пробега).

Легковые автомобили:

особо малый класс (городской)

$$S_{kp} = 100 \dots 125$$

малый класс (компакт-класс)

$$S_{kp} = 125 \dots 150$$

средний класс

$$S_{kp} = 200 \dots 250$$

Грузовые автомобили и автобусы

$$S_{kp} = 250 \dots 500$$

R_s – радиус качения ведущего колеса,

I_{tri} – передаточное число трансмиссии на каждой передаче от вала, на котором установлен рассчитываемый подшипник, до ведущего колеса.

Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{\text{дин}} = P_{\text{рез}} \sqrt[p]{L}$$

Должно соблюдаться условие $C_{\text{дин}} \leq C_{\text{табл}}$

4. Наименование вопроса № 4. Требования, классификация и применяемость раздаточных коробок. Кинематические схемы.

Коробка передач служит для изменения крутящего момента по величине и направлению и передачи его на ведущий мост, а также для длительного разъединения двигателя и трансмиссии. К коробкам передач предъявляются следующие требования:

1. Обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля.
2. Бесшумность при работе и переключении передач.
3. Легкость управления.
4. Высокий КПД.
5. Общие требования.

По характеру изменения передаточного числа коробки передач подразделяют на:

1. ступенчатые,
2. бесступенчатые,
3. комбинированные. Преимущественное распространение получили ступенчатые коробки передач.

По конструктивной схеме ступенчатые коробки передач бывают:

1. С неподвижными осями.
2. С подвижными осями (планетарные).
3. Комбинированные. Коробки передач с неподвижными осями проще по конструкции.

Ступенчатые коробки передач выполняют:

1. Двухвальными.
2. Трехвальными.
3. Многовальными. Двухвальные коробки с числом передач 4...5 применяют, чаще всего, на переднеприводных и заднемоторных легковых автомобилях. КПД таких коробок достаточно высок (передачу мощности осуществляет одна пара цилиндрических шестерен) и примерно одинаков на всех передачах.

Трехвальные коробки передач применяют на грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности, автобусах и легковых автомобилях классической компоновки (двигатель спереди – ведущие колеса задние). Первичный и вторичный валы, в этом случае, устанавливают соосно, что дает возможность получения прямой передачи.

Многовальные коробки передач используют на автомобилях большой грузоподъемности для увеличения числа передач. За основу, обычно, берется 3-х вальная коробка, в картере которой размещают повышающий редуктор (делитель) или понижающий редуктор (демультиликатор), а иногда и то и другое. Число передач находится в пределах от 8 до 24.

По числу ступеней коробки бывают:

1. Трехступенчатыми.
2. Четырехступенчатыми.
3. Пятиступенчатыми.
4. Многоступенчатыми.

По типу зубчатого зацепления:

1. С прямозубыми (подвижными) шестернями.
2. С косозубыми (неподвижными) шестернями.
3. С шевронными шестернями.

По способу переключения передач:

1. С подвижными шестернями.
2. С зубчатыми муфтами.
3. С синхронизаторами.

По способу управления:

1. С непосредственным управлением (рычаг переключения передач расположен на крышке картера КП). На автомобилях с «правым рулевым» переключение передач осуществляют левой рукой.

2. С дистанционным управлением (рычаг переключения передач расположен на рулевой колонке, более сложная конструкция).

3. Полуавтоматическая КП.

4. Автомат. Автоматизация переключения передач осуществляется на основе микропроцессорной техники. В программу компьютера заложено, в какой момент времени необходимо переключить передачу. Существует несколько типов программ:

- экономичная,

- спортивная и др. Как правило, предусматривается ручное управление переключением передач.

Бесступенчатые передачи разделяют на:

1. Механические.

2. Гидравлические.

3. Электрические. В настоящее время определенное распространение получили фрикционные бесступенчатые передачи:

1. С гибкой связью (клиноременные, толкающий ремень, толкающая цепь).

2. С непосредственным контактом (тороидальный вариатор Хейса). Вариаторы с гибкой связью разрабатываются рядом ведущих автомобильных фирм (Фольксваген, Форд, Нисан) и можно ожидать в ближайшее время более широкого их распространения.

Гидравлические передачи бывают

1. Гидрообъемные.

2. Гидродинамические. Гидрообъемные передачи не получили широкого распространения из-за сложности конструкции и высокой стоимости. Большее распространение получили гидродинамические передачи (гидротрансформаторы). Как правило, их сочетают с механической коробкой передач и автоматическим переключением. Недостатком такой передачи является низкий КПД гидротрансформатора.

Электромеханические передачи нашли применение на автомобилях большой грузоподъемности (карьерные самосвалы).

1. 4 Лекция №4 (2 часа).

Тема: «Требования, классификация, применяемость. Карданская передача с асинхронными шарнирами. Карданская передача с шарнирами равных угловых скоростей. Нагрузки в карданных передачах. Требования, классификация, применяемость главных передач. Нагрузки в главных передачах. Требования, классификация, применяемость дифференциалов. Кинематические и динамические связи в дифференциале. Нагрузки в дифференциалах.»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Ведение. Требования, классификация, применяемость карданной передачи. Общие сведения. Кинематика. Нагрузки в карданных передачах и расчет.

2. Общие сведения. Требования, классификация, применяемость главных передач. Нагрузки в главных передачах.

3. Требования, классификация, применяемость дифференциалов. Кинематические и динамические связи в дифференциале. Нагрузки и расчет дифференциала.

4. Мосты. Общие сведения. Ведущий мост. Управляемый мост. Управляемый ведущий мост.

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Наименование вопроса № 1. Ведение. Требования, классификация, применяемость карданной передачи. Общие сведения. Кинематика. Нагрузки в карданных передачах и расчет.

1. Требования, классификация, применяемость

Карданская передача применяется для силовой связи механизмов, валы которых не соосны или расположены под углом, при этом взаимное положение их может меняться. Карданные передачи могут иметь несколько карданных шарниров, соединенных валами и промежуточные опоры.

Требования, предъявляемые к карданным передачам:

1. Передача крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии.

2. Возможность передачи крутящего момента с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов.

3. Высокий кпд.

4. Бесшумность.

5. Общие требования.

Классификация карданных шарниров

В зависимости от взаимного расположения соединяемых валов применяют:

1. полукарданный шарнир,

2. полный карданный шарнир.

Полукарданный шарнир применяют при соединении несоосных валов, если несоосность изменяется в процессе движения. Полукарданные шарниры бывают:

1. упругими,

2. жесткими.

Упругий полукарданный шарнир (упругая муфта) допускает передачу крутящего момента от одного вала к другому, расположенному под некоторым углом (до 10°) благодаря деформации упругого звена. Упругое звено может быть резиновым, резинотканевым или резиновым, усиленным стальным тросом. Достоинствами упругого полукарданного шарнира являются:

- снижение динамических нагрузок при резком изменении частоты вращения,

- не требуют обслуживания в процессе эксплуатации.

Применяются в карданных передачах легковых автомобилей. В трансмиссии автомобиля ВАЗ-2105 упругий полукарданный шарнир соединяет вторичный вал КП с передним валом карданной передачи Рис.3.4).

Жесткий полукарданный шарнир компенсирует неточности монтажа и допускает угол перекоса не более 2°. Недостатками такого шарнира являются:

- шум при работе,

- быстрый износ,

- сложность конструкции.

В трансмиссиях автомобилей жесткие полукарданные шарниры не применяются.

Полный карданный шарнир допускает передачу крутящего момента, если угол между соединяемыми валами достигает 45°. Полные карданные шарниры бывают:

- асинхронными (неравных угловых скоростей),

- синхронными (равных угловых скоростей). Равенство угловых скоростей должно соблюдаться при повороте валов от 0 до 360°.

Асинхронные карданные шарниры, имеющие две фиксированные оси качания, допускают увеличение угла между валами до 20°, синхронные – до 45°

Полные карданные шарниры бывают:

- простыми,

- универсальными.

Универсальный карданный шарнир отличается от простого тем, что осевая компенсация осуществляется в самом механизме шарнира, а не шлицами вала.

По конструкции шарниры равных угловых скоростей выполняют:

- шариковыми,
- сдвоенными,
- кулачковыми,
- шиповыми.

По исполнению карданные передачи бывают:

- закрытыми,
- открытыми (Рис.3.1).

Закрытая карданская передача размещается внутри трубы, жестко соединяющей картер заднего моста с корпусом коробки передач. Труба одновременно служит реактивной тягой, т.е. передает толкающее усилие.

В такой передаче:

- шлицевое (телескопическое) соединение отсутствует,
- используется один карданный шарнир. Неравномерность вращения карданного вала частично компенсируется его упругостью (вал выполняет роль торсиона, Вольво).

Открытые карданные передачи получили преимущественное распространение. Для соединения механизмов автомобиля применяют различные карданные передачи (Рис.3.2).

Одновальная карданская передача включает два карданных шарнира и компенсирующее (шлицевое) соединение, т.к. меняется расстояние между шарнирами. Такая передача

применяется на легковых автомобилях с короткой базой и колесной формулой 4x2.

Двухвальную карданную передачу применяют на автомобилях с длинной базой и колесной формулой 4x2. В передаче имеются два карданных вала, три карданных шарнира и промежуточная опора.

Три одновальных карданных передачи используют на автомобилях повышенной проходимости с колесной формулой 4x4, для соединения коробки передач с раздаточной коробкой 6, а также для соединения раздаточной коробки с задним и передним ведущими мостами.

Четыре одновальных и одна двухвальная карданская передача используются в трансмиссии автомобиля высокой проходимости с колесной формулой 6x6. В случае применения проходного редуктора 10 среднего ведущего моста трансмиссия автомобиля будет содержать только **четыре одновальных** карданных передачи.

Для привода управляемых и одновременно ведущих управляемых колес применяют одновальные карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей.

Карданская передача грузового автомобиля ЗИЛ (Рис.3.3) – двухвальная, трехшарнирная, с асинхронными карданными шарнирами. Передача включает основной 6 и промежуточный 1 карданные валы, три жестких карданных шарнира 5, промежуточную опору 3 и компенсирующее устройство 10. Подшипник промежуточной опоры 8 находится в упругой резиновой обойме 7, которая размещена в кронштейне 4, закрепленном на раме автомобиля. Резиновая обойма подшипника уменьшает вибрации и нагрузки в промежуточном валу, возникающие из-за неточности монтажа опоры и деформации рамы.

Компенсирующее устройство карданной передачи представляет собой подвижное в осевом направлении соединение. Оно состоит из шлицевой втулки 2, приваренной к промежуточному карданному валу, и шлицевого наконечника вилки карданного шарнира 5, соединяющего карданные валы. Компенсирующее устройство смазывается при сборке, уплотняется манжетой и защищается резиновым гофрированным чехлом.

Карданская передача легкового заднеприводного автомобиля ВАЗ (Рис.3.4) состоит из переднего 3 и заднего 7 карданных валов, двух карданных шарниров 6, эластичной муфты 1 и промежуточной опоры 4. Резиновая эластичная муфта соединяет вторичный вал коробки передач с передним карданным валом. Передний фланец муфты 8 установлен на шлицах вторичного вала коробки передач, а задний фланец 9 – на шлицах наконечника 11 переднего карданного вала. Шлицевое соединение заднего фланца и наконечника

переднего карданного вала компенсирует изменение длины карданной передачи при движении автомобиля. Для смазывания оно имеет резьбовое отверстие с пробкой 12 и защищено манжетой 10.

Карданные валы изготовлены из тонкостенной стальной трубы, к концам которой приварены шлицевые наконечники или вилки шарниров.

Передний карданный вал имеет промежуточную опору. Шариковый подшипник 22 которой установлен в сальном корпусе. Корпус подшипника

завулканизирован в резиновой обойме промежуточной опоры 4. Резиновая обойма 15, в свою очередь, привулканизирована к кронштейну, соединенному с поперечиной 5. Форма резиновой обоймы обеспечивает переднему карданному валу некоторое осевое перемещение в промежуточной опоре. Резиновая обойма поглощает также вибрации карданной передачи, возникающие при её работе. Под передним карданным валом установлен кронштейн безопасности 2, исключающий падение вала при разрушении эластичной муфты.

Карданный шарнир состоит из двух вилок 16 и 20, крестовины 21, игольчатых подшипников 18, уплотнительных 19 и стопорных 17 деталей. Подшипники крестовины смазываются при сборке и во время эксплуатации в смазке не нуждаются.

2. Карданская передача с асинхронными шарнирами

Асинхронный карданный шарнир (Рис.3.5) состоит из двух вилок 5 и 9, крестовины 7 с игольчатыми подшипниками 3 и сальниками 4. Стаканы подшипников 2 удерживаются в вилках крышками 1, закрепленными болтами 10 со стопорной пластиной. Для смазки подшипников иногда устанавливают масленку 8. В этом случае в крестовине устанавливается предохранительный клапан 6.

Из теории механизмов известно соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов жесткого карданного шарнира с двумя фиксированными осями качания (Рис.3.6).

$$\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha / \cos\gamma$$

Приняв условие $\gamma = \text{const}$ и дифференцируя по времени, получим:

$$\frac{1}{\cos^2 \beta} \frac{d\beta}{dt} = \frac{1}{\cos^2 \alpha \cos\gamma} \frac{d\alpha}{dt}$$

$d\alpha / dt = \omega_1$ – угловая скорость ведущего вала

$d\beta / dt = \omega_2$ – угловая скорость ведомого вала

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos^2 \beta}{\cos^2 \alpha \cos\gamma}$$

$$\cos^2 \beta = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \beta + 1} \quad \operatorname{tg}^2 \beta = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}$$

Так как $\operatorname{tg}^2 \beta = \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \beta + 1}$ и $\operatorname{tg}^2 \beta = \frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}$ получим:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\left(\frac{\operatorname{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma} + 1\right) \cos^2 \alpha \cos\gamma} = \frac{\cos\gamma}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos\gamma}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}$$

Отсюда

Если $\omega_1 = \text{const}$, ω_2 изменяется по косинусоидальному закону с периодом π

Степень неравномерности вращения ведомого вала оценивается коэффициентом неравномерности

$$K_{\text{кард}} = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1}$$

$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos\gamma}$ при $\cos\alpha = 1$ и $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos\gamma$ при $\cos\alpha = 0$. Тогда коэффициент неравномерности определяется:

$$K_{\text{кард}} = \frac{\frac{\omega_1}{\cos\gamma} - \omega_1 \cos\gamma}{\omega_1} = \frac{1}{\cos\gamma} - \cos\gamma = \frac{\sin^2\gamma}{\cos\gamma}$$

С увеличением γ коэффициент неравномерности интенсивно возрастает.

Карданская передача с двумя карданными шарнирами и валами, расположеннымными в одной плоскости представлена на рис.3.7.

α, β, φ - углы поворота ведущего, карданного и ведомого валов передачи,

γ_1 – угол между ведущим и карданным валами,

γ_2 – угол между карданным и ведомым валами.

Рассмотрим соотношение между углами поворота ведущего и ведомого валов. Для такой карданной передачи ведущие вилки карданных шарниров располагают под углом $\pi/2$ друг к другу.

$$\begin{aligned} \text{1-ый шарнир} \quad \operatorname{tg}\beta &= \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\gamma_1} & \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} &= \frac{\cos\gamma_1}{\operatorname{tg}\alpha} \\ \text{2-ой шарнир} \quad \operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) &= \frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)}{\cos\gamma_2} & \frac{1}{\operatorname{tg}\beta} &= \frac{\cos\gamma_2}{\operatorname{tg}\varphi} \end{aligned}$$

Отсюда $\frac{\cos\gamma_1}{\operatorname{tg}\alpha} = \frac{\cos\gamma_2}{\operatorname{tg}\varphi}$ $\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}\varphi} = \frac{\cos\gamma_1}{\cos\gamma_2}$ и, если $\gamma_1 = \gamma_2$, то $\varphi = \alpha$.

Равенство углов поворота ведущего и ведомого валов (синхронность вращения) карданной передачи с двумя шарнирами, ведущие вилки которых повернуты относительно друг друга на угол $\pi/2$, возможно в случае, если $\gamma_1 = \gamma_2$.

Применяемые на современных автомобилях шарниры неравных угловых скоростей на игольчатых подшипниках удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям при условии:

1. шарнир имеет рациональную конструкцию,
2. строгого соблюдения технологии производства,
3. обеспечения надежной смазки.

Ранние конструкции шарниров периодически смазывались жидким (трансмиссионным) маслом через масленку. Для предохранения сальников предусматривался предохранительный клапан. В настоящее время широко применяются шарниры, не требующие частого периодического смазывания (смазка №158, ЛИТОЛ-24, ФИОЛ-2У). Для удаления и добавления смазки шарнир приходится демонтировать. Иногда такие шарниры имеют масленку.

КПД карданного шарнира зависит от угла γ между валами. Увеличением γ КПД резко снижается. Поэтому силовой агрегат и ведущий мост иногда устанавливают в продольной плоскости с наклоном в $2\dots3^\circ$. Однако уменьшать γ до нуля недопустимо, появляется бринелирующее действие игл. Иглы должны перекатываться по шипу крестовины. Бринелирующее воздействие игл возрастает с увеличением суммарного межиглового зазора. Считается, что суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы (\varnothing иглы $2\dots3$ мм).

Крестовина шарнира должна строго центрироваться. Наличие зазора между торцом шипа и днищем стаканчика игольчатого подшипника недопустимо, так как нарушается балансировка вала. Карданный вал с шарнирами подвергается динамической

балансировке. Компенсирующим элементом, обычно, являются шлицы. С целью недопущения нарушения балансировки вала на обеих частях вала наносятся метки.

Большое значение имеет надлежащее смазывание шлицевого соединения. Обычно шлицевое соединение закрывают гофрированным резиновым чехлом. При отсутствии смазки и наличии абразива в шлицевом соединении осевое усилие при передаче крутящего момента $M_k = 2,0 \text{кНм}$ может достигать величины $P_x = 20,0 \text{кН}$.

1. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей.
2. Нагрузки в карданных передачах .

1. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей.

В основе всех конструкций карданных шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип – *точки контакта, через которые передаются окружные силы, находится в биссекторной плоскости валов.*

Окружная скорость точки контакта **O** $V_o = \omega_1 r_1$ и $V_o = \omega_2 r_2$, т.е.

$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, $r_1 = A \text{Osin}\alpha$ и $r_2 = B \text{Osin}\beta$. Тогда $\omega_1 A \text{Osin}\alpha = \omega_2 B \text{Osin}\beta$

Так как $\omega_1 = \omega_2$, следовательно $A \text{O} = B \text{O}$ и $\alpha = \beta$, т.е. точка **O** лежит в биссекторной плоскости.

Шарниры равных угловых скоростей применяются в приводе ведущих управляемых колес. Наибольшее распространение получили шариковые шарниры.

Четырехшариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Вейс») устанавливается на автомобилях УАЗ-469, ГАЗ-66, ЗИЛ-131 (Рис.3.9).

Одна пара шариков работает при движении автомобиля вперед, другая – назад. Канавки в кулаках 2 и 3 нарезаны по дуге окружности радиуса R' . Четыре шарика 6 располагаются на пересечении осей канавок 5 в биссекторной плоскости. Шарик 7 является центрирующим. Канавки выполняются таким образом, что центры окружностей, образующих оси канавок, находятся на расстоянии $a = (0,40...0,45)R$ от центра шарнира. Данный карданный шарнир обеспечивает угол между валами $\gamma = 30...32^\circ$.

Шарнир типа «Вейс» имеет определенные преимущества:

1. относительно малая трудоемкость изготовления,
2. простота конструкции,
3. низкая стоимость,
4. достаточно высокий КПД.

Однако ему присущи и недостатки:

1. Передача усилия производится двумя шариками при точечном контакте. В результате возникают большие контактные напряжения, что повышает износ. При работе шарнира действуют распорные нагрузки, деформирующие кулаки, что может привести к заклиниванию шарнира и потере управляемости.
2. Низкая долговечность (25...30 тыс.км пробега).

3. Неравномерный износ канавок по длине. Наибольший износ имеет место в средней части канавок, что соответствует прямолинейному движению автомобиля. При этом ненагруженные канавки изнашиваются больше, чем нагруженные. Объясняется это тем, что большую часть времени автомобиль движется с выключенным передним мостом. В это случае шарнир получает вращение от передних колес, и длительное время нагружается небольшим моментом сопротивления трансмиссии привода переднего моста.

Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Бирфильд») (Рис.3.10) на наружном конце карданного вала привода передних ведущих колес автомобиля ВАЗ-2108.

Ведущий кулак 4 закреплен на карданном валу 5. Наружная поверхность кулака выполнена по сфере радиуса R_1 с центром в точке **O**. На наружной поверхности кулака профрезерованы шесть меридианальных канавок. Канавки кулака имеют переменную глубину, так как они нарезаны по окружности радиуса R_3 , описанной из центра **O₁**. Центр

O₁ смещен относительно центра шарнира **O** на расстояние **a**. Корпус 1 соединен со ступицей колеса. Внутренняя поверхность корпуса также выполнена по сфере радиуса **R₂** с центром в точке **O**. На внутренней поверхности нарезаны шесть канавок переменной глубины. Канавки нарезаны по окружности радиуса **R₄** с центром в т. **O₂**, смещением относительно центра шарнира **O** на расстояние **a**. Сепаратор 3, в котором размещены шарики 2, имеет сферические наружную и внутреннюю поверхности с радиусами соответственно **R₂** и **R₁**.

В положении, когда валы шарнира сосны, шарики располагаются в плоскости, перпендикулярной осям валов и проходящей через центр шарнира **O** (обеспечивается селективной сборкой шарнира). При наклоне одного из валов **γ** на угол **γ** верхний шарик выталкивается вправо (пространство между канавками сужается), а нижний шарик выталкивается влево (пространство между канавками расширяется). Центры шариков всегда находятся на пересечении осей канавок. Это обеспечивает их расположение в биссекторной плоскости. Во избежание заклинивания шариков угол, под которым пересекаются оси канавок, должен быть не менее **11°20'**.

Шарнир равных угловых скоростей типа «Бирфильд» удовлетворительно работает при значении угла между валам **γ = 45°**. При малых углах **γ КПД_{шарн} > 0.99**, если **γ = 30° ⇒ КПД_{шарн} = 0,97**. Ресурс этого типа шарниров составляет примерно **150** тыс.км. Основной причиной преждевременного выхода из строя шарнира является повреждение защитного резинового чехла.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН) устанавливается на внутреннем конце карданного вала (Рис.3.11). Он позволяет компенсировать изменение длины карданного вала при деформации подвески.

Внутренняя поверхность корпуса 1 выполнена цилиндрической. На ней нарезаны шесть канавок эллиптического сечения. Глубина канавок постоянная. На наружной сферической поверхности кулака 3 также нарезаны шесть канавок параллельно оси вала. В канавках размещаются шесть шариков 2, установленных в сепараторе 4. Наружная поверхность кулака и внутренняя поверхность сепаратора выполнены сферическими с радиусом **R₁**.

Центр сферы **O₁** смещен относительно центра шарнира **O** на расстояние **a**. Сферическая наружная поверхность сепаратора радиусом **R₂** с центром **O₂**, смещенным на расстояние **a** от центра шарнира в противоположную сторону, переходит в коническую (угол конуса около **10°**). Это ограничивает угол между валами до **20°**.

Если провести оси, проходящие через центры шариков, параллельно осям канавок корпуса и кулака (Рис.3.11б), то при наклоне вала шарики устанавливаются на пересечении этих осей. При отклонении вала на угол **γ** плоскость, проходящая через центры шариков, отклонится на угол **β = 0,5γ**. Это видно из равнобедренного треугольника **AOB**. Сумма углов треугольника **90 - β + 90 - β + γ = 180**, откуда **β = 0,5γ**. Таким образом, шарики устанавливаются в биссекторной плоскости.

Осьное перемещение происходит по продольным канавкам корпуса, что увеличивает размеры шарнира. При осевых перемещениях шарики не перекатываются, а скользят, что снижает КПД шарнира.

Сдвоенный карданный шарнир (Рис.3.12) может применяться в приводе ведущих управляемых колес.

Два шарнира 1 неравных угловых скоростей объединяются двойной вилкой 2

Равенство угловых скоростей возможно только при равенстве углов **γ₁ = γ₂**, что в данной конструкции не соблюдается точно. При изломе вала плечо, связанное с левым валом остается постоянным, равным **a**, в то время, как плечо, связанное с правым валом будет равно **a + Δa**. При значении угла между валами **γ = 30°** неравномерность вращения ведомого вала не превышает 1%.

У двойного шарнира на игольчатых подшипниках наблюдается значительный износ подшипников и шипов крестовины. Это объясняется тем, что благодаря

преимущественно прямолинейному движению автомобиля иглы подшипника не перекатываются, в результате чего поверхности деталей, с которыми иглы соприкасаются, подвержены бринелированию, а сами иглы иногда сплющиваются.

Дисковый кулачковый карданный шарнир (Рис.3.13) применяется в приводе ведущих управляемых колес на автомобилях большой грузоподъемности (КамАЗ-4310, Урал-4320, КрАЗ-260 и др.).

Дисковый карданный шарнир представляет собой два шарнира неравных угловых скоростей с фиксированными осями качания. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей шарнир способен передавать значительный по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $\gamma = 45\ldots 50^\circ$. Шарнир состоит из двух вилок 1 и 4, двух кулаков 2 и 3 и диска 5. КПД такого шарнира ниже, по сравнению с шариковыми, так как для их элементов характерно трение скольжения. В эксплуатации наблюдается значительный нагрев шарнира, а иногда и задиры деталей шарниров в результате неудовлетворительного подвода смазочного материала.

2. Нагрузки в карданных передачах

Карданный шарнир неравных угловых скоростей

Шипы крестовины (Рис.3.14) проверяют по напряжениям изгиба и смятия, а крестовину (Рис.3.15) – по напряжению разрыва. Вилка шарнира испытывает напряжения изгиба и скручивания.

При малом угле излома вала карданный шарнир передает крутящий момент $M_p = M_{emax} I_{kl}$.

$$\sigma_i = \frac{M_p I_w}{0,4 r d_w^3}$$

Напряжение изгиба шипа крестовины $[\sigma_i] = 300 \text{ МПа}$

$$\tau = \frac{2M_p}{\pi r d_w^3}$$

Напряжение среза шипа крестовины $[\tau] = 60\ldots 80 \text{ МПа}$

Напряжение крестовины на разрыв силами $P\sqrt{2}$ в сечении А-А площадью $2F$

$$\sigma_p = \frac{\sqrt{2}M_p}{4rF} \quad [\sigma_p] = 100\ldots 150 \text{ МПа}$$

$$\sigma_i = \frac{cM_p}{2rW_u}$$

Напряжение изгиба вилки $[\sigma_i] = 60\ldots 80 \text{ МПа}$

W_u – момент сопротивления изгибу,

$$W_u = \frac{bh^2}{6} \quad \text{- для прямоугольного сечения,}$$

$$W_u = \frac{bh^2}{10} \quad \text{- для эллиптического сечения.}$$

$$\tau = \frac{aM_p}{2rW_{kp}}$$

Напряжение кручения вилки $[\tau] = 120\ldots 150 \text{ МПа,}$

W_{kp} – момент сопротивления кручению,

$$W_{kp} = \alpha bh \quad \text{- для прямоугольного сечения,}$$

$$W_{kp} = \frac{bh^2}{5} \quad \text{- для эллиптического сечения.}$$

Коэффициент α зависит от отношения h/b :

h				
b	1,0	1,5	2,0	2,5
α	0,208	0,231	0,246	0,258

0,267

Игольчатые подшипники

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник определяется выражением:

$$P_p \leq 7900 \frac{z_n l_n d_n}{3 \sqrt{\frac{n_m}{I_{k1}}} \operatorname{tgy} \gamma}$$

z_n – число иголок в подшипнике,

l_n – длина иголки,

d_n – диаметр иголки,

n_m – частота вращения коленчатого вала при M_{emax} ,

γ - угол между валами.

Шариковый карданный шарнир

Расчетный крутящий момент $M_p = M_{\text{emax}} I_0 I_{k1}$

Радиус окружности, на которой расположены центры шариков

$$R_{\text{ш}} = K_{\text{ш}} d_{\text{ш}}$$

$d_{\text{ш}}$ = 20...30мм – диаметр шариков,

$K_{\text{ш}}$ = 1,6...1,8 – коэффициент, характеризующий размеры шарнира.

Окружное усилие в шестишариковом шарнире

$$P = \frac{M_p}{6R_{\text{ш}} \cos \gamma}$$

$$\sigma_k = 5100 \left(\frac{P}{d_{\text{ш}}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Напряжение в контакте шариков с канавками

$[\sigma_k] = 2500 \dots 3500$ МПа Материал шариков ШХ15

Карданный вал

Карданный вал испытывает изгибающие, скручивающие и осевые нагрузки.

Изгибающие нагрузки возникают в результате неуравновешенности карданного вала. Неуравновешенность возрастает при износе шлицевого соединения и подшипников шарниров и приводит к вибрациям и шуму. Карданный вал подвергается тщательной динамической балансировке на специальных балансировочных стендах. Допустимый дисбаланс зависит, в основном, от частоты вращения вала и находится в пределах 15...100 гсм. Кроме этого проверяется биение карданного вала с шарнирами. Оно составляет 0,3...1,5 мм.

Хорошо уравновешенный вал в результате естественного прогиба от силы тяжести теряет устойчивость при определенной частоте вращения. Его прогиб возрастает настолько, что может вызвать разрушение вала. Этую частоту вращения называют **критической**.

Пусть в статическом положении ось вала смешена относительно оси вращения на расстояние e . При угловой частоте вращения ω под действием центробежных сил вал прогибается на величину f . Величина центробежной силы определяется $P_u = m_v (e+f) \omega^2$, где m_v – масса вала. Центробежная сила уравновешивается силой упругости $P_y = c_u f$, c_u –

$$f = \frac{m_v e \omega^2}{c_u - m_v \omega^2}$$

изгибная жесткость вала. $m_v \omega^2 (e + f) = c_u f$

$$c_u - m_v \omega^2$$

Если $c_n - m_b \omega^2 = 0$, то $f \rightarrow \infty$. Критическая угловая скорость

$$\omega_{kp} = \sqrt{\frac{c_n}{m_b}} \quad n_{kp} = \frac{30\omega_{kp}}{\pi}$$

$$c_n = \frac{gm_b}{f} = \frac{q_b L_b}{f}$$

Изгибная жесткость вала

q_b – сила тяжести, действующая на единицу длины вала,

L_b – длина вала.

Примем, что карданный вал является равномерно нагруженной балкой на двух опорах со свободными концами (Рис.3.17).

$$f = \frac{5q_b L_b^4}{384EJ_n}$$

Прогиб вала определится

$$J_n = \frac{\pi}{64(d_h^4 - d_b^4)}, \quad d_h, d_b \text{ – наружный и внутренний диаметры вала.}$$

$$m_b = \frac{\pi(d_h^2 - d_b^2)L_b \Pi_{mb}}{4}$$

Масса вала

Π_{mb} – плотность материала вала. Подставив m_b и f определим критическую частоту вращения карданного вала:

$$n_{kp} = \frac{12 * 10^4 \sqrt{d_h^2 + d_b^2}}{L_b} \quad \text{- полый вал,}$$

$$n_{kp} = \frac{12 * 10^4 d_h}{L_b} \quad \text{- сплошной вал.}$$

Если считать карданный вал балкой с защемленными концами, критическую частоту вращения вала следует увеличить 1,5...2,25 раза. Критическая частота вращения карданного вала в 1,5...2,0 раза должна превышать максимальную. Для повышения частоты вращения следует уменьшить длину вала и увеличить наружный и внутренний диаметры вала.

Скручивающие нагрузки зависят от крутящего момента, передаваемого валом. Кроме того, в трансмиссии возникают крутильные колебания, которые в случае резонанса могут быть значительными и даже разрушающими. Крутильные колебания гасятся демпфером в механизме сцепления. Применение упругих карданных шарниров (ВАЗ) также способствует поглощению энергии крутильных колебаний.

Трубчатый карданный вал изготавливают из малоуглеродистой стали (сталь 15, сталь 20), не подвергая его закалке. Толщина стенок составляет 2,0...3,5 мм. Напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau_{kp} = \frac{M_{e max} I_{k1} d_h}{0,2(d_h^4 - d_b^4)} \quad [\tau_{kp}] = 100...120 \text{ МПа}$$

Шлицевой наконечник и вилку изготавливают из углеродистой стали 30, 40, 35Х. Нашли применение трубчатые карданные валы из композиционных материалов – стеклопластиков, углепластиков, боропластиков. Плотность таких материалов примерно в 4-е раза меньше плотности стали, а по прочности они ей не уступают. Однако стоимость их высока.

Сплошные валы применяют в приводе управляемых колес. Напряжение кручения

$$\tau_{kp} = \frac{M_{e\max} I_{k1}}{0.2d_h^3}$$

составляет: $[\tau_{kp}] = 160...200 \text{ МПа}$

Угол закручивания карданного вала можно определить

$$\Theta = \frac{M_{e\max} I_{k1} L_b}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o – момент инерции сечения вала,

$$J_o = \frac{\pi(d_h^4 - d_b^4)}{64d_h}$$

- трубчатый вал,

$$J_o = \frac{\pi d_h^3}{64}$$

- сплошной вал,

$G = 850 \text{ ГПа}$ – модуль упругости при кручении. Допустимый угол закручивания вала – $7...8^\circ$ на 1 погонный метр.

Шлицевое соединение

Напряжение смятия шлицев

$$\sigma_{cm} = \frac{8M_{e\max} I_{k1}}{(d_{sh}^2 - d_{sw}^2)L_{sh}Z_{sh}} \quad [\sigma_{cm}] = 150...200 \text{ МПа}$$

d_{sh} , d_{sw} – наружный и внутренний диаметры шлицевого вала,

L_{sh} – длина шлицев,

Z_{sh} – число шлицев.

$$\tau_{cp} = \frac{M_{e\max} I_{k1}}{d_{sw} L_{sh} b_{sh} Z_{sh}}$$

Напряжение среза $[\tau_{cp}] = 150...200 \text{ МПа}$

b_{sh} – ширина шлица.

Осьевые нагрузки в карданной передаче возникают в шлицевом соединении.

Смазочный материал не удерживается в шлицевом соединении, и перемещения происходят в условиях граничного трения, Коэффициент трения при этом составляет $K_{tr} = 0,2...0,4$. Осьевые силы являются одной из главных причин снижения долговечности карданной передачи (в 2...3 раза меньше долговечности автомобиля). Осьева сила определяется

$$P_x = \frac{4M_{e\max} I_{k1} K_{tr}}{d_{sh} + d_{sw}}$$

Осьевую нагрузку можно снизить:

- увеличивая диаметр шлицев,
- уменьшая коэффициент трения.

Коэффициент трения снижается:

1. в три раза при покрытии шлицев полимерными материалами. Однако полимеры не выдерживают большой нагрузки.

2. в двадцать раз, заменив трение скольжения трением качения. Пример такой конструкции показан на рис.3.18.

Оригинальные игольчатые подшипники 1 связывают хвостовик 2 вилки карданного шарнира с карданным валом 3 и позволяют валу перемещаться в продольном направлении.

Существенно снизить осевые нагрузки в карданной передаче можно за счет кинематического согласования подвески и карданной передачи. При этом можно добиться минимальных перемещений в шлицевом соединении.

2. Наименование вопроса № 2. Общие сведения. Требования, классификация, применяемость главных передач. Нагрузки в главных передачах.

1. Общие сведения.

Мостом называется узел автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску с несущей системой. Мост воспринимает от колес силы и реактивные моменты, возникающие в результате взаимодействия колес с дорогой, и передает их подрессоренной части.

Функционально мосты подразделяют на ведущие, управляемые, управляемые ведущие и поддерживающие.

Ведущие мосты применяют в качестве заднего (и среднего) моста, управляемые — в качестве переднего моста грузовых автомобилей, а управляемые ведущие — в качестве переднего моста грузовых полноприводных автомобилей.

Управляемые задние мосты применяют исключительно на многоприводных автомобилях, специально предназначенных для движения по бездорожью, автомобиль с управляемыми задними колесами не может отъехать от тротуара без того, чтобы не наехать на него.

Поддерживающие мосты используют в качестве заднего или промежуточного моста с целью повышения грузоподъемности автомобиля.

2. Ведущий мост.

Ведущий мост представляет собой пустотелую балку, в которой размещены узлы трансмиссии: главная передача, дифференциал и полуоси. Концы балки используются для установки подшипников ступиц колес. Балка имеет фланцы для присоединения опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, а также площадки для крепления рессор или кронштейны для установки подвески других типов.

Ведущий мост воспринимает передаваемые через подшипники ступиц колес вертикальные, боковые и продольные реакции, возникающие в точках контакта колес с опорной поверхностью, а также реактивный тяговый момент, передаваемый через подшипники шестерни главной передачи, и реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов. Ведущий мост передает силы и моменты на подрессоренную часть через продольные листовые рессоры или через направляющие устройства и упругие элементы подвески других типов.

Балка ведущего моста должна удовлетворять следующим требованиям:

надежно защищать от проникновения воды, грязи и от повреждений механизмы трансмиссии, расположенные в балке;

иметь высокую жесткость (максимальный статический прогиб не должен превышать 1,5 мм на 1 м колеи), для того, чтобы обеспечить нормальные условия работы зубчатых зацеплений и не создавать дополнительное напряжение изгиба в полуосях;

при минимальной массе обладать гарантированной прочностью и долговечностью в пределах срока службы автомобиля;

обеспечивать достаточный дорожный просвет;

обеспечивать доступ ко всем укрепленным на балке механизмам и устройствам для обслуживания и ремонта;

быть технологичной в изготовлении.

Конструктивные схемы балок ведущих мостов. Наибольшее распространение получили три конструктивные схемы балок ведущих мостов.

1. Цельная балка, у которой средняя часть выполнена плоской, открытой с обеих сторон. К одной из сторон болтами крепят картер главной передачи, а отверстие с другой стороны закрывают приваренной или установленной на болтах крышкой. Балки могут быть сварными из двух половин, штампованных из листового материала, соединенных продольными швами с цапфами или фланцами по концам (рис 1, а), или литыми (рис. 1,

б). В этом случае в балку запрессовывают усиливающие трубы, используемые в качестве цапф подшипников ступиц колес.

2. Балка, образованная картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей с фланцами на наружных концах (рис. 1, в). В этом случае картер главной передачи имеет с задней стороны отверстие, что позволяет собирать и регулировать механизм моста. Отверстие закрывают крышкой, прикрепляемой болтами.

3. Балка с поперечным разъемом, образованная картером главной передачи и крышкой картера с гнездом для подшипника дифференциала, в которые запрессованы кожухи полуосей с фланцем или цапфой на наружном конце (рис. 1, г).

При применении цельной балки заднего моста (см. рис. 1, а и б) можно легко демонтировать главную передачу, представляющую собой отдельный сборочный узел, не нарушая при этом регулировок подшипников и пятна контакта зубьев.

Сварные штампованные из листового материала балки имеют меньшую массу и технологичнее в производстве, чем литые, поэтому их применяют на легковых и грузовых автомобилях массового производства. Поперечное сечение таких балок изменяется по длине от круглого у концов до прямоугольного в центральной части. Толщина исходного материала меняется в широких пределах (от 3,5 мм для мостов легковых автомобилей до 10 мм для мостов грузовых) в зависимости от нагрузки и характера работы моста.

Литые балки в меньшей мере отвечают условиям массового производства, область их применения — грузовые автомобили большой грузоподъемности. Такие балки имеют прямоугольное по всей длине поперечное сечение. Для повышения жесткости в балках делают внутренние перегородки, используемые в качестве опор усиливающих труб. Литые балки имеют толщину стенок 8—10 мм.

Балка, образованная картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей (см. рис. 1, в), обладает высокой жесткостью, что способствует снижению уровня шума при работе моста. Крышка картера не несет нагрузки, что исключает возможность возникновения утечки масла через стык. Балки такого типа в сочетании с полуразгруженными полуосями применяют в ряде мостов легковых автомобилей.

Балка с поперечным разъемом (см. рис. 1, г) отвечает требованиям массового производства, относительно проста в изготовлении и сборке, имеет небольшую массу, но не лишена недостатков. К ним относятся невозможность регулировки предварительного натяга подшипников дифференциала, ограниченная возможность регулировки пятна контакта шестерен из-за того, что нельзя отрегулировать осевое положение ведомого зубчатого колеса, поэтому мосты с такой балкой при работе создают повышенный шум. Наличие поперечного разъема балки, нагруженной изгибающим моментом, вынуждает регулярно проверять затяжку болтов, соединяющих картер и крышку, для предупреждения течи масла. Этого типа балка была необходима при применении полуосей, выполненных как одно целое с полуосевыми шестернями.

Таблица 1. Материалы, применяемые для основных деталей балок ведущих мостов.

Деталь	Марка материала, твердость сердцевины	Метод упрочнения, твердость поверхности
Сварная штампованная балка: средняя часть	Листовая сталь 10, 17ГС; листовая сталь 40, HB 187—229	—
цапфа Литая балка	Сталь 35, 40, HB 269—321 Сталь 30Л, 40Л, модифицированный ковкий чугун КЧ 35-10, КЧ 37-12	—
Усилильная труба	Бесшовная труба, сталь 45, 40Х	Закалка с нагревом ТВЧ на глубину 1,5—2,0 мм, HB 235—321
Кожух полусоси	Бесшовная труба, сталь 45, 40Х, HB 179—207	—

Размеры поперечного сечения балки ведущего моста. Схема, конструкция и размеры главной передачи и дифференциала определяют размеры балки ведущего моста.

Предварительно размеры поперечного сечения сварной штампованной балки или кожуха полуоси в месте крепления рессоры при компоновке моста можно определить по моменту сопротивления изгибу (в см³), определенному по эмпирической формуле

$$W = m_3 l / 2600$$

где m_3 — масса подрессоренной части автомобиля, приходящаяся на рассматриваемый мост, кг; l — расстояние от центральной плоскости колеса до середины опорной площадки рессоры.

Напряжения, действующие в балке ведущего моста. Напряжения в балке рассчитывают для различных случаев нагружения: при максимальной силе тяги или максимальной тормозной силе; при заносе и при переезде препятствия.

При действии максимальной силы тяги или максимальной тормозной силы (рис. 2) принимают, что коэффициент сцепления колеса с дорогой $\mu = 0.8$.

Максимальная возможная сила тяги или тормозная сила на колесе

$$P_{k(\tau)} = \varphi R_{z3},$$

где R_{z3} — реакция на колесо, вычисленная с учетом перераспределения нагрузки между мостами при разгоне или торможении автомобиля

$$R_{z3} = (m_{a3}g/2)m_{k(\tau)}$$

m_{a3} — доля полной массы автомобиля, приходящаяся на колеса рассматриваемого моста; $m_{k(\tau)}$ — коэффициент перераспределения нагрузки на колеса переднего и заднего мостов.

При разгоне

$$m_k = 1 \mp \varphi h_g / L;$$

при торможении

$$m_\tau = 1 \pm \varphi h_g / L$$

(верхние знаки относятся к переднему мосту, нижние — к заднему).

Изгибающие моменты, создаваемые R_{z3} в вертикальной плоскости и $P_{k(\tau)}$ в горизонтальной, достигают максимальных значений в сечении I - I (в месте крепления рессоры).

Если принять, что на балку действует сила, равная вертикальной реакции в точке контакта колеса с опорной поверхностью, то

$$M_B = R_{z3}l; \quad M_\Gamma = \varphi R_{z3}l,$$

где l — расстояние от центральной плоскости колеса до места крепления рессоры.

Реактивный крутящий момент, создаваемый силой тяги, действует на балку на участке от оси шестерни главной передачи до места крепления рессоры, а реактивный тормозной момент - на участке от фланца крепления суппорта тормозного механизма до места крепления рессоры:

$$T = \varphi R_{zz} r_k.$$

При круглом трубчатом сечении балки суммарный момент в опасном сечении (месте крепления рессоры) согласно теории наибольших касательных напряжений

$$M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2 + T^2}$$

и результирующее напряжение в месте крепления рессоры

$$\sigma_{рез} = M_\Sigma / W.$$

При прямоугольном сечении балки напряжения изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях складываются. Поэтому вычисляют моменты сопротивления сечения изгибу в вертикальной W_B и горизонтальной W_Γ плоскостях, а также кручению W_K и определяют напряжения изгиба и кручения по следующим формулам:

$$\sigma_u = M_B/W_B + M_\Gamma/W_\Gamma; \quad \tau = T/W_K$$

Момент сопротивления кручению для прямоугольного сечения с одинаковой толщиной \square стенок $W_K = 2(h - \delta)(b - \delta)\delta$,

где h и b — наружные размеры поперечного сечения.

Полученные напряжения не должны превышать

$[\square] = 300\text{-}500 \text{ МПа};$

$[\square] = 1504\text{-}400 \text{ МПа}.$

Меньшие значения напряжений относятся к литым балкам из ковкого чугуна, большие - к сварным, штампованным из листовой стали.

При заносе (рис. 3) реакции в продольной плоскости отсутствуют.

Вертикальные и горизонтальные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью для случая скольжения

$$\begin{aligned} R_{z_{зл}} &= (m_{az}g/2)(1 + \varphi'2h_g/B); \\ R_{z_{зп}} &= (m_{az}g/2)(1 - \varphi'2h_g/B); \\ R_{y_{зл}} &= \varphi'R_{z_{зл}}; \\ R_{y_{зп}} &= \varphi'R_{z_{зп}}. \end{aligned}$$

автомобиля влево, определяют по формулам соответственно:

При боковом скольжении коэффициент сцепления колеса с дорогой принимают равным $j' = 1$.

$$M_n = R_{y_{зл}} r_k;$$

$$M_u = R_{z_{зп}} l + R_{y_{зп}} r_k.$$

В случае скольжения автомобиля влево изгибающий момент на левой стороне балки достигает максимального значения в сечении I — I (рис. 3), соответствующем центральной плоскости колеса, а изгибающий момент на правой стороне балки — в сечении II — II — месте крепления рессоры

$$\sigma_u = M_B/W$$

При переезде препятствия предполагают, что продольные и поперечные силы в точках контакта колес с опорной поверхностью отсутствуют, а вертикальные реакции достигают максимального значения $RZ_3KД$, где $KД$ - коэффициент динамичности, который принимают равным 2,5 для грузовых автомобилей и 1,75 для легковых. Эпюра изгибающих моментов M_B соответствует первому случаю нагружения (см. рис. 2), и напряжение изгиба в месте крепления рессоры определяют по формуле

Напряжение не должно превышать значений, приведенных для первого случая нагружения.

При движении автомобиля по неровной дороге вертикальное ускорение моста может достигать значения $10g$ и превышать статическую нагрузку от силы тяжести подпрессоренной части, поэтому литые балки ведущих мостов грузовых автомобилей, имеющие относительно большую массу, должны быть проверены с учетом сил инерции от собственной массы моста. Для этого балку (рис. 4) разделяют вертикальными плоскостями на отдельные участки и рассчитывают массу этих участков. Далее рассчитывают массы узлов и деталей, укрепленных на балке (кроме тех частей, сила тяжести которых непосредственно воспринимается колесами - на рисунке изображены штрихпунктирными линиями), и доли этих масс, приходящихся на каждую из тех точек, где они присоединяются к балке. Затем, задаваясь определенным значением ускорения, строят эпюру изгибающих моментов MJ . Значения момента MJ должны быть прибавлены к значениям момента MB при расчете напряжений, соответствующих первому случаю нагружения.

Напряжения в балке с запрессованными усиливающими трубами. Для определения напряжений изгиба в балке с запрессованными усиливающими трубами можно принять, что изгибающий момент в каждом сечении делится между балкой и усиливающей трубой пропорционально их осевым моментам инерции в плоскости действия момента.

$$q = \frac{2EA}{\epsilon D}$$

В местах запрессовки в балке и трубе возникают дополнительные напряжения: растяжения в балке и сжатия в трубе. Если предположить, что балка, усиленная перегородкой, не деформируется, а посадка осуществляется только за счет деформации трубы, у которой толщина стенки невелика по сравнению с диаметром, то можно считать, что распределенная радиальная реакция трубы, приходящаяся на единицу длины окружности, а напряжение сжатия в трубе

$$\sigma = E/\epsilon$$

где E — модуль упругости для стали; A — площадь сечения трубы на длине запрессовки,

$$A = (D_1 - d_1) \Delta/2;$$

D_1 — наружный диаметр трубы; d_1 — внутренний диаметр трубы; Δ — толщина перегородки; Δ — относительный натяг в соединении;

$$\epsilon = (D_1 - D)/D$$

(см. рис. 1, б); D — диаметр отверстия в перегородке балки.

Значение q позволяет рассчитать силу трения,держивающую трубу в балке, при выбранном значении относительного натяга.

Прогибы балки. Показателем изгибной жесткости служит максимальный прогиб балки, имеющей опоры в местах, соответствующих центральным плоскостям колес, и нагруженной силой тяжести подпрессоренной части в местах крепления рессор или упругих элементов других типов.

Для расчета прогиба можно использовать графоаналитический метод. Для этого строят эпюру изгибающих моментов в балке при перечисленных выше условиях нагружения.

$$M' = MJ_{max}/J$$

Балку условно разделяют на отдельные участки, для которых поперечное сечение может быть принято постоянным, и вычисляют для этих участков значения осевых моментов инерции. Затем эпюру изгибающих моментов преобразуют для фиктивной балки постоянной жесткости пересчетом ординат на наибольший момент инерции J_{max}

На этой основе строят эпюру изгибающих моментов в фиктивной балке с постоянным моментом инерции J_{max} по всей длине.

Затем определяют опорные реакции этой фиктивной балки от действия фиктивной нагрузки и вычисляют для каждого сечения изгибающий момент M_f от действия фиктивной нагрузки.

Прогиб в каждом сечении действительной балки пропорционален изгибающему моменту от действия фиктивной нагрузки в фиктивной балке

$$f = M_f / (EJ_{\max}),$$

где M_f — момент; f — стрела прогиба

3. Управляемый мост.

Управляемый мост состоит из балки и поворотных кулаков, шарнирно соединенных с ней при помощи шкворней. Поворотные кулаки, выполненные вместе с цапфами подшипников ступиц колес и фланцами для крепления опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, воспринимают и передают на балку вертикальные, боковые и продольные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, а также реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов, которые передаются на подрессоренную часть через элементы подвески.

Управляемый мост должен удовлетворять перечисленным ниже требованиям:
обеспечивать стабилизацию и иметь развал управляемых колес;
обеспечивать необходимые углы поворота кулаков вперед и назад;
допускать пониженное расположение силового агрегата, что позволяет уменьшить высоту центра массы автомобиля;
обладать достаточной жесткостью, чтобы не возникало существенных деформаций от усилий, действующих со стороны рулевого механизма и реакций колес;
при минимальной массе обладать гарантированными прочностью и долговечностью в пределах всего срока службы автомобиля.

Конструкция управляемого моста. На рис. 5 показана конструкция управляемого моста. Балка представляет собой поковку двутаврового сечения, постепенно переходящего на концах, где расположены бобышки с отверстием для шкворня, в прямоугольное. Средняя часть балки, на которой располагаются площадки крепления рессор, опущена относительно концов, чтобы как можно ниже расположить силовой агрегат. Нижний торец бобышки балки опирается на поворотный кулак через опорный подшипник, состоящий из стального опорного кольца и шайбы из графитизированной бронзы, или через упорный шариковый или роликовый конический подшипник. Для регулировки осевого зазора между верхним торцом бобышки балки и поворотным кулаком помещают регулировочные прокладки.

Оси шкворней наклонены в поперечной и продольной плоскостях для обеспечения стабилизации управляемых колес. Колеса установлены с углами развала и схождения для того, чтобы уменьшить сопротивление качению и износ шин.

Таблица 2. Материалы, применяемые для основных деталей управляемых мостов.

Деталь	Марка стали, твердость сердцевины	Метод упрочнения, твердость поверхности
Балка	45, 30Х, 40Х, <i>HB</i> 241—285	—
Поворотный кулак Шкворень	30Х, 40Х, <i>HB</i> 241—285 45, 50 20Х, 20ХН, 18ХГТ	Накатка галтели цапфы Закалка с нагревом ТВЧ на глубину 1,5—2,0 мм, <i>HRC</i> 57—65 Цементация на глубину 1,0—1,5 мм, <i>HRC</i> 56—62

Определение размеров основных деталей управляемого моста. Двутавровое сечение балки обеспечивает ей большую жесткость и прочность в вертикальной плоскости при минимальной массе.

Рекомендуемые соотношения размеров двутаврового сечения показаны на рис. 6. Штриховой линией показано эквивалентное сечение. Момент сопротивления сечения в вертикальной плоскости $WB = 20a^3$, а в горизонтальной $WG = 5,5a^3$.

На участке между площадками крепления рессор балка сохраняет постоянное сечение.

При компоновке моста для предварительного выбора момента сопротивления изгибу балки (в см^3) в месте крепления рессоры можно пользоваться следующей эмпирической формулой, полученной в результате проверки ряда мостов:

$$W = m_{\Pi} l / 2200$$

где m_{Π} — масса подрессоренной части автомобиля, приходящаяся на рассматриваемый мост, кг;

l — расстояние от центральной плоскости колеса до середины опорной площадки рессоры, см.

Высоту концевой бобышки балки принимают примерно равной высоте поперечного сечения балки, а диаметр шкворня 0,35-0,45 высоты концевой бобышки.

Длину втулок поворотного кулака принимают равной 1,25-1,50 диаметра шкворня. Напряжения, действующие в деталях управляемого моста. Задачей расчета является определение напряжения в балке, поворотных кулаках, шкворне, втулках поворотного кулака и опорных подшипниках (шайбах) для двух случаев нагружения: при торможении и при заносе.

Расчетную схему (рис. 7) составляют, считая, что углы поперечного и продольного наклона шкворня, а также раз渲а колеса равны нулю, а оси цапф обоих поворотных кулаков совпадают и располагаются в одной поперечной вертикальной плоскости с осями шкворней.

Балка при торможении. При торможении на балку действует вертикальная реакция $R_{z\Pi}$, приложенная в центральной плоскости колеса, и тормозная сила на колесе P_t .

С учетом перераспределения нагрузки между мостами при торможении автомобиля

$$R_{z\Pi} = (m_{a\Pi} g / 2) m_t$$

Тормозная сила на колесе

$$P_t = \varphi R_{z\Pi}$$

Изгибающие моменты от $R_{z\Pi}$ в вертикальной и горизонтальной плоскостях имеют максимальные значения в местах крепления рессор:

$$\left. \begin{array}{l} M_B = R_{z\Pi} l_2; \\ M_\Gamma = \varphi R_{z\Pi} l_2. \end{array} \right\}$$

Реактивный тормозной момент, действующий на участке от отверстия для шкворня до места крепления рессоры $T = P_{\tau} r_k = \varphi R_z \tau r_k$.

При этом

$$\sigma_u = M_B/W_B + M_\Gamma/W_\Gamma = R_{z_{\text{пп}}} l_2 [(W_\Gamma + \varphi W_B)/W_B W_\Gamma]$$

$$\tau = T/(J_k/\delta_{\max}),$$

где J_k - момент инерции при кручении; δ_{\max} - наибольшая толщина сечения балки.

$$J_k = 0,4 \Sigma h \delta^3,$$

Для двутаврового сечения

где d - короткая, h - длинная стороны прямоугольников, на которые можно разбить сечение.

Напряжения не должны превышать $[\sigma]_i = 300$ МПа, $[\sigma] = 150$ МПа.

При определении моментов сопротивления площадку крепления рессоры не принимают во внимание.

Балка при заносе. Вертикальные и горизонтально реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, определяют по формулам, приведенным при расчете заднего моста, подставляя $R_{Z\Pi}$ и $R_{Y\Pi}$ вместо R_{Z3} и R_{Y3} и тан вместо тан. Коэффициент сцепления колеса с дорогой при боковом скольжении j' принимают равным единице.

В случае скольжения автомобиля влево (см. рис. 7) изгибающий момент на левой стороне балки имеет максимальное значение в сечении / - / по оси отверстия для шкворня, а изгибающий момент на правой стороне балки — в сечении // - // в месте крепления рессоры:

$$\left. \begin{array}{l} M_{\text{л}} = R_{z_{\text{пп}}} l_1 - R_{y_{\text{пп}}} r_k; \\ M_{\text{п}} = R_{z_{\text{пп}}} l_2 + R_{y_{\text{пп}}} r_k. \end{array} \right\}$$

Поворотный кулак (рис. 8, а). Опасным сечением поворотного кулака является сечение III - III у галтели цапфы диаметром $d_{\text{Ц}}$. Так как реактивный крутящий момент прикладывается на фланце крепления опорного диска или суппорта тормозного механизма, то при торможении у галтели действуют только изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях, которые могут быть определены по формулам для изгибающих моментов от $R_{Z\Pi}$, где l_2 следует заменить на l_3 . Напряжение

$$\sigma_u = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2}/W = R_{z_{\text{пп}}} l_3 \sqrt{1 + \varphi^2}/(0,1 d_{\text{ц}}^3),$$

изгиба в этом сечении

Напряжение не должно превышать $[\sigma]_i = 550$ МПа.

При заносе изгибающие моменты в опасных сечениях правого и левого поворотных кулаков неодинаковы. Их значения могут быть найдены по формулам для $M_{\text{л}}$ и $M_{\text{п}}$, приведенным выше, в которых l_1 и l_2 следует заменить на l_3 .

Шкворень и втулки поворотного кулака. При торможении и заносе на шкворень в местах, соответствующих серединам верхней и нижней втулок поворотного кулака, отстоящих одно от другого на расстоянии $(a+b)$, действуют в поперечной (рис. 8, б) и продольной (рис. 8, в) плоскостях усилия, перпендикулярные к оси шкворня.

При торможении момент, создаваемый вертикальной реакцией опорной поверхности, уравновешивается моментом пары сил Q_{MZ}

$$Q_{Mz} = R_{z_{\text{пп}}} l_1/(a + b);$$

$$R_{z_{\text{пп}}} = (m_{\text{ап}} g/2) m_{\tau}.$$

действующих в поперечной плоскости (см. рис. 8, б):

$$Q_{M\tau} = \varphi R_{z_{\text{пп}}} r_k/(a + b),$$

Реактивный тормозной момент уравновешивается моментом пары сил $QM\Box$, действующих в продольной плоскости (рис. 8, в):

$$Q_{\tau B} = P_{\tau}a/(a+b) \text{ и } Q_{\tau H} = P_{\tau}b/(a+b).$$

а реактивная тормозная сила $P\Box$ — силами, действующими в серединах соответственно верхней и нижней втулок:

$$N = P_{\tau}l_1/s.$$

Реактивная тормозная сила $P\Box$, действующая на плече 11 (рис. 8, г), создает в тяге рулевой трапеции усилие, которому противодействует такое же усилие, создаваемое на поворотном кулаке противоположного колеса. Оно будет сжимающим при заднем расположении рулевой трапеции и растягивающим при переднем расположении. Сила в тяге рулевой трапеции при движении автомобиля по прямой

$$Q_{MN} = Nl_4/(a+b).$$

Эта сила действует в поперечной плоскости на расстоянии 14 ниже оси цапфы. Ее можно перенести в точку пересечения осей шкворня и цапфы, приложив момент Nl_4 (см. рис. 8, б). Момент Nl_4 уравновешивается моментом пары сил, действующих в поперечной плоскости:

$$Q_{NB} = Na/(a+b) \text{ и } Q_{NH} = Nb/(a+b)$$

а усилие N — силами, действующими в серединах соответственно верхней и нижней втулок:

$$Q_H = \sqrt{(Q_{Mz} + Q_{MN} + Q_{NH})^2 + (Q_{M\tau} + Q_{\tau H})^2}.$$

Согласно рис. 8, б и в результирующее усилие на нижней втулке

$$Q_B = \sqrt{(Q_{Mz} + Q_{MN} - Q_{NB})^2 + (Q_{M\tau} - Q_{\tau B})^2}$$

на верхней

$$Q_{\text{торм}} = Q_H$$

Таким образом, при торможении наиболее нагруженным является нижний конец шкворня:

$$Q_{\text{лев}} = (R_{z\text{пп}}l_1 - R_{y\text{пп}}r_k)/(a+b) = [(1 + \varphi 2h_g/B)(l_1 - \varphi r_k)/(a+b)] R_{z\text{пп}};$$

$$Q_{\text{прав}} = (R_{z\text{пп}}l_1 + R_{y\text{пп}}r_k)/(a+b) = [(1 - \varphi 2h_g/B) \times (l_1 + \varphi r_k)/(a+b)] R_{z\text{пп}},$$

При заносе силы и моменты действуют только в поперечной плоскости. Для шкворней левого и правого поворотных кулаков силы QMz различны; их определяют соответственно по следующим формулам:

где

$$R_{z\text{пп}} = m_{\text{ав}}g/2$$

Шкворень диаметром $d\Box$ рассчитывают на изгиб и срез в сечении, совпадающем с нижним торцом бобышки балки. За расчетное усилие Q_p принимают наибольшую из сил $Q_{\text{ТОРМ}}$ или $Q_{\text{ЗАН}}$ (наибольшее из значений для левого или правого поворотного кулака).

$$\sigma_u = Q_p h / (0,1 d_w^3) \text{ и } \tau_{cp} = 4Q_p / (\pi d_w^2).$$

Для шкворня напряжения изгиба и среза

Напряжения не должны превышать $[\Box I] = 500 \text{ МПа}$, $[\Box cp] = 100 \text{ МПа}$

Напряжение смятия втулки

$$\sigma_{cm} = Q_p / (l_{vt} d_w)$$

рассчитывают для двух условий: для наибольшей из результирующих сил при торможении или при заносе $Q_p = Q_{\text{торм}} (Q_{\text{зан}})$.

При этом

$$[\sigma_{\text{см}}] \leq 50 \text{ МПа.}$$

При статическом нагружении

$$Q_p = Q_{Mz} = R_{\text{пп}} l_1 / (a + b) = 0,5 m_{\text{ав}} g l_1 / (a + b)$$

при этом

$$[\sigma_{\text{см}}] \leq 1,5 \text{ МПа.}$$

Расчет опорного подшипника поворотного кулака. Расчет заключается в определении эквивалентной статической нагрузки в соответствии с ГОСТ 18854-82 «Подшипники качения. Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки».

За расчетный режим для роликового конического подшипника поворотного кулака принимают движение с постоянной скоростью, $v_a = 40 \text{ км/ч}$ криволинейной траектории радиусом $R = 50 \text{ м}$ или $V_a = 20 \text{ км/ч}$ при $R = 12 \text{ м}$.

$$R_z = (m_{\text{ав}} g / 2) [1 + (2h_g / B) (v_a^2 / Rg)]$$

Вертикальная реакция в точке контакта колеса с опорной поверхностью для наиболее нагруженного наружного по отношению к центру поворота колеса

$$R_z = 1,25 m_{\text{ав}} g / 2$$

Если принять, что на поворотный кулак действует усилие, равное вертикальной реакции в точке контакта, и предположить, что $h_g / B = 0.5$, то

$$F_a = 0,625 m_{\text{ав}} g$$

и осевая нагрузка на опорный подшипник

В связи с относительно небольшим угловым перемещением и опасностью поверхностного разрушения колец подшипник выбирают по статической грузоподъемности C_0 , принимая эквивалентную статическую нагрузку $P_0 = (0,5 - 0,33) C_0$.

За расчетный режим для опорной бронзовой шайбы, применяемой в управляемых мостах вместо роликового конического подшипника, принимают статическую нагрузку при полной массе автомобиля

$$F_a = m_{\text{ав}} g / 2$$

При этом напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 4F_a / [\pi (D^2 - d^2)],$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры шайбы. Обычно $[\sigma_{\text{см}}] \leq 30 \text{ МПа}$.

Поворотный кулак и детали шкворневого узла при передней независимой подвеске. Приведенные выше расчеты напряжений, действующих в поворотном кулаке, шкворне, втулках и опорной шайбе поворотного кулака при управляемом мосте и допустимые значения напряжений, а также методы подбора опорного подшипника поворотного кулака могут быть распространены на аналогичные детали передней независимой подвески.

4. Управляемый ведущий мост.

На полноприводных автомобилях управляемый мост выполняют одновременно ведущим. Обычно управляемый ведущий мост бывает несимметричным, так как главная передача и дифференциал должны быть смещены вправо или влево от плоскости симметрии автомобиля, чтобы обеспечить необходимый зазор между масляным картером

двигателя и карданной передачей, соединяющей главную передачу этого моста с раздаточной коробкой.

Балки управляемых мостов выполняют цельными или разъемными, сварными штампованными или литыми. На концах балки имеются фланцы, к которым болтами укрепляют шаровые опоры поворотного устройства управляемых колес. Шаровая опора имеет два соосно расположенных радиальных отверстия, используемых для центровки коротких, приваренных к шаровой опоре шипов, исполняющих функции шкворня. Шипы располагают на шаровой опоре так, чтобы получить необходимые углы поперечного и продольного наклонов шкворня.

Поворотные кулаки обычно выполняют сборными, состоящими из корпуса и цапфы с фланцем. Корпус кулака устанавливают на шипах шаровой опоры с помощью роликовых конических подшипников. В центральные отверстия шаровой опоры и цапфы запрессовывают втулки из антифрикционного материала, используемые для центровки шарнира равных угловых скоростей.

Для определения напряжений, действующих в деталях управляемого ведущего моста, используют соответствующие зависимости, приведенные выше для ведущего и управляемого мостов.

3 Наименование вопроса № 3 Требования, классификация, применяемость дифференциалов. Кинематические и динамические связи в дифференциале. Нагрузки и расчет дифференциала.

1. Требования, классификация, применяемость дифференциалов

Дифференциалом называется механизм трансмиссии, распределяющий крутящий момент между колесами или мостами (бортами) и позволяющий ведомым валам вращаться с различными угловыми скоростями. Требования, предъявляемые к дифференциалам:

- распределение крутящего момента, обеспечивающего наилучшие эксплуатационные свойства (максимальную тяговую силу, хорошие устойчивость и управляемость),
- общие требования.

Классификация дифференциалов приведена на рис. 4.23.

Дифференциал впервые был применен на паровом автомобиле в 1897 году. В настоящее время все автомобили имеют межколесные дифференциалы. Межосевые дифференциалы применяются на многоприводных автомобилях для предотвращения циркуляции мощности.

Межколесные дифференциалы, обычно, выполняют коническими шестернями, реже – цилиндрическими.

Межосевой дифференциал устанавливается в раздаточной коробке (Урал-375, КрАЗ-260) или в приводе главных передач (КамАЗ-5320). Симметричный межосевой дифференциал устанавливается в трансмиссии двухосных полноприводных автомобилей (ВАЗ-2121) или между равнонагруженных мостов тележки трехосного автомобиля. Несимметричный дифференциал устанавливается на автомобиле, если момент между мостами распределяется не поровну (на автомобиле Урал-4320 нагрузка на передний мост составляет около 30%). В качестве межосевых применяются как конические, так и цилиндрические дифференциалы.

Межбортовые дифференциалы применяют на специальных многоприводных автомобилях. В таких трансмиссиях иногда устанавливают по бортам межосевые дифференциалы.

Принудительную блокировку дифференциалов используют для повышения проходимости автомобиля. В некоторых конструкциях принудительно блокируется только межосевой дифференциал (КамАЗ-5320), иногда принудительно блокируются как

межосевой, так и межколесный дифференциалы. Она обычно осуществляется с места водителя электропневматическим приводом.

Из самоблокирующихся дифференциалов наибольшее распространение получили дифференциалы повышенного трения. Несколько реже применяются самоблокирующие дифференциалы (муфты) свободного хода.

2. Кинематические и динамические связи в дифференциале

Кинематические связи в дифференциале

Дифференциал представляет собой трехзвенный планетарный механизм с двумя степенями свободы. Он состоит из:

- водила (коробка дифференциала),
- сателлиты,

- полуосевые шестерни. На рис. 4.24 представлены шестеренчатые дифференциалы с постоянным соотношением крутящих моментов.

Здесь показаны конический и цилиндрический симметричные дифференциалы (рис. 4.24а и б), конический и цилиндрический несимметричные дифференциалы (рис. 4.24в и г).

Для вывода уравнения кинематики дифференциала воспользуемся приемом остановки водила. Тогда внутреннее передаточное число (кинематический параметр) дифференциала будет равно:

$$i = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{\omega_1 - \omega_d}{\omega - \omega_d}$$

здесь Z_1, Z_2 – числа зубьев полуосевых шестерен,

$\omega_1, \omega_2, \omega_d$ – угловые скорости полуосевых шестерен и коробки дифференциала.

Из этого уравнения получаем $\omega_1 - i\omega_2 = \omega_d(1 - i)$. Если кинематический параметр $i = -1$, т.е. $Z_1 = Z_2$ (знак «-» указывает на вращение выходных валов в разные стороны при остановленном водиле), то дифференциал симметричен. Если $i \neq 1$ – дифференциал несимметричен. Для симметричного дифференциала $\omega_1 + \omega_2 = 2\omega_d$.

Силовые соотношения в дифференциале

Из условия равновесия дифференциала: $M_1 + M_2 = M_d$,

здесь M_1, M_2 – моменты на отстающей и забегающей полуосях,

M_d – момент на корпусе дифференциала.

Из уравнения мощностного баланса дифференциала: $N_1 + N_2 = N_d - N_{trd}$,

где N_o, N_z – мощности на полуосях,

N_d – мощность подводимая к дифференциалу,

N_{trd} – потери мощности на трение в дифференциале.

$$M_1\omega_1 + M_2\omega_2 = \frac{M_d(\omega_1 + \omega_2)}{2} - N_{mpd}$$

Тогда

Примем, что индексы «1» относятся к забегающей полуоси, а «2» - к отстающей, получим значения моментов на полуосях:

$$M_{ot} = 0,5(M_d + M_{trd}) \quad M_{zab} = 0,5(M_d - M_{trd}),$$

$$M_{mpd} = \frac{2N_{mpd}}{\omega_1 - \omega_2}$$

здесь $\omega_1 - \omega_2$. Если пренебречь потерями на трение в симметричном дифференциале, моменты на полуосях будут равны другу другу $M_{ot} + M_{zab} = 0,5M_d$.

Коэффициент блокировки дифференциала

Коэффициентом блокировки дифференциала называется отношение момента на отстающей полуоси к моменту на забегающей.

$$K_{\delta} = \frac{M_{om}}{M_{zab}}$$

Он характеризует распределение крутящего момента между полуосами или мостами (бортами), и изменяется в пределах $K_{\delta} = 1 \dots \infty$: $K_{\delta} = 1$, если $M_{ot}=M_{zab}$ и $K_{\delta} = \infty$, если $M_{zab} = 0$.

Влияние дифференциала на проходимость автомобиля

Симметричный дифференциал существенно снижает проходимость автомобиля, если одно его колесо (или мост) имеет малое сцепление с опорной поверхностью. Рассмотрим схему ведущего заднего моста автомобиля (рис. 4.25). Пусть нормальные реакции на колесах $P_{y\text{лев}} = P_{y\text{пр}}$,

а коэффициент сцепления у левого колеса $K_{сц\ min}$ значительно меньше, чем у правого $K_{сц\ max}$.

Рассчитаем суммарную касательную силу тяги для двух случаев движения автомобиля:

Симметричный дифференциал заднего моста поровну распределяет подводимый к нему крутящий момент (дифференциал разблокирован, $K_{\delta} = 1$). Касательная сила тяги на левом колесе равна:

$$P_{k\text{лев}} = K_{сц\ min} P_{y\text{лев}}$$

Касательная сила тяги на правом колесе, в силу симметричности дифференциала, не может быть больше её, т.е.

$$P_{k\text{пр}} = K_{сц\ min} P_{y\text{пр}}$$

Суммарная касательная сила тяги $P_k = K_{сц\ min} + P_{y\text{лев}} + P_{y\text{пр}}$.

Если суммарной касательной силы тяги недостаточно для движения автомобиля, т.е. $P_k < K_{\text{доп}} g m_a$, автомобиль будет стоять на месте, левое колесо буксирует.

Дифференциал заблокирован. Касательная сила тяги на левом колесе равна $P_{k\text{лев}} = K_{сц\ min} P_{y\text{лев}}$, на правом – $P_{k\text{пр}} = K_{сц\ max} P_{y\text{пр}}$. Суммарная касательная сила тяги, $P_k = (K_{сц\ min} + K_{сц\ max}) P_{y\text{з}}$, значительно больше, т.е. проходимость автомобиля будет выше.

Определим оптимальное значение коэффициента блокировки дифференциала

$$K_{\delta} = M_{\text{пр}} / M_{\text{лев}}$$

Моменты, подводимые от дифференциала к колесам, можно рассчитать как сумму момента от силы сцепления плюс момент от силы сопротивления качению, обусловленной радиальной деформацией шины:

$$M_{\text{лев}} = K_{сц\ min} P_{y\text{лев}} R_3 + f P_{y\text{лев}} R_3$$

$$M_{\text{пр}} = K_{сц\ max} P_{y\text{пр}} R_3 + f P_{y\text{пр}} R_3.$$

3. Нагрузки в дифференциалах

В конических дифференциалах определяют нагрузки на зубья сателлитов, полуосевых шестерен, крестовину и нагрузки со стороны сателлитов на корпус дифференциала. Нагрузку на зуб сателлита и полуосевой шестерни определяют из условия равномерного распределения окружной силы между всеми сателлитами, при этом каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Окружная сила, действующая на один сателлит

$$P_c = \frac{M_{e\max} I_{k1} I_o}{r_1 n_c}$$

r_1 – радиус приложения силы,

n_c – число сателлитов.

Материал сателлитов и полуосевых шестерен – сталь **18ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М** [σ_u] = **500...800 МПа**. Шип крестовины (**18ХГТ, 20ХН3А**) под сателлитом рассчитывают на:

$$\text{смятие} \quad \sigma_{cm} = \frac{P_c}{dl_1} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ МПа},$$

$$\text{рез} \quad \tau_{cp} = \frac{4P_c}{\pi d^2} \quad [\tau_{cp}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}.$$

Напряжение смятия шипа в месте крепления в корпусе дифференциала под

$$P_\delta = \frac{M_{e \max} I_{k1} I_o}{r_2 n_c}$$

действием окружной силы

$$\sigma_{cm} = \frac{P_\delta}{dl_2} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$$

Давление торца сателлита на корпус дифференциала под действием силы

$$P_{xc} = P_c \operatorname{tg} \square \sin \delta_c$$

\square – угол зацепления, δ_c – половина угла конуса сателлита, определяет напряжение смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{xc}}{F} \quad [\sigma_{cm}] = 10 \dots 20 \text{ МПа}$$

F – площадь контакта торца сателлита с корпусом дифференциала.

4 Наименование вопроса № 4. Мосты. Общие сведения. Ведущий мост. Управляемый мост. Управляемый ведущий мост.

1. Общие сведения.

Мостом называется узел автомобиля, соединяющий колеса одной оси между собой и через подвеску с несущей системой. Мост воспринимает от колес силы и реактивные моменты, возникающие в результате взаимодействия колес с дорогой, и передает их подрессоренной части.

Функционально мосты подразделяют на ведущие, управляемые, управляемые ведущие и поддерживающие.

Ведущие мосты применяют в качестве заднего (и среднего) моста, управляемые — в качестве переднего моста грузовых автомобилей, а управляемые ведущие — в качестве переднего моста грузовых полноприводных автомобилей.

Управляемые задние мосты применяют исключительно на многоприводных автомобилях, специально предназначенных для движения по бездорожью, автомобиль с управляемыми задними колесами не может отъехать от тротуара без того, чтобы не наехать на него.

Поддерживающие мосты используют в качестве заднего или промежуточного моста с целью повышения грузоподъемности автомобиля.

2. Ведущий мост.

Ведущий мост представляет собой пустотелую балку, в которой размещены узлы трансмиссии: главная передача, дифференциал и полуоси. Концы балки используются для установки подшипников ступиц колес. Балка имеет фланцы для присоединения опорных

дисков или суппортов тормозных механизмов, а также площадки для крепления рессор или кронштейны для установки подвески других типов.

Ведущий мост воспринимает передаваемые через подшипники ступиц колес вертикальные, боковые и продольные реакции, возникающие в точках контакта колес с опорной поверхностью, а также реактивный тяговый момент, передаваемый через подшипники шестерни главной передачи, и реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов. Ведущий мост передает силы и моменты на подрессоренную часть через продольные листовые рессоры или через направляющие устройства и упругие элементы подвески других типов.

Балка ведущего моста должна удовлетворять следующим требованиям:

надежно защищать от проникновения воды, грязи и от повреждений механизмы трансмиссии, расположенные в балке;

иметь высокую жесткость (максимальный статический прогиб не должен превышать 1,5 мм на 1 м колеи), для того, чтобы обеспечить нормальные условия работы зубчатых зацеплений и не создавать дополнительное напряжение изгиба в полуосях;

при минимальной массе обладать гарантированной прочностью и долговечностью в пределах срока службы автомобиля;

обеспечивать достаточный дорожный просвет;

обеспечивать доступ ко всем укрепленным на балке механизмам и устройствам для обслуживания и ремонта;

быть технологичной в изготовлении.

Конструктивные схемы балок ведущих мостов. Наибольшее распространение получили три конструктивные схемы балок ведущих мостов.

1. Цельная балка, у которой средняя часть выполнена плоской, открытой с обеих сторон. К одной из сторон болтами крепят картер главной передачи, а отверстие с другой стороны закрывают приваренной или установленной на болтах крышкой. Балки могут быть сварными из двух половин, штампованными из листового материала, соединенных продольными швами с цапфами или фланцами по концам (рис 1, а), или литыми (рис. 1, б). В этом случае в балку запрессовывают усиливающие трубы, используемые в качестве цапф подшипников ступиц колес.

2. Балка, образованная картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей с фланцами на наружных концах (рис. 1, в). В этом случае картер главной передачи имеет с задней стороны отверстие, что позволяет собирать и регулировать механизм моста. Отверстие закрывают крышкой, прикрепляемой болтами.

3. Балка с поперечным разъемом, образованная картером главной передачи и крышкой картера с гнездом для подшипника дифференциала, в которые запрессованы кожухи полуосей с фланцем или цапфой на наружном конце (рис. 1, г).

При применении цельной балки заднего моста (см. рис. 1, а и б) можно легко демонтировать главную передачу, представляющую собой отдельный сборочный узел, не нарушая при этом регулировок подшипников и пятна контакта зубьев.

Сварные штампованные из листового материала балки имеют меньшую массу и технологичнее в производстве, чем литые, поэтому их применяют на легковых и грузовых автомобилях массового производства. Поперечное сечение таких балок изменяется по длине от круглого у концов до прямоугольного в центральной части. Толщина исходного материала меняется в широких пределах (от 3,5 мм для мостов легковых автомобилей до 10 мм для мостов грузовых) в зависимости от нагрузки и характера работы моста.

Литые балки в меньшей мере отвечают условиям массового производства, область их применения — грузовые автомобили большой грузоподъемности. Такие балки имеют прямоугольное по всей длине поперечное сечение. Для повышения жесткости в балках делают внутренние перегородки, используемые в качестве опор усиливающих труб. Литые балки имеют толщину стенок 8—10 мм.

Балка, образованная картером главной передачи, в который запрессованы кожухи полуосей (см. рис. 1, в), обладает высокой жесткостью, что способствует снижению уровня шума при работе моста. Крышка картера не несет нагрузки, что исключает возможность возникновения утечки масла через стык. Балки такого типа в сочетании с полуразгруженными полуосями применяют в ряде мостов легковых автомобилей.

Балка с поперечным разъемом (см. рис. 1, г) отвечает требованиям массового производства, относительно проста в изготовлении и сборке, имеет небольшую массу, но не лишена недостатков. К ним относятся невозможность регулировки предварительного натяга подшипников дифференциала, ограниченная возможность регулировки пятна контакта шестерен из-за того, что нельзя отрегулировать осевое положение ведомого зубчатого колеса, поэтому мосты с такой балкой при работе создают повышенный шум. Наличие поперечного разъема балки, нагруженной изгибающим моментом, вынуждает регулярно проверять затяжку болтов, соединяющих картер и крышку, для предупреждения течи масла. Этого типа балка была необходима при применении полуосей, выполненных как одно целое с полуосевыми шестернями.

Таблица 1. Материалы, применяемые для основных деталей балок ведущих мостов.

Деталь	Марка материала, твердость сердцевины	Метод упрочнения, твердость поверхности
Сварная штампованная балка: средняя часть	Листовая сталь 10, 17ГС; листовая сталь 40, HB 187—229	—
цапфа	Сталь 35, 40, HB 269—321	—
Литая балка	Сталь 30Л, 40Л, модифицированный ковкий чугун КЧ 35-10, КЧ 37-12	—
Усилиительная труба	Бесшовная труба, сталь 45, 40Х	Закалка с нагревом ТВЧ на глубину 1,5—2,0 мм, HB 235—321
Кожух полуоси	Бесшовная труба, сталь 45, 40Х, HB 179—207	—

Размеры поперечного сечения балки ведущего моста. Схема, конструкция и размеры главной передачи и дифференциала определяют размеры балки ведущего моста.

Предварительно размеры поперечного сечения сварной штампованной балки или кожуха полуоси в месте крепления рессоры при компоновке моста можно определить по моменту сопротивления изгибу (в см³), определенному по эмпирической формуле

$$W = m_3 l / 2600$$

где m_3 — масса подрессоренной части автомобиля, приходящаяся на рассматриваемый мост, кг; l — расстояние от центральной плоскости колеса до середины опорной площадки рессоры.

Напряжения, действующие в балке ведущего моста. Напряжения в балке рассчитывают для различных случаев нагружения: при максимальной силе тяги или максимальной тормозной силе; при заносе и при переезде препятствия.

При действии максимальной силы тяги или максимальной тормозной силы (рис. 2) принимают, что коэффициент сцепления колеса с дорогой $\mu = 0.8$.

Максимальная возможная сила тяги или тормозная сила на колесе

$$P_{k(\tau)} = \varphi R_{z3},$$

где R_{z3} — реакция на колесо, вычисленная с учетом перераспределения нагрузки между мостами при разгоне или торможении автомобиля

$$R_{z3} = (m_{a3}g/2) m_k (\tau)$$

т_{а3} - доля полной массы автомобиля, приходящаяся на колеса рассматриваемого моста; т_к(τ) - коэффициент перераспределения нагрузки на колеса переднего и заднего мостов.

При разгоне

$$m_k = 1 \mp \varphi h_g / L;$$

при торможении

$$m_\tau = 1 \pm \varphi h_g / L$$

(верхние знаки относятся к переднему мосту, нижние — к заднему).

Изгибающие моменты, создаваемые РЗ3 в вертикальной плоскости и Р_к(τ) в горизонтальной, достигают максимальных значений в сечении I - I (в месте крепления рессоры).

Если принять, что на балку действует сила, равная вертикальной реакции в точке контакта колеса с опорной поверхностью, то

$$M_B = R_{z3}l; \quad M_\Gamma = \varphi R_{z3}l,$$

где l — расстояние от центральной плоскости колеса до места крепления рессоры.

Реактивный крутящий момент, создаваемый силой тяги, действует на балку на участке от оси шестерни главной передачи до места крепления рессоры, а реактивный тормозной момент - на участке от фланца крепления суппорта тормозного механизма до места крепления рессоры:

$$T = \varphi R_{z3}r_k.$$

При круглом трубчатом сечении балки суммарный момент в опасном сечении (месте крепления рессоры) согласно теории наибольших касательных напряжений

$$M_\Sigma = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2 + T^2}$$

и результирующее напряжение в месте крепления рессоры

$$\sigma_{рез} = M_\Sigma / W.$$

При прямоугольном сечении балки напряжения изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях складываются. Поэтому вычисляют моменты сопротивления сечения изгибу в вертикальной В_В и горизонтальной В_Г плоскостях, а также кручению В_К и определяют напряжения изгиба и кручения по следующим формулам:

$$\sigma_n = M_B / W_B + M_\Gamma / W_\Gamma; \quad \tau = T / W_K$$

Момент сопротивления кручению для прямоугольного сечения с одинаковой толщиной \square стенок $W_K = 2(h - \delta)(b - \delta)\delta$,

где h и b — наружные размеры поперечного сечения.

Полученные напряжения не должны превышать

[σ и]=300-500 МПа;

[τ]=1504-400 МПа.

Меньшие значения напряжений относятся к литым балкам из ковкого чугуна, большие - к сварным, штампованным из листовой стали.

При заносе (рис. 3) реакции в продольной плоскости отсутствуют.

Вертикальные и горизонтальные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью для случая скольжения

$$\left. \begin{array}{l} R_{z\text{ зл}} = (m_{a3}g/2)(1 + \varphi'2h_g/B); \\ R_{z\text{ зп}} = (m_{a3}g/2)(1 - \varphi'2h_g/B); \\ R_{y\text{ зл}} = \varphi'R_{z\text{ зл}}; \\ R_{y\text{ зп}} = \varphi'R_{z\text{ зп}}. \end{array} \right\}$$

автомобиля влево, определяют по формулам соответственно:

При боковом скольжении коэффициент сцепления колеса с дорогой принимают равным $j' = 1$.

$$\left. \begin{array}{l} M_a = R_{y\text{ зл}}r_k; \\ M_n = R_{z\text{ зп}}l + R_{y\text{ зп}}r_k. \end{array} \right.$$

В случае скольжения автомобиля влево изгибающий момент на левой стороне балки достигает максимального значения в сечении I — I (рис. 3), соответствующем центральной плоскости колеса, а изгибающий момент на правой стороне балки — в сечении II — II — месте крепления рессоры

$$\sigma_n = M_B/W$$

При переезде препятствия предполагают, что продольные и поперечные силы в точках контакта колес с опорной поверхностью отсутствуют, а вертикальные реакции достигают максимального значения RZ3КД, где КД — коэффициент динамичности, который принимают равным 2,5 для грузовых автомобилей и 1,75 для легковых. Эпюра изгибающих моментов MB соответствует первому случаю нагружения (см. рис. 2), и напряжение изгиба в месте крепления рессоры определяют по формуле

Напряжение не должно превышать значений, приведенных для первого случая нагружения.

При движении автомобиля по неровной дороге вертикальное ускорение моста может достигать значения $10g$ и превышать статическую нагрузку от силы тяжести подпрессоренной части, поэтому литые балки ведущих мостов грузовых автомобилей, имеющие относительно большую массу, должны быть проверены с учетом сил инерции от собственной массы моста. Для этого балку (рис. 4) разделяют вертикальными плоскостями на отдельные участки и рассчитывают массу этих участков. Далее рассчитывают массы узлов и деталей, укрепленных на балке (кроме тех частей, сила тяжести которых непосредственно воспринимается колесами — на рисунке изображены штрихпунктирными линиями), и доли этих масс, приходящихся на каждую из тех точек, где они присоединяются к балке. Затем, задаваясь определенным значением ускорения, строят эпюру изгибающих моментов MJ. Значения момента MJ должны быть прибавлены к значениям момента MB при расчете напряжений, соответствующих первому случаю нагружения.

Напряжения в балке с запрессованными усиливающими трубами. Для определения напряжений изгиба в балке с запрессованными усиливающими трубами можно принять, что изгибающий момент в каждом сечении делится между балкой и усиливающей трубой пропорционально их осевым моментам инерции в плоскости действия момента.

$$q = 2EA/\epsilon D$$

В местах запрессовки в балке и трубе возникают дополнительные напряжения: растяжения в балке и сжатия в трубе. Если предположить, что балка, усиленная перегородкой, не деформируется, а посадка осуществляется только за счет деформации трубы, у которой толщина стенки невелика по сравнению с диаметром, то можно считать, что распределенная радиальная реакция трубы, приходящаяся на единицу длины окружности, а напряжение сжатия в трубе

$$\sigma = E/\epsilon$$

где Е — модуль упругости для стали; А — площадь сечения трубы на длине запрессовки,

$$A = (D_1 - d_1) \delta / 2;$$

D1 - наружный диаметр трубы; d1 - внутренний диаметр трубы; δ - толщина перегородки; ϵ — относительный натяг в соединении;

$$\epsilon = (D_1 - D) / D$$

(см. рис. 1, б); D — диаметр отверстия в перегородке балки.

Значение ϵ позволяет рассчитать силу трения, удерживающую трубу в балке, при выбранном значении относительного натяга.

Прогибы балки. Показателем изгибной жесткости служит максимальный прогиб балки, имеющей опоры в местах, соответствующих центральным плоскостям колес, и нагруженной силой тяжести подпрессоренной части в местах крепления рессор или упругих элементов других типов.

Для расчета прогиба можно использовать графоаналитический метод. Для этого строят эпюру изгибающих моментов в балке при перечисленных выше условиях нагружения.

$$M' = M J_{\max} / J$$

Балку условно разделяют на отдельные участки, для которых поперечное сечение может быть принято постоянным, и вычисляют для этих участков значения осевых моментов инерции. Затем эпюру изгибающих моментов преобразуют для фиктивной балки постоянной жесткости пересчетом ординат на наибольший момент инерции J_{\max} .

На этой основе строят эпюру изгибающих моментов в фиктивной балке с постоянным моментом инерции J_{\max} по всей длине.

Затем определяют опорные реакции этой фиктивной балки от действия фиктивной нагрузки и вычисляют для каждого сечения изгибающий момент M_f от действия фиктивной нагрузки.

Прогиб в каждом сечении действительной балки пропорционален изгибающему моменту от действия фиктивной нагрузки в фиктивной балке

$$f = M_f / (E J_{\max}),$$

где M_f — момент; f — стрела прогиба

3. Управляемый мост.

Управляемый мост состоит из балки и поворотных кулаков, шарнирно соединенных с ней при помощи шкворней. Поворотные кулаки, выполненные вместе с цапфами подшипников ступиц колес и фланцами для крепления опорных дисков или суппортов тормозных механизмов, воспринимают и передают на балку вертикальные, боковые и продольные реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, а также реактивные тормозные моменты, возникающие в опорных дисках или суппортах тормозных механизмов, которые передаются на подпрессоренную часть через элементы подвески.

Управляемый мост должен удовлетворять перечисленным ниже требованиям:

обеспечивать стабилизацию и иметь развал управляемых колес;

обеспечивать необходимые углы поворота кулаков вперед и назад;

допускать пониженное расположение силового агрегата, что позволяет уменьшить высоту центра массы автомобиля;

обладать достаточной жесткостью, чтобы не возникало существенных деформаций от усилий, действующих со стороны рулевого механизма и реакций колес;

при минимальной массе обладать гарантированными прочностью и долговечностью в пределах всего срока службы автомобиля.

Конструкция управляемого моста. На рис. 5 показана конструкция управляемого моста. Балка представляет собой поковку двутаврового сечения, постепенно переходящего на концах, где расположены бобышки с отверстием для шкворня, в прямоугольное. Средняя часть балки, на которой располагаются площадки крепления

рессор, опущена относительно концов, чтобы как можно ниже расположить силовой агрегат. Нижний торец бобышки балки опирается на поворотный кулак через опорный подшипник, состоящий из стального опорного кольца и шайбы из графитизированной бронзы, или через упорный шариковый или роликовый конический подшипник. Для регулировки осевого зазора между верхним торцом бобышки балки и поворотным кулаком помещают регулировочные прокладки.

Оси шкворней наклонены в поперечной и продольной плоскостях для обеспечения стабилизации управляемых колес. Колеса установлены с углами развала и схождения для того, чтобы уменьшить сопротивление качению и износ шин.

Таблица 2. Материалы, применяемые для основных деталей управляемых мостов.

Деталь	Марка стали, твердость сердцевины	Метод упрочнения, твердость поверхности
Балка	45, 30Х, 40Х, HB 241—285	—
Поворотный кулак	30Х, 40Х, HB 241—285	Накатка галтели цапфы
Шкворень	45, 50	Закалка с нагревом ТВЧ на глубину 1,5—2,0 мм, HRC 57—65
	20Х, 20ХН, 18ХГТ	Цементация на глубину 1,0—1,5 мм, HRC 56—62

Определение размеров основных деталей управляемого моста. Двутавровое сечение балки обеспечивает ей большую жесткость и прочность в вертикальной плоскости при минимальной массе.

Рекомендуемые соотношения размеров двутаврового сечения показаны на рис. 6. Штриховой линией показано эквивалентное сечение. Момент сопротивления сечения в вертикальной плоскости $WB = 20a^3$, а в горизонтальной $WG = 5,5a^3$.

На участке между площадками крепления рессор балка сохраняет постоянное сечение.

При компоновке моста для предварительного выбора момента сопротивления изгибу балки (в см^3) в месте крепления рессоры можно пользоваться следующей эмпирической формулой, полученной в результате проверки ряда мостов:

$$W = m_{\Pi} l / 2200$$

где m_{Π} — масса подрессоренной части автомобиля, приходящаяся на рассматриваемый мост, кг;

l — расстояние от центральной плоскости колеса до середины опорной площадки рессоры, см.

Высоту концевой бобышки балки принимают примерно равной высоте поперечного сечения балки, а диаметр шкворня 0,35-0,45 высоты концевой бобышки.

Длину втулок поворотного кулака принимают равной 1,25-1,50 диаметра шкворня. Напряжения, действующие в деталях управляемого моста. Задачей расчета является определение напряжения в балке, поворотных кулаках, шкворне, втулках поворотного кулака и опорных подшипниках (шайбах) для двух случаев нагружения: при торможении и при заносе.

Расчетную схему (рис. 7) составляют, считая, что углы поперечного и продольного наклона шкворня, а также развала колеса равны нулю, а оси цапф обоих поворотных кулаков совпадают и располагаются в одной поперечной вертикальной плоскости с осями шкворней.

Балка при торможении. При торможении на балку действует вертикальная реакция R_{zП}, приложенная в центральной плоскости колеса, и тормозная сила на колесе P_t.

С учетом перераспределения нагрузки между мостами при торможении автомобиля

$$R_{zП} = (m_{авг}/2) m_t.$$

Тормозная сила на колесе

$$P_t = \varphi R_{zП}.$$

Изгибающие моменты от R_{zП} в вертикальной и горизонтальной плоскостях имеют максимальные значения в местах крепления рессор:

$$\left. \begin{array}{l} M_B = R_{zП} l_2; \\ M_\Gamma = \varphi R_{zП} l_2. \end{array} \right\}$$

Реактивный тормозной момент, действующий на участке от отверстия для шкворня до места крепления рессоры $T = P_t r_k = \varphi R_{zП} r_k$.

При этом

$$\sigma_u = M_B/W_B + M_\Gamma/W_\Gamma = R_{zП} l_2 [(W_\Gamma + \varphi W_B)/W_B W_\Gamma]$$

$$\tau = T/(J_k/\delta_{max}),$$

где JK - момент инерции при кручении; δ_{max} - наибольшая толщина сечения балки.

$$J_k = 0,4 \Sigma h \delta^3,$$

Для двутаврового сечения

где d - короткая, h - длинная стороны прямоугольников, на которые можно разбить сечение.

Напряжения не должны превышать $[\sigma]_i = 300$ МПа, $[\sigma] = 150$ МПа.

При определении моментов сопротивления площадку крепления рессоры не принимают во внимание.

Балка при заносе. Вертикальные и горизонтально реакции, действующие в точке контакта колеса с опорной поверхностью, определяются по формулам, приведенным при расчете заднего моста, подставляя R_{ZП} и R_{YП} вместо R_{Z3} и R_{Y3} и t_{ap} вместо t_{az}. Коэффициент сцепления колеса с дорогой при боковом скольжении j' принимают равным единице.

В случае скольжения автомобиля влево (см. рис. 7) изгибающий момент на левой стороне балки имеет максимальное значение в сечении / - / по оси отверстия для шкворня, а изгибающий момент на правой стороне балки — в сечении // - // в месте крепления рессоры:

$$\left. \begin{array}{l} M_n = R_{zП} l_1 - R_{yП} r_k; \\ M_p = R_{zП} l_2 + R_{yП} r_k. \end{array} \right\}$$

Поворотный кулак (рис. 8, а). Опасным сечением поворотного кулака является сечение III - III у галтели цапфы диаметром d_ц. Так как реактивный крутящий момент прикладывается на фланце крепления опорного диска или суппорта тормозного механизма, то при торможении у галтели действуют только изгибающие моменты в вертикальной и горизонтальной плоскостях, которые могут быть определены по формулам для изгибающих моментов от R_{zП}, где l₂ следует заменить на l₃. Напряжение

$$\sigma_u = \sqrt{M_B^2 + M_\Gamma^2}/W = R_{zП} l_3 \sqrt{1 + \varphi^2}/(0,1 d_{ц}^3).$$

изгиба в этом сечении

Напряжение не должно превышать $[\sigma]_i = 550$ МПа.

При заносе изгибающие моменты в опасных сечениях правого и левого поворотных кулаков неодинаковы. Их значения могут быть найдены по формулам для M_л и M_п, приведенным выше, в которых l₁ и l₂ следует заменить на l₃.

Шкворень и втулки поворотного кулака. При торможении и заносе на шкворень в местах, соответствующих серединам верхней и нижней втулок поворотного кулака, отстоящих одно от другого на расстоянии $(a+b)$, действуют в поперечной (рис. 8, б) и продольной (рис. 8, в) плоскостях усилия, перпендикулярные к оси шкворня.

При торможении момент, создаваемый вертикальной реакцией опорной поверхности, уравновешивается моментом пары сил QMz

$$Q_{Mz} = R_{z\text{пп}}l_1/(a+b);$$

$$R_{z\text{пп}} = (m_{\text{авг}}g/2)m_\tau.$$

действующих в поперечной плоскости (см. рис. 8, б):

$$Q_{M\tau} = \varphi R_{z\text{пп}}r_k/(a+b),$$

Реактивный тормозной момент уравновешивается моментом пары сил $QM\tau$, действующих в продольной плоскости (рис. 8, в):

$$Q_{\tau_B} = P_\tau a/(a+b) \quad \text{и} \quad Q_{\tau_H} = P_\tau b/(a+b).$$

а реактивная тормозная сила $P\tau$ — силами, действующими в серединах соответственно верхней и нижней втулок:

$$N = P_\tau l_1/s.$$

Реактивная тормозная сила $P\tau$, действующая на плече 11 (рис. 8, г), создает в тяге рулевой трапеции усилие, которому противодействует такое же усилие, созданное на поворотном кулаке противоположного колеса. Оно будет сжимающим при заднем расположении рулевой трапеции и растягивающим при переднем расположении. Сила в тяге рулевой трапеции при движении автомобиля по прямой

$$Q_{MN} = Nl_4/(a+b).$$

Эта сила действует в поперечной плоскости на расстоянии 14 ниже оси цапфы. Ее можно перенести в точку пересечения осей шкворня и цапфы, приложив момент Nl_4 (см. рис. 8, б). Момент Nl_4 уравновешивается моментом пары сил, действующих в поперечной плоскости:

$$Q_{NB} = Na/(a+b) \quad \text{и} \quad Q_{NH} = Nb/(a+b)$$

а усилие N — силами, действующими в серединах соответственно верхней и нижней втулок:

$$Q_H = \sqrt{(Q_{Mz} + Q_{MN} + Q_{NH})^2 + (Q_{M\tau} + Q_{\tau_H})^2}.$$

Согласно рис. 8, б и в результирующее усилие на нижней втулке

$$Q_B = \sqrt{(Q_{Mz} + Q_{MN} - Q_{NB})^2 + (Q_{M\tau} - Q_{\tau_B})^2}.$$

на верхней

$$Q_{\text{торм}} = Q_H$$

Таким образом, при торможении наиболее нагруженным является нижний конец шкворня:

$$Q_{\text{лев}} = (R_{z\text{пп}}l_1 - R_{y\text{пп}}r_k)/(a+b) = [(1 + \varphi 2h_g/B)(l_1 - \varphi r_k)/(a+b)] R_{z\text{пп}},$$

$$Q_{\text{прав}} = (R_{z\text{пп}}l_1 + R_{y\text{пп}}r_k)/(a+b) = [(1 - \varphi 2h_g/B) \times (l_1 + \varphi r_k)/(a+b)] R_{z\text{пп}},$$

При заносе силы и моменты действуют только в поперечной плоскости. Для шкворней левого и правого поворотных кулаков силы QMz различны; их определяют соответственно по следующим формулам:

где

$$R_{\text{зп}} = m_{\text{авг}} g / 2$$

Шкворень диаметром dШ рассчитывают на изгиб и срез в сечении, совпадающем с нижним торцом бобышки балки. За расчетное усилие Qр принимают наибольшую из сил QТОРМ или QЗАН (наибольшее из значений для левого или правого поворотного кулака).

$$\sigma_{\text{и}} = Q_p h / (0,1 d_{\text{ш}}^3) \text{ и } \tau_{\text{ср}} = 4Q_p / (\pi d_{\text{ш}}^2).$$

Для шкворня напряжения изгиба и среза

Напряжения не должны превышать $[\sigma_{\text{И}}] = 500 \text{ МПа}$, $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа}$

Напряжение смятия втулки

$$\sigma_{\text{см}} = Q_p / (l_{\text{вт}} d_{\text{ш}})$$

рассчитывают для двух условий: для наибольшей из результирующих сил при торможении или при заносе $Q_p = Q_{\text{торм}} (Q_{\text{зан}})$.

При этом

$$[\sigma_{\text{см}}] < 50 \text{ МПа}.$$

При статическом нагружении

$$Q_p = Q_{Mz} = R_{\text{зп}} l_1 / (a + b) = 0,5 m_{\text{авг}} g l_1 / (a + b)$$

при этом

$$[\sigma_{\text{см}}] < 1,5 \text{ МПа}.$$

Расчет опорного подшипника поворотного кулака. Расчет заключается в определении эквивалентной статической нагрузки в соответствии с ГОСТ 18854-82 «Подшипники качения. Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки».

За расчетный режим для роликового конического подшипника поворотного кулака принимают движение с постоянной скоростью, $v_a = 40 \text{ км/ч}$ криволинейной траектории радиусом $R = 50 \text{ м}$ или $V_a = 20 \text{ км/ч}$ при $R = 12 \text{ м}$.

$$R_z = (m_{\text{авг}} g / 2) [1 + (2h_g / B) (v_a^2 / Rg)].$$

Вертикальная реакция в точке контакта колеса с опорной поверхностью для наиболее нагруженного наружного по отношению к центру поворота колеса

$$R_z = 1,25 m_{\text{авг}} g / 2$$

Если принять, что на поворотный кулак действует усилие, равное вертикальной реакции в точке контакта, и предположить, что $hg/B = 0.5$, то

$$F_a = 0,625 m_{\text{авг}} g.$$

и осевая нагрузка на опорный подшипник

В связи с относительно небольшим угловым перемещением и опасностью поверхности разрушения колец подшипник выбирают по статической грузоподъемности С0, принимая эквивалентную статическую нагрузку $P_0 = (0,5 - 0,33) C_0$.

За расчетный режим для опорной бронзовой шайбы, применяемой в управляемых мостах вместо роликового конического подшипника, принимают статическую нагрузку при полной массе автомобиля

$$F_a = m_{\text{авг}} g / 2$$

При этом напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = 4F_a / [\pi (D^2 - d^2)],$$

где D и d — соответственно наружный и внутренний диаметры шайбы. Обычно $[\sigma_{\text{см}}] \leq 30 \text{ МПа}$.

Поворотный кулак и детали шкворневого узла при передней независимой подвеске. Приведенные выше расчеты напряжений, действующих в поворотном кулаке, шкворне, втулках и опорной шайбе поворотного кулака при управляемом мосте и допустимые значения напряжений, а также методы подбора опорного подшипника поворотного кулака могут быть распространены на аналогичные детали передней независимой подвески.

4. Управляемый ведущий мост.

На полноприводных автомобилях управляемый мост выполняют одновременно ведущим. Обычно управляемый ведущий мост бывает несимметричным, так как главная передача и дифференциал должны быть смещены вправо или влево от плоскости симметрии автомобиля, чтобы обеспечить необходимый зазор между масляным картером двигателя и карданной передачей, соединяющей главную передачу этого моста с раздаточной коробкой.

Балки управляемых ведущих мостов выполняют цельными или разъемными, сварными штампованными или литыми. На концах балки имеются фланцы, к которым болтами укрепляют шаровые опоры поворотного устройства управляемых колес. Шаровая опора имеет два соосно расположенных радиальных отверстия, используемых для центровки коротких, приваренных к шаровой опоре шипов, исполняющих функции шкворня. Шипы располагают на шаровой опоре так, чтобы получить необходимые углы поперечного и продольного наклонов шкворня.

Поворотные кулаки обычно выполняют сборными, состоящими из корпуса и цапфы с фланцем. Корпус кулака устанавливают на шипах шаровой опоры с помощью роликовых конических подшипников. В центральные отверстия шаровой опоры и цапфы запрессовывают втулки из антифрикционного материала, используемые для центровки шарнира равных угловых скоростей.

Для определения напряжений, действующих в деталях управляемого ведущего моста, используют соответствующие зависимости, приведенные выше для ведущего и управляемого мостов.

1. 5 Лекция №5 (2 часа).

Тема: «Мосты. Подвеска. Колеса и шины. Тормозное управление. Рулевое управление. Несущая система и кузов.»

1.5.1 Вопросы лекции:

1. Подвеска. Общие сведения. Колебания и плавность хода автомобилю. Упругая характеристика подвески.
2. Колеса и шины. Общие сведения. Шины. Колеса. Система регулирования давления воздуха в шинах.
3. Тормозное управление. Общие сведения. Принципиальные схемы тормозных механизмов. Особенности конструкции и расчета барабанных и дисковых тормозных механизмов.
4. Рулевое управление. Общие сведения. Основы конструирования и расчета рулевого привода и механизма.
5. Несущая система и кузов. Общие сведения. Рамы. Кузова. Кабины и платформы грузовых автомобилей. Вибрация и шум.

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

- 1. Наименование вопроса № 1.** Подвеска. Общие сведения. Колебания и плавность хода автомобилю. Упругая характеристика подвески.

Подвеска служит для упругого соединения рамы или кузова с мостами

(колесами) автомобиля, смягчая толчки и удары, возникающие при наезде на неровности дороги. В состав подвески входят: направляющие устройства, упругие элементы, гасящие устройства, стабилизатор.

1. Направляющее устройство

Для обеспечения движения автомобиля на его кузов (раму) необходимо передать от колес силу тяги или (и) сопротивление, боковые силы, а также моменты сил (тяги, торможения). Эту функцию выполняет направляющее устройство подвески. В схеме рис. 9.1 роль такого устройства выполняет рычаг (тяга) 9, передающая силу тяги РТ и реактивный момент РТ·г с балки моста 2 на раму 8. Направляющее устройство определяет характер перемещения колес относительно автомобиля.

По типу направляющего устройства подвески делятся на зависимые и независимые. рис. 9.2

Отличительной особенностью зависимой подвески, рис. 9.2а, является наличие жесткой балки, связывающей правое и левое колеса оси, вследствие чего перемещения одного из них передаются другому. Пример зависимой подвески приведен на схеме рис. 9.3.

Независимая подвеска, рис. 9.2б и рис. 9.4, характеризуется тем, что колеса одной оси не имеют между собой непосредственной связи и перемещаются независимо друг от друга.

Независимые подвески делят на подвески с перемещением колеса в поперечной, продольной и одновременно продольной и поперечной плоскостях. Наибольшее распространение эти подвески получили для управляемых колес автомобиля.

На рис.9.4 приведены часто применяемые схемы рычажных независимых подвесок с перемещением колеса в поперечной плоскости: однорычажная – рис. 9.4а, двухрычажная с рычагами одинаковой длины – рис. 9.4б и двухрычажная с рычагами разной длины – рис.9.4в. В этих схемах подвесок происходит изменение колеи при качании, что повышает износ шин. В схемах (а) и (б) при качании возникают гироскопические моменты, могущие вызвать колебания колес. Однако эти схемы широко применяются. Подвески с качанием колес в продольной плоскости, а также в обеих плоскостях применяются редко, что обусловлено сложностью компоновки, недостаточной жесткостью.

2. Упругие элементы

Упругие элементы смягчают вертикальные динамические нагрузки при движении автомобиля по неровной дороге, что улучшает плавность хода.

По типу упругих элементов подвески делят на: рессорные, пружинные, торсионные, резиновые, пневматические и комбинированные.

2.1. Рессоры. В рессорной подвеске упругим элементом является листовая рессора, состоящая из собранных вместе отдельных листов выгнутой формы, рис. 9.5. Под действием динамической нагрузки листы рессоры сгибаются. Чем больше листов, тем мягче рессора. Листы рессоры при сборке стягивают центральным болтом 1. Для того чтобы листы не сдвигались в бок рис 9.6, один относительно другого применяют U – образные хомуты 1, рис. 9.6а, или специальные выштамповки рис. 9.6б. Рессорные подвески делают обычно зависимыми. Рессоры располагают вдоль автомобиля и крепят к балке моста и к раме (кузову), рис. 9.7.

Крепление к раме осуществляется с помощью ушков, образованных на коренных (самых длинных) листах рессоры, рис. 9.8. При больших нагрузках ушко усиливается отгибом последующих листов, рис. 9.8б и рис. 9.8в.

Рессоры одним ушком с помощью пальца шарнирно крепятся

непосредственно к раме, а вторым соединяется с рамой через качающиеся серьги (рис. 9.7а), что позволяет ей изменять длину при прогибе.

Существуют и другие способы крепления рессоры к раме, например в конструкции передней подвески автомобиля ГАЗ 53А (рис. 9.9) передний конец рессоры закреплен в кронштейне 1 между верхней 2 и нижней 11 резиновыми опорами, а также упирается в торцовую резиновую опору 12. Задний конец рессоры подвижный. Он закреплен в кронштейне 4 только с помощью 2-х резиновых опор. При прогибе рессоры он перемещается в результате деформации этих опор.

Крепление рессоры к балке моста (рис. 9.10) может быть 2-х типов: рессорная подушка 1 жестко крепится к балке 2, рис. 9.10а или рессорная подушка свободно устанавливается на балке и может поворачиваться вокруг нее, рис. 9.10б.

Первый способ применяется тогда, когда рессора передает реактивный и тормозной моменты, а второй – когда рессора разгружена от передачи моментов (например, при балансирной подвеске 2-х мостов). Несколько иначе осуществляется крепление рессоры при, так называемой, кантileверной подвеске, рис. 9.7б. Здесь рессора одним концом крепится шарнирно к балке моста, а в средней части и вторым концом она соединяется с рамой, причем второй конец соединяется с рамой через качающуюся серьгу.

В грузовых автомобилях, у которых разница в нагрузке на рессоры, при езде с грузом и без него велика, применяют подрессорник, рис. 9.11.

Подрессорник устроен примерно также как основная рессора, только имеет меньшее число листов. Подрессорник крепят к балке моста и располагают над или под основной рессорой. На раме против концов подрессорника крепят упоры.

При полной загрузке в работу вступают подрессорники, а при неполной работают только основная рессора.

Основное преимущество рессорных подвесок заключается в том, что они выполняют одновременно роль упругих элементов и направляющего устройства. Кроме того, рессора частично выполняет функцию гасящего устройства, так как при прогибе листов они скользят друг относительно друга, при этом возникают силы трения и, кинетическая энергия превращается в тепловую, которая рассеивается в пространстве.

2.2. Пружинные упругие элементы. Пружинные подвески выполняются, как правило, на основе винтовых пружин. В подвеске они воспринимают только вертикальные нагрузки, а для восприятия горизонтальных и боковых сил, а также моментов необходимы направляющие устройства (рычаги, реактивные штанги, стойки) рис. 9.3, рис. 9.4, рис. 9.22, рис. 9.23, рис. 9.24.

При использовании пружин также необходимо гасящее устройство, так как в пружинах отсутствует трение.

2.3. Торсионные упругие элементы. Торсион представляет собой стальной упругий стержень, работающий на скручивание. Одним концом торсион крепится к раме (кузову), а другим к рычагам подвески в результате упругая связь колеса с рамой обеспечивается за счет упругого скручивания торсиона. Конструктивно торсионы выполняют в виде круглых стержней, труб или прямоугольных пластин. Торсионы, как и пружины, требуют направляющих и гасящих устройств.

2.4. Резиновые упругие элементы. Такого рода упругие элементы широко применяются в современных автомобилях в виде вспомогательных

упругих элементов – ограничителей или буферов (рис. 9.9, рис. 9.10, рис. 9.22, рис. 9.23, рис. 9.24).

2.5. Пневматические упругие элементы. Пневматические упругие элементы обеспечивают упругие свойства подвески за счет сжатия воздуха. Наиболее распространены пневматические упругие элементы в виде двухсекционных круглых баллонов, рис. 9.12. Он состоит из резинокордовой оболочки 1, разделительного кольца 2, прижимных колец 3 и болтов крепления 4. Такие упругие элементы используются часто в автомобилях, у которых нагрузка меняется в широких пределах (автобусы, самосвалы).

Схема такой подвески представлена на рис. 9.13. Компрессор 1 нагнетает сжатый воздух в ресивер 8, через фильтр – водо-маслоотделитель 10 и регулятор давления 9. Из ресивера воздух поступает в регулятор 3 постоянства высоты кузова. Баллон 5 соединен с дополнительным резервуаром 6, в который поступает воздух в случае увеличения его давления в упругом элементе при сжатии, что повышает мягкость подвески. Регулятор 3 постоянства подъема кузова обеспечивает при любой загрузке одно и тоже расстояние между мостом и кузовом. При возрастании нагрузки кузов опускается и, расстояние между ним и мостом уменьшается. Стойка 4 опускает поршень регулятора 3 вниз. Вследствие этого воздух из ресивера 8 проходит в резервуар 6 и в баллон 5, увеличивая в нем давление, в результате чего кузов поднимается до прежнего уровня. При уменьшении нагрузки все происходит наоборот. В регуляторе 3 есть специальное устройство, замедляющее его срабатывание, поэтому регулятор реагирует только на изменение статической нагрузки. Достоинство такой подвески заключается в высокой плавности хода. Неизменность высоты кузова облегчает загрузку и выгрузку, исключает накренение автомобиля при несимметричной загрузке. Но пневматическая подвеска требует установки направляющих устройств.

2.6. Комбинированные упругие элементы. Такие устройства объединяют два и более различных упругих элемента. На рис. 9.14 показана схема гидропневматической подвески.

Насос 2 нагнетает жидкость из бака 1 в аккумулятор давления 3. В аккумуляторе жидкость поступает в полость под мембраной. Над мембраной находится сжатый газ (воздух или азот). Давление в аккумуляторе поддерживается в определенных пределах. При превышении давления жидкость сливается в бак. Из аккумулятора жидкость поступает к регуляторам 4 постоянства высоты подъема кузова правого и левого колеса. Из регулятора 4 жидкость поступает в поршневой пневматический упругий элемент 5. В этом элементе пространство между поршнем 6 и мембраной 7 заполнено жидкостью, а полость над мемброй – сжатым газом. Здесь сжатый газ является упругим телом, а жидкость передает вертикальные нагрузки.

Корпус упругого элемента прикреплен к кузову, а поршень через шток соединен с рычагами подвески. При колебаниях автомобиля, жидкость, из аккумулятора 3 и обратно проходит через систему клапанов 8 и испытывает сопротивление. В результате, часть кинетической энергии превращается в тепловую, и затем, рассеивается в окружающем пространстве. Таким образом, в этой схеме вместе с упругим элементом реализовано и гасящее устройство.

3. Гасящие устройства

Гасящие устройства (амортизаторы) предназначены для гашения

колебаний кузова и колес автомобиля.

Принцип действия гасящих устройств основан на превращении механической энергии колебаний в тепловую и последующем ее рассеивании.

Гашение энергии частично обеспечивается трением в подвижных соединениях подвески (особенно в рессорах). Однако для этих целей используют специальные устройства – чаще всего гидравлические амортизаторы, работа которых основана на использовании сопротивления вязкой жидкости при проходе ее через отверстия. Амортизаторы различают по соотношению коэффициентов сопротивления при ходах сжатия КС и отдаче КО, и по наличию или отсутствию разгрузочных клапанов.

Амортизаторы бывают двустороннего действия с симметричной ($KO = KC$) и несимметричной ($KC < KO$) характеристиками, а также одностороннего действия $KC \gg 0$. Сейчас распространены двусторонние несимметричные амортизаторы с разгрузочными клапанами, рис. 9.15, у которых сила сопротивления во время хода сжатия растет медленнее, чем в ходе отдачи. Точки 1 и 2 соответствуют открытию разгрузочных клапанов. У современных амортизаторов $KO = (2\dots 5)*KC$. По конструкции (рис. 9.16) амортизаторы бывают рычажные, рис. 9.16а, и телескопические рис. 9.16б. Наиболее распространены последние.

3.1. Телескопический гидравлический амортизатор двухстороннего действия. Конструкция телескопического гидравлического амортизатора представлена на рис. 9.17. Он состоит из трех основных узлов: цилиндра 18 с днищем 23, поршня 20 со штоком 5 и направляющей втулки 2 с уплотнителем.

Шток 5 прикреплен к кузову автомобиля, а цилиндр соединен с мостом. При колебании кузова и колес поршень перемещается внутри цилиндра. В поршне 20 имеется два ряда сквозных отверстий, расположенных по окружности. Отверстия 16 наружного ряда сверху закрыты перепускным клапаном 12, поджатым слабой пружиной. Отверстия 14 внутреннего ряда закрыты клапаном отдачи 13 с сильной пружиной 17. В днище цилиндра имеется еще два клапана: клапан сжатия 21 и перепускной 22. Последний имеет слабую пружину и закрывает сверху отверстие в днище цилиндра. Цилиндр заполнен амортизаторной жидкостью. Гребенчатый сальник 8 препятствует вытеканию жидкости при перемещении штока. Он находится в обойме 9 и поджат пружиной 3. Гребешки на внутренней поверхности сальника снимают жидкость со штока при ходе его вверх, при этом жидкость скапливается в канавках. При ходе штока вниз жидкость из канавок увлекается штоком обратно в полость между сальником и направляющей штока, а оттуда стекает в компенсационную камеру 1 между резервуаром 19 и цилиндром 18. Резиновый гребенчатый сальник 7 и войлочный 6 препятствуют попаданию грязи в цилиндр при ходе штока вниз. Камера 1 служит для компенсации изменения объема жидкости по обе стороны поршня возникающего из-за перемещения штока.

При плавном ходе сжатия давление жидкости незначительное. Под действием этого давления жидкость из под поршня вытесняется в двух направлениях. Через ряд отверстий 16 в поршне жидкость, открывая перепускной клапан 12, проходит в пространство над поршнем. В тоже время часть жидкости, объем которой равен объему штока, вводимого в цилиндр, перетекает через калиброванное отверстие 11 клапана сжатия 21 в компенсационную камеру 1, повышая в ней давление воздуха. При этом клапан 21 закрыт действием пружины 10. При резком ходе сжатия поршень

перемещается быстро и давление жидкости в цилиндре возрастает значительно. Под действием высокого давления открывается клапан сжатия 21 и дальнейшее увеличение сопротивления амортизатора резко замедляется. Клапан 21 разгружает амортизатор от больших усилий при ударах на плохой дороге. Кроме того, он предохраняет от повышения сопротивления амортизатора при повышении вязкости жидкости в холодное время года. При плавной отдаче поршень медленно перемещается вверх, и шток выходит из цилиндра. Перепускной клапан 12 закрывается и давление жидкости над поршнем возрастает. Под действием этого давления жидкость из пространства над поршнем через отверстия 14 в поршне поступает к клапану отдачи 13 и через кольцевой зазор между клапаном и втулкой 15 в пространство под поршнем. При этом клапан отдачи 13 закрыт. Под действием давления воздуха жидкость из камеры 1 через отверстие в днище поступает к перепускному клапану 22, преодолевая слабую пружину, открывает его и перетекает в цилиндр.

При резком ходе отдачи давление жидкости над поршнем возрастает значительно. Под действием этого давления преодолевается действие сильной пружины клапана 13, и он открывается, в результате чего увеличивается площадь прохода жидкости в полость под поршнем. Степень открытия клапана 13 зависит от резкости хода поршня. В результате возрастание сопротивления амортизатора резко замедляется. Эффект примерно такой же, что и при срабатывании клапана 21 на ходе сжатия.

4. Стабилизатор поперечной устойчивости

Стабилизатор поперечной устойчивости представляет собой упругое устройство, которое устанавливают в подвеске поперек автомобиля. Он состоит из стержня 1, рис. 9.18 и стоек 2. Стержень П-образной формы круглого сечения из рессорно-пружинной стали. Средняя его часть закреплена в упругих резиновых опорах 3 на раме или кузове, а концы через стойки 2 и резиновые подушки 4 шарнирно соединены с мостом или рычагом подвески. Иногда концы стержня шарнирно крепят прямо к мосту или рычагам подвески без стоек.

При кренах или колебаниях автомобиля концы стержня перемещаются в разные стороны (один опускается, другой поднимается), вследствие этого средняя часть стержня упруго закручивается, как торсион, препятствуя крену, и поперечным колебаниям кузова. В тоже время, при вертикальных и продольных колебаниях стержень свободно проворачивается в своих опорах, не препятствуя этим колебаниям. Обычно стабилизаторы ставят на передних мостах. Иногда, например, в автомобилях ВАЗ в качестве стабилизатора используют балку заднего моста.

5. Балансирная подвеска

Балансирная подвеска это особая компоновка рессорной подвески двух рядом расположенных мостов, рис. 9.19. Подвески с коротким балансиром, рис. 9.19а, применяют на полуприцепах и автомобилях с колесной формулой 6x2. В подвеске на рис. 9.19б под листовой рессорой установлен большой балансир, а над ним реактивные тяги.

В схеме на рис. 9.19в балансиром является сама рессора, она качается на оси, а сверху и снизу установлены реактивные штанги, ограничивающие продольное перемещение мостов.

На рис. 9.20 приведен пример балансирной подвески задних мостов автомобиля ЗИЛ 131, выполненной по схеме, рис. 9.19в.

6. Примеры конструкций подвесок

На рис. 9.21, рис. 9.22, рис. 9.23 приведены примеры конструкций

подвесок. На рис. 9.21 изображена независимая рычажно-пружинная подвеска с гидравлическим амортизатором и стабилизатором поперечной устойчивости, выполненная по схеме рис 9.4в.

На рис. 9.22 изображена независимая подвеска легкового автомобиля с приводом на передние колеса. Подвеска телескопическая с амортизаторными стойками. На рис. 9.23 изображена зависимая пружинная подвеска заднего моста легкового автомобиля с телескопическими амортизаторами.

7. Установка передних колес

Передние колеса автомобиля должны иметь определенные углы установки для облегчения управления, сохранности шин и снижения динамических нагрузок на детали подвески. Кроме того, за счет определенной установки передних колес обеспечивается их стабилизация, т.е. стремление возвращаться в нейтральное положение после поворота. Установка колес определяется углами развала, продольного и поперечного наклонов стойки, а также величиной схождения колес рис 9.24.

Угол развала α - это угол между вертикальной плоскостью и плоскостью переднего колеса, наклоненного наружу. Он необходим для того, чтобы при движении колесо занимало вертикальное положение при прогибе оси и выборе люфтов в подвеске.

Угол поперечного наклона стойки β измеряется между вертикалью и осью стойки, верхняя часть которой отклонена внутрь. Благодаря поперечному наклону при повороте автомобиля происходит небольшой подъем его передней части. Вес поднятой части автомобиля стремится вернуть колеса после поворота в положение, соответствующее прямолинейному движению.

Угол продольного наклона γ измеряется между вертикалью и осью стойки, верхняя часть которой наклонена назад. При этом точка пересечения линии оси стойки с дорогой лежит впереди точки касания колеса с дорогой. Благодаря этому при повороте появляется стабилизирующий момент, стремящийся возвратить колесо в плоскость его качения. Этот эффект усиливается с увеличением скорости, тем самым облегчается управление автомобилем.

Указанные углы при рычажно-пружинной подвеске регулируются подбором толщины шайб 15 рис.9.21, помещенных между привалочной плоскостью оси поворота верхнего рычага и упорной плоскостью на поперечине подвески. Для стоекной подвески угол α регулируется с помощью специального эксцентрикового болта в клеммовом кронштейне 4, рис. 9.23, а угол γ регулируется за счет толщины пакета прокладок в узлах крепления стабилизатора.

Схождение колес – это такое положение, при котором расстояние между ободьями впереди меньше чем сзади. Оно необходимо для того, чтобы при движении колеса катились параллельно без бокового проскальзывания, так как, сила сопротивления качению стремится повернуть колеса наружу.

Схождение регулируется длиной рулевых тяг.

2. Наименование вопроса № 2. Колеса и шины. Общие сведения. Шины. Колеса.

Система регулирования давления воздуха в шинах.

1. Автомобильные колеса

Колеса осуществляют связь автомобиля с дорогой. Они обеспечивают движение автомобиля, его подпрессоривание, изменение направления движения и передачу всех нагрузок от автомобиля на дорогу. Колеса делятся на ведущие, управляемые, комбинированные и поддерживающие.

Ведущие колеса преобразуют подводимый к трансмиссии момент в силу тяги, а свое вращение – в поступательное перемещение автомобиля.

В общем случае автомобильное колесо состоит из пневматической шины 1 (рис. 12.1), соединительного элемента 2, ступицы 3 и обода 4.

2. Пневматические шины

Шина является одним из основных элементов колеса. Благодаря упругости сжатого воздуха, находящегося внутри шины, при качении колеса по неровностям дороги происходит упругая деформация шины, приводящая к плавному перемещению оси колеса. Во время толчков возрастает давление воздуха в шинах и его нагрев. Тепло рассеивается в окружающее пространство. Таким образом, энергия удара гасится шиной. Упругая деформация шины при ударах растянута во времени, так что шина не только поглощает энергию ударов, но и сглаживает их. Чем меньше давление в шинах (до определенного предела) тем лучше шина сглаживает толчки. Однако шины с низким давлением создают большее сопротивление качению, так как часть энергии, затрачиваемой на деформацию шины, безвозвратно теряется на внутреннее трение в материале шины. За счет внутреннего трения шина разогревается и больше изнашивается. Давление в шинах современных легковых автомобилей и грузовиков малой грузоподъемности обычно составляет 0,2…0,27 МПа. Для более тяжелых грузовых автомобилей и автобусов давление в шинах поддерживается в пределах 0,5…0,7 МПа. На автомобилях высокой проходимости устанавливаются шины с регулируемым, в процессе движения, давлением. Здесь оно бывает в пределах 0,05…0,3 МПа.

Шины автомобильных колес классифицируют по конструктивным признакам и геометрическим размерам. По конструктивным признакам различают шины камерные, бескамерные, по направлению нитей корда – радиальные и диагональные. Используются и другие признаки классификации по конструктивным особенностям, например по профилю рисунка шин и т.п.

К определяющим геометрическим параметрам относят: ширину шины В (рис. 12.2), высоту профиля Н, наружный диаметр D и посадочный диаметр d. В зависимости от ширины профиля (отношение Н/В) различают шины обычного профиля – Н/В более 0,9, широко профильные – Н/В = 0,6…0,9, сверх низко профильные – Н/В до 0,7, арочные - Н/В = 0,39…0,5, и шины пневмокатки - Н/В = 0,25…0,39. Широкие и низкие шины часто применяют вместо спаренных (сдвоенных) обычных шин, а арочные шины и пневмокатки устанавливаются на высокопроходимых автомобилях.

В обозначениях шин обычно указывают размеры D, B, d и конструкцию каркаса (направление нитей основы корда) буквами R или L (для шин с радиальным кордом). Размеры D и d могут даваться в дюймах или миллиметрах. Иногда на шинах указывается, так называемый, индекс скорости. Так индекс L соответствует допустимой скорости 120 км/ч, P – 150 км/ч, Q – 160 км/ч и S – 180 км/ч. Встречается в маркировке и индекс грузоподъемности шины. Например, индекс 75 соответствует грузоподъемности шины 3870 Н, индекс 85 – 5750 Н, 103 – 8750 Н и т.д. Маркирует также завод изготовитель, морозостойкость, возможность шиповки и т.д.

Конструкции камерных и бескамерных шин различны. Камерная шина состоит из покрышки 9 (рис. 12.3), камеры 10 и ободной ленты 7 (в шинах легковых автомобилей ленты не ставят). Покрышка шины воспринимает давление сжатого воздуха, находящегося в камере, предохраняет камеру от

повреждения и обеспечивает сцепление с дорогой.

Изготавливают покрышки из специальных марок резин (каучук в смеси с серой, мелом, смолой и др. материалами).

Покрышка состоит из протектора 1, подушечного слоя 2 (брекер), каркаса 3, боковин 4 и бортов 5 с сердечником 6.

Каркас является основой покрышки. Он соединяет все элементы в одно целое, обеспечивает прочность и эластичность покрышки. Выполняется каркас из нескольких слоев специальной прорезиненной ткани, называемой кордом. В каркасе покрышки легкового автомобиля имеется 4...6 слоев корда, а для грузовых 6...14 слоев. Слои корда соединяются вулканизацией. Кордная ткань состоит, в основном, из продольных нитей с очень редкими поперечными нитями. Кордовые нити бывают хлопчатобумажными, вискозными, капроновыми, нейлоновыми, а так же, металлическими. От материала корда зависит прочность и долговечность шины. Наиболее высокие показатели характерны для металлического корда.

Если продольные нити корда расположены под углом 50 - 58 градусов к плоскости проведенной через ось колеса, то такая покрышка называется диагональной, а если этот угол равен 0 – то покрышка называется радиальной рис. 12.4. Последний тип шин более прочный, эластичный в радиальном направлении, но дороже диагональных.

Протектор обеспечивает сцепление шины с дорогой и защищает каркас.

Изготавливают протектор из твердых износостойких резин. В нем различают расчлененную часть и подканавочный слой. Толщина протектора от 10...20 мм – для легковых и до 15...30 мм – для грузовых шин.

Рисунок протектора зависит от назначения шины (рис. 12.5). Видно, что с ухудшением дорожных условий рисунок протектора укрупняется с целью увеличения сцепляемости шины с поверхностью дороги. Однако при движении на высоко проходимых шинах по твердым дорогам увеличивается износ протекторного слоя, возрастает шум. Кроме указанных на рис. 12.5 рисунках протектора, существует, так называемый, зимний рисунок (рис. 12.6а). Он предназначен для движения по заснеженным и обледенелым дорогам и состоит, обычно, из отдельных угловатых блоков, расчлененных надрезами, и глубоких канавок. Такой протектор предназначен для установки шипов противоскольжения рис. 12.6.

Шип состоит из корпуса 2 и сердечника 1. Корпус выполнен из сплава стали со свинцом, а сердечник – из твердых износостойких материалов.

Подушечный слой (брекер) связывает протектор с каркасом. Он распределяет нагрузку с протектора на каркас и состоит из нескольких слоев разреженного корда. Толщина брекера 3...7 мм. В шинах легковых автомобилей брекер иногда не устанавливают.

Боковины защищают каркас и замыкают протектор на борта. Они выполняются из протекторной резины толщины 1,5...3,5 мм.

Борта служат для крепления покрышки на ободе. Внутри бортов заделаны стальные проволочные сердечники, увеличивающие прочность бортов на растяжение. Сердечник обмотан концами слоев корда, образующего каркас.

Камера удерживает сжатый воздух внутри шины. Это эластичная резиновая оболочка. Она несколько меньше внутреннего объема покрышки так, что, в накаченном виде камера находится в растянутом состоянии. Толщина стенки камеры 1,5...2,5 мм. или 2,5...5 мм - для шин легковых и грузовых автомобилей соответственно.

Для накачивания и выпуска воздуха камера оснащена специальным

клапан-вентилем.

Ободная лента предохраняет камеру от истирания о борта и обод, а также от защемления камеры между бортами и ободом. Она изготавливается из резиновой профильной ленты.

Бескамерные шины (рис. 12.3б) не имеют камеры и ободной ленты.

Основное отличие их от камерных заключается в том, что бескамерная шина изнутри имеет герметизирующий резиновый слой 11 толщиной 1,5...3,5 мм, привулканизированный к каркасу. Кроме того, на ботах бескамерной шины имеется резиновый слой, уплотняющий стык борта с ободом. Материал каркаса так же имеет повышенную газонепроницаемость. Бескамерная шина монтируется с натягом на герметичный обод. Вентиль крепится на ободе. Бескамерные шины прочнее, надежнее и безопаснее камерных шин. При потере герметичности они могут использоваться с камерой.

3. Ободья

Обод вместе с соединительной жесткой частью колеса удерживает шину и передает нагрузку от нее на ступицу. Он должен строго соответствовать по размерамшине. Соединительные элементы могут выполняться в виде диска или отдельных спиц. Конструктивные схемы ободьев показаны на рис 12.7 и рис 12.8.

Ободья, диски и спицы выполняются штамповкой из листовой стали и соединяются, сваркой (чаще всего) или болтами.

Расположение привалочной плоскости диска относительно средней плоскости обода характеризует вылет колеса (размер а, рис. 12.7).

Привалочная плоскость диска может быть расположена внутрь от плоскости симметрии обода (вылет положительный) или наоборот.

Различают цельные и разборные ободья. Цельные ободья применяют для шин легковых автомобилей, а разборные – для грузовых шин. Ободья колес грузовых автомобилей делают разборными, потому что из-за высокой жесткости бортов и боковин грузовой шины невозможно произвести установку шины через закраины обода.

Соединение колеса со ступицей должно обеспечить передачу вращающего момента и центрирование колеса на ступице. Дисковые колеса крепят на ступице болтами или шпильками. Центрирование колес осуществляется по сферическим или коническим фаскам крепежных отверстий, по центральному отверстию диска или по выступам на диске.

Крепление колес легкового автомобиля показано на рис.12.9, а грузового на рис. 12.10.

Для балансировки колес на ободьях устанавливают специальные грузики.

4. Безопасные шины

Безопасная шина рис. 12.11 по внешнему виду и конструкции близка к обычной шине, но имеет более широкую беговую дорожку и усиленную надбортную часть. При выходе воздуха, специально выполненные закраины обода, (рис. 12.11б) опираются на беговую часть шины, в следствии чего борта шины не сходят с полок обода (как в случае с обычной шиной рис. 12.11а). Боковины и беговая часть шины служат амортизационной средой, обеспечивающей возможность безопасной остановки автомобиля. Чтобы снизить трение надбортной части по резине беговой дорожки внутри шины на ободе располагают баллончики со смазывающей жидкостью, которая выдавливается внутрь шины при падении давления вшине.

3. Наименование вопроса № 3. Тормозное управление. Общие сведения. Принципиальные схемы тормозных механизмов. Особенности конструкции и расчета барабанных и дисковых тормозных механизмов.

1. Требования, классификация, применяемость

Тормозная система служит для принудительного снижения скорости движения, удержания автомобиля на месте, а также предотвращения повышения скорости при движении под уклон. Требования к тормозным системам регламентированы правилами №13 ЕЭК ООН:

1. Минимальный тормозной путь и максимальное замедление.
2. Сохранение устойчивости при торможении (поперечное линейное отклонение, угловое отклонение, углы складывания автопоезда).
3. Стабильность тормозных свойств при неоднократном торможении.
4. Минимальное время срабатывания привода.
5. Следящее действие тормозного привода (пропорциональность между усилием, прикладываемым к педали, и усилием, действующим на тормозной механизм со стороны привода).
6. Малая работа управления тормозной системой. Максимальное усилие на педали $P_{tp} = 500...700 \text{ Н}$, полный ход тормозной педали $S_{tp} = 80...180 \text{ мм}$
7. Отсутствие звука, запаха (органолептических явлений).
8. Надежность в течение гарантированного ресурса.
9. Сигнализация в случае появления неисправности.
10. Общие требования.

Автомобиль должен иметь:

Основную (рабочую) тормозную систему, которая должна обеспечивать максимальное замедление $J_{z\max} = 7...9 \text{ м/с}^2$.

Запасную тормозную систему, эффективность которой должна составлять не менее 30% от основной.

Стояночную тормозную систему, которая должна удерживать полностью груженый автомобиль на уклоне в 24%. На легковых автомобилях и грузовых малой и средней грузоподъемности функцию запасной тормозной системы может выполнять стояночная тормозная система.

Вспомогательную тормозную систему(обязательна для автобусов с полной массой $m_a > 5.0 \text{ т}$ и грузовых с полной массой $m_a > 12.0 \text{ т}$). Вспомогательная тормозная система должна обеспечивать движение полностью груженого автомобиля под уклон в 7% протяженностью 6,0км со скоростью не более 30км/ч.

Торможение автомобиля может осуществляться:

- созданием касательной силы на колесе,
- внеколесным торможением.

По роду тормозной силы тормозные механизмы бывают:

- механическими (сила трения),
- гидравлическими,
- электрическими (гибридный привод позволяет экономить до 10% топлива).

Наибольшее распространение получили фрикционные тормозные механизмы.

По форме поверхностей трения тормозные механизмы различают:

- дисковые,
- барабанные колодочные,
- барабанные ленточные. Ленточные тормозные механизмы на автомобилях не нашли применения.

На легковых автомобилях применяются:

- дисковые тормоза на всех колесах,
- дисковые тормоза на передних и барабанные колодочные на задних колесах.

На грузовых автомобилях применяются:

- барабанные колодочные тормоза на всех колесах,
- дисковые тормоза на всех колесах (в последнее время на иномарках).

Гидравлические и электрические тормозные механизмы используют, как правило, в качестве тормоза-замедлителя. На некоторых автомобилях в качестве тормоза-замедлителя используется двигатель, выпускная труба которого закрывается специальной заслонкой. Двигатель работает в режиме компрессора (отключается подача топлива).

Для экстренного торможения скоростных и гоночных машин иногда применяют особые закрылки, увеличивающие сопротивление воздуха, или специальные парашюты (внеколесное торможение).

Тормозные приводы бывают:

- механическими, применяют для стояночного тормоза,
- гидравлическими, получили широкое распространение,
- пневматическими, применяют на большегрузных автомобилях,
- комбинированными:
пневмогидравлическими,
электропневматическими,
электрогидравлическими.

2. Тормозные механизмы.

Критериями оценки тормозных механизмов являются:

Коэффициент тормозной эффективности – отношение тормозного момента к условному моменту от сил тормозного привода

$$K_{\vartheta} = \frac{M_{mop}}{P_{np} r_{mp} i}$$

M_{mop} – тормозной момент,

P_{np} – приводная сила,

r_{mp} – радиус приложения результирующей сил трения (в барабанных тормозных механизмах равен радиусу барабана r_b , в дисковых – средний радиус накладки r_{cp} ,

i – число пар трения.

Тормозная эффективность оценивается раздельно для движения вперед и назад.

Стабильность – зависимость коэффициента тормозной эффективности от коэффициента трения. Эту зависимость представляют графиком статической характеристики тормозного механизма. Лучшей стабильностью обладают тормозные механизмы, имеющие линейную зависимость.

Уравновешенность – тормозные механизмы не создают дополнительную нагрузку на подшипники колеса.

Кроме того, тормозные механизмы характеризуют давление на трущихся поверхностях, нагрев, время срабатывания, время нарастания тормозной силы и др.

Дисковые тормозные механизмы

Принципиальное устройство дискового тормозного механизма представлено на рис. 6.1.

Тормозной диск жестко крепится к ступице переднего колеса. Скоба, выполненная из высокопрочного чугуна, при помощи кронштейна крепится на фланце поворотного кулака жестко или с возможностью перемещения вдоль оси колеса.

Тормозные легкосъемные колодки помещены в пазах скобы и крепятся с помощью пальцев 4. В скобе выполнены два рабочих тормозных цилиндра, размещенных по обе стороны тормозного диска. Цилиндры сообщаются между собой при помощи соединительной трубы 5. Стальные поршни 3 уплотняются резиновыми кольцами 2. При растормаживании резиновые кольца, благодаря своей упругости, возвращают поршни в исходное положение, обеспечивая зазор между трущимися поверхностями около 0,1мм. По мере износа колодок резиновые кольца позволяют поршням перемещаться в новое положение, обеспечивая автоматическое регулирование зазора. При раздельном или

дублированном приводе задних и передних тормозных механизмов в скобе размещают по два цилиндра с каждой стороны.

В дисковом тормозе с плавающей скобой (рис.6.4) скоба может перемещаться вдоль оси колеса по пазам кронштейна. Рабочий цилиндр, в этом случае, располагается с одной стороны скобы.

При торможении поршень перемещается в одну сторону, а цилиндр вместе со скобой в другую. Благодаря этому обе колодки прижимаются к тормозному диску. Ход поршня в плавающей скобе в два раза больше.

Плавающая скоба значительно меньше по ширине по сравнению с неподвижной. Это позволяет легче обеспечить отрицательное плечо обкатки (рис.6.5).

Существует конструкция дисковых тормозных механизмов с качающейся на маятниковом подвесе скобой, имеющей также одностороннее расположение рабочего цилиндра. Такая конструкция исключает возможность заедания скобы в пазах кронштейна.

Тормозной момент дискового тормозного механизма равен

$$M_{tr} = 2P_{np}K_{tr}r_{cp}$$

Коэффициент эффективности

$$K_3 = M_{tr} / (2P_{np}r_{cp}) = K_{tr}$$

Схема и статическая характеристика дискового тормоза приведены на рис.6.5

При расчетном коэффициенте трения $K_{tr} = 0,35$ коэффициент эффективности $K_3 = 0,35$. Дисковый тормозной механизм обладает минимальной эффективностью, по сравнению с другими тормозными механизмами. При расчетном коэффициенте трения тормозной момент примерно в 3 раза меньше приводного.

Достоинством дискового тормозного механизма является хорошая стабильность (линейный характер статической характеристики, рис.6.5). Стабильности, в настоящее время, отдается предпочтение перед эффективностью, потому что необходимый тормозной момент можно получить за счет увеличения приводных сил, применяя усилитель или увеличивая диаметр рабочего цилиндра.

Кроме того, преимуществами дискового тормозного механизма являются:

Меньшая чувствительность к попаданию воды. Давление накладок в 3...4 раза больше, чем у барабанного тормозного механизма, что способствует быстрому удалению влаги.

Благодаря малому ходу поршня, возможно увеличение передаточного числа тормозного привода.

Хорошее охлаждение тормозного диска. Для более интенсивного охлаждения диска в нем часто выполняют радиальные канавки.

Меньшая масса по сравнению с барабанным тормозным механизмом.

В качестве недостатков дискового тормозного механизма следует отметить:

1. Дисковый тормозной механизм неуравновешен. Силы трения, действующие на диск, нагружают подшипники колеса.

2. Тормозные накладки в дисковом тормозном механизме изнашиваются более интенсивно, чем в барабанном. Конструкция дискового тормозного механизма обеспечивает быструю и легкую замену тормозных колодок.

Барабанные тормозные механизмы

Рабочий процесс барабанного колодочного тормоза. Силы, действующие на колодку барабанного тормозного механизма, показаны на рис.6.6.

Под действием силы P_{np} колодка прижимается к тормозному барабану. При вращении барабана между ним и накладкой возникают силы трения. Обозначим элементарную нормальную силу dP_n и элементарную силу трения dP_τ . Элементарная нормальная сила определится

$$dP_n = pdF = hbr_6d\beta$$

p – давление на накладку,

dF – элементарная площадка накладки,
 b – ширина накладки,
 r_6 – радиус барабана,
 β – угловая координата элементарной площадки.

Элементарная сила трения

$$dP_\tau = K_{tp} dP_n = K_{tp} p b r_6 d\beta$$

Тормозной момент, создаваемый колодкой

$$M_{mp} = \int_{\beta_1}^{\beta_2} r_6 dP_\tau = K_{mp} r_6^2 b \int_{\beta_1}^{\beta_2} p d\beta$$

Для интегрирования этого выражения необходимо задаться законом изменения давления по длине накладки. Обычно принимают $p = \text{const}$ или синусоидальный закон изменения $p = p_{\max} \sin \beta$. При равномерном распределении давления момент сил трения равен

$$M_{tp} = K_{tp} b r^2 \beta_0$$

$\beta_0 = \beta_2 - \beta_1$ – угол охвата накладки, а при распределении по синусоидальному закону

$$M_{tp} = K_{tp} b r^2 \beta_0 (\cos \beta_1 - \cos \beta_2)$$

Из схемы видно, что условная равнодействующая сил трения P^o_τ приложена на радиусе r , величина которого зависит от угла $\beta_0 = 90^\circ \dots 120^\circ$. Равнодействующую силу трения приводят к радиусу тормозного барабана, что позволяет упростить расчеты. Для этого вводят коэффициент $\kappa_o = r_6/r$. Для определения его приравняем расчетный момент трения $M_{tp} = P^o_\tau r$ моменту трения на колодках $M_{tp} = P_\tau r_6$, где P_τ – сила трения,

$$\kappa_o = \frac{P^o_\tau}{P_\tau} = \frac{P^o}{P_n}$$

действующая на колодку на плече r_6 . Тогда

Коэффициент κ_o может быть определен по графику (рис.6.7).

Оценка конструкций барабанных колодочных механизмов.

Существует несколько типов барабанных колодочных механизмов:

с равными приводными силами и односторонним расположением опор (рис.6.8,а);

с равными приводными силами и разнесенными опорами (рис.6.8,б);

с равными перемещениями колодок (рис.6.8,в);

с большим самоусилением (сервотормоз, рис.6.8,г).

Для анализа силового взаимодействия тормозных колодок с барабаном примем допущения:

накладки располагаются симметрично относительно горизонтальной оси,

равнодействующие элементарных нормальных сил проходят через центр тормозного механизма.

Переднюю (по направлению вращения) колодку называют активной. Она моментом трения прижимается к барабану. Задняя (пассивная) колодка моментом трения отжимается от барабана.

Тормозной механизм с равными приводными силами и односторонним расположением опор. Схема сил, действующих на колодки, и статическая характеристика этого механизма представлены на рис.6.9.

Обозначения на рисунке:

$P' = P'' = P_{np}$ – приводные силы,

P'_n, P''_n – равнодействующие нормальных сил, действующих на колодки,

P'_τ, P''_τ – силы трения, действующие на колодки,

P'_x, P''_x, P'_y, P''_y – реакции опор.

Составим уравнение равновесия – сумма моментов сил относительно точки опоры для активной колодки

$$P_{np}h + P'_\tau r_6 - \kappa_o P'_n a = 0$$

Определим равнодействующую сил трения

$$P_{\tau}^t = P_{np} \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

Момент трения, создаваемый активной колодкой

$$M_{mp}^t = P_{\tau}^t r_{\delta} = P_{np} r_{\delta} \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

Если $\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta} = 0$, $M'_{tp} = \infty$, тормозной механизм заклинивается.

Для пассивной колодки сумма моментов сил определится

$$P_{np} h - P''_{\tau} r_{\delta} - \kappa_o P''_{np} a = 0$$

Момент трения, создаваемый пассивной колодкой

$$M_{mp}^{tt} = P_{\tau}^{tt} r_{\delta} = P_{np} \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a + K_{mp} r_{\delta}}$$

Тормозной момент, создаваемый обеими колодками

$$M_{mop} = M_{mp}^t + M_{mp}^{tt} = P_{np} r_{\delta} \left(\frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}} + \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a + K_{mp} r_{\delta}} \right)$$

Реакции опор:

Активной колодки

$$P_y^t = P_{\tau}^t \quad P_x^t = P_n^t - P_{np} \quad P_n^t = \frac{P_{\tau}^t}{K_{mp}} = \frac{P_{np} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

Пассивной колодки

$$P_y^{tt} = P_{\tau}^{tt} \quad P_x^{tt} = P_n^{tt} - P_{np} \quad P_n^{tt} = \frac{P_{np} h}{\kappa_o a + K_{mp} r_{\delta}}$$

Для сравнительной оценки различных тормозных механизмов примем следующие допущения – $a \approx r_{\delta}$; $\kappa_o = 1$; $K_{tp} = 0,35$. Оценку тормозного механизма выполним по следующим параметрам:

Отношение тормозных моментов, создаваемых активной и пассивной колодками

$$\frac{M_{mp}^t}{M_{mp}^{tt}} = \frac{\kappa_o a + K_{mp} r_{\delta}}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

$$\frac{M_{mp}^t}{M_{mp}^{tt}} = \frac{1 + K_{mp}}{1 - K_{mp}} = \frac{1,35}{0,65} \approx 2$$

Для принятых допущений , т.е. активная колодка обеспечивает тормозной момент примерно в 2 раза больше, чем пассивная, что приводит к ускоренному её изнашиванию. Чтобы уравнять износ накладок уменьшают длину пассивной накладки. Этого же можно добиться применением ступенчатого цилиндра, что существенно усложняет конструкцию.

Коэффициент тормозной эффективности

$$K_e = \frac{2K_{mp}}{1 - K_{mp}^2} = 0,8$$

Тормозная эффективность не зависит от направления движения.

Статическая характеристика тормозного механизма нелинейна, что говорит о недостаточной стабильности.

Тормозной механизм неуравновешен, $P'_n \neq P''_n$; $P'_\tau \neq P''_\tau$.

Тормозной механизм с равными приводными силами и разнесенными опорами. Схема и статическая характеристика механизма представлены на рис.6.10. В этом тормозном механизме обе колодки активные, поэтому создаваемые ими моменты одинаковы

$$M_{mp}^t = M_{mp}^{tu} = \frac{P_{np} r_\delta K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r}$$

Суммарный момент тормозного механизма

$$M_{mop} = 2P_{np} r_\delta \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Оценка тормозного механизма:

Давление на обе накладки одинаково, обе накладки имеют одинаковый износ.

Коэффициент тормозной эффективности

$$K_t = 2K_{tp} / (1 - K_{tp}) = 1,08,$$

т.е. тормозной момент несколько больше приводного.

3. На заднем ходу эффективность тормозного механизма примерно в 2 раза меньше, поэтому его применяют только для передних колес.

4. Тормозной механизм уравновешен.

Тормозной механизм с равными перемещениями колодок. Схема сил и статическая характеристика показаны на рис.6.11. Разжимной кулак имеет симметричный профиль, поэтому перемещения и деформации колодок и тормозного барабана одинаковы. Поэтому нормальные силы и силы трения одинаковы на обеих колодках. Активная колодка воспринимает меньшую приводную силу, чем пассивная.

$$P'_n = P''_n; P'_\tau = P''_\tau; P' \neq P''.$$

$$M_{mp}^t = \frac{P^t K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Момент трения: активной колодки

$$M_{mp}^{tu} = \frac{P^{tu} K_{mp} h}{\kappa_o a + K_{mp} r}$$

пассивной колодки

Суммарный тормозной момент

$$M_{mop} = K_{mp} h r_\delta \left(\frac{P^t}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta} + \frac{P^{tu}}{\kappa_o a + K_{mp} r_\delta} \right)$$

Оценка тормозного механизма:

Давления на колодки одинаковы, следовательно, обе накладки имеют одинаковый износ.

Коэффициент тормозной эффективности $K_t = 2K_{tp}$, т.е. тормозной момент меньше приводного. Тормозной механизм недостаточно эффективен.

Тормозная эффективность не зависит от направления движения.

Статическая характеристика линейна, тормозной механизм стабилен.

Тормозной механизм уравновешен.

Тормозной механизм с большим самоусилением (сервотормоз). Схема сил и статическая характеристика механизма показаны на рис.6.12.

На рис.6.13 показан сервотормоз одностороннего действия. При движении вперед обе колодки являются активными, на заднем ходу – пассивными.

Момент трения, создаваемый первой активной колодкой

$$M_{mp}^t = \frac{P' K_{mp} r_\delta h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Приводное усилие, действующее на вторую активную колодку $P'' = P'_x$. Момент трения, создаваемый ею

$$M_{mp}^{tt} = \frac{P'_x K_{mp} r_\delta h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Реакция подвижной опоры на первую активную колодку определится

$$P'_x = P'_n - P' = \frac{P' h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta} - P'$$

Тогда

$$P'' = P' \left(\frac{h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta} - 1 \right) \approx 2P'$$

, т.е. приводная сила на второй активной колодке примерно в два раза больше, чем на первой. Суммарный тормозной момент

$$M_{mop} = M_{mp}^t + M_{mp}^{tt} \approx 3P' r_\delta \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Оценка тормозного механизма:

Давления на накладки неодинаковы, поэтому накладки второй активной колодки изнашиваются интенсивнее.

$$K_9 = \frac{4K_{mp}}{1 - K_{mp}} \approx 3,31$$

Коэффициент тормозной эффективности равен

Сервотормоз одностороннего действия примерно в 3 раза эффективнее при движении вперед. Эффективность двустороннего тормоза не зависит от направления движения.

Стабильность, по сравнению с другими тормозными механизмами, самая низкая.

Тормозной механизм неуравновешен.

Сервотормоз используют в качестве трансмиссионного тормозного механизма, как колесный тормоз он не нашел применения.

Для сравнения тормозной эффективности различных тормозных механизмов на рис.6.14 приведен сводный график

По этому графику можно оценить тормозную эффективность и стабильность различных тормозных механизмов: 1 – дискового, 2 – с равными перемещениями колодок, 3 – с равными приводными силами и одностороннем размещении колодок, 4 – с равными приводными силами и разнесенными колодками, 5 – сервотормоза.

Определенное распространение получили барабанные тормозные механизмы, плавающие колодки которых имеют две степени свободы (рис.6.15 и 6.16).

В этом тормозном механизме, применяемом для задних колес автомобилей ВАЗ, нижние концы колодок пружиной прижимаются к кронштейну, закрепленному на опорном диске. Благодаря этому, колодки самоустанавливаются, что обеспечивает больший угол охвата накладок, более равномерный их износ и более высокую тормозную эффективность.

На рис.6.16 приведена конструкция тормозного механизма грузового автомобиля «Вольво».

Особенностью конструкции этого тормозного механизма является применение Z-образного разжимного устройства. Пальцы 1, входящие в углубления приводного вала 3, воздействуют на толкатели колодок 2. Такая конструкция имеет

высокий Кпд и малое сопротивление при растормаживании. Поэтому появилась возможность использовать оттяжную пружину 4, изготовленную из стальной полосы.

Ленточные тормозные механизмы

В качестве колесных ленточные тормозные механизмы не нашли применения из-за низкой стабильности, несмотря на высокую эффективность. На автомобиле БелАЗ-540 ленточный тормозной механизм применен в качестве трансмиссионного тормоза (рис.6.17). Средняя часть ленты связана с неподвижным суппортом 1. Благодаря этому лента может перемещаться только в радиальном направлении, обеспечивая одинаковую тормозную эффективность при любом направлении вращения.

Зазор между накладкой и тормозным барабаном

Для нормальной работы тормозного механизма между барабаном и фрикционной накладкой должен быть зазор $\Delta = 0,2 \dots 0,4$ мм. По мере износа фрикционных накладок зазор увеличивается, что приводит к возрастанию свободного хода тормозной педали и времени срабатывания тормозного механизма. Зазор между фрикционной накладкой и тормозным барабаном регулируют тремя способами:

- изменением положения центра опор,
- поворотом колодки относительно опоры,
- комбинацией двух способов.

Регулировка зазора между накладкой и тормозным барабаном осуществляется при сборке тормозного механизма (монтажная регулировка) и по мере износа накладок (эксплуатационная регулировка). Монтажная регулировка осуществляется вручную с помощью опорных эксцентриков 6 (рис.6.8в). Эта регулировка обеспечивает концентричность установки колодок. Для замера зазора между накладкой и барабаном вблизи опорного пальца в тормозном барабане предусмотрен лючок.

В поршневом разжимном механизме эксплуатационная регулировка осуществляется вручную или автоматически. Ручную регулировку производят эксцентриками, установленными в средней части колодок. Автоматически зазор может регулироваться при помощи разрезного упорного кольца 8 (рис.6.18), установленного в проточке поршня рабочего цилиндра с осевым зазором. В рабочем цилиндре разрезное кольцо установлено с определенным натягом, позволяющим ему перемещаться в осевом направлении, в случае износа накладок, при нажатии на педаль тормоза.

Стальные упругие кольца 3 по внутренней поверхности имеют винтовые нарезы, в которые ввертываются поршни 2. Между резьбой поршня и разрезного кольца имеется осевой зазор, обеспечивающий осевое перемещение поршня относительно цилиндра 4. При износе фрикционных накладок упругие кольца смещаются во время очередного торможения.

На автомобиле ВАЗ-2103 применяется фрикционное регулировочное устройство в задних тормозных механизмах (рис.6.19).

Втулка 1 через фрикционные шайбы 4 пружиной прижимается к ребру колодки 2. В отверстие втулки с определенным зазором S входит головка стойки 3, закрепленная на опорном диске тормозного механизма. При износе накладки втулка 1, преодолевая силу трения между ребром колодки и фрикционными шайбами, перемещается в новое положение, сохраняя зазор между накладкой и барабаном.

При кулачковом разжимном устройстве для регулировки зазора между накладкой и барабаном применяют червячный механизм (рис.6.20). На валу разжимного кулака 3 закреплена червячная шестерня 2. Вращая вручную вал 1 с червяком, поворачивают вал 3. Разжимной кулак 4 при неподвижном рычаге 5 раздвигает колодки до требуемого зазора. Величину зазора между накладкой и барабаном оценивают по величине хода штока 6 тормозной камеры при нажатии на педаль тормоза.

Тормозные барабаны

Тормозные барабаны часто изготавливают биметаллическими – стальной диск, соединенный в литье с чугунным ободом (ГАЗ-3102, ВАЗ-2105, ГАЗ-53А) или алюминиевый сплав с залитым внутрь чугунным кольцом. На большегрузных автомобилях тормозные барабаны отливают из серого чугуна (КамАЗ, ЗИЛ, МАЗ). Снаружи обод барабана снабжен ребрами для повышения его жесткости и улучшения охлаждения. Тормозной барабан центрируется по ступице колеса. Рабочую поверхность тормозного барабана шлифуют и суперфинишируют. Для уменьшения биения барабан подвергают механической обработке вместе со ступицей колеса.

Тормозные колодки

Колодки колесных тормозных механизмов выполняют штампованными, сварными или литыми. Сварные колодки изготавляются из стали, литье – из чугуна или легких сплавов. К наружной поверхности колодки приклепываются или приклеиваются фрикционные накладки. Под действием стяжных пружин колодки прижимаются к разжимному устройству. Сварные колодки удерживаются от бокового смещения направляющими скобами, а литые колодки – опорными пальцами. Конструкция литой колодки автомобиля ЗИЛ-131 показана на рис.6.21.

Фрикционные накладки 2 прикреплены к колодке 3 заклепками 1. На одном конце колодки расточено отверстие под опорный палец, к другому концу колодки прикреплена стальная опорная пластина, имеющая более высокую твердость, чем материал колодки.

Тормозные накладки

Тормозные накладки выполняют, чаще всего, формированием смеси коротковолокнистого асбеста, наполнителя (оксид цинка, сурик железный и др.) и связующего (синтетические смолы, каучук и их комбинации). В настоящее время все большее распространение получают безасbestовые накладки, экологически чистые в производстве и эксплуатации. Коэффициент трения накладок должен незначительно зависеть от скорости скольжения, нагрева, наличия воды между трущимися поверхностями и находиться в пределах 0,30...0,35. Накладка должна иметь высокую жесткость, прочность, износостойкость и сохранять свои свойства при нагреве до 400°C без обугливания, выкрашивания и отделения связующих материалов.

3.Нагрузки в элементах тормозных систем

Расчет колесных тормозных механизмов

По заданной интенсивности торможения определяется сумма тормозных моментов всех колес автомобиля

$$\Sigma M_{tp} = j_3 m_a R_3$$

j_3 – расчетное замедление, m/c^2 ,
 m_a – полная масса автомобиля, кг,
 R_3 – радиус качения колес, м.

Рекомендуется принимать $j_3 = (1,3...1,5)j_n$. Нормативное замедление для рабочей тормозной системы равно $j_n = 7...9m/c^2$.

Сумму тормозных моментов можно определить, исходя из сцепных свойств автомобиля

$$\Sigma M_{tp} = K_{cpl} g m_a R_3$$

$K_{cpl} = 0,7...0,8$ – коэффициент сцепления на сухой дороге с асфальтобетонным покрытием.

Для двухосных автомобилей тормозные моменты для передних M_{tpn} и задних M_{tpz} колес определяются по формулам:

$$M_{mpn} = \frac{j_3 m_a R_3}{2} \left(\frac{X_{up} + \frac{j_3}{g} h}{L} \right) \quad M_{mpz} = \frac{j_3 m_a R_3}{2} \left(\frac{L - X_{up} - \frac{j_3}{g} h}{L} \right)$$

$X_{цм}$, h – продольная и высотная координаты центра масс,
 L – продольная база автомобиля.

Затем выбирают тип тормозного механизма и его основные размеры. Для барабанного тормозного механизма по условиям компоновки задаются радиусом барабана r_6 и шириной колодки b . В дальнейшем эти размеры проверяются на удельную работу трения. Размеры a , h (рис. 6.9) выбирают по конструктивным соображениям. Начальный угол β_1 и угол охвата фрикционной накладки β_2 (рис. 6.6) обычно принимают равными:

$$\beta_1 = 25\ldots30^\circ \quad \beta_2 = 90\ldots130^\circ$$

Удельная нагрузка на тормозные накладки

$$p_{нак} = \frac{gm_a}{\sum F_{нак}}$$

$\Sigma F_{нак}$ – суммарная площадь тормозных накладок рабочей системы.

Средние значения удельного давления на тормозные накладки барабанных тормозных механизмов составляют:

- для легковых автомобилей $p_{нак} = 10\ldots20 \text{ Н/см}^2$,
- для грузовых автомобилей $p_{нак} = 20\ldots40 \text{ Н/см}^2$,
- для автобусов $p_{нак} = 25\ldots40 \text{ Н/см}^2$.

Для автомобилей с дисковыми тормозными механизмами удельные нагрузки соответственно выше.

Удельная работа трения

$$q_o = \frac{A}{\sum F_{нак}}$$

где $A = m_a V^2 / 2$ – кинетическая энергия автомобиля при максимальной скорости начала торможения. В данном случае не учитываются затраты кинетической энергии на сопротивление качению и воздуха, что пойдет в запас тормозной системы.

Средние значения для удельной работы:

- легковые автомобили $q_o = 1\ldots2 \text{ кДж/см}^2$,
- грузовые автомобили и автобусы $q_o = 0,6\ldots0,8 \text{ кДж/см}^2$.

От удельной работы зависит износ и нагрев тормозного барабана (диска) и тормозных накладок. Увеличение площади тормозных накладок связано с увеличением диаметра тормозного барабана (диска) и увеличением ширины барабана. При этом увеличивается поверхность охлаждения. Этим объясняется тенденция увеличения размера колес легковых автомобилей.

Нагрев тормозного барабана (диска) за одно торможение

$$\Delta T = \frac{m_k V^2}{2m_6 C}$$

m_k – масса автомобиля, приходящаяся на тормозящее колесо,

m_6 – масса барабана,

C – удельная теплоемкость чугуна или стали, $C = 500 \text{ Дж/(кг К)}$.

Нагрев барабана за одно торможение не должен превышать 20° .

Тормозной гидропривод

Расчетная схема гидропривода приведена на рис. 6.85.

Наибольшее давление рабочей жидкости при служебном торможении составляет $4,0\ldots6,0 \text{ МПа}$ и при экстренном торможении достигает максимума – $10,0 \text{ МПа}$. В гидроприводе высокого давления давление жидкости в гидроаккумуляторе составляет

10,0 МПа и более. Исходя из максимального давления в приводе, усилие на педали

$$P_{ned} = \frac{\pi d_{zu}^2 p_{жэ}}{4I_{nnp} Kn \partial_{nnp}}$$

определится

d_{zu} – диаметр главного тормозного цилиндра,

$p_{жэ}$ – давление жидкости при экстренном торможении,

$I_{nnp} = a / b$ – передаточное число педального привода,

$K_{пд_{nnp}} = 0,92 \dots 0,95$ – коэффициент полезного действия привода.

Усилие, создаваемое рабочим цилиндром на тормозные колодки

$$P_{np} = P^t = P'' = \frac{\pi d_{puz}^2 p_{жэ}}{4}$$

d_{puz} = (0,9...1,2) d_{zu} - диаметр рабочего тормозного цилиндра.

Ход педали для двухосного автомобиля рассчитывается по формуле

$$S_{ned} = \frac{2d_{puz}^2 (\Delta S_n^t + \Delta S_n^{tt}) + 2d_{puz}^2 (\Delta S_3^t + \Delta S_3^{tt})}{d_{zu}^2} I_{nnp} K_o + \Delta S_{xx}$$

d_{puz} , d_{puz} – диаметры рабочих тормозных цилиндров передних и задних колес,

ΔS_n^t , ΔS_n^{tt} , ΔS_3^t , ΔS_3^{tt} – перемещение поршней активной и пассивной колодок передних и задних колес,

$K_o = 1,05 \dots 1,10$ – коэффициент, учитывающий объемное расширение привода (резиновых трубопроводов),

ΔS_{xx} – холостой ход педали тормоза.

Полный ход педали включает запас хода (30...40% полного хода) для компенсации износа накладок. Для легковых автомобилей полный ход не должен превышать 150мм. Наибольшее усилие на педали тормоза должно быть $P_{ped} < 500\text{Н}$.

Тормозной пневмопривод (рис. 6.86)

Усилие на тормозной педали определяется исходя из максимального тормозного момента. Тормозной момент с равными перемещениями колодок обеспечивает равные моменты, создаваемые колодками, а приводные силы не равны. Задавшись максимальным тормозным моментом (по сцеплению колеса с дорогой) и учитывая отношение приводных

сил $\frac{P''}{P'} = \frac{1 + K_{mp}}{1 - K_{mp}}$, можно найти момент на валике разжимного кулака (без учета трения) $M_b = (P' + P'')r$

$r = \text{const}$ – для эвольвентного профиля кулачка.

Усилие на штоке тормозной камеры $P_{шт} = M_b / l$. Давление воздуха в полости тормозной камеры $p_b = P_{шт} / F_1$. Усилие, действующее на поршень тормозного крана $P_{пор} = p_b F_2 + P_{пр}$. Усилие на тормозной педали $P_{ped} = P_{пор} b / a$.

Допустимое усилие на тормозной педали для грузового автомобиля

$$[P_{ped}] \leq 700 \text{ Н}$$

Полный ход педали тормоза не должен превышать 180мм.

4. Наименование вопроса № 4. Рулевое управление. Общие сведения. Основы конструирования и расчета рулевого привода и механизма.

1.Требования, классификация, применяемость.

Рулевое управление должно обеспечивать изменение направления движения автомобиля (но не реверс). От рулевого управления в значительной степени зависит безопасность движения, поэтому к нему предъявляются достаточно высокие требования:

1. Возможно меньшее значение минимального радиуса поворота (высокая маневренность).
2. Малые усилия на рулевом колесе (легкость управления, высокий прямой КПД).
3. Силовое и кинематическое следящее действие:
 - усилие, прикладываемое к рулевому колесу пропорционально моменту сопротивления повороту управляемых колес,
 - соответствие между углом поворота рулевого колеса и углами поворота управляемых колес.
4. Минимальная передача толчков на рулевое колесо от ударов управляемых колес о неровности дороги (низкий обратный КПД).
5. Минимальное боковое скольжение колес при повороте.
6. Оптимальная упругая характеристика:
 - высокая чувствительность,
 - невозможность возникновения автоколебаний управляемых колес.
7. Кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской (для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов).
8. Минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес.
9. Высокая надежность.
10. Общие требования.

Классификация рулевых управлений

По способу поворота автомобиля:

- поворотом управляемых колес,
- изломом шарнирно-сочлененной рамы (одноосный тягач с одноосным прицепом),
- торможением колес одного борта,
- вращением колес одного борта в противоположную сторону.

На большинстве автомобилей управление осуществляется поворотом управляемых колес. Такой способ поворота обеспечивает относительно низкую маневренность $R_{min} = L / \operatorname{tg} \alpha_{max}$, α_{max} – наибольший угол поворота управляемых колес, ограничен конструктивно.

Управление складыванием в горизонтальной плоскости элементов автотранспортных средств применяют при низких скоростях движения, например, автопоезд МАЗ-6401-9585 (4x2), К-700, Т-150К. Этот способ поворота обеспечивает достаточно высокую маневренность. Однако из-за опасности складывания рамы не получил распространения на автомобилях.

Управление при помощи торможения колес одного борта или вращения колес разных бортов в противоположные стороны применяется крайне редко и только на многоосных автомобилях. В последнем случае можно осуществить поворот на месте, вокруг центра масс ($R_{min} = 0$).

По расположению рулевого колеса:

- правое,
- левое.

Расположение рулевого колеса зависит от принятого в стране направления движения:

- правое, при левостороннем движении (Англия, Япония),
- левое, при левостороннем движении (большинство стран мира).

Использование автомобиля с правым расположением рулевого колеса при правостороннем движении нежелательно с точки зрения безопасности движения. Плохая обзорность при обгоне с выездом на соседнюю полосу движения.

По количеству и расположению управляемых колес:

2-х осные автомобили:

- передние управляемые колеса,
- задние,
- передние и задние.

3-х осные автомобили:

- передние управляемые колеса,
- передние и задние.

4-х осные автомобили:

- управляемые колеса 2-х передних мостов,
- передние и задние (1-го и 4-го мостов),
- всех колес.

В 2-х осных автомобилях, как правило, управляемые колеса – передние. При повороте задних управляемых колес имеет место запаздывание реакции водителя, что нежелательно во время движения с большой скоростью. Поэтому задние управляемые колеса применяют на специальных автотранспортных средствах с низкими скоростями движения, например, автопогрузчики (большая нормальная нагрузка на передние колеса).

В автомобилях, которые должны обладать повышенной маневренностью и проходимостью (городской внедорожник) иногда все колеса выполняют управляемыми. Это обеспечивает снижение минимального радиуса поворота и одновременно уменьшает сопротивление движению при повороте. Двухосный автомобиль с передними управляемыми колесами при повороте прокладывает четыре колеи (каждое колесо движется по своей траектории). При наличии всех управляемых колес они движутся по двум колеям (передние и задние колеса одного борта по одной колее). При движении по хорошей дороге управление задних колес, обычно, блокируют.

2. Основные технические параметры рулевого управления

1. Минимальный радиус поворота автомобиля – расстояние от центра поворота до продольной оси.

$$R_{\min} = L / \operatorname{tg} \alpha_{\max}$$

α_{\max} – максимальное значение среднего (левого и правого) угла поворота управляемых колес. Для исключения бокового скольжения колес при повороте они должны катиться по концентрическим окружностям, описанным из одной точки – центра поворота. Поэтому управляемые колеса необходимо поворачивать на различные углы, соблюдая соотношение

$$\operatorname{ctg} \alpha_{\text{нар}} - \operatorname{ctg} \alpha_{\text{вн}} = B_{\text{ш}} / L$$

$\alpha_{\text{нар}}, \alpha_{\text{вн}}$ – углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес,

$B_{\text{ш}}$ – расстояние между шкворнями поворотных цапф,

L – продольная база автомобиля.

Такая связь (с некоторым приближением) между управляемыми колесами осуществляется рулевой трапецией. Из-за бокового увода шин под действием центробежной силы центр поворота смещается вперед относительно оси задних колес, что приведет к изменению требуемого соотношения между углами поворота колес.

Возможно, в будущем появятся автомобили, у которых водитель будет поворачивать одно колесо (правое или левое). Другое колесо будет поворачивать электронный блок управления с учетом угла поворота и углов увода шин. С точки зрения безопасности движения должна быть обеспечена 100% надежность блока управления или дублирование его работы рулевой трапецией.

Минимальный радиус поворота автомобиля со всеми управляемыми колесами (управляемые колеса поворачиваются в разные стороны)

$$R_{\min} = L / 2 \sin \alpha_{\max}$$

Значения минимального радиуса поворота для различных автомобилей находятся в пределах:

- легковые автомобили - 4,6...7,6,
- автобусы - 5,9...11,2,
- грузовые автомобили - 6,0...13,0.

2. Общий кпд рулевого управления

Общий кпд рулевого управления можно представить

$$K_{\text{ПДру}} = K_{\text{ПДpm}} + K_{\text{ПДpp}}$$

$K_{\text{ПДpm}}$ – кпд рулевого механизма,

$K_{\text{ПДpp}}$ – кпд рулевого привода.

3. Угловое передаточное число рулевого управления – это отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к полусумме элементарных углов поворота наружного и внутреннего колес

$$I_{\omega} = \frac{2d\alpha_{pk}}{d\alpha_h + d\alpha_b}$$

$d\alpha_{pk}$ – элементарный угол поворота рулевого колеса,

$d\alpha_h$, $d\alpha_b$ – элементарные углы поворота соответственно наружного и внутреннего колес.

Угловое передаточное число рулевого управления зависит от передаточного числа рулевого механизма I_{pm} и передаточного числа рулевого привода I_{pr} $I_{\omega} = I_{pm}I_{pr}$.

Передаточное число рулевого механизма есть отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к элементарному углу поворота вала сошки

$$I_{pm} = \frac{d\alpha_{pk}}{d\alpha_{cou}}$$

В зависимости от конструкции рулевого механизма передаточное число может быть постоянным в процессе поворота рулевого колеса или переменным. Переменное передаточное число рулевого механизма может применяться:

1. на легковых автомобилях. В этом случае максимальное значение передаточного числа $I_{pm \ max}$ имеет место при нейтральном положении управляемых колес (положении для движения прямо). Это повысит безопасность движения на высоких скоростях, так как при небольших углах поворота рулевого колеса управляемые колеса будут поворачиваться незначительно.

2. на грузовых автомобилях (без усилителя руля). Максимальное значение передаточного числа рулевого механизма $I_{pm \ max}$ обеспечивают при крайних положениях управляемых колес, что облегчает управление автомобилем при крутых поворотах.

На большинстве автомобилей в настоящее время применяют рулевые механизмы с постоянным передаточным числом. Передаточное число рулевого механизма различных автомобилей находится в пределах

$$I_{pm} = 17\dots24$$

Передаточное число рулевого привода – это отношение плеч рычагов привода. Оно находится в пределах $I_{pr} = 0,85\dots2,0$. В процессе поворота рулевого колеса положение поворотных рычагов меняется, поэтому будет изменяться передаточное число привода.

Угловое передаточное число рулевого управления характеризует маневренность автомобиля. Наибольший угол поворота управляемых колес ограничен конструктивно. Максимальный угол поворота рулевого колеса находится в пределах $540\dots1080^\circ$ (1,5...3,0 оборота) в каждую сторону. Необходимо отметить, что оптический датчик положения рулевого колеса рассчитан на угол поворота 720° .

4. Силовое передаточное число рулевого управления есть отношение суммы сил сопротивления повороту управляемых колес к усилию на рулевом колесе. Его можно определить как отношение момента сопротивления повороту управляемых колес M_c к моменту на рулевом колесе M_{pk} $I_c = M_c / M_{pk}$. Силовое передаточное число характеризует

легкость управления. При проектировании автомобиля регламентируют минимальное и максимальное усилие на рулевом колесе:

$$P_{pkmin} = 60 \text{ кН}, P_{pkmax} = 120 \text{ кН}$$

Минимальное усилие на рулевом колесе обеспечивает «чувство дороги». При повороте управляемых колес неподвижного автомобиля на цементно-бетонной поверхности усилие на рулевом колесе должно быть

$$P_{pk} \leq 400 \text{ Н}$$

В случае выхода из строя усилителя руля для поворота управляемых колес грузового автомобиля усилие на рулевом колесе должно быть

$$P_{pk} \leq 500 \text{ Н}$$

5. Параметры рулевого колеса. Момент, прикладываемый к рулевому колесу равен $M_{pk} = P_{pk}D_{pk} / 2$, здесь D_{pk} – диаметр рулевого колеса; $D_{pk} = 380...425 \text{ мм}$ – легковые и грузовые автомобили малой грузоподъемности,

$$D_{pk} = 440...550 \text{ мм} \text{ – грузовые, тягачи, многоместные автобусы.}$$

Удобство управления автомобилем зависит от расположения рулевого колеса:

Рулевое колесо расположено в вертикальной плоскости. В этом случае можно обеспечить наибольшую скорость вращения рулевого колеса (хорошая маневренность автомобиля). Следует отметить, что резкий вход в поворот на большой скорости может привести к потере управляемости.

Рулевое колесо расположено в горизонтальной плоскости. При таком положении колеса водитель сможет обеспечить наибольшее усилие на рулевом колесе.

3. Рулевые механизмы

Рулевой механизм обеспечивает, в основном, передаточное число рулевого управления и включает в себя:

- рулевую пару (рулевую передачу),
- рулевой вал,
- рулевую колонку,
- рулевое колесо.

Рулевой вал может быть цельным, телескопическим или шарнирно-сочлененным. Рулевые колонки бывают жестко закрепленными и откидывающимися. В травмобезопасных, жестко закрепленных рулевых колонках предусматривается возможность продольной деформации в случае приложения определенного осевого усилия (давление водителя грудью на рулевое колесо).

Требования, предъявляемые к рулевым механизмам:

Высокий КПД в прямом направлении (передача усилия от рулевого колеса) – обеспечивает легкость управления.

Несколько сниженный КПД в обратном направлении (передача усилия от управляемых колес) – обеспечивает снижение толчков, передаваемых на рулевое колесо.

Обратимость рулевой пары (рулевой механизм не должен препятствовать стабилизации управляемых колес).

Минимальный (нулевой) зазор в зацеплении рулевой пары при малых углах поворота управляемых колес.

Возможность регулировки зазора в зацеплении рулевой пары.

Заданный характер изменения передаточного числа.

Травмобезопасность.

Общие требования.

По типу рулевой пары рулевые механизмы бывают:

Шестеренные

- редукторные,

- реечные (получили распространение на переднеприводных легковых автомобилях).

Червячные

- червячно-секторные (применяются на тихоходных машинах):
сектор с боковыми зубьями (Т-150К).
сектор с зубьями на образующей цилиндрической поверхности.
- червячно-роликовые (применяются на легковых и грузовых автомобилях).

двуухребневые – следят за резьбой червяка в одной точке.

трехгребневые – следят за резьбой червяка в двух точках.

По числу заходов червяки различают:

- однозаходные (червячно-роликовые и червячно-секторные),
- двухзаходные и многозаходные (червячно-секторные с боковыми зубьями).

3. Винтовые

- винторычажные,
- винтореечные (Зил-130, КамАЗ).

4. Кривошипные.

Параметры оценки рулевого механизма

Кпд рулевого механизма

$$\text{Прямой кпд } K_{\text{пд}} \downarrow_{\text{рм}} = 1 - M_{\text{тр пр}} / M_{\text{рк}}$$

$M_{\text{тр пр}}$ – момент трения в рулевом механизме, приведенный к рулевому колесу, прямое вращение,

$M_{\text{рк}}$ – момент на рулевом колесе.

$$\text{Обратный кпд } K_{\text{пд}} \uparrow_{\text{рм}} = 1 - M_{\text{тр об}} / M_{\text{сопш}}$$

$M_{\text{тр об}}$ – момент трения в рулевом механизме, приведенный к валу сошки руля, обратное вращение,

$M_{\text{сопш}}$ – момент на валу сошки руля.

Значения кпд составляют:

$$K_{\text{пд}} \downarrow_{\text{рм}} = 0,60 \dots 0,95$$

$$K_{\text{пд}} \uparrow_{\text{рм}} = 0,55 \dots 0,85$$

Если пренебречь трением в подшипниках и сальниках, кпд для червячных и винтовых механизмов определится

$$K_{\text{пд}} \downarrow_{\text{рм}} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{\operatorname{tg}(\beta + \rho)}$$

$$K_{\text{пд}} \uparrow_{\text{рм}} = \frac{\operatorname{tg}(\beta - \rho)}{\operatorname{tg} \beta}$$

β - угол подъема винтовой линии,

ρ – угол трения.

Если для винтового рулевого механизма $\beta = 12^\circ$, $\rho = 8^\circ$ обратный кпд

$K_{\text{пд}} \uparrow_{\text{рм}} = 0,33$ почти в два раза меньше прямого $K_{\text{пд}} \downarrow_{\text{рм}} = 0,60$. Поэтому гайку винтового механизма устанавливают на циркулирующих шариках. Пониженный обратный кпд способствует снижению толчков, передаваемых на рулевое колесо, но одновременно затрудняет стабилизацию управляемых колес. При прямом кпд $K_{\text{пд}} \downarrow_{\text{рм}} < 0,5$ обратный кпд $K_{\text{пд}} \uparrow_{\text{рм}} \approx 0$, рулевая пара будет необратимой, стабилизация управляемых колес отсутствует.

Потери на трение в рулевом механизме составляют около 50% всех потерь на трение в рулевом управлении.

Снижение интенсивности толчков на рулевое колесо

Резкие толчки, передаваемые на рулевое колесо, могут выбить его из рук водителя, что приведет к потере управляемости. Для снижения интенсивности или исключения возможности передачи толчков на рулевое колесо применяют следующие конструктивные мероприятия:

уменьшают обратный КПД, увеличивают передаточное число рулевого механизма при нейтральном положении управляемых колес, уменьшают плечо обкатки управляемых колес, увеличивают, до определенной величины, податливость рулевого управления, применяют амортизирующее устройство в рулевом управлении, устанавливают усилитель руля, воспринимающий и поглощающий толчки от управляемых колес.

Необходимо отметить, что при очень большой податливости рулевого управления запаздывает реакция управляемых колес на управляющее воздействие водителя, т.е. поворот управляемых колес начинается с некоторой задержкой по времени.

Зазоры в рулевом механизме

Оптимальная зависимость изменения зазора в зацеплении рулевой пары от угла поворота рулевого колеса показана на рис.5.1.

Зазор в зацеплении рулевой пары ΔS должен увеличиваться с ростом угла поворота α рулевого колеса. Это необходимо для предотвращения заклинивания рулевой пары после регулировки зацепления при износе, который имеет место в зоне, соответствующей малым углам поворота рулевого колеса. Зазор в зацеплении рулевой пары оценивается по свободному ходу рулевого колеса и должен определяться при отсутствии осевого зазора рулевого вала. Суммарный зазор в рулевом управлении не должен превышать $10\dots15^\circ$ угла поворота рулевого колеса. Повышенный зазор приводит к вилянию управляемых колес и ухудшению устойчивости.

Причинами увеличения свободного хода рулевого колеса может быть увеличение зазора:

- в подшипниках управляемых колес, в шкворнях или шаровых опорах,
- в шарнирах рулевого привода, в подшипниках рулевого вала,
- в зацеплении рулевой пары, в результате слабой затяжки сошки руля на валу сошки, в результате слабого крепления картера рулевого механизма.

5. Наименование вопроса № 5. Несущая система и кузов. Общие сведения. Рамы. Кузова. Кабины и платформы грузовых автомобилей. Вибрация и шум.

Несущая система служит для установки всех частей автомобиля и восприятия вертикальных, скручивающих и толкающих статических и динамических нагрузок, действующих на автомобиль в движении. Несущую систему образует рама или несущий кузов.

1. Рама

На раме размещаются и закрепляются практически все элементы автомобиля (двигатель, трансмиссия, грузовая платформа и т.д.).

Практически все грузовые, а так же легковые автомобили высшего класса и некоторые автобусы имеют рамную несущую систему. Различают два типа современных конструкций рам - лонжеронную и хребтовую **рис 13.1**.

Лонжеронная рама состоит из двух лонжеронов (продольные балки) 3 и 5 (**рис. 13.1а**), соединенных между собой поперечинами. Лонжероны

отштампованы из листовой стали и имеют швеллерное сечение. Они, как правило, имеют переменную высоту сечения (наибольшую в середине длины), могут быть изогнуты в вертикальной плоскости. К лонжеронам и

поперечинам крепятся (сваркой, клепкой, болтами) различные элементы (кронштейны опоры и т.п.) для установки механизмов и узлов автомобиля. На переднем конце рамы установлен буфер 2 и буксируемые крюки 1. Буфер воспринимает передние удары при наезде на препятствие, а крюки служат для буксировки. В задней части рамы установлено буксирующее (прицепное) устройство 10, предназначенное для присоединения прицепов и буксируемых автомобилей.

На **рис. 13.1б** представлен эскиз хребтовой рамы. Она состоит из одной

центральной несущей рамы, как правило, трубчатого сечения, к которой крепятся различные установочные кронштейны. Часто несущая балка составляется из картеров (корпусов) отдельных механизмов трансмиссии (коробки, раздатки, мостов и т.д.), соединенных между собой патрубками. Такие рамы имеют большую жесткость, особенно крутильную, но здесь затруднен доступ к механизмам трансмиссии, корпуса которых составляют раму. На **рис 13.2** представлена конструкция рамы автомобиля КамАЗ 5320 (**рис 13.2а**), УРАЛ 4320 (**рис. 13.2б**) и конструкция сцепного устройства. На рисунках достаточно подробно представлена конструкция рам, так что дополнительных пояснений не требуется. Следует обратить внимание на то, как в конструкции рам (в форме ее элементов) учитывается назначение и компоновочные требования. Например, формы поперечин (выгнутая или вогнутая) обеспечивает компоновку двигателя на раме. Для обеспечения простоты и удобства сборки и обслуживания часть элементов рамы делается съемными.

На рамках седельных тягачей, предназначенных для буксировки полуприцепов, устанавливается седельное сцепное устройство (**рис 13.3**). Седельное устройство снабжено замком, обеспечивающим полуавтоматическую сцепку и расцепку тягача и полуприцепа. На раме сцепное устройство закреплено с возможностью качания в продольной и поперечной плоскости, что обеспечивает независимость перемещения полуприцепа и тягача при движении по неровностям дороги. Замок запирает шкворень полуприцепа автоматически, а открывается с помощью рычага 17. Произвольная расцепка предотвращается планкой 5, устанавливаемой после сцепки напротив штока запорного кулака.

2. Безрамная несущая система

Применяется, обычно, на легковых автомобилях малого и среднего классов, а так же для автобусов. Здесь функцию рамы выполняет цельнометаллический несущий кузов, имеющий достаточную прочность и жесткость при действии всего спектра нагрузок. Более подробно конструкция таких несущих систем будет рассмотрена ниже при изучении устройства кузовов.

3. Кузов

Кузов автомобиля служит для размещения водителя, грузов и пассажиров, а так же для защиты их от внешних воздействий. Кузова делятся на грузовые, пассажирские, грузопассажирские и специальные. Причем грузовые кузова могут быть общего назначения (грузовые платформы) и специализированные (самосвалы, фургоны, цистерны и т.д.). Пассажирские кузова также могут быть общего назначения и специализированные (медицинские, пожарные, лабораторные и т.п.).

В зависимости от наличия или отсутствия элементов, составляющих жесткий пространственный остов (каркас) различают каркасные, полукаркасные и бескаркасные кузова. В бескаркасном кузове жесткость обеспечивается путем придания отдельным элементам определенной формы сечения (различные выштамповки, усиления, накладки и т.д.).

В настоящее время каркасные кузова выполняются, чаще всего, на автобусах. Легковые автомобили имеют кузова бескаркасной конструкции, а кабины грузовиков делают бескаркасными или полукаркасными.

По характеру воспринимаемых нагрузок кузова делят на несущие, полунесущие и разгруженные.

У несущего кузова нет рамы, и все нагрузки воспринимаются кузовом.

Разгруженный кузов характерен для рамной несущей конструкции, причем

кузов в этом случае воспринимает только вес груза и крепится на раме не жестко. Полуразгруженные кузова воспринимают совместно с рамой часть нагрузок и крепятся на ней жестко.

4. Несущий кузов легкового автомобиля

Обычно кузов легкового автомобиля имеет неразъемный стальной корпус 1 (рис.13.4), к которому прикреплены: капот двигателя 2, крышка багажника 4, двери 5, крылья и детали декоративного оформления (облицовка радиатора, буфера и т.д.). Внутри кузова установлены сиденья 3. Корпус представляет собой жесткую сварную конструкцию, состоящую из отдельных (часто предварительно собранных) узлов: основания (пола) 6 с передней и задней частями корпуса, левой и правой боковин 8 с задними крыльями, крыши 9 и передних крыльев 7. В передней части корпуса выполнена из нескольких лонжеронов подмоторная рама для крепления силового агрегата (двигатель и сцепление) и передней подвески.

Основание - это, как правило, жесткая штампованная панель, усиленная по периметру жестким коробчатым профилем. В передней части основания имеются передний щит панели и брызговики, а в задней панели и брызговики. Боковины – цельноштампованные или сварные из отдельных деталей (стойки, пороги и т.д.). Крыша цельноштампованная, часто вместе с проемами заднего и переднего окон. Двери собраны из наружных и внутренних штамповых панелей. Они подвешиваются в проемах кузова на двух петлях, снабжены замками, ограничителями открывания. Внутри дверей смонтированы, также стеклоподъемники. Окна иногда выполняются двухсекционными, когда большая часть окна может опускаться внутрь двери, а меньшая (форточка) открывается поворотом вокруг вертикальной оси.

Боковые и задние окна выполняются, как правило, из закаленного стекла, а переднее (ветровое) стекло из триплекса (трехслойное стекло). В проемах кузова стекла устанавливаются на резиновых уплотнителях. Двери также уплотняются специальным резиновым профилем.

Капот двигателя и крышка багажника выполнены из штамповых панелей с усиливающими накладками. Они крепятся к кузову двумя петлями и снабжены замками и иногда пружинами, облегчающими открывание и обеспечивающими фиксацию в открытом положении.

Сиденья устанавливаются в один или несколько рядов (в зависимости от класса и назначения автомобиля). Переднее сиденье обычно двухместное раздельное, а заднее – диванного типа. Переднее сиденье выполняется регулируемым в продольном направлении и по углу наклона спинки. Заднее сиденье иногда снабжаются откидывающимся подлокотником, превращающим его в двухместное.

Сиденья обычно выполняются из пружинных металлических каркасов, покрытых губчатой резиной и декоративной специальной обивкой.

Внутренняя поверхность кузова (крыша, двери) отделяется декоративной и шумо-, теплоизолирующей обивкой. Шумоизоляция обеспечивается за счет применения противошумных паст, битумных мастик, перфорированных картонов. Пример конструкции сидений приведен на рис. 13.5. Кузов легкового автомобиля и кабина грузовиков снабжается ремнями безопасности, предохраняющими водителя и пассажиров от тяжелых травм и гибели при аварии. Для каждого человека предусмотрен охватывающий грудь диагональный и поясной ремни. Длина ремней регулируется. Фиксация ремней осуществляется путем защелкивания концевого язычка ремня в замке.

5. Кузов грузового автомобиля

Кузов рамного грузового автомобиля состоит из кабины, оперения и грузового кузова **рис 13.6**.

Кабина представляет собой жесткую сварную, цельнометаллическую конструкцию, состоящую из каркаса 1 (**рис. 13.6а**), крыши 2, верхней 1, задней 3 и боковых 5 панелей. Для обеспечения доступа к двигателю и его системам в грузовиках с кабиной, расположенной над двигателем, она выполняется откидывающейся. Устройство откидывания кабины обеспечивает легкое опрокидывание кабины (за счет уравновешивания ее специальными пружинами или торсионами) примерно на 45% вперед, а также надежную фиксацию ее в откинутом и опущенном положении.

Оперение кабины грузового автомобиля включает капот 6 (**рис 13.6б**), крылья 7, подножки 8 и облицовку радиатора 9.

В случае, когда кабина грузового автомобиля расположена над двигателем, капот отсутствует.

Грузовой кузов может выполняться в виде грузовой платформы, самосвальным, в виде фургона, цистерны и т. д.

Грузовая платформа часто делается дерево-металлической (**рис 13.6в**). Она состоит из основания, пола и бортов. Основание включает брусья 11 и 13. К нему крепятся пол 14, неподвижный передний борт 16 и откидные боковые 15 и задние 12 борта. Доски пола и бортов скрепляются металлическими планками 19. Откидные борта крепятся к основанию с помощью петель 20, а передний – специальными стойками.

Откидные борта в поднятом положении удерживаются запорами 17.

Бортовая платформа в сборе крепится к раме с помощью стремянок 10 и гаек 18. Часто бортовые платформы снабжаются дополнительными устройствами для наращивания бортов и установки тентов.

6. Вентиляция и отопление кузова

Система вентиляции и отопления кузова предназначена для регулирования воздухообмена и температуры воздуха в салоне автомобиля. Для легкового автомобиля она, обычно, включает отопитель жидкостного типа с дополнительными устройствами. Отопитель состоит из радиатора 12 (**рис 13.7**), к которому подводится горячая жидкость из системы охлаждения двигателя. Одновременно через коробку 10 воздухопритока к радиатору подводится наружный воздух.

Наружный воздух во внутрикапотное пространство поступает через щели в задней части капота. Проходя сквозь радиатор, воздух нагревается и поступает в салон. Крышка 9 воздухопритока позволяет регулировать количество воздуха, поступающего в салон через отопитель.

Во время движения автомобиля воздух подается в салон за счет скоростного напора, а во время стоянки или при недостатке скоростного напора свежий воздух подается в салон электровентилятором 3. Температура воздуха, поступающего в салон, регулируется количеством горячей жидкости, поступающей в радиатор отопителя. Воздух, поступающий в салон через отопитель, направляется к дефлекторам 8 и воздухопроводу 1.

Распределительная крышка 16 регулирует расход воздуха через дефлекторы и воздухопровод. При открытой крышке большая часть воздуха идет через воздухопровод 1, а при закрытой – через дефлекторы 8. Соответственно изменяется подвод нагретого воздуха вниз к ногам водителя, или вверх, на обогрев стекол и верней части салона.

В автобусах тепло на обогрев салона обычно отбирается от радиатора системы охлаждения двигателя и теплый воздух по каналам обогрева поступает в салон.

Легковые автомобили имеют, как правило, естественную приточную и вытяжную вентиляцию салона (открывающиеся окна, форточки, люки). Приточная вентиляция осуществляется через заборный люк в крышке капота, а вытяжная через отверстие (щели) в боковинах кузова и перфорированную обивку внутренней поверхности крыши.

7. Конструктивные мероприятия, обеспечивающие безопасность

Конструкция кузова автомобиля существенно влияет на безопасность движения. В смысле обеспечения активной безопасности большое значение имеют: хорошая обзорность с места водителя во всех направлениях, величина поверхности очистки лобового стекла, предохранение от запотевания и обмерзания стекол, удобства посадки водителя снижающее его утомляемость.

К конструктивным мерам пассивной безопасности можно отнести: наличие и эффективность ремней безопасности, безосколочные стекла, конструкцию панелей и приборов с повышенной энергопоглощающей способностью, утопленными кнопками управления и другими деталями; конструкции обеспечивающие возможность эвакуации человека из аварийного автомобиля, высокая прочность пассажирского салона кузова,

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Не предусмотрено РУП

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ПРОВЕДЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ

3.1 Практическое занятие №1 (2 часа).

Тема: «Расчет нажимного усилия. Расчет периферийных пружин. Расчет фрикционного диска»

3.1.1 Задание для работы:

1. Расчет нажимного усилия.
2. Расчет периферийных пружин.
3. Расчет фрикционного диска.

3.1.2 Краткое описание проводимого занятия:

РАСЧЕТ НАЖИМНОГО УСИЛИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Расчетный момент сцепления

$$M_{\phi} = M_{eh}$$

M_{eh} - номинальный крутящий момент двигателя

- коэффициент запаса сцепления

$$\beta = 1,2 \dots 1,75 - \text{легковые автомобили}$$

$$\beta = 1,5 \dots 2,5 - \text{грузовые автомобили}$$

$$M_{\phi} := M_{eh} \cdot \beta$$

Момент передаваемый сцеплением определяется

$$M_{\phi} = K_{tp} P_{pr} R_{cp}^i$$

K_{tp} - коэффициент трения

$K_{tp} = 0,28 \dots 0,62$ - для материала накладок

P_{pr} - усилие нажимных пружин, Н

i - число пар трения

$i = 2$ - однодисковое сцепление

$i = 4$ - двухдисковое сцепление

R_{cp} - средний радиус ведомого диска. м

- дизель

- двигатель с искровым зажиганием

- номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$R_{cp} = \frac{D_h^3 - d_{bh}^3}{3(d^2 - d_{bh}^2)} \times 10^{-3}$$

D_h - наружный диаметр фрикционных накладок, мм

d_{bh} - внутренний диаметр фрикционных накладок, мм

Наружный диаметр фрикционного кольца можно определить

$$D_h = 10 \sqrt{\frac{10M_{e \max}}{A_{\phi \delta}}}$$

$M_{e \max}$ - максимальный крутящий момент двигателя

$A_{\phi \delta}$ -эмпирический коэффициент:

$A_{\phi \delta} = 4,7$ - легковые автомобили

$A_{\phi \delta} = 3,6$ - грузовые автомобили

$A_{\phi \delta} = 1,9$ -автомобили повышенной проход.

$$D_h := 10 \cdot \sqrt{10 \cdot \frac{M_{e \max}}{A_{\phi \delta}}}$$

Окружная скорость ведомого диска при максимальной частоте вращения

$$V_{\phi \delta} = \frac{\omega_{\max} D_h}{2}$$

$$\omega_{\max} = \omega_h + 15$$

$$\omega_{\max} = 1.2 \omega_h$$

$$\omega_H := \frac{\pi \cdot n_H}{30}$$

Тип двигателя:

- дизель $T_D = 0$
- двигатель с искровым зажиганием $T_D = 1$

$$V_{\phi D} := \frac{\omega_{max} \cdot D_H}{2 \cdot 10^3}$$

Должно соблюдаться условие $V_{\phi D} < 65...70 \text{ м/с}$

Внутренний диаметр фрикционных накладок находится в пределах $d_{BH} = 110...220 \text{ мм}$ (из конструктивных соображений).

Следует иметь в виду, что чем больше M_{eH} , тем большие размеры гасителя крутильных колебаний и, соответственно, должен быть больше внутренний диаметр фрикционных накладок.

Давление на фрикционные накладки:

- | | |
|----------------------------------|--------------------|
| $q = 0,15...0,20 \text{ МПа}$ | - асбобакелит, |
| $q = 2,0...2,5 \text{ МПа}$ | - сталь, |
| $q = \text{до } 3,5 \text{ МПа}$ | - металлокерамика. |

Необходимое число пар трения

$$i_0 := \frac{16 \cdot M_\phi \cdot 10^3}{\pi \cdot K_{tp} \cdot q \cdot (D_H - d_{BH}) \cdot (D_H + d_{BH})^2}$$

Очевидно, что необходимое число пар трения должно быть меньше принятого ранее

Средний радиус ведомого диска H

$$R_{cp} := \frac{(D_H^3 - d_{BH}^3) \cdot 10^{-3}}{3 \cdot (D_H^2 - d_{BH}^2)}$$

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении

$$P_{pp} := \frac{M_\phi}{K_{tp} \cdot R_{cp} \cdot i}$$

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении

$$P_{\text{пр}} := 5352 \text{ Н}$$

Число нажимных пружин $Z_{\text{пр}} = 9 \dots 16$ должно быть кратным числу отжимных рычагов.

$$Z_{\text{пр}} := 12$$

Усилие одной пружины при включенном сцеплении не должно превышать **800 Н.**

$$P_{\text{пр1}} := \frac{P_{\text{пр}}}{Z_{\text{пр}}}$$

$$P_{\text{пр1}} = 446 \text{ Н}$$

Жесткость пружины определяется параметрами пружины

$$c_{\text{пр}} = \frac{G d_{\text{п}}^4}{8 n_{\text{pb}} D_{\text{в}}^3}$$

G - модуль сдвига

$$G := 8.5 \cdot 10^4 \text{ МПа}$$

$d_{\text{п}}$ - диаметр проволоки $d_{\text{п}} = 3,0 \dots 4,5 \text{ мм}$

$$d_{\text{п}} := 4.2 \text{ мм}$$

n_{pb} - число рабочих витков $n_{\text{pb}} = 7 \dots 9$

$$n_{\text{pb}} := 7$$

Полное число витков

$$n_{\text{пв}} := n_{\text{pb}} + 1.5$$

$$n_{\text{пв}} = 8.5$$

$D_{\text{в}}$ - средний диаметр витка $D_{\text{в}}$ $\text{ср} = 24 \dots 32$

$$D_{\text{в}} := 24.8 \text{ мм}$$

Жесткость пружины

$$c_{\text{пр}} := \frac{G \cdot d_{\text{п}}^4}{8 \cdot n_{\text{pb}} \cdot D_{\text{в}}^3}$$

$$c_{\text{пр}} = 30.965 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Деформация пружины при включенном сцеплении

$$\Delta l_1 := \frac{P_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр}}}$$

$$\Delta l_1 = 14.403 \text{ мм}$$

Число пар трения

$$i := 2$$

Величина отвода нажимного диска

$$S_{\text{нд}} := 0.7 \cdot i$$

$$S_{\text{нд}} = 1.4 \text{ мм}$$

Деформация пружины при выключенном сцеплении

$$\Delta l_2 := \Delta l_1 + S_{\text{нд}}$$

$$\Delta l_2 = 15.803 \text{ мм}$$

Усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении

$$P_{\text{прmax}} := Z_{\text{пр}} \cdot c_{\text{пр}} \cdot \Delta l_2$$

$$P_{\text{прmax}} = 5.872 \times 10^3 \text{ Н}$$

Напряжение среза проволоки

$$\tau_{\text{пр}} := \frac{8 \cdot P_{\text{прmax}} \cdot D_B}{\pi \cdot d_{\text{п}}^3 \cdot Z_{\text{пр}}}$$

$$\tau_{\text{пр}} = 417.123 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение [МПа]

3.1.3 Результаты и выводы:

3.2 Практическое занятие №2 (2 часа).

Тема: «Расчет пружин гасителя. Расчет буксование сцепления. Расчет нагрева нажимного диска»

3.2.1 Задание для работы:

1. Расчет пружин гасителя.
2. Расчет буксование сцепления.
3. Расчет нагрева нажимного диска

3.2.2 Краткое описание проводимого занятия:

Расчет пружин гасителя крутильных колебаний

Зададимся некоторыми параметрами пружин из конструктивных соображений.

Число пружин $Z_{\text{прг}} = 6$ или 8 редко больше.

Диаметр проволоки $d_{\text{прг}} = 3,0 \dots 4,0 \text{ мм}$

Средний диаметр витка $D_{\text{српрг}} = 15 \dots 18 \text{ мм}$

Полное число витков $n_{\text{прг}} = 5 \dots 6$

Жесткость пружины $c_{\text{прг}} = 100 \dots 300 \text{ Н/мм}$

Максимальное усилие, сжимающее одну пружину

$$P_{n_{\text{прг}} 1} = \frac{K_{\text{сп}} M_{\phi}}{Z_{n_{\text{прг}}} r_{\text{прг}}}$$

Расчетный трения момент сцепления

$$M_{\phi} := \text{Нм}$$

Коэффициент возможной перегрузки $K_{B\Pi} = 1,2 \dots 1,4$

Радиус приложения усилия к пружине (расстояние от оси вращения до продольной оси пружины) ориентировочно можно определить

$$r_{npz} = d_{bh} - \frac{D_{cpnprz}}{2} - \Delta r$$

Внутренний диаметр фрикционной накладки

$$d_{bh} : \text{мм}$$

Расстояние по радиусу от внутреннего диаметра фрикционной накладки до наружного диаметра пружины

$$\square r = 5 \dots 10 \text{ мм}$$

$$r_{prg} := \left(\frac{d_{bh}}{2} - \frac{D_{cpnprg}}{2} - \Delta r \right) \cdot 10^{-3}$$

$$r_{prg} : \text{м}$$

$$P_{prg} := \frac{1.25 \cdot M_\phi}{r_{prg} \cdot Z_{prg}}$$

$$P_{prg} \quad \text{Н}$$

Касательные напряжения в пружине рассчитывают с учетом кривизны витка. Обозначим отношение

$$c_\Gamma := \frac{D_{cpnprg}}{d_{prg}}$$

$$c_\Gamma$$

$$3,95 < c_\Gamma < 4,55$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витка

$$K_{KB} := \frac{4 \cdot c_\Gamma - 1}{4 \cdot c_\Gamma - 4} + \frac{0.615}{c_\Gamma}$$

Касательные напряжения

$$\tau := \frac{8 \cdot P_{prg} \cdot D_{cpnprg} \cdot K_{KB}}{\pi \cdot d_{prg}^3}$$

$$\tau = \text{МПа}$$

Допустимое напряжение

$$[\square] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$$

Работа буксования сцепления

Работу буксования сцепления определим по эмпирической формуле

$$L_6 = \frac{0,5 J_a M_{e \max} \omega_{dv}^2}{M_{e \max} - M_c}$$

Максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{\text{emax}} := 406 \text{Нм}$$

I_a - момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$J_a = \frac{K_{\text{врм}} m_a R_3^2}{(I_o I_{k1})^2}$$

I_o - передаточное число главной передачи

$$I_o := 6.104$$

Для грузовых автомобилей расчеты ведут на первой передаче, для легковых -на первой или второй передаче.

$$I_{k1} := 5.028$$

$K_{\text{врм}}$ - коэффициент вращающихся масс

$$K_{\text{врм}} := 1.04 + 0.0015 \cdot (I_o \cdot I_{k1})^2$$

$$K_{\text{врм}} = 2.453$$

m_a - полная масса автомобиля

$$m_a := 6082 \text{кг}$$

R_3 - радиус качения ведущего колеса

$$R_3 := 0.452 \text{м}$$

$$J_a := \frac{K_{\text{врм}} \cdot m_a \cdot R_3^2 \cdot 1000}{(I_o \cdot I_{k1})^2}$$

$$J_a = 3.236 \times 10^3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$n_H := 4000 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_H := \frac{\pi \cdot n_H}{30}$$

$$\omega_H = 418.879 \frac{1}{\text{с}}$$

Работу буксования рассчитывают при частоте вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{\text{дв}} = K_n \omega_H$, где $K_n = 0.6...0.7$

$$K_n := 0.6$$

$$\omega_{\text{дв}} := K_n \cdot \omega_H$$

$$\omega_{\text{дв}} = 251.327 \frac{1}{\text{с}}$$

M_C - момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$M_c = \frac{K_{\text{дор}} g m_a R_3}{I_o I_{k2} K_{\text{ПДтр}}}$$

$K_{\text{дор}}$ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления, для хорошей дороги $K_{\text{дор}} = f = 0,016$

$$K_{\text{дор}} := 0.016$$

$K_{\text{ПДтр}}$ - механический кпд трансмиссии

$$K_{\text{ПДтр}} := 0.895$$

$$M_c := \frac{K_{\text{дор}} \cdot m_a \cdot R_3 \cdot 9.807}{I_o \cdot I_{k1} \cdot K_{\text{ПДтр}}}$$

$$M_c = 15.704 \text{ Нм}$$

Работа буксования сцепления

$$L_6 := \frac{0.5 \cdot J_a \cdot M_{\text{emax}} \cdot \omega_{\text{дв}}^2}{(M_{\text{emax}} - M_c) \cdot 1000}$$

$$L_6 = 1.063 \times 10^5 \text{ Дж}$$

Суммарная площадь накладок сцепления

Наружный диаметр фрикционных накладок

$$D_H := 32.5 \text{ см}$$

Внутренний диаметр фрикционных накладок

$$d_{BH} := 18.0 \text{ см}$$

Число пар трения

$$i := 2$$

$$F_{\text{нак}} := \frac{\pi \cdot |D_H^2 - d_{BH}^2| \cdot i}{4}$$

$$F_{\text{нак}} = 1.15 \times 10^3 \text{ см}^2$$

Удельная работа буксования сцепления

$$L_{\text{буд}} := \frac{L_6}{F_{\text{нак}}}$$

$$L_{\text{буд}} = 92.424 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$$

Допустимая удельная работа буксования

- для грузовых автомобилей

$$[L_{\text{буд}}] = 15 \dots 120 \text{ Дж/см}^2$$

- для легковых автомобилей $[L_{\text{буд}}] = 50 \dots 70 \text{ Дж/см}^2$

Нагрев нажимного диска

Повышение температуры нажимного диска за одно включение сцепления

$$\Delta T = \frac{K_{\text{нт}} L_6}{m_{\text{нд}} c_{\text{нд}}}$$

$K_{\text{ПТ}}$ - коэффициент перераспределения теплоты

-однодисковое сцепление $K_{\text{ПТ}} = 0,5$

- двухдисковое сцепление $K_{\text{ПТ}} = 0,25$

$$K_{\text{ПТ}} := 0.5$$

L_6 - работа буксования сцепления

$$L_6 := 10630 \text{Дж}$$

$c_{\text{НД}}$ - теплоемкость чугуна

$$c_{\text{НД}} := 426 \left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг}^0} \right)$$

Наружный диаметр фрикционных накладок

$$D_H := 32.5 \text{ см}$$

Внутренний диаметр фрикционных накладок

$$d_{BH} := 18.0 \text{ мм}$$

Плотность чугуна

$$\rho_C := 7.5 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$$

Толщина нажимного диска $h_{\text{НД}} = 1,5 \dots 2,0 \text{ см}$

$$h_{\text{НД}} := 1.5 \text{ см}$$

Масса нажимного диска

$$m_{\text{НД}} := \frac{\pi \cdot \left[(D_H + 10)^2 - (d_{BH} - 10)^2 \right] \cdot h_{\text{НД}} \cdot \rho_C}{4 \cdot 10^3}$$

$$m_{\text{НД}} = 15.394 \text{ кг}$$

Нагрев нажимного диска

0

$$\Delta T := \frac{K_{\text{ПТ}} \cdot L_6}{m_{\text{НД}} \cdot c_{\text{НД}}}$$

$$\Delta T = 0.81$$

Допустимый нагрев нажимного диска за одно включение

$$[\square T = 10 \dots 15^\circ$$

3.2.3 Результаты и выводы:

3.3 Практическое занятие №3 (2 часа).

Тема: «Расчет ступицы ведомого диска. Расчет рычагов сцепления. Расчет привода сцепления»

3.3.1 Задание для работы:

1. Расчет ступицы ведомого диска.
2. Расчет рычагов сцепления.
3. Расчет привода сцепления .

3.3.2 Краткое описание проводимого занятия:

Расчет ступицы ведомого диска

Расчетный фрикционный момент сцепления

$$M_{\phi} := 486 \text{Нм}$$

Определим диаметр вала по впадинам шлицев

$$d_{1kp} := 12.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\phi}}{9.807}}$$

$$d_{1kp} = 47.016 \text{ мм}$$

Выбираем шлицы 50x46x8x9

$D_{1kp} := 0.05 \text{ м}$ Наружный диаметр шлицев

$d_{1kp} := 0.046 \text{ м}$ Внутренний диаметр шлицев

$Z_{шл} := 8$ Число шлицев

$b_{шл} := 0.009 \text{ м}$ Ширина шлица

$r_{сршл} := 0.25 \cdot (D_{1kp} + d_{1kp})$ Средний радиус шлицев

$$r_{сршл} = 0.024 \text{ м}$$

$l_{шл1kp} := 0.05 \text{ м}$ Длина шлицев

$\alpha_{шл} := 0.75$ Коэффициент точности прилегания

$$P_{шл1kp} := \frac{M_{\phi}}{r_{сршл}} \text{ Усилие смятия шлицев}$$

$$P_{шл1kp} = 2.025 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь смятия шлицев

$$F_{шл1kp} := 0.5 \cdot (D_{1kp} - d_{1kp}) l_{шл1kp} \cdot Z_{шл}$$

$$F_{шл1kp} = 8 \times 10^{-4} \text{ м}^2$$

Напряжение смятия шлицев

$$\sigma_{см1kp} := \frac{P_{шл1kp}}{F_{шл1kp} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{см1kp} = 33.75 \text{ МПа}$$

Допустимое напряжение

$$[\sigma_{см}] = 150 \dots 300 \text{ МПа}$$

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{1kp} := \frac{P_{шл1kp}}{Z_{шл} \cdot l_{шл1kp} \cdot b_{шл} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$$

$\tau_{1\text{ кп}} = 7.5 \text{ МПа}$

Допустимое напряжение
[\square] = 50...150 МПа

Расчет рычагов выключения сцепления

Напряжения изгиба определяются выражением

$$\sigma_u = \frac{P_{np\max} l}{I_{bp} n_{bp} W_{bp}}$$

$P_{\text{пртмх}}$ - максимальное усилие нажимных пружин

$$P_{\text{пртмх}} := 5842 \text{ Н}$$

l - расстояние от точки приложения усилия выжимного подшипника до опасного сечения (места крепления или упора рычага)

$$l = 80 \dots 100 \text{ мм}$$

$$l := 0.09 \text{ м}$$

n_{bp} - число выжимных рычагов

$$n_{bp} = 3 \dots 4$$

$$n_{bp} := 3$$

I_{bp} - передаточное число выжимных рычагов

W_{bp} - момент сопротивления изгибу

Для прямоугольного сечения рычага $b_{bp} \times h_{bp}$

момент сопротивления изгибу

$$I_{bp} := 5$$

$$b_{bp} := 0.015 \text{ м}$$

$$h_{bp} := 0.010 \text{ м}$$

$$W_{bp} := \frac{b_{bp} \cdot h_{bp}^2}{6}$$

$$W_{bp} = 2.5 \times 10^{-7} \text{ м}^3$$

$$\sigma_{vri} := \frac{P_{\text{пртмх}} \cdot l}{I_{bp} \cdot n_{bp} \cdot W_{bp} \cdot 10^6}$$

$$\sigma_{vri} = 140.208 \text{ МПа}$$

[\square_i] = 300 МПа - сталь 10, сталь 15

[\square_i] = 150 МПа - ковкий чугун

Расчет привода сцепления

Усилие на педали должно быть при отсутствии усилителя не более

- 150Н для легковых автомобилей

- 250Н для грузовых автомобилей

$$P_{\text{пед}} := 200 \text{Н}$$

Максимальное усилие нажимных пружин

$$P_{\text{прmax}} := 5842 \text{Н}$$

Передаточное число привода

$$I_{\text{пр}} := \frac{P_{\text{прmax}}}{P_{\text{пед}}}$$

$$I_{\text{пр}} = 29.21$$

Передаточное число привода слагается

$$I_{\text{пр}} = I_{\text{пед}} I_{\text{гпр}} I_{\text{вил}} I_{\text{вр}}$$

$I_{\text{пед}}$ - передаточное число педального привода

$$I_{\text{пед}} = 3,5 \dots 4,5$$

$$I_{\text{пед}} := 4,0$$

$I_{\text{гпр}}$ - передаточное число гидропривода зависит от соотношения

диаметров главного и рабочего цилиндров

$d_{\text{гц}}$ - диаметр главного цилиндра

$$d_{\text{гц}} := 22,0 \text{мм}$$

$d_{\text{рц}}$ - диаметр рабочего цилиндра

$$d_{\text{рц}} := 22,0 \text{мм}$$

$$I_{\text{гпр}} := \frac{d_{\text{гц}}^2}{d_{\text{рц}}^2}$$

$$I_{\text{гпр}} = 1$$

$I_{\text{вил}}$ - передаточное число вилки выключения сцепления

$$I_{\text{вил}} = 2,5 \dots 3,5$$

$$I_{\text{вил}} := 3,0$$

$I_{\text{вр}}$ - передаточное число выжимных рычагов

$$I_{\text{вр}} = 4,0 \dots 6,0$$

$$I_{\text{вр}} := 4,0$$

$$I_{\text{пр}} := I_{\text{пед}} \cdot I_{\text{гпр}} \cdot I_{\text{вил}} \cdot I_{\text{вр}}$$

$$I_{\text{пр}} = 48$$

Примем

$$I_{\text{пр}} := 50$$

Полный ход педали сцепления

$$S_{\text{пед}} = S_{\text{нд}} I_{\text{пр}} + \square * I_{\text{пед}} I_{\text{гпр}} I_{\text{вил}}$$

\square - зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником

$$\square = 2,5 \dots 4,0 \text{ мм}$$

$$\Delta := 4,0 \text{мм}$$

$S_{\text{нд}}$ - перемещение нажимного диска

$$S_{\text{нд}} := 1,4 \text{мм}$$

$$S_{\text{пед}} := S_{\text{нд}} \cdot I_{\text{пр}} + \Delta \cdot I_{\text{пед}} \cdot I_{\text{гпр}} \cdot I_{\text{вил}}$$

$$S_{\text{пед}} = 118 \text{ мм}$$

Полный ход педали сцепления должен быть в пределах 120...190 мм.

Максимальное усилие на педали

$$P_{\text{педмакс}} := \frac{P_{\text{пртых}}}{I_{\text{пр}}}$$

$$P_{\text{педмакс}} = 116.84 \text{ H}$$

..... Проверка фрикционных накладок по давлению

Основным расчетным параметром фрикционных дисков является давление, как отношение нажимного усилия к площади поверхности трения.

Нажимное усилие при включенном сцеплении

$$P_{\text{пр}} \text{ H}$$

Наружный диаметр фрикционных накладок

$$D_H \text{ MM}$$

Внутренний диаметр фрикционных накладок

$$d_{\text{вн}} \text{ MM}$$

Давление на фрикционные накладки

$$p_0 := \frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot (D_H^2 - d_{\text{вн}}^2)}$$

$$p_0 \text{ MPa}$$

В существующих конструкциях $[p_0] = 0,15 \dots 0,25 \text{ MPa}$.

Меньшие значения давления соответствуют с.х. тракторам, большие значения – транспортным тракторам

Основным параметром привода является общее передаточное число. Оно включает:

- передаточное число рычагов выключения,
- передаточное число педального привода,
- передаточное число гидропривода (если таковой имеется).

$$I_{\text{пр}} = \frac{P_{\text{пр}}}{P_{\text{пед}}}$$

Общее передаточное число привода (при отсутствии усилителя) $I_{\text{пр}}$, здесь $P_{\text{пр}} -$ усилие нажимных пружин, должно обеспечить усилие на педали сцепления не более:

- легковые автомобили $P_{\text{пед}} = 150 \text{ H}$,
- грузовые автомобили $P_{\text{пед}} = 250 \text{ H}$.

С увеличением передаточного числа привода уменьшается усилие на педали и, одновременно, увеличивается ход педали. Полный ход педали, включая свободный ход, должен быть в пределах

$$S_{\text{пед}} = 120 \dots 190 \text{ mm}$$

Ход педали сцепления зависит от величины отвода нажимного диска s и зазора Δ между рычагами выключения и нажимным подшипником

$$S_{\text{пед}} = s I_{\text{пр}} + \Delta I_{\text{пед}}$$

$I_{\text{пр}}$ – передаточное число привода сцепления,

$I_{\text{пед}}$ – передаточное число педального привода.

Свободный ход педали сцепления, обычно, равен $S_{\text{пед сх}} = 30 \dots 40 \text{ mm}$ и зависит от зазора между рычагами выключения и выжимным подшипником

$$S_{\text{пед сх}} = \Delta I_{\text{пед}}$$

$\Delta = 2,5 \dots 4,0 \text{мм}$ – зависит от конструкции сцепления. При наличии гидропривод возможно $\Delta = 0$. Свободный ход педали сцепления, в этом случае, определяется величиной зазора между штоком и поршнем главного цилиндра сцепления.

Величина отвода нажимного диска зависит от зазора между трущимися поверхностями ΔS и числа пар трения $S = \Delta S i$

$\Delta S = 0,5 \dots 0,7 \text{мм}$

$i = 2n_{\text{вед}}$ $n_{\text{вед}}$ – число ведомых дисков.

Педаль сцепления может быть верхней или нижней. Верхняя педаль сцепления имеет нижнюю опору и применяется при механическом приводе, нижняя педаль имеет верхнюю опору - применяется при гидроприводе. Нижняя педаль обеспечивает большее передаточное число, проще обеспечивается герметизация салона. Гидропривод обеспечивает связь между сцеплением и педалью гибкими шлангами, что очень удобно при откидывающейся кабине грузового автомобиля. Если у автомобиля с откидывающейся кабиной применяется механический привод сцепления его конструкция существенно усложняется.

Если при допустимом ходе педали усилие на ней превышает регламентируемую величину, применяют усилители сцепления. Простейшим усилителем является сервопружина (Рис.1.15), которая увеличивает усилие на педали в начале выключения и уменьшает на 20...30% при выключенном сцеплении. Иногда применяют пневмоусилители сцепления, использующие энергию сжатого воздуха. Усилитель должен обладать:

1. Следящим действием – давление жидкости в рабочем цилиндре должно быть пропорционально усилию на педали.
2. Привод должен обеспечивать выключение сцепления при отсутствии сжатого воздуха.

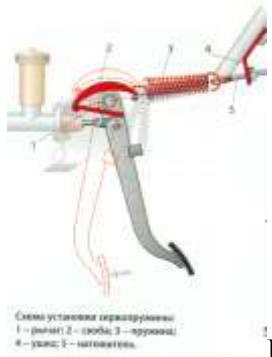


Рис.1.15 Схема привода с сервопружиной

В отдельных случаях применяют автоматический привод сцепления, который срабатывает при воздействии водителя на рычаг коробки передач. Такой привод должен обеспечивать:

- плавное нарастание фрикционного момента и, следовательно, плавное трогание автомобиля с места,
- поддерживать режим, при котором сцепление включено не полностью.

Автоматический привод обычно дублируется педальным приводом.

Механический привод сцепления автомобиля ЗИЛ-130 представлен на рис.1.16.

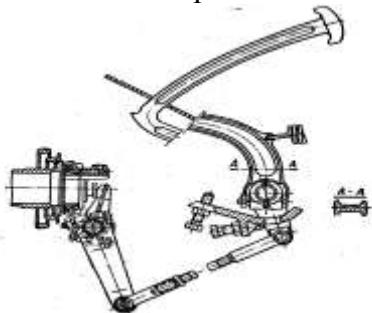


Рис.1.16 Привод сцепления автомобиля ЗИЛ-130

Верхняя педаль сцепления через рычаг и тягу передает движение вилке и далее муфте с выжимным подшипником. Свободный ход педали сцепления регулируется длиной тяги. Гидравлический привод сцепления автомобиля ВАЗ (Рис.1.17) включает педаль 4, главный цилиндр 6 с толкателем 5, рабочий цилиндр 18 со штоком 14, вилку 13 и трубопровод. При нажатии на педаль сцепления толкатель перемещает поршень главного цилиндра, который выталкивает рабочую жидкость через трубопровод в рабочий цилиндр. Поршень рабочего цилиндра через шток поворачивает на шаровой опоре вилку, которая перемещает муфту с выжимным подшипником. Сцепление выключается.

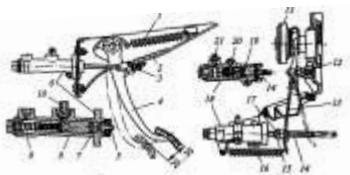


Рис.1.17 Принцип гидравлического привода сцепления ВАЗ:
1 – педаль; 2 – рычаг; 3 – тяга; 4 – вилка; 5 – толкатель; 6, 10 – главный цилиндр; 7, 8 – поршни; 9 и 23 – кулиссы; 11 – пакетичка; 12 – винт; 13 – муфта; 14 – шток; 15 и 17 – тяги

После отпускания педали все детали привода перемещаются в исходное положение под действием возвратных пружин, а давление жидкости в приводе уменьшается до атмосферного.

Привод сцепления автомобиля КамАЗ (Рис.1.18) – гидравлический с пневматическим усилителем. Он состоит из педали 14, главного 15 и рабочего цилиндров, пневматического усилителя 23, следящего устройства 20, вилки и муфты выключения с подшипником, трубопроводов 18 и шлангов для подачи рабочей жидкости от главного цилиндра к рабочему и пневматического трубопровода 21 для подачи воздуха в пневмоусилитель. При выключении сцепления поршень главного цилиндра подает рабочую жидкость под давлением в рабочий цилиндр и корпус следящего устройства. Следящее устройство обеспечивает поступление сжатого воздуха в пневмоусилитель. Оно автоматически изменяет давление воздуха в пневмоусилителе пропорционально усилию на педали сцепления. Суммарное усилие, создаваемое давлением воздуха в пневмоусилителе и давлением жидкости в рабочем цилиндре, передается на вилку выключения сцепления. Установка пневматического усилителя в гидравлическом приводе позволяет значительно облегчить управление сцеплением – его выключение и удержание в выключенном состоянии. В случае выхода из строя пневмоусилителя выключение сцепления осуществляется только давлением жидкости. При этом усилие нажатия на педаль сцепления увеличивается до 600Н.

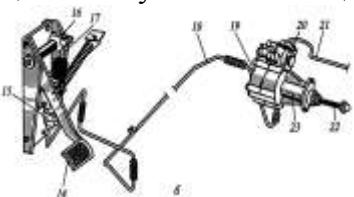
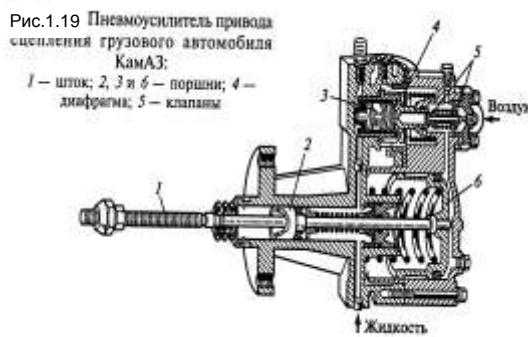


Рис.1.18 Привод сцепления автомобиля КамАЗ:
14 – педаль; 15 – гидроцилиндр; 16 – рычаг; 17 – шток гидроцилиндра;
18 – трубопровод; 20 – следящее устройство; 21 – воздухопровод;
22 – шток пневмоусилителя; 23 – пневмоцилиндр

Пневматический усилитель гидропривода сцепления автомобиля КамАЗ (Рис.1.19) объединяет рабочий гидроцилиндр, пневматический цилиндр и следящее устройство. При нажатии на педаль сцепления рабочая жидкость воздействует на поршень 2 рабочего цилиндра и поршень 3 следящего устройства. Поршень 3 прогибает диафрагму 4 с седлом выпускного клапана. При этом выпускной клапан закрывается, а впускной открывается. Сжатый воздух через впускной клапан поступает в пневматический цилиндр и действует на поршень 6, который оказывает дополнительное воздействие на шток 1. По мере роста

давления воздуха в пневмоцилиндре диафрагма следящего устройства прогибается в другую сторону и поршень 3 выжимает жидкость в рабочий цилиндр.



В определенный момент впускной клапан закрывается, обеспечивая пропорциональность давления воздуха в пневмоцилиндре усилию на педали. При отпускании педали жидкость вытесняется в главный гидроцилиндр привода сцепления, выпускной клапан открывается, и сжатый воздух из пневмоцилиндра выходит наружу.

3.3.3 Результаты и выводы:

3.4 Практическое занятие №4 (2 часа).

Тема: «Кинематический расчет зубчатых колес трех вальной коробки передач. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной коробки передач. Расчет зубчатых колес на прочность»

3.4.1 Задание для работы:

1. Кинематический расчет зубчатых колес трех вальной коробки передач.
 2. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной коробки передач.
 3. Расчет зубчатых колес на прочность.
-

3.4.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Кинематический расчет зубчатых колес 3-х вальной КП

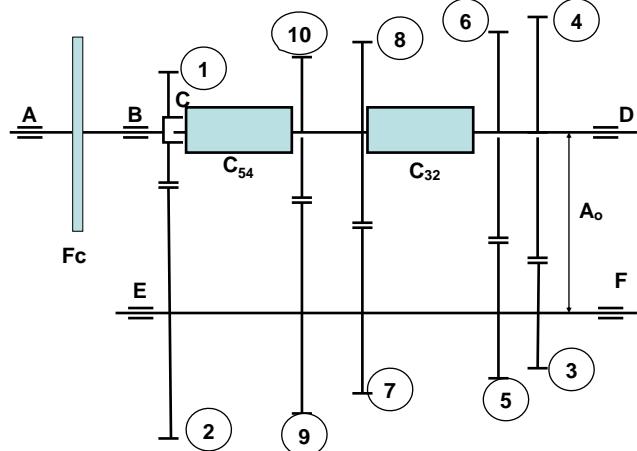


Рис.1 Кинематическая схема 3-х вальной 5-и ступенчатой коробки передач, 5-я передача прямая

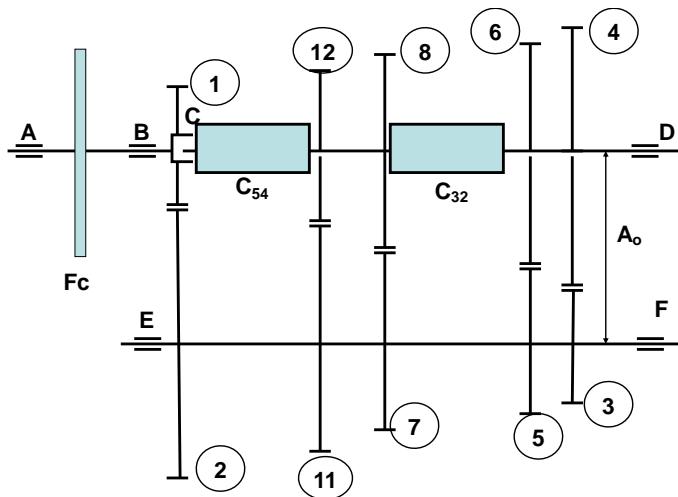


Рис.2 Схема 3-х вальной КП, 5-я передача ускоряющая

Рекомендуемые значения нормального модуля

M_ϕ , Нм	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
m_n , мм	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

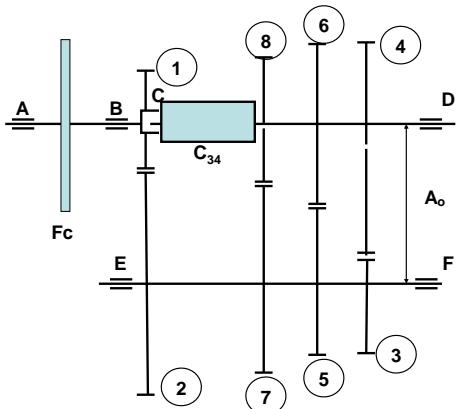


Рис.3 Схема 3-х вальной 4-х ступенчатой КП

C_{32} , C_{34} , C_{54} - синхронизаторы

F_c - сцепление фрикционное

Максимальный момент, передаваемый сцеплением M_ϕ Нм

Все зубчатые колеса коробки передач выполним с одним нормальным модулем m_n мм,

мм,

Рассчитаем межосевое расстояние с учетом передаваемого момента

$$A_o = a \times \sqrt[3]{M_\phi}$$

$a = 14,5 \dots 16,0$ - для легковых автомобилей

$a = 17,0 \dots 21,5$ - для грузовых автомобилей

$$A_o := a \cdot \sqrt[3]{M_\phi}$$

Угол наклона зубьев шестерен постоянного зацепления, в градусах β

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

в радианах

Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении

$$Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

Передаточное число шестерен постоянного зацепления $I_{\text{пз}} := \sqrt{I_{k1}}$
Число зубьев пары постоянного зацепления

$$Z_1 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{\text{пз}} + 1}$$

$$Z_2 := Z_{\text{сум}} - Z_1$$

Фактическое передаточное число пары постоянного зацепления

$$I_{\text{пзф}} := \frac{Z_2}{Z_1}$$

Диаметры делительных окружностей пары постоянного зацепления

$$d_{d1} := \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)}$$

$$d_{d2} := 2 \cdot A_o - d_{d1}$$

Для колес с корректированными зубьями высота головки зуба составляет
 $h = 0.8m_n$.

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a1} := d_{d1} + 1.6 \cdot m_n$$

$$d_{a2} := d_{d2} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f1} := d_{d1} - 2.5 \cdot m_n$$

$$d_{f2} := d_{d2} - 2.5 \cdot m_n$$

Рассчитаем число зубьев шестерен 1, 2, 3, 4 (или 5) передач.

Для прямой передачи зубчатые колеса не нужны.

Передаточные числа пары шестерен для этих передач

$$I_n = I_{kn} / I_{\text{пзф}}$$

Передаточные числа коробки передач : $I_{k2}; I_{k3}; I_{k4}; I_{k5}$;

Передаточные числа пары шестерен:

$$I_1 := \frac{I_{k1}}{I_{\text{пзф}}}$$

- первая передача

$$I_2 := \frac{I_{k2}}{I_{\text{пзф}}}$$

- вторая передача

$$I_3 := \frac{I_{k3}}{I_{\text{пзф}}}$$

- третья передача

$$I_4 := \frac{I_{k4}}{I_{\text{пзф}}}$$

- четвертая передача

$$I_5 := \frac{I_{k5}}{I_{\text{пзф}}}$$

- пятая передача

Числа зубьев шестерен

$$\begin{aligned} Z_3 &:= \frac{Z_{\text{сум}}}{I_1 + 1} & Z_4 &:= Z_{\text{сум}} - Z_3 & Z_5 &:= \frac{Z_{\text{сум}}}{I_2 + 1} & Z_6 &:= Z_{\text{сум}} - Z_5 \\ Z_7 &:= \frac{Z_{\text{сум}}}{I_3 + 1} & Z_8 &:= Z_{\text{сум}} - Z_7 & Z_9 &:= \frac{Z_{\text{сум}}}{I_4 + 1} & Z_{10} &:= Z_{\text{сум}} - Z_9 \\ Z_{11} &:= \frac{Z_{\text{сум}}}{I_5 + 1} & Z_{12} &:= Z_{\text{сум}} - Z_{11} \end{aligned}$$

Определим размеры шестерен

Первая передача

Делительные диаметры

$$d_{d3} := \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d4} := 2 \cdot A_o - d_{d3}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a3} := d_{d3} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a4} := d_{d4} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f3} := d_{d3} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f4} := d_{d4} - 2.5 \cdot m_n$$

Вторая передача

Делительные диаметры

$$d_{d5} := \frac{Z_5 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d6} := 2 \cdot A_o - d_{d5}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a5} := d_{d5} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a6} := d_{d6} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f5} := d_{d5} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f6} := d_{d6} - 2.5 \cdot m_n$$

Третья передача

Делительные диаметры

$$d_{d7} := \frac{Z_7 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d8} := 2 \cdot A_o - d_{d7}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a7} := d_{d7} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a8} := d_{d8} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f7} := d_{d7} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f8} := d_{d8} - 2.5 \cdot m_n$$

Четвертая передача

Делительные диаметры

$$d_{d9} := \frac{Z_9 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d10} := 2 \cdot A_o - d_{d9}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a9} := d_{d9} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a10} := d_{d10} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f9} := d_{d9} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f10} := d_{d10} - 2.5 \cdot m_n$$

Пятая передача

Делительные диаметры

$$d_{d11} := \frac{Z_{11} \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d12} := 2 \cdot A_o - d_{d11}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a11} := d_{d11} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a12} := d_{d12} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f11} := d_{d11} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f12} := d_{d12} - 2.5 \cdot m_n$$

Фактические значения передаточных чисел коробки передач:

$$\begin{aligned} I_{k1} &:= I_{p3} \cdot \frac{Z_4}{Z_3} & I_{k2} &:= I_{p3} \cdot \frac{Z_6}{Z_5} & I_{k3} &:= I_{p3} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \\ I_{k4} &:= I_{p3} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9} & I_{k5} &:= I_{p3} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_{11}} \end{aligned}$$

Отклонение от расчетной величины

$$\begin{aligned} \Delta_1 &:= \frac{I_{k1} - I_{k1}}{I_{k1}} & \Delta_2 &:= \frac{I_{k2} - I_{k2}}{I_{k2}} & \Delta_3 &:= \frac{I_{k3} - I_{k3}}{I_{k3}} \\ \Delta_4 &:= \frac{I_{k4} - I_{k4}}{I_{k4}} & \Delta_5 &:= \frac{I_{k5} - I_{k5}}{I_{k5}} \end{aligned}$$

Отклонения от расчетных величин не должны превышать 5%. Ширину зубчатых колес для всех передач принимаем одинаковой

Коэффициент ширины зубчатого колеса $K_{bш} = 5...8$

$$b_{ш} := K_{bш} \cdot m_n$$

2. Кинематический расчет зубчатых колес 2-х вальной КП

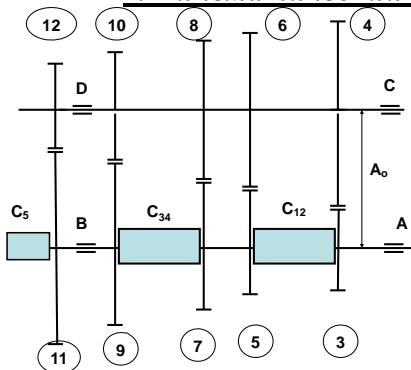


Рис.1 Схема 2-х вальной 5-и ступенчатой КП

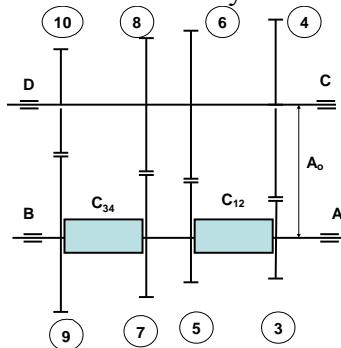


Рис.2 Схема 2-х вальной 4-х ступенчатой КП

Рекомендуемые значения нормального модуля

M_ϕ , Нм	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
m_n , мм	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

Максимальный момент, передаваемый сцеплением M_ϕ Нм

Все зубчатые колеса коробки передач выполним с одним нормальным модулем m_n ,

Рассчитаем межосевое расстояние с учетом передаваемого момента

$$A_o = a \times \sqrt[3]{M_\phi}$$

$a = 14,5...16,0$ - для легковых автомобилей

$a = 17,0...21,5$ - для грузовых автомобилей

$$A_o := a \cdot \sqrt[3]{M_\phi}$$

Угол наклона зубьев шестерен постоянного зацепления, в градусах β

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

в радианах

Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении

$$Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

Передаточное число шестерен постоянного зацепления $I_{\text{пз}} := \sqrt{I_{k1}}$

Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении

$$Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Передаточные числа коробки передач : $I_{k2}; I_{k3}; I_{k4}; I_{k5}$;

Рассчитаем число зубьев шестерен 1, 2, 3, 4, 5 передач.

1я передача

$$Z_3 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k1} + 1} \quad Z_4 := Z_{\text{сум}} - Z_3$$

2я передача

$$Z_5 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k2} + 1} \quad Z_6 := Z_{\text{сум}} - Z_5$$

3я передача

$$Z_7 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k3} + 1} \quad Z_8 := Z_{\text{сум}} - Z_7$$

4я передача

$$Z_9 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k4} + 1} \quad Z_{10} := Z_{\text{сум}} - Z_9$$

5я передача

$$Z_{11} := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k5} + 1} \quad Z_{12} := Z_{\text{сум}} - Z_{11}$$

Определим размеры шестерен

Первая передача

Делительные диаметры

$$d_{d3} := \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d4} := 2 \cdot A_0 - d_{d3}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a3} := d_{d3} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a4} := d_{d4} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f3} := d_{d3} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f4} := d_{d4} - 2.5 \cdot m_n$$

Вторая передача

Делительные диаметры

$$d_{d5} := \frac{Z_5 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d6} := 2 \cdot A_0 - d_{d5}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a5} := d_{d5} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a6} := d_{d6} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f5} := d_{d5} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f6} := d_{d6} - 2.5 \cdot m_n$$

Третья передача

Делительные диаметры

$$d_{d7} := \frac{Z_7 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d8} := 2 \cdot A_0 - d_{d7}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a7} := d_{d7} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a8} := d_{d8} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f7} := d_{d7} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f8} := d_{d8} - 2.5 \cdot m_n$$

Четвертая передача

Делительные диаметры

$$d_{d9} := \frac{Z_9 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d10} := 2 \cdot A_0 - d_{d9}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a9} := d_{d9} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a10} := d_{d10} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f9} := d_{d9} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f10} := d_{d10} - 2.5 \cdot m_n$$

Пятая передача

Делительные диаметры

$$d_{d11} := \frac{Z_{11} \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{d12} := 2 \cdot A_0 - d_{d11}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a11} := d_{\Delta 11} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{a12} := d_{\Delta 12} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f11} := d_{\Delta 11} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{f12} := d_{\Delta 12} - 2.5 \cdot m_n$$

Фактические значения передаточных чисел коробки передач:

Отклонение от расчетной величины:

$$I_{k1} := \frac{Z_4}{Z_3}$$

$$\Delta_1 := \frac{I_{k1} - I_{k1}}{I_{k1}}$$

$$I_{k2} := \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$\Delta_2 := \frac{I_{k2} - I_{k2}}{I_{k2}}$$

$$I_{k3} := \frac{Z_8}{Z_7}$$

$$\Delta_3 := \frac{I_{k3} - I_{k3}}{I_{k3}}$$

$$I_{k4} := \frac{Z_{10}}{Z_9}$$

$$\Delta_4 := \frac{I_{k4} - I_{k4}}{I_{k4}}$$

$$I_{k5} := \frac{Z_{12}}{Z_{11}}$$

$$\Delta_5 := \frac{I_{k5} - I_{k5}}{I_{k5}}$$

Отклонения от расчетных величин не должны превышать 5%.

Ширину зубчатых колес для всех передач принимаем одинаковой
Коэффициент ширины зубчатого колеса $K_{bw} = 5...8$

$$b_w := K_{bw} \cdot m_n$$

3. Расчет сил, действующих на зубчатые колеса 3-х вальной КП

На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

$$P_{1,2} = \frac{M_{\text{емакс}}}{r_1}$$

- окружная

$$P_{x1,2} = P_{1,2} \operatorname{tg} \beta$$

$$P_{p1,2} = \frac{P_{1,2} \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

- радиальная

$$P_{n1,2} = \frac{P_{1,2}}{\cos \alpha \cos \beta}$$

- нормальная

r_1 - радиус делительной окружности шестерни

β - угол профиля зуба

α - угол наклона зуба

На зубья шестерен n -ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{e \max} I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg} \beta_n$$

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_n}$$

- радиальная

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta_n}$$

- нормальная

I_{kn} - передаточное число коробки на n -ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса n -ой передачи на вторичном валу

\square_n - угол наклона зубьев шестерен n -ой передачи

Силы, действующие в зацеплении шестерен привода промежуточного вала
Диаметр делительной окружности шестерни привода промежуточного вала

d_{d1} мм,

Угол наклона зубьев шестерен $\beta = 25^\circ$

Угол зацепления шестерен $\alpha = 20^\circ$

Фрикционный момент M_ϕ мм

$$P_{12} := \frac{2000 \cdot M_\phi}{d_{d1}}$$

Окружное усилие

$$P_{p12} := \frac{P_{12} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x12} := P_{12} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

d_{d4} мм

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k1}}{d_{d4}}$$

Окружное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

Промежуточный вал не уравновешен от осевых сил

$$P_{x12} = 4664 \text{Н} < P_{x34} = 10446 \text{Н}$$

Изменим угол наклона зубьев шестерен первой передачи таким образом, чтобы $P_{x12} = P_{x34}$, т.е. $P_{12} \tan b = P_{34} \tan b_1$

$$\beta_{1p} := \operatorname{atan} \left(\frac{P_{12} \cdot \tan(\beta_p)}{P_{34}} \right) \beta_1 := \frac{\beta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

Угол наклона зубьев шестерен первой передачи примем равным

$$\beta_1 = \dots$$

Тогда силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи будут равны:

$$P_{p34} := P_{34} \cdot \frac{\tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_{1p})} \quad P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_{1p})$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

диаметр d_{d6} мм
Передаточное число КП на второй передаче I_{k2}

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k2}}{d_{d6}}$$

Окружное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x56} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

диаметр d_{d8} мм
Передаточное число КП на третьей передаче I_{k3}

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k3}}{d_{d8}}$$

Окружное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

диаметр d_{d10} мм
Передаточное число КП на четвертой передаче I_{k4}

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k4}}{d_{d10}}$$

Окружное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

диаметр d_{d12} мм
Передаточное число КП на пятой передаче I_{k5}

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k5}}{d_{d12}}$$

Окружное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$\text{Осьное усилие } P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

4. Расчет сил, действующих на зубчатые колеса

2-х вальной КП

На зубья шестерен **n**-ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_e \max I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg} \beta_n$$

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_n}$$

- радиальная

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta_n}$$

- нормальная

I_{kn} - передаточное число коробки на **n**-ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса **n**-ой передачи на вторичном валу

\square_n - угол наклона зубьев шестерен **n**-ой передачи

\square - угол профиля зубьев

Фрикционный момент сцепления M_ϕ Нм

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

d_{d4} мм

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k1}}{d_{d4}}$$

Окружное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{xn} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

d_{d6} мм

Передаточное число КП на второй передаче I_{k2}

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k2}}{d_{d6}}$$

Окружное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{xn} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

Передаточное число КП на третьей передаче I_{k3}

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k3}}{d_{d8}}$$

Окружное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

d_{d10} мм

Передаточное число КП на четвертой передаче I_{k4}

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k4}}{d_{d10}}$$

Окружное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

d_{d12} мм

Передаточное число КП на пятой передаче I_{k5}

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k5}}{d_{d12}}$$

Окружное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

5. Расчет зубчатых колес на прочность

Наиболее нагруженными являются зубчатые колеса первой передачи, поэтому прочностные расчеты выполним для этих колес.

Число зубьев шестерни первой передачи Z_1

Напряжение от изгиба и сжатия можно определить по формуле Люиса

$$\sigma_n = \frac{P}{bt_n y}$$

P - окружное усилие на колесе,

b - ширина колеса,

t_n - шаг по делительной окружности,

m_n - нормальный модуль, мм

$$t_n := \pi \cdot m_n$$

y - коэффициент профиля зуба.

Его можно рассчитать по эмпирической формуле с учетом приведенного числа зубьев.

Угол наклона зубьев β_p

$$Z_{\text{пр}} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_p)^3}$$

Z_1 - число зубьев меньшего колеса первой передачи

$$y := 0.154 - \frac{1.23}{Z_{\text{пр}}} + \frac{3.33}{Z_{\text{пр}}^2}$$

Окружное усилие на зубьях шестерен 1-ой передачи P_{34} , Н

Ширина шестерни $b_{\text{ш}}$, мм

Напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_u := \frac{P_{34}}{b_{\text{ш}} \cdot t_n \cdot y}$$

$$[s_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Контактные напряжения можно определить по формуле Герца:

Модуль упругости для стали

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Делительные диаметры зубчатых колес первой передачи

$$d_{d3} \text{ мм}$$

$$d_{d4} \text{ мм}$$

Угол зацепления

$$\sigma_k := 0.418 \cdot \cos(\beta_p) \cdot \sqrt{\frac{P_{34} \cdot E}{b_{\text{ш}} \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \cos(\alpha_p)} \cdot \left(\frac{2}{d_{d3}} + \frac{2}{d_{d4}} \right)}$$

Допустимое контактное напряжение

$$[s_k] = 1100 \dots 1300 \text{ МПа}$$

3.4.3 Результаты и выводы:

3.5 Практическое занятие №5 (2 часа).

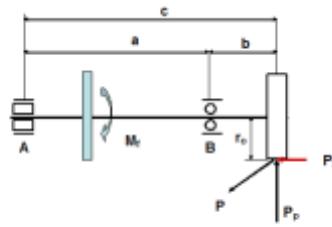
Тема: «Расчет поперечных и продольных валов. Расчет прогиба вала. Расчет перекоса зубчатых колес»

3.5.1 Задание для работы:

1. Расчет поперечных и продольных валов.
2. Расчет прогиба вала.
3. Расчет перекоса зубчатых колес

3.5.2 Краткое описание проводимого занятия:

6.1 Расчет первичного вала (3-х вальная КП)



Диаметр первичного вала (см. Расчет сцепления) $d_{1\text{кп}}$

Силы, действующие на шестерню

-окружная P

- радиальная P_p

- осевая P_x

Расчетный крутящий момент M_ϕ , Нм

Ширина шестерни $b_{ш}$ м

Оценим размеры вала

Расстояние от опоры до колеса $b = 40...50$ мм

Расстояние между опорами определяется соотношением

$$a_d = d_{1\text{кп}} / a_{\text{пп}} = 0.16...0.18 \text{ Примем}$$

$$a_{\text{пп}} := \frac{d_{1\text{кп}}}{a_d}$$

Длина вала

$$c_{\text{пп}} := a_{\text{пп}} + b_{\text{пп}}$$

Диаметр делительной окружности шестерни постоянного зацепления

$$d_{d1}, \text{м}$$

Радиус делительной окружности шестерни постоянного зацепления

$$r_0 := \frac{d_{d1}}{2}$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{iz} := \sqrt{P \cdot c_{\text{пп}}^2 + (P_p \cdot c_{\text{пп}} - P_x \cdot r_0)^2}$$

Эквивалентный момент

$$M_e := \sqrt{M_{iz}^2 + M_\phi^2}$$

Определим диаметр вала в опасном сечении:

Допускаемое напряжение (σ) , МПа

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{M_e \cdot 10^3}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Принимаем диаметр первичного вала $d_{1\text{кп}}$, м

Заменяем шлицы ступицы ведомого диска 50x46x8x9 на шлицы 40x36x8x7 (см. Расчет ступицы ведомого диска).

Шлицы вала рассчитывают на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{4M_{k\max}}{(D_{ш} + d_{ш})(D_{ш} - d_{ш})L_{ш}Z_{ш}}$$

$D_{ш}$ и $d_{ш}$ - наружный и внутренний диаметр шлицев

$L_{ш}$ - длина шлицев

$Z_{ш}$ - число шлицев

Выбираем шлицы легкой серии

$$\alpha_{шл} := 0.75$$

$$d_{ш}, \text{м} : D_{ш,M} : Z_{ш, M} : b_{шл,M}$$

Длина нагруженной части шлицев

$$l_{шл} \leq b_{ш}$$

$$\sigma_{см} := \frac{M_{\phi} \cdot 8}{10^6 \cdot (D_{ш}^2 - d_{ш}^2) \cdot l_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot \alpha_{шл}}$$

Допускаемое напряжение для 20ХН3А

$$[s_{cm}] = 150 \dots 200 \text{ МПа}$$

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{cp} := \frac{M_{\phi} \cdot 4}{(D_{ш} + d_{ш}) \cdot l_{шл} \cdot b_{шл} \cdot \alpha_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot 10^6}$$

$$[t_{cp}] = 50 \dots 150 \text{ МПа для 20ХН3А}$$

Нагрузка на подшипник В

$$R_{BГ} := \frac{P \cdot c_{пв}}{a_{пв}}$$

- в горизонтальной плоскости

$$R_{BВ} := \frac{P_p \cdot c_{пв}}{a_{пв}}$$

- в вертикальной плоскости

Нагрузка на подшипник А

- в горизонтальной плоскости

$$R_{AГ} := R_{BГ} - P$$

в вертикальной плоскости

$$R_{AB} := R_{BВ} - P_p$$

6.2 Расчет вторичного вала (3-х вальная КП)

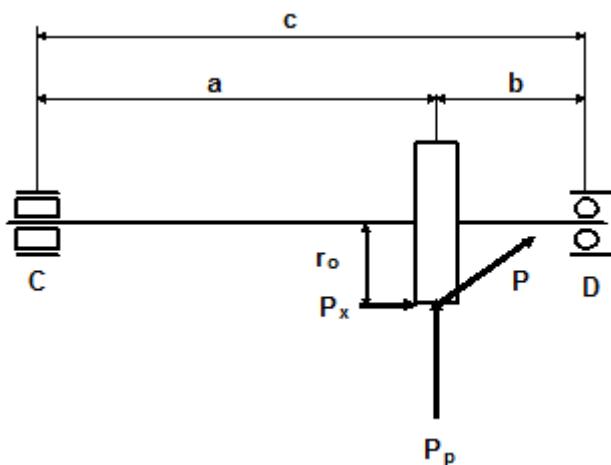


Рис.1 Схема сил, действующих на вторичный вал на 1-ой передаче
Межосевое расстояние A_o

Силы, действующие на шестерню
-окружная P_{34}

- радиальная P_{p34}

- осевая P_{x34}

Расчетный крутящий момент M_{ϕ}

Ширина шестерни b_{uu}

Диаметр вторичного вала $d_{2kp} := 0.40 \cdot A_0$

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи

Расстояние между опорами вторичного вала для 3-х вальной КП определяется из

$$c = \frac{d_{2kp}}{c_d}$$

соотношения

$$c_{BB} := \frac{d_{2kp}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$ Принимаем

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры $a_{BB} := c_{BB} - b_{BB}$

$$R_{CB} := \frac{P_{p34} \cdot a_{BB}}{c_{BB}}$$

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{DB} := \frac{P_{p34} \cdot b_{BB}}{c_{BB}}$$

$$R_{CG} := \frac{P_{34} \cdot a_{BB}}{c_{BB}}$$

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{DG} := \frac{P_{34} \cdot b_{BB}}{c_{BB}}$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{iz} := \sqrt{\left[\frac{(P_{34} \cdot a_{BB} \cdot b_{BB})}{c_{BB}} \right]^2 + \left[\frac{(P_{p34} \cdot a_{BB} - P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5) \cdot b_{BB}}{c_{BB}} + P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5}{c_{BB}} \right]^2}$$

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

Эквивалентный момент

$$M_3 := \sqrt{M_{iz}^2 + (M_{\phi} \cdot I_{k1})^2}$$

Допускаемое напряжение σ

$$d_{2kp} := \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Расчет шлицев вторичного вала

Выбираем шлицы 62x56x8x10

Наружный диаметр D_{shve}

Диаметр по впадинам d_{shve}

Число шлицев Z_{shve}

Ширина шлица b_{shve}

Напряжение смятия шлицев

$$\sigma_{cm} = \frac{M_\phi I_{k1}}{r_{wcp} h_w L_w Z_w \alpha_w}$$

r_{wcp} - средний радиус шлицев

$$r_{wcp} := \frac{D_{швв} + d_{швв}}{4}$$

h_w - высота шлицев

$$h_{швв} := \frac{D_{швв} - d_{швв}}{2}$$

Ширина зубчатого колеса вторичного вала $b_{.швв}$

$L_{швв}$ - длина нагруженной части шлицев

$$L_{швв} \leq b_{шл}$$

Коэффициент точности прилегания шлицев $\alpha_{ш}$

$$\sigma_{cmш} := \frac{M_\phi \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{wcp} \cdot h_{швв} \cdot L_{швв} \cdot Z_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{cm}] = 200 \text{ МПа}$$

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{срш} := \frac{M_\phi \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{wcp} \cdot Z_{швв} \cdot L_{швв} \cdot b_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Допускаемое напряжение $[\tau_{cp}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$

6.3 РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО ВАЛА

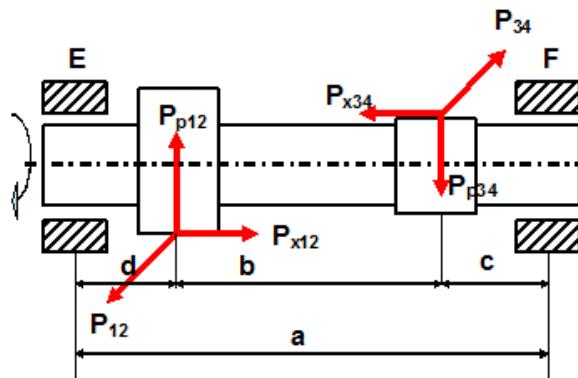


Рис.1 Схема сил, действующих на промежуточный вал на 1-ой передаче
Силы, действующие на ведомую шестерню постоянного зацепления

- окружная $P_{.12}$
- радиальная $P_{.p12}$
- осевая $P_{.x12}$

Силы, действующие на ведущую шестерню первой передачи

- окружная $P_{.34}$
- радиальная $P_{.p34}$
- осевая $P_{.x34}$

Фрикционный момент

Ширина шестерен $b_{.швв}$

Делительные диаметры шестерен $d_{.d2}; d_{.d3}$

Передаточное число пары шестерен постоянного зацепления $I_{.нзф}$

Расчетный крутящий момент

$$M_{pac} := M_\phi \cdot I_{\pi\phi}$$

Межосевое расстояние

$$A_o$$

Диаметр вала

$$d_{pkp} := 0.40 \cdot A_0$$

Оценим размеры вала

Расстояние между опорами $a_{pkp} = d / a_d = 0,18 \dots 0,21$

$$a_{pkp} := \frac{d_{pkp}}{a_d}$$

Размеры **c** и **d** примем из конструктивных соображений

$$b := a - c - d$$

Изгибающие моменты в сечении E и F в горизонтальной плоскости

$$M_{igE} := \frac{[P_{34} \cdot (a - c) - P_{12} \cdot (a - b - c)]}{a} \cdot c$$

$$M_{igF} := \frac{[P_{34} \cdot (a - c) - P_{12} \cdot (a - b - c)]}{a} \cdot (b + c) - P_{34} \cdot b$$

Изгибающие моменты в сечении E и F в вертикальной плоскости

$$M_{ivE} := \frac{P_{p34} \cdot (a - c) - P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5 - P_{p12} \cdot (a - b - c) - P_{x12} \cdot d_{d2} \cdot 0.5}{a} \cdot c + P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5$$

$$M_{ivF} := \frac{P_{p12} \cdot (a - c) - P_{x12} \cdot d_{d3} \cdot 0.5 - P_{p12} \cdot (a - b - c) - P_{x12} \cdot d_{d2} \cdot 0.5}{a} \cdot (b + c) + P_{x12} \cdot d_{d2} \cdot 0.5 - P_{p34} \cdot b + P_{x12} \cdot d_{d2} \cdot 0.5$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{iE} := \sqrt{M_{igE}^2 + M_{ivE}^2}$$

$$M_{iF} := \sqrt{M_{igF}^2 + M_{ivF}^2}$$

эквивалентный момент

$$M_3 := \sqrt{M_{iz}^2 + M_{pac}^2}$$

Диаметр вала в опасном сечении

Допускаемое напряжение σ

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 10^3}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Выбираем шлицы средней серии 52x42x10x6

Наружный диаметр $D_{..u}$

Диаметр по впадинам $d_{..u}$

Число шлицев $Z_{..u}$

Ширина шлица $b_{..u}$

$$\sigma_{cu} = \frac{M_{pac}}{r_{wsp} h_w L_w Z_u}$$

Напряжение смятия $\alpha_{..u}$

r_{wsp} - средний радиус шлицев

$$r_{шср} := \frac{D_{ш} + d_{ш}}{4}$$

$h_{ш}$ - высота шлицев

$$h_{ш} := \frac{D_{ш} - d_{ш}}{2}$$

$L_{ш}$ - длина нагруженной части шлицев

$$L_{шл} \leq b_{ш}$$

$$\sigma_{смш} := \frac{M_{pac}}{\alpha_{шл} \cdot r_{шср} \cdot h_{ш} \cdot L_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot 10^6}$$

$[\sigma_{см}] = 200\text{МПа}$

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{ш} := \frac{M_{pac}}{\alpha_{шл} \cdot r_{шср} \cdot L_{шл} \cdot b_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение

$[t] = 50\ldots150 \text{ МПа}$

6.4 Расчет первичного вала (2-х вальная КП)

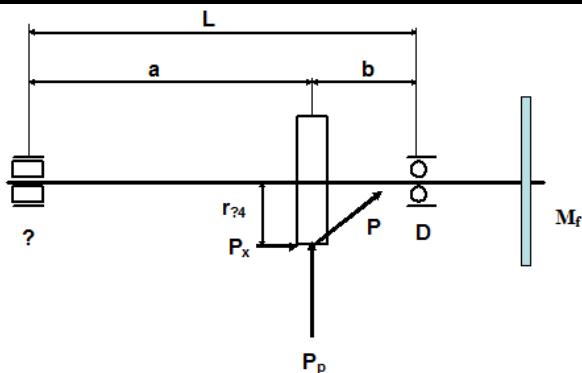


Рис.1 Схема сил, действующих на первичный вал на 1-ой передаче

Силы, действующие на шестерню

- окружная P_{34}
- радиальная $P_{р34}$
- осевая P_{x34}

Фрикционный момент

Ширина шестерен $b_{ш}$

Диаметр вторичного вала

$$d_{2кп} := 0.40 \cdot A_0$$

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи d_{d3}

Расстояние между опорами первичного вала для 2-х вальной КП определяется из соотношения

$$c = \frac{d_{2кп}}{c_d}$$

$$c := \frac{d_{2\text{КП}}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$ Принимаем

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры $a := c - b$

$$R_{AB} := \frac{P_{p34} \cdot a}{c}$$

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{BB} := \frac{P_{p34} \cdot b}{c}$$

$$R_{A\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot a}{c}$$

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{B\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot b}{c}$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{iz} := \sqrt{\left[\frac{(P_{34} \cdot a \cdot b)}{c} \right]^2 + \left[\frac{(P_{p34} \cdot a - P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5) \cdot b}{c} + P_{x34} \cdot d_{d3} \cdot 0.5 \right]^2}$$

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Эквивалентный момент

$$M_3 := \sqrt{M_{iz}^2 + M_\phi^2}$$

Допускаемое напряжение σ

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Шлицы 50x46x8x9 (см. Расчет сцепления) заменим на шлицы 40x36x8x7

$$\sigma_s = \frac{8I_{\max}}{(D_s + d_s)(D_s - d_s)L_s Z_s}$$

Шлицы вала рассчитывают на смятие

$D_{ш}$ и $d_{ш}$ - наружный и внутренний диаметр шлицев

$L_{ш}$ - длина шлицев

$Z_{ш}$ - число шлицев

$$\sigma_{cm} := \frac{M_\phi \cdot 8}{10^6 \cdot (D_{ш}^2 - d_{ш}^2) \cdot L_{ш} \cdot Z_{ш} \cdot \alpha_{шл}}$$

Выбираем шлицы легкой серии

$[\sigma_{cm}] = 150 \dots 200$ МПа

$$\tau_{cp} := \frac{M_\phi \cdot 4}{(D_{ш} + d_{ш}) \cdot L_{ш} \cdot b_{шл} \cdot Z_{ш} \cdot 10^6 \cdot \alpha_{шл}}$$

Напряжение среза шлицев

$[t_{cp}] = 50 \dots 150$ МПа

6.5 Расчет вторичного вала (2-х вальная КП)

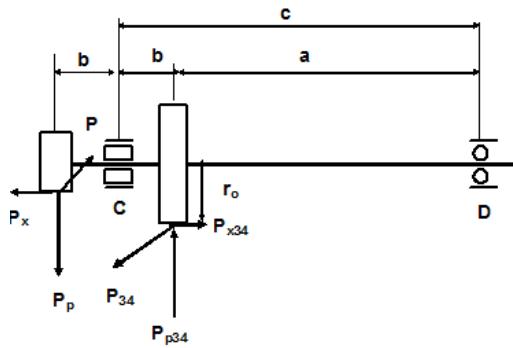


Рис.1 Схема сил, действующих на вторичный вал на 1-ой передаче

Межосевое расстояние

Силы, действующие на шестерню Z4

-окружная P_{34}

- радиальная P_{p34}

- осевая P_{x34}

Силы, действующие на ведущую шестерню главной передачи

-окружная P

- радиальная P_p

- осевая P_x

Примечание:

Силы, действующие в зацеплении цилиндрических шестерен главной передачи определяются при расчете главной передачи.

Расчетный крутящий момент M_ϕ

Ширина шестерни $b_{ш}$

Диаметр вторичного вала

$$d_{2\text{кпп}} := 0.45 \cdot A_0$$

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи $d_{.o3}$

Расстояние между опорами вторичного вала для 2-х вальной КП

$$c = \frac{d_{2\text{кпп}}}{c_d}$$

определяется из соотношения

$$c_{\text{БВ}} := \frac{d_{2\text{кпп}}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры

$$a_{\text{БВ}} := c_{\text{БВ}} - b_{\text{БВ}}$$

$$R_{\text{CB}} := \frac{P_p \cdot (c_{\text{БВ}} + b_{\text{БВ}}) - P_{p34} \cdot b_{\text{БВ}}}{c_{\text{БВ}}}$$

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{\text{DB}} := P_p - P_{p34} - R_{\text{CB}}$$

$$R_{\text{CT}} := \frac{P_{34} \cdot (c_{\text{БВ}} - b_{\text{БВ}}) - P \cdot b_{\text{БВ}}}{c_{\text{БВ}}}$$

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{\text{DT}} := P - R_{\text{CT}} - P_{34}$$

Делительный диаметр ведущей шестерни главной передачи $d_{.o}$

Делительный диаметр зубчатого колеса 1-ой передачи $d_{.o4}$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{iz} := \sqrt{(R_{CB} \cdot b_{BB})^2 + \left[\left(R_{CT} - \frac{P_{x34} \cdot 0.5 \cdot d_{d4} + P_x \cdot 0.5 \cdot d_d}{c_{BB}} \right) \cdot b_{BB} - P_{x34} \cdot 0.5 d_{d4} + P_x \cdot 0.5 d_d \right]^2}$$

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$\text{Эквивалентный момент } M_3 := \sqrt{M_{iz}^2 + (M_\phi \cdot I_{k1})^2}$$

$$d_{2kl} := \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Допускаемое напряжение σ

Расчет шлицев вторичного вала

Выбираем шлицы 68x62x8x12

Наружный диаметр $D_{швв}$

Диаметр по впадинам $d_{швв}$

Число шлицев $Z_{швв}$

Ширина шлица $b_{швв}$

$$\sigma_{cm} = \frac{M_\phi \cdot I_{k1}}{r_{шср} h_{ш} L_{ш} Z_{ш} \alpha_{ш}}$$

Напряжение смятия шлицев

$$r_{шср} := \frac{D_{швв} + d_{швв}}{4}$$

$r_{шср}$ - средний радиус шлицев

$$h_{швв} := \frac{D_{швв} - d_{швв}}{2}$$

$h_{ш}$ - высота шлицев

$L_{швв}$ - длина нагруженной части шлицев

$$L_{швв} \leq b_{ш}$$

$$\sigma_{смш} := \frac{M_\phi \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{шср} \cdot h_{швв} \cdot L_{швв} \cdot Z_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Коэффициент точности прилегания шлицев

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{cm}] = 200 \text{ МПа}$$

$$\tau_{срш} := \frac{M_\phi \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{шср} \cdot Z_{швв} \cdot L_{швв} \cdot b_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Напряжение среза шлицев

Допускаемое напряжение $[t_{cp}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$

Расчет вторичного вала (2-х вальная КП)

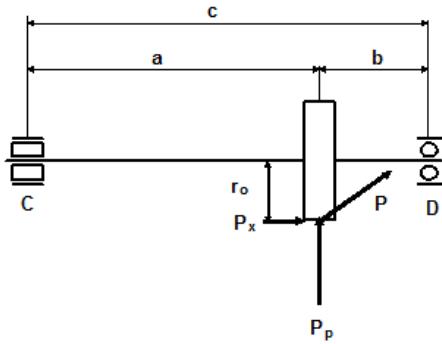


Рис.1 Схема сил, действующих на вторичный вал на 1-ой передаче

Межосевое расстояние $A_{..o}$

Силы, действующие на шестерню

-окружная $P_{.34}$

- радиальная $P_{.p34}$

- осевая $P_{.x34}$

Расчетный крутящий момент $M_{.\phi}$

Ширина шестерни $b_{..u}$

Диаметр вторичного вала

$$d_{2\text{КП}} := 0.40 \cdot A_0$$

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи

Расстояние между опорами вторичного вала для 3-х вальной КП определяется из

$$c = \frac{d_{2\text{КП}}}{c_d}$$

соотношения

$$c_{\text{BB}} := \frac{d_{2\text{КП}}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры

$$a_{\text{BB}} := c_{\text{BB}} - b_{\text{BB}}$$

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{CB} := \frac{P_{p34} \cdot a_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}} R_{DB} := \frac{P_{p34} \cdot b_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}}$$

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{CT} := \frac{P_{34} \cdot a_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}} R_{DT} := \frac{P_{34} \cdot b_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}}$$

Максимальный изгибающий момент

$$M_{\text{из}} := \sqrt{\left[\frac{(P_{34} \cdot a_{\text{BB}} \cdot b_{\text{BB}})}{c_{\text{BB}}} \right]^2 + \left[\frac{(P_{p34} \cdot a_{\text{BB}} - P_{x34} \cdot d_{33} \cdot 0.5) \cdot b_{\text{BB}}}{c_{\text{BB}}} + P_{x34} \cdot d_{33} \cdot 0.5}{c_{\text{BB}}} \right]^2}$$

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

Эквивалентный момент

$$M_{\vartheta} := \sqrt{M_{\text{из}}^2 + (M_{\phi} \cdot I_{k1})^2}$$

Допускаемое напряжение σ

$$d_{2kn} := \sqrt[3]{\frac{M_3 \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

Расчет шлицев вторичного вала
Выбираем шлицы 62x56x8x10

Наружный диаметр $D_{швв}$
Диаметр по впадинам $d_{швв}$
Число шлицев $Z_{швв}$
Ширина шлица $b_{швв}$
Напряжение смятия шлицев

$$\sigma_{cm} = \frac{M_{\phi} I_{k1}}{r_{шср} h_{ш} L_{ш} Z_{ш} \alpha_{ш}}$$

$r_{шср}$ - средний радиус шлицев

$$r_{шср} := \frac{D_{швв} + d_{швв}}{4}$$

$h_{ш}$ - высота шлицев

$$h_{швв} := \frac{D_{швв} - d_{швв}}{2}$$

$L_{швв}$ - длина нагруженной части шлицев

$$L_{швв} \leq b_{ш}$$

Коэффициент точности прилегания шлицев

$$\sigma_{смш} := \frac{M_{\phi} \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{шср} \cdot h_{швв} \cdot L_{швв} \cdot Z_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Допускаемое напряжение

$$[\sigma_{cm}] = 200 \text{ МПа}$$

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{срш} := \frac{M_{\phi} \cdot I_{k1} \cdot 10^3}{r_{шср} \cdot Z_{швв} \cdot L_{швв} \cdot b_{швв} \cdot \alpha_{ш}}$$

Допускаемое напряжение $[\tau_{cp}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$

9. УГЛЫ ПЕРЕКОСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Расчеты выполняют для ведущей шестерни Z_1 первичного вала и ведомого зубчатого колеса Z_4 вторичного вала.

Диаметр первичного вала d_{1kn}

Диаметр вторичного вала d_{2kn}

Расстояние между опорами первичного вала a_{n6}

Расстояние между опорами вторичного вала c_{v6}

Расстояние от шестерни до опоры первичного вала b_{n6}

Расстояние от зубчатого колеса до опоры вторичного вала b_{v6}

Делительный диаметр шестерни первичного вала d_{d1}

Делительный диаметр зубчатого колеса вторичного вала d_{d4}

$$a_{vv} := c_{vv} - b_{vv}$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен

$$P_{12}; P_{p12}; P_{x12}$$

P_{34} ; P_{p34} ; P_{x34}

Реакции опоры А в горизонтальной и вертикальной плоскостях

R_{BG} ; R_{BV}

Модуль упругости для стали E

Экваториальный момент инерции сечения

- первичного вала J_{PV}

- вторичного вала J_{BB}

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости Y_{nbb}

Угол перекоса зубчатого колеса Z_1 относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{1g} := \frac{(P_{p12} + R_{AB}) \cdot (2 \cdot a_{PV} + 3 \cdot b_{PV}) \cdot b_{PV}}{6 \cdot E \cdot J_{PV}} - \frac{P_{x12} \cdot d_{d1} \cdot (a_{PV} + 3 \cdot b_{PV})}{6 \cdot E \cdot J_{PV}}$$

Угол перекоса зубчатого колеса Z_4 относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{4g} := \frac{P_{x34} \cdot d_{d4} \cdot (a_{BB}^2 - a_{BB} \cdot b_{BB} + b_{BB}^2)}{6 \cdot c_{BB} \cdot E \cdot J_{BB}} + \frac{P_{p34} \cdot a_{BB} \cdot b_{BB} \cdot (b_{BB} - a_{BB})}{3 \cdot c_{BB} \cdot J_{BB} \cdot E} - \frac{Y_{PV}}{c_{BB}}$$

Угол перекоса зубчатого колеса Z_1 относительно вертикальной оси

$$\Theta_{1v} := \frac{(P_{12} - R_{AG}) \cdot b_{PV} \cdot (2 \cdot a_{PV} + 3 \cdot b_{PV})}{6 \cdot E \cdot J_{PV}}$$

Угол перекоса зубчатого колеса Z_4 относительно вертикальной оси

$$\Theta_{4v} := \frac{P_{34} \cdot a_{BB} \cdot b_{BB} \cdot (b_{BB} - a_{BB})}{3 \cdot c_{BB} \cdot E \cdot J_{BB}}$$

Перекос зубчатых колес не должен превышать $Q = 2 \times 10^{-3}$ рад.

3.5.3 Результаты и выводы:

3.6 Практическое занятие №6 (2 часа).

Тема: «Расчет подшипников коробки передач. Расчет синхронизатора. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной раздаточной коробки»

3.6.1 Задание для работы:

1. Расчет подшипников коробки передач.
 2. Расчет синхронизатора.
 3. Кинематический расчет зубчатых колес двух вальной раздаточной коробки.
-

3.6.2 Краткое описание проводимого занятия:

11. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

(4-х 5-х ступенчатых коробок передач с прямой передачей)

Расчеты выполним для подшипника D вторичного вала.

Расчетный крутящий момент двигателя зависит от степени загрузки двигателя и удельной мощности автомобиля:

Номинальная мощность двигателя N_{en}

Полная масса автомобиля m_a

Удельная мощность

$$N_{уд} := \frac{N_{ен}}{9.807 \cdot m_a}$$

Коэффициент использования крутящего момента

$$a_m := 0.96 - 0.136 \cdot 10^{-2} \cdot N_{уд} + 0.41 \cdot 10^{-6} \cdot N_{уд}^2$$

Номинальный крутящий момент двигателя $M_{емax}$

Расчетный крутящий момент

$$M_{дврас} := a_m \cdot M_{емax}$$

Реакции на подшипник D

- в вертикальной плоскости R_{DB}
- в горизонтальной плоскости $R_{DГ}$

Расстояние между опорами вторичного вала $a_{вв}$

Диаметр вторичного вала d_{2kn}

Нагрузка на подшипник

- первая передача

Радиальная нагрузка на подшипник

$$P_{pD} := \sqrt{R_{DB}^2 + R_{DГ}^2}$$

Осевая нагрузка на подшипник P_{x34}

Эквивалентная динамическая нагрузка на подшипник

$$P_{зкл} = (xK_b P_p + y P_x^p) K_b K_t$$

K_b - коэффициент вращения, вращается внутреннее кольцо

K_b - коэффициент безопасности, для коробок передач

K_t - температурный коэффициент, для автомобильных КП

p - показатель степени, для шарикового подшипника

x, y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

Выбираем подшипник 46311

- внутренний диаметр d_{nD}

- наружный диаметр D_{nD}

- статическая грузоподъемность C_o

Относительная нагрузка на подшипник

$$\frac{P_{x34}}{C_o \cdot 10^3} = 0.126$$

Выбираем параметр e по таблице №32 "Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок." (см. Справочник1)

$$\frac{P_{x34}}{P_{pD} \cdot K_b} = 3.46$$

Находим отношение

$$\frac{P_{x34}}{P_{pD} K_b} \geq e$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{эк1}} := [x \cdot K_B \cdot P_{pD} + y \cdot (P_{x34})] \cdot K_6 \cdot K_l$$

- вторая передача

Радиальная нагрузка на подшипник

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса $Z_6 \ d_{.d6}$

Окружное усилие на колесе $P_{.56}$

Радиальное усилие на колесе $P_{.p56}$

Осевое усилие на колесе и на подшипнике $P_{.x56}$

Расстояние от опоры С до шестерни Z_6

Радиальная нагрузка на подшипник

$$R_{DB2} := \frac{P_{p56} \cdot a_{BB}}{a_{BB}}$$

$$R_{DG2} := \frac{P_{56} \cdot a_{BB}}{a_{BB}}$$

$$P_{pD2} := \sqrt{R_{DB2}^2 + R_{DG2}^2}$$

Эквивалентная нагрузка на второй передаче

$$P_{\text{эк2}} := (x \cdot K_B \cdot P_{pD2} + y \cdot P_{x56}) \cdot K_6 \cdot K_l$$

- третья передача

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса $Z_8 \ d_{.d8}$

Окружное усилие на колесе $P_{.78}$

Радиальное усилие на колесе $P_{.p78}$

Осевое усилие на колесе и подшипнике $P_{.x78}$

Расстояние от опоры С до шестерни $Z_8 \ a_{.368}$

Радиальная нагрузка на подшипник

$$R_{DB3} := \frac{P_{p78} \cdot a_{BB}}{a_{BB}}$$

$$R_{DG3} := \frac{P_{78} \cdot a_{BB}}{a_{BB}}$$

$$P_{pD3} := \sqrt{R_{DB3}^2 + R_{DG3}^2}$$

Эквивалентная нагрузка на третьей передаче

$$P_{\text{эк3}} := (x \cdot K_B \cdot P_{pD3} + y \cdot P_{x78}) \cdot K_6 \cdot K_l$$

Результирующая эквивалентная нагрузка на 4-ой передаче

$$P_{\text{экрез}} = \sqrt{\frac{P_{\text{эк1}}^p L_1 + P_{\text{эк2}}^p L_2 + P_{\text{эк3}}^p L_3}{L_1 + L_2 + L_3}}$$

$L_{1,2,3,4}$ - число оборотов вала за время работы на каждой передаче

$S_{1,2,3,4}$ - пробег автомобиля на каждой передаче

S_{kp} - пробег до капитального ремонта

K_n - коэффициент продолжительности работы подшипника на каждой передаче

$K_{n1} = 0,01, K_{n2} = 0,03, K_{n3} = 0,14, K_{n4} = 0,82$ - грузовой автомобиль

$K_{n1} = 0,01, K_{n2} = 0,04, K_{n3} = 0,20, K_{n4} = 0,75$ - легковой автомобиль

Пробег автомобиля

- на первой передаче $S_1 := S_{kp} \cdot K_{n1}$
- на второй передаче $S_2 := S_{kp} \cdot K_{n2}$
- на третьей передаче $S_3 := S_{kp} \cdot K_{n3}$
- на четвертой передаче $S_4 := S_{kp} \cdot K_{n4}$

Радиус качения ведущего колеса R_3

Передаточное число главной передачи I_o

Число оборотов вторичного вала:

- на первой передаче

$$L_1 := \frac{S_1 \cdot I_o}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

- на второй передаче

$$L_2 := \frac{S_2 \cdot I_o}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

- на третьей передаче

$$L_3 := \frac{S_3 \cdot I_o}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

- на четвертой передаче

$$L_4 := \frac{S_4 \cdot I_o}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

Результирующая эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{экрез}} := \sqrt[3]{\frac{P_{\text{эк1}}^3 \cdot L_1 + P_{\text{эк2}}^3 \cdot L_2 + P_{\text{эк3}}^3 \cdot L_3 + P_{\text{эк4}}^3 \cdot L_4}{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}}$$

Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{\text{дин}} := \frac{P_{\text{экрез}} \cdot \sqrt[3]{L_1 + L_2 + L_3 + L_4}}{10^3}$$

$C_{\text{дин таб}} > C_{\text{дин}}$

7.1 РАСЧЕТ СИНХРОНИЗАТОРА

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя n_n

Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_n := \frac{\pi \cdot n_n}{30}$$

Передаточное число коробки на включенной передаче I_{ki}

Передаточное число коробки на включаемой передаче I_{kj}

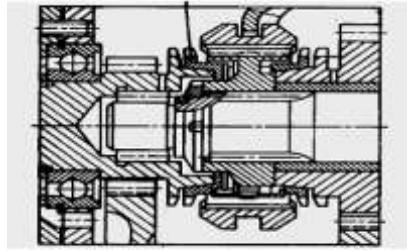


Рис.1 Конструкция инерционного синхронизатора с зубчатыми кольцами,

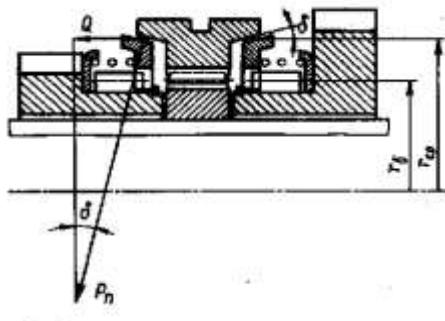


Рис2 Схема инерционного синхронизатора

Выберем некоторые параметры синхронизатора, исходя из конструктивных соображений.

Средний радиус трения синхронизатора $r_{cp} = 0,020 \dots 0,050 \text{м}$

Коэффициент трения бронзы по стали $K_{trc} = 0,06 \dots 0,10$

Угол конуса синхронизатора $\delta_{sin} = 6 \dots 12^\circ$

$$\delta_{psin} := \frac{\pi \cdot \delta_{sin}}{180}$$

Выберем тип блокирующего устройства.

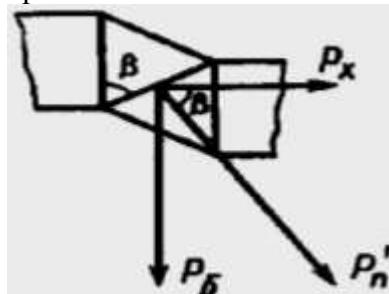


Рис.3 Схемы блокирующих устройств синхронизатора

1 - с блокирующими зубьями,

Средний радиус расположения блокирующих элементов

$$r_b = K_{sin} r_{cp} = (0,8 \dots 1,5) r_{cp}$$

В конструкции с блокирующими зубьями, как правило, $r_b < r_{cp}$, в конструкции с блокирующими вырезами $K_{sin} > 1$, самое большое значение K_{sin} в конструкции с блокирующими пальцами.

$$r_b := K_{sin} \cdot r_{cp}$$

Необходимый момент трения на поверхности конусов.

$$\text{Момент инерции ведомых частей } J_n = (0,2 \dots 0,8) \text{ кг м}^2$$

Время синхронизации можно принять:

$$t_{sin} = 0,3 \dots 1,0 \text{ с} - \text{легковые автомобили},$$

$t_{sin} = 0,5 \dots 2,0 \text{ с} - \text{грузовые автомобили}$. Большее время соответствует низшим передачам.

$$M_{\text{трс}} := \frac{J_{\text{пп}} \cdot \omega_{\text{н}}}{t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)$$

Усилие необходимое для включения передачи, Н

$$Q := \frac{\omega_{\text{н}} \cdot J_{\text{пп}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}{K_{\text{трс}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{kj}}} - \frac{1}{I_{\text{ki}}} \right)$$

Передаточное число привода управления КП

$$I_{\text{ркп}}$$

Усилие, прикладываемое водителем к рычагу переключения передач

$$Q_{\text{вод}} := \frac{Q}{I_{\text{ркп}}}$$

$$P_n := \frac{Q}{\sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}$$

Нормальная сила на поверхности трения, Н

Работа, затрачиваемая на

выравнивание

угловых

$$L_c := 0.5 \cdot J_{\text{пп}} \cdot \omega_{\text{н}}^2 \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)^2$$

скоростей

Площадь конуса синхронизатора ($3...15 \text{ см}^2$)

$$L_{c1} := \frac{L_c}{F_c}$$

Удельная работа трения синхронизатора

Удельная работа трения может достигать $L_{c1} = 300...500 \text{ Дж/см}^2$.

Нагрев синхронизатора

Коэффициент перераспределения теплоты γ_c

Теплоемкость бронзы $c = 400...600 \text{ Дж/кг град}$

Масса бронзового кольца синхронизатора m_c

Нагрев кольца синхронизатора

$$\Delta T := \frac{\gamma_c \cdot L_c}{m_c \cdot c}$$

Нагрев за одно включение синхронизатора может достигать $15...30^\circ$.

Расчет блокирующего элемента

Окружная сила, прижимающая блокирующие элементы

$$P_\delta = \frac{M_{\text{трс}}}{r_\delta}$$

Осевая сила на блокирующих поверхностях

$$P_{x_{\text{син}}} = \frac{M_{\text{трс}}}{r_\delta \cdot \tan(\beta_{\text{син}})}$$

Исходя из условия $Q < P_{x_{\text{син}}}$

$$X := \frac{K_{\text{трс}} \cdot r_{\text{ср}}}{r_\delta \cdot \sin(\delta_{\text{рсин}})}$$

$$\tan(\beta_{\text{max}}) := X$$

$$\beta_{\max} := \arctan(X) \cdot \frac{180}{\pi}$$

В реальных конструкциях $b = 25\dots40^\circ$

7.2 РАСЧЕТ СИНХРОНИЗАТОРА

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя n_H
Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_H := \frac{\pi \cdot n_H}{30}$$

Передаточное число коробки на включенной передаче I_{ki}

Передаточное число коробки на включаемой передаче I_{kj}

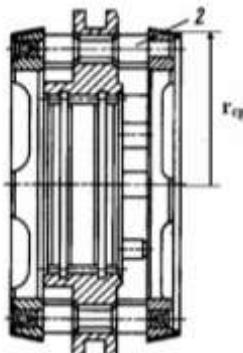


Рис.1 Конструкция инерционного синхронизатора с блокирующими пальцами -2

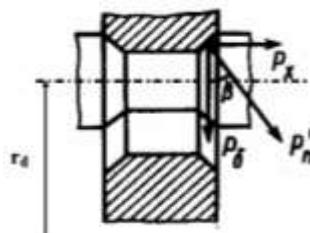


Рис2 Схема блокирующего устройства

Выберем некоторые параметры синхронизатора, исходя из конструктивных соображений.
Средний радиус трения синхронизатора $r_{cp} = 0,020\dots0,050\text{м}$

Коэффициент трения бронзы по стали $K_{trc} = 0,06\dots0,10$

Угол конуса синхронизатора $\delta_{\text{син}} = 6\dots12^\circ$

$$\delta_{\text{рсн}} := \frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}$$

Средний радиус расположения блокирующих элементов

$$r_d = K_{\text{син}} r_{cp} = (0,8\dots1,5) r_{cp}$$

Наибольшее значение $K_{\text{син}}$ для синхронизаторов с блокирующими пальцами.

$$r_d := K_{\text{син}} \cdot r_{cp}$$

Необходимый момент трения на поверхности конусов.

Момент инерции ведомых частей $J_p = (0,2\dots0,8)\text{кг м}^2$

Время синхронизации можно принять:

$t_{\text{син}} = 0,3\dots1,0\text{с}$ - легковые автомобили,

$t_{\text{син}} = 0,5\dots2,0\text{с}$ - грузовые автомобили. Большее время соответствует низшим передачам.

$$M_{\text{тре}} := \frac{J_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{н}}}{t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)$$

Усилие необходимое для включения передачи, Н

$$Q := \frac{\omega_{\text{н}} \cdot J_{\text{п}} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}{K_{\text{тре}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)$$

Передаточное число рычага переключения передач $I_{\text{ркп}}$

Усилие, прикладываемое водителем для переключения передач

$$Q_{\text{вод}} := \frac{Q}{I_{\text{ркп}}}$$

Нормальная сила на поверхности трения, Н

$$P_{\text{n}} := \frac{Q}{\sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}$$

Работа, затрачиваемая на выравнивание угловых скоростей

$$L_c := 0.5 \cdot J_{\text{п}} \cdot \omega_{\text{н}}^2 \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)^2$$

Площадь конуса синхронизатора ($3...15 \text{ см}^2$)

Удельная работа трения синхронизатора

$$L_{c1} := \frac{L_c}{F_c}$$

Удельная работа трения может достигать $L_{c1} = 300...500 \text{ Дж/см}^2$.

Нагрев синхронизатора

Коэффициент перераспределения теплоты γ_c

Теплоемкость бронзы $c = 400...600 \text{ Дж/кг град}$

Масса бронзового кольца синхронизатора m_c

Нагрев кольца синхронизатора

$$\Delta T := \frac{\gamma_c \cdot L_c}{m_c \cdot c}$$

Нагрев за одно включение синхронизатора может достигать $15...30^\circ$.

Расчет блокирующего элемента

Окружная сила, прижимающая блокирующие элементы

$$P_\delta = \frac{M_{mpc}}{r_\delta}$$

Осевая сила на блокирующих поверхностях

$$P_{x_{\text{син}}} = \frac{M_{mpc}}{r_\delta \operatorname{tg} \beta_{\text{син}}}$$

Исходя из условия $Q < P_{x_{\text{син}}}$

$$X := \frac{K_{\text{тре}} \cdot r_{\text{ср}}}{r_d \cdot \sin(\delta_{\text{рсин}})}$$

$$\tan(\beta_{\max}) := X$$

$$\beta_{\max} := \arctan(X) \cdot \frac{180}{\pi}$$

В реальных конструкциях $\beta = 25...40^\circ$

7.3 РАСЧЕТ СИНХРОНИЗАТОРА

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_{\text{н}}$
Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_{\text{н}} := \frac{\pi \cdot n_{\text{н}}}{30}$$

Передаточное число коробки на включенной передаче I_{ki}

Передаточное число коробки на включаемой передаче I_{kj}

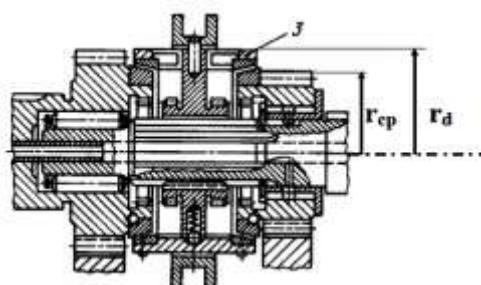


Рис.1 Конструкции инерционных синхронизаторов с блокирующим цилиндром - 3

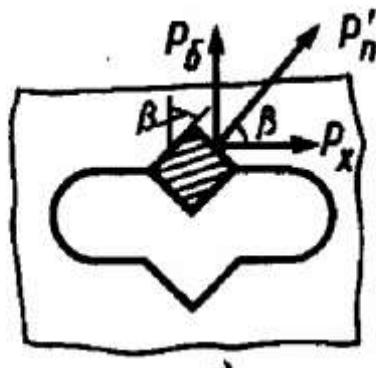


Рис2 Схема блокирующего устройства

Выберем некоторые параметры синхронизатора, исходя из конструктивных соображений.
Средний радиус трения синхронизатора $r_{\text{cp}} = 0,020...0,050\text{м}$

Коэффициент трения бронзы по стали $K_{\text{трс}} = 0,06...0,10$
Угол конуса синхронизатора $\delta_{\text{син}} = 6...12^\circ$

$$\delta_{\text{рсин}} := \frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}$$

Средний радиус расположения блокирующих элементов

$$r_d = K_{\text{син}} r_{\text{cp}} = (0,8...1,5) r_{\text{cp}}$$

в конструкции с блокирующими вырезами $K_{\text{син}} > 1$,

$$r_d := K_{\text{син}} \cdot r_{\text{cp}}$$

Необходимый момент трения на поверхности конусов.

Момент инерции ведомых частей $J_{\text{n}} = (0,2...0,8)\text{кг м}^2$

Время синхронизации можно принять:

$t_{\text{син}} = 0,3...1,0\text{с}$ - легковые автомобили,

$t_{\text{син}} = 0,5 \dots 2,0 \text{с}$ - грузовые автомобили. Большее время соответствует низшим передачам.

$$M_{\text{трс}} := \frac{J_{\Pi} \cdot \omega_{\text{H}}}{t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)$$

Усилие необходимое для включения передачи, Н

$$Q := \frac{\omega_{\text{H}} \cdot J_{\Pi} \cdot \sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}{K_{\text{трс}} \cdot r_{\text{ср}} \cdot t_{\text{син}}} \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)$$

Передаточное число рычага переключения передач $I_{\text{ркп}}$

Усилие, прикладываемое водителем для переключения передач

$$Q_{\text{вод}} := \frac{Q}{I_{\text{ркп}}}$$

Нормальная сила на поверхности трения, Н

$$P_{\text{n}} := \frac{Q}{\sin\left(\frac{\pi \cdot \delta_{\text{син}}}{180}\right)}$$

Работа, затрачиваемая на выравнивание угловых скоростей

$$L_c := 0,5 \cdot J_{\Pi} \cdot \omega_{\text{H}}^2 \cdot \left(\frac{1}{I_{\text{ki}}} - \frac{1}{I_{\text{kj}}} \right)^2$$

Площадь конуса синхронизатора ($3 \dots 15 \text{ см}^2$)

Удельная работа трения синхронизатора

$$L_{c1} := \frac{L_c}{F_c}$$

Удельная работа трения может достигать $L_{c1} = 300 \dots 500 \text{ Дж/см}^2$.

Нагрев синхронизатора

Коэффициент перераспределения теплоты γ_c

Теплоемкость бронзы $c = 400 \dots 600 \text{ Дж/кг град}$

Масса бронзового кольца синхронизатора m_c

Нагрев кольца синхронизатора

$$\Delta T := \frac{\gamma_c \cdot L_c}{m_c \cdot c}$$

Нагрев за одно включение синхронизатора может достигать $15 \dots 30^\circ$.

Расчет блокирующего элемента

Окружная сила, прижимающая блокирующие элементы

$$P_\delta = \frac{M_{\text{трс}}}{r_\delta}$$

Осевая сила на блокирующих поверхностях

$$P_{x_{\text{син}}} = \frac{M_{\text{трс}}}{r_\delta \operatorname{tg} \beta_{\text{син}}}$$

Исходя из условия $Q < P_{x_{\text{син}}}$

$$X := \frac{K_{tpc} \cdot r_{cp}}{r_d \cdot \sin(\delta_{pc\sin})}$$

$$\tan(\beta_{max}) := X$$

$$\beta_{max} := \text{atan}(X) \cdot \frac{180}{\pi}$$

В реальных конструкциях $\beta = 25 \dots 40^\circ$

2. Кинематический расчет зубчатых колес 2-х вальной КП

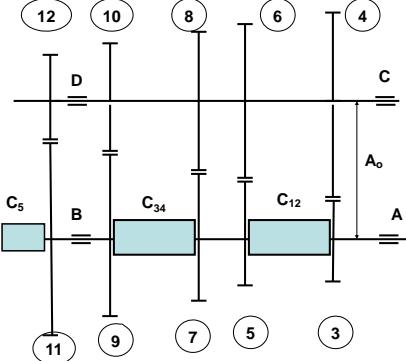


Рис.1 Схема 2-х вальной 5-и ступенчатой КП

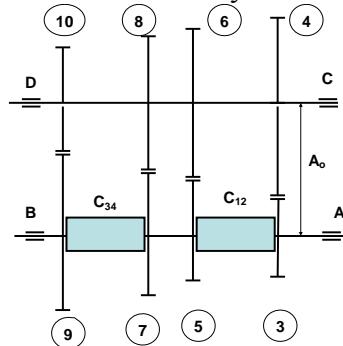


Рис.2 Схема 2-х вальной 4-х ступенчатой КП

Рекомендуемые значения нормального модуля

M_ϕ , Нм	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
m_n , мм	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

Максимальный момент, передаваемый сцеплением M_ϕ Нм

Все зубчатые колеса коробки передач выполним с одним нормальным модулем m_n мм,

Рассчитаем межосевое расстояние с учетом передаваемого момента

$$A_o = a \times \sqrt[3]{M_\phi}$$

$a = 14,5 \dots 16,0$ - для легковых автомобилей

$a = 17,0 \dots 21,5$ - для грузовых автомобилей

$$A_o := a \cdot \sqrt[3]{M_\phi}$$

Угол наклона зубьев шестерен постоянного зацепления, в градусах β

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

в радианах

Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении

$$Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

Передаточное число шестерен постоянного зацепления $I_{\text{пз}} := \sqrt{I_{k1}}$

Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении

$$Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Передаточные числа коробки передач : $I_{k2}; I_{k3}; I_{k4}; I_{k5}$;
Рассчитаем число зубьев шестерен 1, 2, 3, 4, 5 передач.

1^я передача

$$Z_3 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k1} + 1} \quad Z_4 := Z_{\text{сум}} - Z_3$$

2^я передача

$$Z_5 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k2} + 1} \quad Z_6 := Z_{\text{сум}} - Z_5$$

3^я передача

$$Z_7 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k3} + 1} \quad Z_8 := Z_{\text{сум}} - Z_7$$

4^я передача

$$Z_9 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k4} + 1} \quad Z_{10} := Z_{\text{сум}} - Z_9$$

5^я передача

$$Z_{11} := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{k5} + 1} \quad Z_{12} := Z_{\text{сум}} - Z_{11}$$

Определим размеры шестерен

Первая передача

Делительные диаметры

$$d_{\text{д3}} := \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad d_{\text{д4}} := 2 \cdot A_o - d_{\text{д3}}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{\text{a3}} := d_{\text{д3}} + 1.6 \cdot m_n \quad d_{\text{a4}} := d_{\text{д4}} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{\text{f3}} := d_{\text{д3}} - 2.5 \cdot m_n \quad d_{\text{f4}} := d_{\text{д4}} - 2.5 \cdot m_n$$

Вторая передача

Делительные диаметры

$$d_{d5} := \frac{Z_5 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} d_{d6} := 2 \cdot A_o - d_{d5}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a5} := d_{d5} + 1.6 \cdot m_n d_{a6} := d_{d6} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f5} := d_{d5} - 2.5 \cdot m_n d_{f6} := d_{d6} - 2.5 \cdot m_n$$

Третья передача

Делительные диаметры

$$d_{d7} := \frac{Z_7 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} d_{d8} := 2 \cdot A_o - d_{d7}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a7} := d_{d7} + 1.6 \cdot m_n d_{a8} := d_{d8} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f7} := d_{d7} - 2.5 \cdot m_n d_{f8} := d_{d8} - 2.5 \cdot m_n$$

Четвертая передача

Делительные диаметры

$$d_{d9} := \frac{Z_9 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} d_{d10} := 2 \cdot A_o - d_{d9}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a9} := d_{d9} + 1.6 \cdot m_n d_{a10} := d_{d10} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f9} := d_{d9} - 2.5 \cdot m_n d_{f10} := d_{d10} - 2.5 \cdot m_n$$

Пятая передача

Делительные диаметры

$$d_{d11} := \frac{Z_{11} \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} d_{d12} := 2 \cdot A_o - d_{d11}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a11} := d_{d11} + 1.6 \cdot m_n d_{a12} := d_{d12} + 1.6 \cdot m_n$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f11} := d_{d11} - 2.5 \cdot m_n d_{f12} := d_{d12} - 2.5 \cdot m_n$$

Фактические значения передаточных чисел коробки передач:

Отклонение от расчетной величины:

$$I_{k1} := \frac{Z_4}{Z_3} \quad \Delta_1 := \frac{I_{k1} - I_{k1}}{I_{k1}}$$

$$I_{k2} := \frac{Z_6}{Z_5} \quad \Delta_2 := \frac{I_{k2} - I_{k2}}{I_{k2}}$$

$$I_{k3} := \frac{Z_8}{Z_7} \quad \Delta_3 := \frac{I_{k3} - I_{k3}}{I_{k3}}$$

$$I_{k4} := \frac{Z_{10}}{Z_9} \quad \Delta_4 := \frac{I_{k4} - I_{k4}}{I_{k4}}$$

$$I_{k5} := \frac{Z_{12}}{Z_{11}} \quad \Delta_5 := \frac{I_{k5} - I_{k5}}{I_{k5}}$$

Отклонения от расчетных величин не должны превышать 5%.

Ширину зубчатых колес для всех передач принимаем одинаковой
Коэффициент ширины зубчатого колеса $K_{bw} = 5...8$

$$b_{sh} := K_{bw} \cdot m_n$$

3. Расчет сил, действующих на зубчатые колеса 3-х вальной КП

На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

$$P_{1,2} = \frac{M_{e\max}}{r_1}$$

- окружная

$$P_{x1,2} = P_{1,2} \operatorname{tg}\beta$$

$$P_{p1,2} = \frac{P_{1,2} \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$$

- радиальная

$$P_{n1,2} = \frac{P_{1,2}}{\cos\alpha \cos\beta}$$

- нормальная

r_1 - радиус делительной окружности шестерни

\square - угол профиля зуба

\square - угол наклона зуба

На зубья шестерен n -ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{e\max} I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg}\beta_n$$

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta_n}$$

- радиальная

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos\alpha \cos\beta_n}$$

- нормальная

I_{kn} - передаточное число коробки на n -ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса n -ой передачи на вторичном валу

\square_n - угол наклона зубьев шестерен n -ой передачи

Силы, действующие в зацеплении шестерен привода промежуточного вала

Диаметр делительной окружности шестерни привода промежуточного вала

$$d_{d1} \text{ мм},$$

Угол наклона зубьев шестерен $\beta = 25^\circ$

Угол зацепления шестерен $\alpha = 20^\circ$

Фрикционный момент M_ϕ мм

$$P_{12} := \frac{2000 \cdot M_\phi}{d_{d1}}$$

Окружное усилие

$$P_{p12} := \frac{P_{12} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x12} := P_{12} \cdot \tan(\beta_p)$$

Осевое усилие

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

d_{d4} мм

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k1}}{d_{d4}}$$

Окружное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

Осевое усилие

Промежуточный вал не уравновешен от осевых сил

$$P_{x12} = 4664\text{Н} < P_{x34} = 10446\text{Н}$$

Изменим угол наклона зубьев шестерен первой передачи таким образом, чтобы $P_{x12} = P_{x34}$, т.е. $P_{12}\tan\beta = P_{34}\tan\beta_1$

$$\beta_{1p} := \arctan\left(\frac{P_{12} \cdot \tan(\beta_p)}{P_{34}}\right) \quad \beta_1 := \frac{\beta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

Угол наклона зубьев шестерен первой передачи примем равным

$\beta_1 = \dots$

Тогда силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи будут равны:

$$P_{p34} := P_{34} \cdot \frac{\tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_{1p})} \quad P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_{1p})$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

d_{d6} мм

Передаточное число КП на второй передаче I_{k2}

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k2}}{d_{d6}}$$

Окружное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x56} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

Осевое усилие

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

Передаточное число КП на третьей передаче I_{k3}
 d_{d8} мм

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k3}}{d_{d8}}$$

Окружное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

Осевое усилие

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи
Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

d_{d10} мм

Передаточное число КП на четвертой передаче I_{k4}

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k4}}{d_{d10}}$$

Окружное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

d_{d12} мм

Передаточное число КП на пятой передаче I_{k5}

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k5}}{d_{d12}}$$

Окружное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

4. Расчет сил, действующих на зубчатые колеса

2-х вальной КП

На зубья шестерен n -ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{e\ max} I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

$$P_{xn} = P_n \operatorname{tg} \beta_n$$

$$P_{pn} = \frac{P_n \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta_n}$$

- радиальная

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta_n}$$

- нормальная

I_{kn} - передаточное число коробки на n-ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса n-ой передачи на вторичном валу

\square_n - угол наклона зубьев шестерен n-ой передачи

\square - угол профиля зубьев

Фрикционный момент сцепления M_ϕ Нм

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

d_{d4} мм

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k1}}{d_{d4}}$$

Окружное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

d_{d6} мм

Передаточное число КП на второй передаче I_{k2}

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k2}}{d_{d6}}$$

Окружное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x56} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

d_{d8} мм

Передаточное число КП на третьей передаче I_{k3}

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k3}}{d_{d8}}$$

Окружное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

d_{d10} мм

Передаточное число КП на четвертой передаче I_{k4}

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{k4}}{d_{d10}}$$

Окружное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

$$d_{d12} \text{ мм}$$

Передаточное число КП на пятой передаче I_{k5}

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_\Phi \cdot I_{k5}}{d_{d12}}$$

Окружное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

Радиальное усилие

$$P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

5. Расчет зубчатых колес на прочность

Наиболее нагруженными являются зубчатые колеса первой передачи, поэтому прочностные расчеты выполним для этих колес.

Число зубьев шестерни первой передачи Z_1

Напряжение от изгиба и сжатия можно определить по формуле Люиса

$$\sigma_n = \frac{P}{bt_n y}$$

P - окружное усилие на колесе,

b - ширина колеса,

t_n - шаг по делительной окружности,

m_n - нормальный модуль, мм

$$t_n := \pi \cdot m_n$$

y - коэффициент профиля зуба.

Его можно рассчитать по эмпирической формуле с учетом приведенного числа зубьев.

Угол наклона зубьев β_p

$$Z_{np} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_p)^3}$$

Z_1 - число зубьев меньшего колеса первой передачи

$$y := 0.154 - \frac{1.23}{Z_{np}} + \frac{3.33}{Z_{np}^2}$$

Окружное усилие на зубьях шестерен 1-ой передачи P_{34} , Н

Ширина шестерни $b_{ш}$, мм

Напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_n := \frac{P_{34}}{b_{ш} \cdot t_n \cdot y}$$

$$[s_n] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Контактные напряжения можно определить по формуле Герца:

Модуль упругости для стали

$$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Делительные диаметры зубчатых колес первой передачи

$$d_{d3} \text{ мм}$$

$$d_{d4} \text{ мм}$$

Угол зацепления

$$\sigma_k := 0.418 \cdot \cos(\beta_p) \cdot \sqrt{\frac{P_{34} \cdot E}{b_{\text{ш}} \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \cos(\alpha_p)} \cdot \left(\frac{2}{d_{d3}} + \frac{2}{d_{d4}} \right)}$$

Допустимое контактное напряжение

$$[s_k] = 1100 \dots 1300 \text{ МПа}$$

3.6.3 Результаты и выводы:

3.7 Практическое занятие №7 (2 часа).

Тема: «Расчет карданного асинхронного шарнира. Расчет карданного вала с асинхронным шарниром. Расчет карданного шарнира равных угловых скоростей»

3.7.1 Задание для работы:

1. Расчет карданного асинхронного шарнира.
2. Расчет карданного вала с асинхронным шарниром.
3. Расчет карданного шарнира равных угловых скоростей.

3.7.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. РАСЧЕТ КАРДАННОГО АСИНХРОННОГО ШАРНИРА

В этом шарнире определяют нагрузки в крестовине и в вилке. Шипы крестовины рассчитывают на изгиб и смятие, а крестовину на разрыв. Вилка подвергается изгибу и скручиванию. Момент, передаваемый шарниром, меняется в течении одного оборота. В качестве расчетного крутящего момента примем величину, ограниченную коэффициентом запаса сцепления, что соответствует малым углам излома валов.

Увеличение амплитуды крутящего момента, передаваемого шарниром, будем учитывать запасом прочности. Наибольший крутящий момент шарнир передает при движении автомобиля на 1-ой передаче.

Расчетный крутящий момент

$$M_p = M_\phi I_{k1}$$

Передаточное число коробки на первой передаче I_{k1}

Максимальный крутящий момент, передаваемый сцеплением M_ϕ

$$M_p := M_\phi \cdot I_{k1}$$

Номинальная частота вращения коленвала $n_{\text{n}}, \text{ об / мин}$

об

МИН

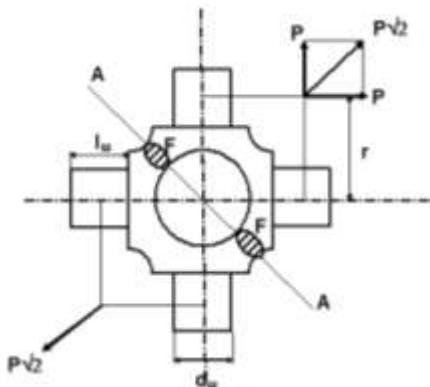
Частота вращения коленвала при максимальном крутящем моменте n_{m} ,

Окружное усилие на крестовине карданного шарнира

$$P_{\text{krest}} = \frac{M_p}{2r}$$

r - радиус приложения силы

Расчет крестовины карданныго шарнира



$$\sigma_u = \frac{M_p l_w}{0.4 r d_w^3}$$

Напряжение изгиба щипа крестовины

Допустимое напряжение на изгиб σ_u , МПа

Примем $r = 2,5 l_w$

$$d_w := \sqrt[3]{\frac{M_p}{(\sigma_u) \cdot 10^6}}$$

Диаметр шипа определяется

Игольчатые подшипники

d_w - внутренний диаметр подшипника, мм

l_i - длина иголки, мм

d_i - диаметр иголки, мм

Z - число иголок

№	d_w	l_i	d_i	Z
4024101	16,0	8,0	2,0	40
4024102	20,0	10,0	2,0	40
4024103	24,0	12,0	2,0	40
4024104	28,0	16,0	2,5	38
4024105	34,0	16,0	3,0	38

Выбираем подшипник 4024102

Внутренний диаметр подшипника $d_{w,M}$

Длина иголок l_i, M

Диаметр иголок d_i, M

Число иголок Z

Длина шипа крестовины $l_w := 1.5 \cdot l_i$

$$P := \frac{M_p}{5 \cdot l_w}$$

Окружное усилие

$$\tau := \frac{2 \cdot M_p}{5.0 \cdot l_w \cdot \pi \cdot d_w^2 \cdot 10^6}$$

Напряжение среза шипа крестовины

Допускаемое напряжение

[t] = 60...80 МПа

Напряжение крестовины на разрыв силами $1,41P$ в сечении A-A площадью $2F$

$$\sigma_p = \frac{\sqrt{2} \times M_p}{10 \times l_{\text{ш}} F}$$

$$F := \sqrt{2} \cdot \frac{M_p}{10 \cdot l_{\text{ш}} \cdot \sigma_p \cdot 10^6}$$

Площадь крестовины F в сечении A-A

Для прямоугольного сечения F = b * h

$$b := 0.8 d_{\text{ш}}$$

$$h := \frac{F \cdot 1000}{b}$$

получим

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник

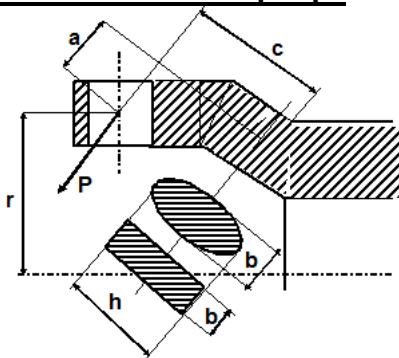
Угол излома валов γ , град

$$P_p := Z \cdot l_{\text{ш}} \cdot 7900 \cdot 10^4 \cdot \frac{d_i}{\sqrt[3]{\tan(\gamma_p) \cdot \frac{n_M}{I_{k1}}}}$$

$$\gamma_p := \frac{\gamma \cdot \pi}{180}$$

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник больше окружной силы, действующей на крестовину $P_p > P = 20605 \text{Н}$.

Расчет вилки шарнира



$$\sigma_u = \frac{M_p c}{2r W_u}$$

Напряжение изгиба вилки

Допустимое напряжение $\sigma_u, \text{МПа}$

W_u - момент сопротивления изгибу

$$W_u := c \cdot \frac{M_p}{5 \cdot l_{\text{ш}} \cdot (\sigma_u) \cdot 10^6}$$

$$c := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

$$h := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

Ширина вилки

Выберем форму поперечного сечения вилки в опасном сечении

$x = 0$ - для прямоугольного сечения,

$x = 1$ - для эллиптического сечения

$$b_1 := 6 \cdot \frac{W_u}{h^2}$$

Толщина вилки

- для прямоугольного сечения

- для эллиптического сечения

$$b_2 := 10 \cdot \frac{W_i}{h^2} \tau_k = \frac{M_p a}{2r W_{kp}}$$

Напряжение кручения вилки

W_{kp} - момент сопротивления кручению

Для прямоугольного сечения $W_{kp} = f(h/b)$

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
k_w	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

$$\frac{h}{b} = 0.349 \quad k_w \cdot W_{kp1} := k_w \cdot b \cdot h^2$$

$$W_{kp2} := b \cdot \frac{h^2}{5}$$

Для эллиптического сечения

Напряжение кручения вилки $\tau_k = 100 \text{ МПа}$

Допустимое напряжение

$[t_k] = 120 \dots 150 \text{ МПа}$

$t_k < [t_k]$ - условие выполнено

2. Шарнир равных угловых скоростей

Число шариков $n_{ш}$

Выберем диаметр шариков $d_{ш} = 20 \dots 30 \text{ мм}$ $d_{ш} ?$

Радиус окружности, образующей ось канавок $R_k ?$

$R_k = k * d$, где $k = 1,6 \dots 1,8$

$$R_k := k \cdot d_{ш} \quad R_k ?$$

Угол излома валов $\gamma = 30 \dots 35^\circ$ $\gamma ?$

$$\gamma_p := \frac{\gamma \cdot \pi}{180}$$

Расчетный крутящий момент, передаваемый шарниром

$$M_p = M_\phi I_{k1} I_o$$

M_ϕ , Нм - максимальный крутящий момент двигателя

I_{k1} - передаточное число коробки на первой передаче

I_o - передаточное число главной передачи

$$M_p := M_\phi \cdot I_{k1} \cdot I_o$$

$$P := \frac{M_p}{n_{ш} \cdot R_k \cdot \cos(\gamma_p)}$$

Окружное усилие, действующее на шарики

$$\sigma_k := 5100 \cdot \left[\frac{P}{(10^{-3} d_{ш})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Контактное напряжение

Допускаемое контактное напряжение $[s_k] = 250 \dots 350 \text{ МПа}$

$$\lambda_p := \frac{\pi \lambda}{180}$$

Угол контакта шарика с канавкой $\lambda = 40 \dots 45^\circ$ $\lambda ?$

$$P_n := \frac{P}{\cos(\lambda_p)}$$

Нормальная сила, действующая на шарик

$$P_{\text{доп}} := 46 \cdot \left(\frac{d_{\text{ш}}}{10} \right)^2$$

Допустимая нагрузка на шарик

$$P_{\text{доп}} > P_n = 148.5 \text{ кН}$$

Материал шариков ШХ15.

3.7.3 Результаты и выводы:

3.8 Практическое занятие №8 (2 часа).

Тема: «Расчет карданного вала с шарниром равных угловых скоростей. Расчет крутящего момента. Расчет цилиндрической передачи»

3.8.1 Задание для работы:

1. Расчет карданного вала с шарниром равных угловых скоростей.
 2. Расчет крутящего момента.
 3. Расчет цилиндрической передачи.
-

3.8.2 Краткое описание проводимого занятия:

3. Шарнир равных угловых скоростей

Число шариков $n_{\text{ш}}$

Выберем диаметр шариков $d_{\text{ш}} = 20 \dots 30 \text{ мм}$ $d_{\text{ш}} ?$

Радиус окружности, образующей ось канавок $k ?$

$R_k = k * d$, где $k = 1,6 \dots 1,8$

$R_k := k \cdot d_{\text{ш}}$ $R_k ?$

Угол излома валов $\gamma = 30 \dots 35^\circ$ $\gamma ?$

$$\gamma_p := \frac{\gamma \cdot \pi}{180}$$

Расчетный крутящий момент, передаваемый шарниром

$$M_p = M_\phi I_{k1} I_o$$

M_ϕ , Нм - максимальный крутящий момент двигателя

I_{k1} - передаточное число коробки на первой передаче

I_o - передаточное число главной передачи

$$M_p := M_\phi \cdot I_{k1} \cdot I_o$$

$$P := \frac{M_p}{n_{\text{ш}} \cdot R_k \cdot \cos(\gamma_p)}$$

Окружное усилие, действующее на шарики

$$\sigma_k := 5100 \cdot \left[\frac{P}{(10^{-3} d_{\text{ш}})^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Контактное напряжение

Допускаемое контактное напряжение $[s_k] = 250 \dots 350 \text{ МПа}$

$$\lambda_p := \frac{\pi \lambda}{180}$$

Угол контакта шарика с канавкой $\lambda = 40 \dots 45^\circ$?

$$P_n := \frac{P}{\cos(\lambda_p)}$$

Нормальная сила, действующая на шарик

$$P_{\text{доп}} := 46 \cdot \left(\frac{d_{\text{ш}}}{10} \right)^2$$

Допустимая нагрузка на шарик

$$P_{\text{доп}} > P_n = 148.5 \text{ кН}$$

Материал шариков ШХ15.

4. РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШНУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя
 n_{n} , об/мин

Расчетный крутящий момент M_p , Нм

Напряжене кручения трубчатого вала

$$\tau_{\psi} = \frac{M_p d_h}{0.2(d_h^4 - d_s^4)}$$

Размеры вала связаны с размерами игольчатых подшипников.

Длина иголок подшипника $l_{\text{ш}}$, м

d_h - наружный диаметр вала

$$d_h := 7 \cdot l_{\text{ш}}$$

Толщина стенок вала обычно составляет 2,0...3,5 мм.

d_b - внутренний диаметр вала

$$d_b := d_h - 0.007$$

$$\tau_{\text{кр}} := \frac{M_p \cdot d_h}{0.2 \cdot (d_h^4 - d_b^4) \cdot 10^6}$$

$$[\tau_{\text{кр}}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$$

Допустимое напряжение

Длина карданного вала принимается из конструктивных соображений, так чтобы $L_b < L$, где L - продольная база автомобиля.

$$L_b, \text{м}$$

Критическая частота вращения вала

$$n_{\text{кр}} := 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_h^2 + d_b^2}}{L_b}$$

Максимальная частота вращения карданного вала $I_{\text{км}}$

$$n_{\text{max}} := 1.2 \cdot n_h \cdot I_{\text{км}}$$

Должно соблюдаться условие

$$n_{\text{кр}} / n_{\text{max}} = 1.5 \dots 2.0$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_e}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_H^4 - d_B^4)}{64 \cdot d_H}$$

G - модуль упругости при кручении G , МПа

$$\Omega_p := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

$$\Omega := \Omega_p \cdot 180 \div \pi$$

Угол закручивания на 1м длины вала

$$\Omega_d := \frac{\Omega}{L_B}$$

Допускаемый угол закручивания $7\dots8^\circ$ на 1м длины вала.

Расчет шлицев вала

Выбираем шлицы 8x42x46 $D_{шл} < d_B$

Внутренний диаметр шлицев $d_{шл}$, м

Наружный диаметр шлицев $D_{шл}$, м

Ширина шлицев $b_{шл}$, м

Число шлицев $z_{шл}$

Длина шлицевой части вала $L_{шл}$, м

ШЛИЦЫ. Легкая серия.

z	d	D	b				
6	23	26	6				
6	26	30	6				
6	28	32	7				
8	32	36	6				
8	36	40	7				
8	42	46	8				
8	46	50	9				
8	52	58	10				
8	56	62	10				
8	62	68	12				
10	72	78	12				
10	82	88	12				
10	92	98	14				
10	102	108	16				
10	112	120	18				

Напряжения смятия

$$\sigma_{смшл} := \frac{8 \cdot M_p \cdot 10^{-6}}{L_{шл} \cdot z_{шл} \cdot (D_{шл}^2 - d_{шл}^2)}$$

Допустимое напряжение $[s_{см}] = 150\dots200$ МПа

Напряжения среза

$$\tau_{\text{сршл}} := \frac{4 \cdot M_p}{(D_{\text{шл}} + d_{\text{шл}}) \cdot L_{\text{шл}} \cdot b_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}} \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение $[t_{\text{сршл}}] = 50 \dots 150 \text{ МПа}$

Осевая сила в шлицевом соединении

Коэффициент трения в шлицевом соединении $K_{\text{тр}} = 0,2 \dots 0,4$ $K_{\text{тр}}$?

$$P_{\text{хшл}} := 4 \cdot M_p \cdot \frac{K_{\text{тршл}}}{D_{\text{шл}} + d_{\text{шл}}}$$

Окружное усилие на крестовине P ?, Н

Приведенная сила, действующая на шип крестовины

$$P_{\text{пр}} := \sqrt{P^2 + P_{\text{хшл}}^2}$$

Допустимая нагрузка на подшипник $P_p = 29410 \text{ Н}$

Соблюдается условие

$$P_{\text{пр}} \leq P_p$$

5. РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШРУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя n_h ? об/мин

Расчетный крутящий момент M_p ? Нм

Напряжене кручения сплошного вала

$$\tau_{kp} = \frac{M_p}{0,2d_h^4}$$

Допустимое напряжение

$$[t_{kp}] = 100 \dots 120 \text{ МПа} \quad t_{kp} ?$$

d_h - наружный диаметр вала

$$d_h := \sqrt[3]{\frac{M_p}{0.2 \cdot (\tau_{kp}) \cdot 10^6}}$$

Длина вала связана с размером колеи автомобиля. L_b ? м

Критическая частота вращения вала

$$n_{kp} := 12 \cdot 10^4 \cdot \sqrt{\frac{d_h^2}{L_b}}$$

Передаточное число коробки на высшей передаче $I_{km}=?$

Передаточное число главной передачи $I_0=?$

Максимальная частота вращения карданного вала

$$n_{max} := \frac{1.2 \cdot n_h \cdot I_{km}}{I_0}$$

Должно соблюдаться условие

$$n_{kp} / n_{max} = 1,5 \dots 2,0$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_s}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Сплошной вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_H^3)}{32}, \text{ м}^3$$

G - модуль упругости при кручении $G=9*10^4$ МПа

$$\Theta_p := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

$$\Theta := \frac{\Theta_p \cdot 180}{\pi}$$

Угол закручивания на 1м длины вала

$$\Theta_1 := \frac{\Theta}{L_B}$$

Допускаемый угол закручивания $7...8^\circ$ на 1м длины вала.

3.8.3 Результаты и выводы:

3.9 Практическое занятие №9 (2 часа).

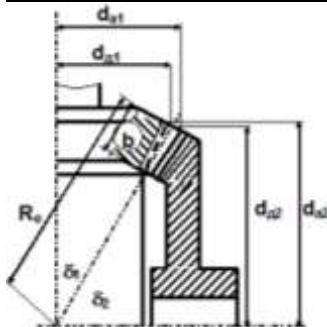
Тема: «Расчет конической передачи. Расчет гипоидной передачи. Расчет валов и подшипников главной передачи»

3.9.1 Задание для работы:

1. Расчет конической передачи.
 2. Расчет гипоидной передачи.
 3. Расчет валов и подшипников главной передачи.
-

3.9.2 Краткое описание проводимого занятия:

3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{kmax}=? \quad n_{n}=?$$

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{\text{дш}} = K \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa \max}}{I \psi_m}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$H < 350 \text{HB}$ $K = 30$

$H > 45 \text{HRC}$ $K = 22$

$$K=?$$

I - передаточное число конической пары

$I = I_o$ - для одинарной главной передачи

I_o - передаточное число главной передачи

$$I_o=?$$

$$I = \sqrt{I_o}$$

- для двойной главной передачи

Введите $a = 1$ - для одинарной главной передачи

$$I := \begin{cases} I_o & \text{if } a = 1 \\ \sqrt{I_o} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$a = 2$ - для двойной главной передачи

ψ_H - коэффициент $\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$

Предварительный диаметр внешней делительной окружности шестерни

$$d_{\text{дш}} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\kappa \max}}{I \cdot \psi_H}}$$

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{\text{ср}} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{\text{дш}} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{\text{ср}} < 5.0 \text{ м/с}$ - не грубее 8

$V_{\text{ср}} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с}$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{\text{дш}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{\text{нв}} K_{\text{нб}} M_{\kappa \max}}{I \psi_{\kappa} [\sigma_{\kappa}]^2}}$$

$K_{\text{нв}}$ - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$V_{\text{ср}}$ м/с 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

$K_{\text{нв}}$ 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

$K_{\text{нв}}$ 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

$$K_{\text{нв}}=?$$

$K_{\text{нб}}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{\text{нб}} = \sqrt{K_{\text{нб0}}}$$

$$K_{\text{нб}} \geq 1.2$$

$K_{\text{нбо}}$ = 1,44...1,48 - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{\text{нбо}}=?$$

$$K_{\text{нб}} := \sqrt{K_{\text{нбо}}}$$

$$K_{\text{нб}} = 1$$

$[\sigma_{\kappa}]$ = 1000...1200 МПа - допустимое контактное напряжение $\sigma_{\kappa}=?$

$$d_{\text{ш}} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\text{hv}} \cdot K_{\text{h}\beta} \cdot M_{\text{kmax}}}{I \cdot \psi_{\text{h}} \cdot (\sigma_{\text{k}})^2}}$$

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \tan\left(\frac{1}{I}\right) \delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$R_e := \frac{d_{\text{ш}}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

Внешнее конусное расстояние

$$b_{\text{ш}} := 0.285 \cdot R_e$$

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{\text{SBV}} \geq \frac{14K_{FV} K_{F\beta} M_{k\max}}{d_{\text{ш}} b_{\text{ш}} \Psi_F [\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10 м/с

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{h\beta 0} K_{F\beta 1} = 1$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}} K_{F\beta} = 1$$

y_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I \Psi_F = 1$$

$$m_{\text{SBH}} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{k\max} \cdot 1000}{d_{\text{ш}} \cdot b_{\text{ш}} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_u)}$$

7. Число зубьев колес

$Z_{\text{шmin}} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_{\text{зк}} := Z_{\text{ш}} \cdot I$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{\text{ш}}}{Z_{\text{ш}}}$$

8. Фактическое передаточное число

$$I_\Phi := \frac{Z_{\text{зк}}}{Z_{\text{ш}}}$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{\text{шр}} := \tan\left(\frac{1}{I_\Phi}\right) \delta_{\text{ш}} := \frac{\delta_{\text{шр}} \cdot 180}{\pi}$$

$$\delta_{\text{зк}} := 90 - \delta_{\text{ш}} \quad \delta_{\text{зкр}} := \frac{\delta_{\text{зк}} \cdot \pi}{180}$$

Делительные диаметры колес

$$d_{\text{дш}} := m_s \cdot Z_{\text{ш}} \quad d_{\text{дзк}} := m_s \cdot Z_{\text{зк}}$$

Коэффициенты смещения

$$x_1=? \quad x_2=?$$

Внешние диаметры колес

$$\begin{aligned} d_{\text{аш}} &:= d_{\text{дш}} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{\text{шр}}) \\ d_{\text{азк}} &:= d_{\text{дзк}} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{\text{зкр}}) \end{aligned}$$

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{k\max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{\text{дш}} - b_{\text{ш}} \cdot \sin(\delta_{\text{шр}}) \quad P_{\text{ш}} := \frac{2 \cdot M_{k\max} \cdot 1000}{d_o}$$

Угол зацепления

$$\alpha=?$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

Угол наклона спирали

$$\beta=? \quad \beta_p := \beta \cdot \pi \cdot 10$$

Осевая сила

$$P_{x\text{ш}} := \frac{P_{\text{ш}}}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_p) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

Радиальная сила

$$P_{r\text{ш}} := \frac{P_{\text{ш}}}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_p) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

Колесо

Окружная сила

$$P_{\text{зк}} := P_{\text{ш}}$$

Осевая сила

$$P_{x\text{зк}} := P_{r\text{ш}}$$

Радиальная сила

$$P_{r\text{зк}} := P_{x\text{ш}}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_k := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\text{НВ}} \cdot K_{\text{НБ}} \cdot M_{k\max}}{I_{\Phi} \cdot d_{\text{дш}}^3 \cdot \psi_{\text{Н}}}}$$

$$\sigma_k < [\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{u2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{r\max} Y_{FS2}}{b_w d_{d2} m_s \psi_F} \leq [\sigma_u]$$

Для шестерни

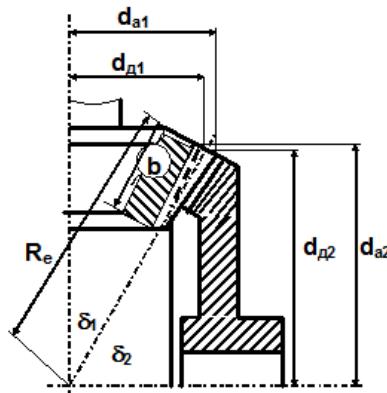
$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$[\sigma_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$\sigma_{u2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_w \cdot d_{d3k} \cdot m_s \cdot \psi_F} \quad \sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

4. РАСЧЕТ ГИПОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения
 $M_{kmax}=?$ $n_{uH}=?$

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{dlp} = K_3 \sqrt[3]{\frac{M_{kmax}}{I \psi_H}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$H < 350 \text{ HB}$ $K = 30$

$H > 45 \text{ HRC}$ $K = 22$

I - передаточное число гипоидной передачи

$I = I_o$ - для одинарной главной передачи

I_o - передаточное число главной передачи

$$I := I_o$$

ψ_H - коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I \quad d_{dsh} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kmax}}{I \cdot \psi_H}}$$

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{cp} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{dsh} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{cp} < 5.0 \text{ м/с}$ - не грубее 8

$V_{cp} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с}$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{d1} = 1650 \sqrt{\frac{K_{hv} K_{hb} M_{kmax}}{I \psi_h [\sigma_k]^2}}$$

K_{hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

V_{cp} м/с 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

K_{hv} 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

K_{hv} 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

K_{hb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{hb} := \sqrt{K_{hb0}}$$

$$K_{hb} \geq 1.2$$

$K_{hb0} = 1,44 \dots 1,48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{hb} := \sqrt{K_{hb0}}$$

$$K_{hb} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$ - допустимое контактное напряжение

$$d_{d1} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{hb} \cdot M_{kmax}}{I \cdot \psi_h \cdot (\sigma_k)^2}} K_r = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

	E, мм	b1	b2
ВАЗ	31,75	51°17'	26°15'
ГАЗ-3102	39,7	50°	21°13'
ГАЗ-13	42	49°37'	26°
ГАЗ-53А	32	46°18'	34°04'
ЗИЛ-133Г	36	45°02'	33°48'

Коэффициент гипоидного смещения

Диаметр делительной внешней окружности гипоидной шестерни

$$d_{d1r} := d_{d1} \cdot K_r$$

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \arctan\left(\frac{1}{I}\right) \quad \delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$R_e := \frac{d_{d1}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

Внешнее конусное расстояние

$$b_w := 0.285 \cdot R_e$$

$$b_{wrg} := b_w \cdot K_r$$

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{sbb} \geq \frac{14 K_{FV} K_{F\beta} M_{kmax}}{d_{d1r} b_w \psi_F [\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10м/с

K_{Fb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{Fb} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0} \quad K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

y_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I^{m_{SBH}} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_{d1r} \cdot b_w \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_i)}$$

7. Число зубьев колес

$Z_{1min} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом $Z_{3K} := Z_w \cdot I$

$$m_s := \frac{d_{dw}}{Z_w}$$

Внешний торцовый модуль

$$I_\phi := \frac{Z_{3K}}{Z_w}$$

8. Фактическое передаточное число

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \text{atan}\left(\frac{1}{I_\phi}\right) \quad \delta_{1w} := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_{1w} \quad \delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

Делительные диаметры колес

$$d_{dw} := m_s \cdot Z_w \quad d_{d3K} := m_s \cdot Z_{3K}$$

Коэффициенты смещения

$$x_1=? \quad x_2=?$$

Внешние диаметры колес

$$d_{aw} := d_{dw} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{a3K} := d_{d3K} + 1.64 \cdot (1 + x_2) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{kmax}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{dw} - b_w \cdot \sin(\delta_{1p}) \quad P_1 := \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_o}$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

Угол зацепления

$$\beta_{p1} := \frac{\beta_1 \cdot \pi}{180}$$

Угол наклона спирали

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_{p1}) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_{p1}) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

Колесо $\text{Cos}\beta_{p2} := \cos(\beta_{p1}) \cdot K_r$

Угол наклона спирали

$$\beta_{p2} := \arccos(\text{Cos}\beta_{p1}) \quad \beta_2 := \frac{\beta_{p2}}{\pi} \cdot 180$$

Окружная сила

$$P_2 := \frac{P_1 \cdot \cos(\beta_{p2})}{\cos(\beta_{p1})}$$

Осевая сила

$$P_{x2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \cos(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

Радиальная сила

$$P_{p2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \sin(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_k := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{h\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\phi \cdot d_{dsh}^3 \cdot \psi_h}}$$

$\sigma_k < [\sigma_k] = 1000...1200 \text{ МПа}$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{u2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{rmax} Y_{FS2}}{b_w d_{d2} m_s \Psi_F} \leq [\sigma_u]$$

Для шестерни

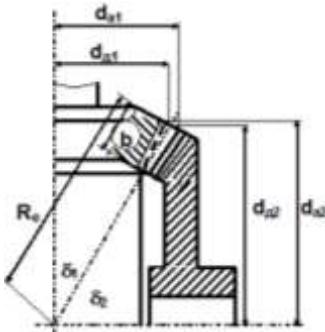
$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$[\sigma_u] = 700...800 \text{ МПа}$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$\sigma_{u2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_w \cdot d_{d3k} \cdot m_s \cdot \Psi_F} \quad \sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{k\max} = ? \quad n_{n\max} = ?$$

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{dsh} = K_3 \sqrt{\frac{M_{k\max}}{I \psi_m}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$H < 350HB$ $K = 30$

$H > 45HRC$ $K = 22$

$$K = ?$$

I - передаточное число конической пары

$I = I_o$ - для одинарной главной передачи

I_o - передаточное число главной передачи

$$I_o = ?$$

$$I = \sqrt{I_o}$$

- для двойной главной передачи

Введите $a = 1$ - для одинарной главной передачи

$$I := \begin{cases} I_o & \text{if } a = 1 \\ \sqrt{I_o} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$a = 2$ - для двойной главной передачи

$$\psi_H - \text{коэффициент } \psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$$

Предварительный диаметр внешней делительной окружности шестерни

$$d_{dsh} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{k\max}}{I \cdot \psi_H}}$$

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{cp} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{dsh} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{cp} < 5.0 \text{ м/с}$ - не грубее 8

$V_{cp} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с}$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{dsh} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{hv} K_{hp} M_{k\max}}{I \psi_h [\sigma_k]^2}}$$

K_{hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

V_{cp} м/с 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

K_{hv} 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

K_{hv} 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

$$K_{hv}=?$$

K_{hb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{hb} = \sqrt{K_{hb0}}$$

$$K_{hb} \geq 1.2$$

$K_{hb0} = 1,44 \dots 1,48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{hb0}=?$$

$$K_{hb} := \sqrt{K_{hb0}}$$

$$K_{hb} = 1$$

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$ - допустимое контактное напряжение $\sigma_k=?$

$$d_{\text{дш}} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{hb} \cdot M_{kmax}}{I \cdot \psi_h \cdot (\sigma_k)^2}}$$

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \tan\left(\frac{1}{I}\right) \delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$R_e := \frac{d_{\text{дш}}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

Внешнее конусное расстояние

$$b_w := 0.285 \cdot R_e$$

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{\text{свв}} \geq \frac{14K_{FV} K_{F\beta} M_{kmax}}{d_{\text{дш}} b_w \Psi_F [\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10 м/с

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{hb0} K_{F\beta 1} = 1$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}} K_{F\beta} = 1$$

y_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I \Psi_F = 1$$

$$m_{\text{свв}} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_{\text{дш}} \cdot b_w \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_u)}$$

7. Число зубьев колес

$Z_{\text{шmin}} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_{3k} := Z_{\text{ш}} \cdot I$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{\text{дш}}}{Z_{\text{ш}}}$$

8. Фактическое передаточное число

$$I_\Phi := \frac{Z_{\text{зк}}}{Z_{\text{ш}}}$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\begin{aligned}\delta_{\text{шр}} &:= \text{atan}\left(\frac{1}{I_\Phi}\right) \delta_{\text{ш}} := \frac{\delta_{\text{шр}} \cdot 180}{\pi} \\ \delta_{\text{зк}} &:= 90 - \delta_{\text{ш}} \quad \delta_{\text{зкр}} := \frac{\delta_{\text{зк}} \cdot \pi}{180}\end{aligned}$$

Делительные диаметры колес

$$d_{\text{дш}} := m_s \cdot Z_{\text{ш}} \quad d_{\text{дзк}} := m_s \cdot Z_{\text{зк}}$$

Коэффициенты смещения

$$x_1=? \quad x_2=?$$

Внешние диаметры колес

$$\begin{aligned}d_{\text{аш}} &:= d_{\text{дш}} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{\text{шр}}) \\ d_{\text{азк}} &:= d_{\text{дзк}} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{\text{зкр}})\end{aligned}$$

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{k \max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{\text{дш}} - b_{\text{ш}} \cdot \sin(\delta_{\text{шр}}) \quad P_{\text{ш}} := \frac{2 \cdot M_{k \max} \cdot 1000}{d_o}$$

Угол зацепления

$$\alpha=?$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

Угол наклона спирали

$$\beta=? \quad \beta_p := \beta \cdot \pi 10$$

Осевая сила

$$P_{xw} := \frac{P_{\text{ш}}}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_p) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

Радиальная сила

$$P_{rw} := \frac{P_{\text{ш}}}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_p) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

Колесо

Окружная сила

$$P_{3K} := P_{\text{ш}}$$

Осевая сила

$$P_{x3K} := P_{\text{рш}}$$

Радиальная сила

$$P_{r3K} := P_{\text{xш}}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_{\text{к}} := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\text{HV}} \cdot K_{\text{H}\beta} \cdot M_{\text{kmax}}}{I_{\Phi} \cdot d_{\text{дш}}^3 \cdot \psi_{\text{H}}}}$$

$$\sigma_{\text{к}} < [\sigma_{\text{к}}] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{\text{и2}} = 2720 \frac{K_{\text{FV}} K_{\text{F}\beta} M_{\text{rmax}} Y_{\text{FS2}}}{b_{\text{ш}} d_{\text{д2}} m_s \psi_{\text{F}}} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

Для шестерни

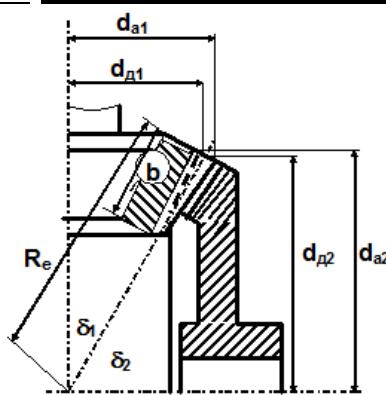
$$\sigma_{\text{и1}} = \sigma_{\text{и2}} \frac{Y_{\text{FS1}}}{Y_{\text{FS2}}} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$\sigma_{\text{и2}} := \frac{2720 \cdot K_{\text{FV}} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot M_{\text{kmax}} \cdot Y_{\text{FS2}}}{b_{\text{ш}} \cdot d_{\text{д3К}} \cdot m_s \cdot \psi_{\text{F}}} \sigma_{\text{и1}} := \sigma_{\text{и2}} \cdot \frac{Y_{\text{FS1}}}{Y_{\text{FS2}}}$$

4. РАСЧЕТ ГИПОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{\text{kmax}}=? \quad n_{\text{н}}=?$$

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{\text{d1п}} = K_3 \sqrt{\frac{M_{\text{kmax}}}{I \psi_{\text{н}}}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев
 $H < 350 \text{ HB}$ $K = 30$

$H > 45HRC$ $K = 22$

I - передаточное число гипоидной передачи

$I = I_0$ - для одинарной главной передачи

I_0 - передаточное число главной передачи

$$I := I_0$$

ψ_H - коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I^{d_{\text{дш}}} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кmax}}}{I \cdot \psi_H}}$$

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{\text{ср}} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{\text{дш}} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{\text{ср}} < 5.0 \text{ м/с}$ - не грубее 8

$V_{\text{ср}} < 5.1 \dots 10.0 \text{ м/с}$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{\text{д1}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{\text{hv}} K_{\text{h}\beta} M_{\text{kmax}}}{I \psi_H [\sigma_k]^2}}$$

K_{hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$V_{\text{ср}} \text{ м/с}$ 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

K_{hv} 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

K_{hv} 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

$K_{\text{h}\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{\text{h}\beta} = \sqrt{K_{\text{h}\beta 0}}$$

$$K_{\text{h}\beta} \geq 1.2$$

$K_{\text{h}\beta 0} = 1,44 \dots 1,48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{\text{h}\beta} := \sqrt{K_{\text{h}\beta 0}}$$

$$K_{\text{h}\beta} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$ - допустимое контактное напряжение

$$d_{\text{дш}} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{\text{hv}} \cdot K_{\text{h}\beta} \cdot M_{\text{kmax}}}{I \cdot \psi_H \cdot (\sigma_k)^2}} K_r = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

$E, \text{мм}$ b1 b2

ВАЗ 31,75 $51^\circ 17'$ $26^\circ 15'$

ГАЗ-3102 39,7 50° $21^\circ 13'$

ГАЗ-13 42 $49^\circ 37'$ 26°

ГАЗ-53А 32 $46^\circ 18'$ $34^\circ 04'$

ЗИЛ-133Г 36 $45^\circ 02'$ $33^\circ 48'$

Коэффициент гипоидного смещения

Диаметр делительной внешней окружности гипоидной шестерни

$$d_{\text{д1г}} := d_{\text{дш}} \cdot K_r$$

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I}\right) \delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$R_e := \frac{d_{\text{дш}}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

Внешнее конусное расстояние

$$b_{\text{ш}} := 0.285 \cdot R_e$$

$$\text{Ширина гипоидной шестерни } b_{\text{шт}} := b_{\text{ш}} \cdot K_t$$

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{\text{св}} \geq \frac{14K_{FV} K_{F\beta} M_{k \max}}{d_{d1r} b_{\text{ш}} \Psi_F [\sigma_u]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10 м/с

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0} K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

y_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I^{m_{\text{св}}} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{k \max} \cdot 1000}{d_{d1r} \cdot b_{\text{ш}} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_u)}$$

7. Число зубьев колес

$$Z_{1 \min} = 5 \dots 7 \text{ - для конических передач с круговым зубом } Z_{3K} := Z_{\text{ш}} \cdot I$$

$$m_s := \frac{d_{\text{дш}}}{Z_{\text{ш}}}$$

Внешний торцовый модуль

$$I_\Phi := \frac{Z_{3K}}{Z_{\text{ш}}}$$

8. Фактическое передаточное число

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I_\Phi}\right) \delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_1 \quad \delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

Делительные диаметры колес

$$d_{\text{дш}} := m_s \cdot Z_{\text{ш}} \quad d_{3K} := m_s \cdot Z_{3K}$$

Коэффициенты смещения

$$x_1 = ? \quad x_2 = ?$$

Внешние диаметры колес

$$d_{\text{аш}} := d_{\text{дш}} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{azk} := d_{dzk} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{kmax}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{dsh} - b_{sh} \cdot \sin(\delta_{1p}) \quad P_1 := \frac{2 \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_o}$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

Угол зацепления

$$\beta_{p1} := \frac{\beta_1 \cdot \pi}{180}$$

Угол наклона спирали

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_{p1}) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_{p1}) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

Колесо $\text{Cos}\beta_{p2} := \cos(\beta_{p1}) \cdot K_r$

Угол наклона спирали

$$\beta_{p2} := \arccos(\text{Cos}\beta_{p2}) \quad \beta_2 := \frac{\beta_{p2}}{\pi} \cdot 180$$

Окружная сила

$$P_2 := \frac{P_1 \cdot \cos(\beta_{p2})}{\cos(\beta_{p1})}$$

Осевая сила

$$P_{x2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \cos(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

Радиальная сила

$$P_{p2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \sin(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_k := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{hv} \cdot K_{h\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\phi \cdot d_{dsh}^3 \cdot \psi_h}}$$

$\sigma_k < [\sigma_k] = 1000...1200 \text{ МПа}$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{u2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{r\max} Y_{FS2}}{b_w d_{d2} m_s \Psi_F} \leq [\sigma_u]$$

Для шестерни

$$\sigma_{u1} = \sigma_{u2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_u]$$

$[\sigma_u] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$\sigma_{u2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_w \cdot d_{d3k} \cdot m_s \cdot \Psi_F} \quad \sigma_{u1} := \sigma_{u2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

3.9.3 Результаты и выводы:

3.10 Практическое занятие №10 (2 часа).

Тема: «Расчет дискового тормозного механизма. Расчет барабанного тормозного механизма. Расчет барабанного тормозного механизма с пневматическим приводом. Расчет гидровакуумного усилителя»

3.10.1 Задание для работы:

1. Расчет дискового тормозного механизма.
 2. Расчет барабанного тормозного механизма.
 3. Расчет барабанного тормозного механизма с пневматическим приводом.
 4. Расчет гидровакуумного усилителя.
-

3.10.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Дисковый тормозной механизм

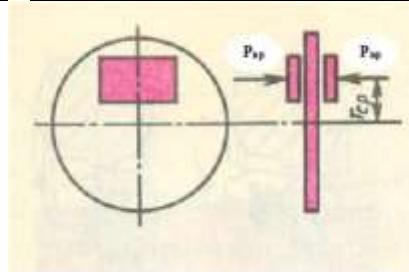


Рис.1 Схема дискового тормозного механизма

Тормозной момент определяется выражением $M_{tp} = 2P_{np}K_{tp}r_{cp}$

P_{np} - приводная сила

Максимальное усилие на тормозной педали $P_{ped} = 500 \dots 700 \text{ Н}$

Диаметр главного цилиндра $D_{.2u}$

Диаметр рабочего цилиндра $D_{.pu}$

Коэффициент усиления гидровакуумного усилителя $K_{yc} = 2 \dots 3$

Передаточное число педального привода $I_{np} = 2,5 \dots 3,5$

Приводная сила

$$P_{\text{пр}} := \frac{\frac{P_{\text{пед}} \cdot D_{\text{рц}}}{r_{\text{ср}}}^2}{D_{\text{гц}}} \cdot K_{\text{yc}} \cdot I_{\text{пп}}$$

$K_{\text{тр}}$ - коэффициент трения $K_{\text{тр}} = 0,3 \dots 0,4$

$r_{\text{ср}}$ - средний радиус трения

Диаметр обода колеса в дюймах D_o

Наружный диаметр диска $D_{\text{нд}}$

$$D_{\text{нд}} := D_o \cdot 0.0254 - 0.1$$

Внутренний диаметр диска $D_{\text{вд}}$

$$r_{\text{ср}} := \frac{D_{\text{нд}} + D_{\text{вд}}}{4}$$

Максимальное значение тормозного момента, ограниченное сцеплением колеса с дорогой $M_{\text{тр макс}} = K_{\text{сц}} P_{\text{уп}} R_{\text{п}}$

На хорошей дороге коэффициент сцепления можно принять $K_{\text{сц}}$

Масса автомобиля, приходящаяся на передние колеса $m_{\text{п}}$

Коэффициент динамического перераспределения нагрузки на передние колеса при торможении $K_{\text{дпг}}$

Нормальная нагрузка на колесо

$$P_{\text{уп}} := 0.5 \cdot m_{\text{п}} \cdot K_{\text{дпг}} \cdot 9.807$$

Для определения радиуса качения колеса зададимся:

$K_{\text{нр}}$ - коэффициент профильности шины

$K_{\text{д}}$ - коэффициент деформации шины

$B_{\text{ш}}$ - ширина профиля шины

Радиус качения колеса

$$R_{\text{п}} := \left(\frac{D_o}{2} \cdot 25.4 + B_{\text{ш}} \cdot K_{\text{нр}} \cdot K_{\text{д}} \right) \cdot 10^{-3}$$

Максимально возможное значение тормозного момента

$$M_{\text{тр макс}} := K_{\text{сц}} \cdot P_{\text{уп}} \cdot R_{\text{п}}$$

Коэффициент эксплуатационной надежности тормозной системы

$K_{\text{н}} = 1,2 \dots 1,4$ - для легковых автомобилей

$$K_3 := \frac{M_{\text{тр}}}{M_{\text{тр макс}} \cdot K_{\text{н}}}$$

Коэффициент запаса тормозного момента

Допустимое усилие на тормозной педали:

$P_{\text{пед доп}} = 500 \text{Н}$ - для легковых автомобилей,

$P_{\text{пед доп}} = 700 \text{Н}$ - для грузовых автомобилей.

$$K_y := \frac{P_{\text{пед}} - P_{\text{пед доп}}}{P_{\text{пед доп}}}$$

Коэффициент усиления гидравлического усилителя

Рекомендуемые значения коэффициента усиления

$K_y = 2 \dots 3$

Удельная нагрузка на тормозные накладки

$$p_{\text{нак}} := \frac{9.807 \cdot m_{\text{п}}}{4 \cdot F_{\text{нак}}}$$

Площадь одной тормозной накладки $F_{\text{нак}}$

Допустимая нагрузка $[p_{\text{нак}}] = 20 \dots 40 \text{ Н/см}^2$

Удельная работа трения q_0

Максимальная скорость автомобиля V_{max}

Наиболее приемлемая скорость движения $V_{пр} := 0.6V_{max}$

Поная масса автомобиля m_a

Кинетическая энергия автомобиля

$$A := \frac{m_a \cdot V_{пр}^2}{2} q_0 := \frac{A}{8F_{нак} \cdot 10^3}$$

Допустимое значение удельной работы трения $[q_0] = 1...2 \text{ КДж/см}^2$.

Нагрев тормозного диска за одно торможение

Толщина диска h_d

Плотность материала диска (сталь, чугун) $\Pi_{д}$

Масса диска

$$m_d := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{нд}^2 - D_{вд}^2) \cdot h_d \cdot \Pi_d \cdot 10$$

Теплоемкость материала диска c_d

Коэффициент распределения теплоты $K_{рт}$

Нагрев диска

$$T := \frac{m_d \cdot V_{пр}^2 \cdot K_{рт}}{8m_d \cdot c_d}$$

Нагрев диска за одно торможение не должен превышать 20 градусов.

2. Барабанный тормозной механизм с гидроприводом

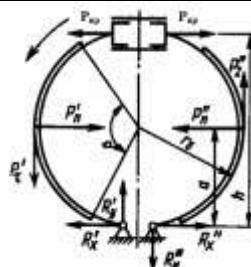


Рис.1 Схема барабанного тормозного механизма с равными приводными силами и односторонним расположением опор

Тормозной момент данного механизма определяется выражением

$$M_{mp} = P_{np} r_o \left(\frac{hK_{mp}}{K_o a - K_{mp} r_o} + \frac{hK_{mp}}{K_o a + K_{mp} r_o} \right)$$

P_{np} - приводная сила

Усилие на тормозной педали $P_{пп} = 500...700\text{Н}$

Примем: - диаметр главного тормозного цилиндра $D_{гц}$

- диаметр рабочего тормозного цилиндра $D_{рц}$

Коэффициент усиления гидравлического усилителя $K_{yc} = 2...3$

Передаточное число педального привода $I_{пп} = 2...4$

Приводная сила

$$P_{пр} := \frac{P_{пед} \cdot D_{рц}^2}{D_{гц}^2} \cdot K_{yc} \cdot I_{пп}$$

Радиус барабана r_6

Расстояние от опоры колодки до точки приложения приводной силы h

Расстояние от оси колеса до опоры колодки a

Коэффициент трения накладок по барабану K_{mp}

K_0 - это отношение r_6 / r

r - радиус приложения условной силы трения

Тормозной момент

Максимальный тормозной момент, ограниченный сцеплением

$$M_{trmax} = K_{cpl} P_{yz} R_3$$

Масса, приходящаяся на задние колеса m_3

Коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса при торможении K_{d3r}

Нормальная нагрузка на одно колесо

$$P_{yz1} := 0.5 \cdot 9.807 m_3 \cdot K_{d3r}$$

Радиус качения колеса R_3

Коэффициент сцепления колеса с дорогой K_{cpl}

$$M_{trmax} := K_{cpl} \cdot P_{yz1} \cdot R_3$$

Коэффициент эксплуатационной надежности $K_{\text{эн}} = 1,2 \dots 1,4$

Коэффициент запаса тормозной системы

$$K_3 := \frac{M_{tr}}{M_{trmax} \cdot K_{\text{эн}}}$$

Рекомендуемое значение $K_3 = 1,5$

Допустимое усилие на тормозной педали

Коэффициент усиления гидравлического усилителя

$$K_y := \frac{P_{ped} - P_{pedop}}{P_{pedop}}$$

Удельная нагрузка на тормозные накладки

Ширина тормозной накладки b_H

Угол охвата тормозной накладки

β

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

Суммарная площадь накладок тормозных механизмов задних колес

$$\Sigma F_{nak} := 4 \beta_p r_6 b_H \cdot 10^{4 p_{nak}} := \frac{9.807 m_3}{\Sigma F_{nak}}$$

Средние значения удельной нагрузки составляют:

- легковые автомобили $[p_{nak}] = 10 \dots 20 \text{ Н/см}^2$,

- грузовые автомобили $[p_{nak}] = 20 \dots 40 \text{ Н/см}^2$,

- автобусы $[p_{nak}] = 25 \dots 40 \text{ Н/см}^2$.

Удельная работа трения

Максимальная скорость автомобиля V_{max}

Кинетическая энергия, которую должны поглотить тормозные механизмы задних колес

$$A_3 := \frac{m_3 \cdot V_{max}^2}{2} \cdot K_{d3r} \cdot 10^{-3}$$

Удельная работа трения

$$q_0 := \frac{A_3}{\Sigma F_{\text{нак}}}$$

Средние значения удельной работы трения:

- для легковых автомобилей $[q_0] = 1 \dots 2 \text{ кДж/см}^2$,
- для грузовых автомобилей и автобусов $[q_0] = 0.6 \dots 0.8 \text{ кДж/см}^2$.

Нагрев тормозного барабана за одно торможение

Наружный диаметр барабана

$$D_{H6} := (2r_6 + 0.02) \cdot 10^2$$

Внутренний диаметр барабана

$$D_{B6} := 2r_6 \cdot 10^2$$

Ширина барабана b_6

Плотность чугуна или стали Π_6

Толщина диска барабана $h_{\text{д6}}$

Масса барабана

$$m_6 := \frac{\pi}{4} \cdot (D_{H6}^2 - D_{B6}^2) b_6 \cdot \Pi_6 \cdot 10^{-3} + \frac{\pi \cdot D_{H6}^2}{4} \cdot h_{\text{д6}} \cdot \Pi_6 \cdot 10^{-3}$$

Теплоемкость чугуна или стали C_6

Коэффициент, учитывающий распределение теплоты между деталями тормозного механизма γ

Коэффициент, учитывающий охлаждение барабана $K_{\text{окл}}$

Температура нагрева барабана

$$T := \frac{m_3 \cdot V_{\max}^2 \cdot \gamma}{4 \cdot m_6 \cdot C_6 \cdot K_{\text{окл}}}$$

Нагрев барабана за одно торможение не должен превышать 20° .

3. Барабанный тормозной механизм с пневматическим приводом

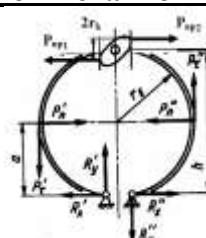


Рис.1 Схема тормозного механизма с равными перемещениями колодок
Момент трения механизма определяется выражением

$$M_{mp} = r_6 K_{mp} \left(\frac{P_{np1} h_1}{K_o a - r_6 K_{mp}} + \frac{P_{np2} h_2}{K_o a + r_6 K_{mp}} \right)$$

Для определения приводных сил рассчитаем момент на валу разжимного кулака

$$M_{p \text{ кул}} = \frac{\pi D_{mk}^2}{4} p_{eoz} l_{ppk}$$

Диаметр диафрагмы тормозной камеры D_{mk}

Давление воздуха в тормозной камере при максимальном усилии на педали $P_{ped} = 700 \text{ Н}$.

Длина рычага вала разжимного кулака l_{ppk}

Коэффициент трения можно принять K_{mp}

В этом случае приводные силы $P_{\text{пр}2} = 2P_{\text{пр}1}$

Момент на валу разжимного кулака $M_{\text{пр}} = P_{\text{пр}1}r_k + P_{\text{пр}2}r_k = 3P_{\text{пр}1}r_k$

Плечо приложения приводной силы

$$P_{\text{пр}1} := \frac{M_{\text{пркул}}}{3r_k} \quad P_{\text{пр}2} := 2P_{\text{пр}1}$$

Расстояние от опоры колодки до оси разжимного кулака h

Радиус барабана r_{δ}

Расстояние от точки приложения приводной силы до опоры колодки

$$h_1 := h - r_k \quad h_2 := h + r_k$$

Расстояние от оси колеса до опоры колодки a

Коэффициент тормозного механизма K_o

Момент трения тормозного механизма

$$M_{\text{тр}} := r_6 \cdot K_{\text{тр}} \cdot \left(\frac{P_{\text{пр}1} \cdot h_1}{K_o \cdot a - K_{\text{тр}} \cdot r_6} + \frac{P_{\text{пр}2} \cdot h_2}{K_o \cdot a + K_{\text{тр}} \cdot r_6} \right)$$

Максимальный тормозной момент, ограниченный сцеплением колес с дорогой

$$M_{\text{топ max}} = K_{\text{сцеп}} P_{\text{уз}} R_3 / n_{\text{тм}}$$

Коэффициент сцепления на хорошей дороге $K_{\text{сцеп}}$

Полная масса автомобиля m_a

Доля нагрузки на задние колеса a_3

Коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса при торможении

Нормальная нагрузка на задние колеса

$$P_{\text{уз}} := m_a \cdot a_3 \cdot K_{\text{дзг}}$$

Радиус качения ведущего колеса R_3

Число тормозных механизмов задних колес $n_{\text{тм}}$

$$M_{\text{топmax}} := \frac{K_{\text{сцеп}} \cdot P_{\text{уз}} \cdot R_3}{n_{\text{тм}}} \quad M_{\text{тр}} >> M_{\text{топmax}}$$

Удельная нагрузка на тормозные накладки

Угол охвата тормозных накладок $\beta_{\text{нак}}$

Ширина тормозной накладки $b_{\text{нак}}$

Число тормозных накладок задних колес $n_{\text{нак}}$

Суммарная площадь тормозных гакладок

$$F_{\text{нак}} := 2\pi \cdot r_6 \cdot \frac{\beta_{\text{нак}}}{360} \cdot b_{\text{нак}} \cdot n_{\text{нак}} \cdot 100 p_{\text{нак}} := \frac{9.807 \cdot a_3 \cdot m_a}{F_{\text{нак}}}$$

$[p_{\text{нак}}] = 20 \dots 40 \text{ Н} / \text{см}^2$

Удельная работа трения

Максимальная скорость начала торможения V_{max}

Кинетическая энергия, поглощаемая тормозными механизмами задних колес

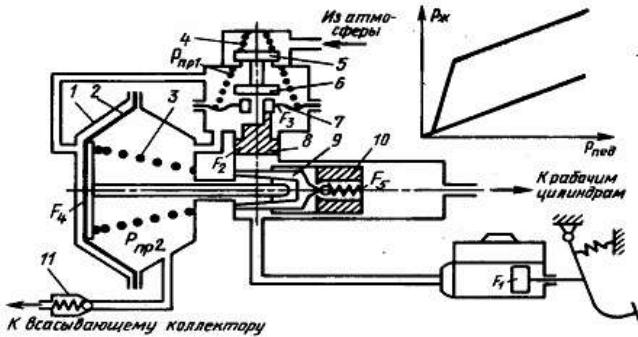
$$A := \frac{a_3 \cdot m_a \cdot V_{\text{max}}^2 \cdot K_{\text{дзг}}}{2}$$

Удельная работа трения

$$q_0 := \frac{A \cdot 10^{-3}}{F_{\text{нак}}}$$

$[q_0] = 0,6 \dots 0,8 \text{ кДж} / \text{см}^2$

4. Гидровакуумный усилитель с мембранным следящим устройством



- 1 - камера мембранныя, 2 - мембрана, 3 - пружина мембранной камеры,
 4 - пружина клапанов следящего устройства, 5 - атмосферный клапан,
 6 - вакуумный клапан, 7 - мембрана следящего устройства,
 8 - поршень следящего устройства, 9 - пластина обратного клапана,
 10 - поршень гидроцилиндра усилителя
 Коэффициент усиления гидровакуумного усилителя определяется

$$K_y = \frac{P_{ж2} - P_{ж1}}{P_{ж1}}$$

и обычно равен $K_y = 2,0 \dots 3,0$.

$P_{ж2}$ - давление жидкости в гидроцилиндре усилителя.

При экстренном торможении $P_{ж2} = 15 \text{ МПа}$ и выше.

$P_{ж1}$ - давление жидкости, создаваемое педальным приводом в главном тормозном цилиндре

$$P_{ж1} = \frac{P_{пед} I_{пп}}{F_1}$$

$P_{пед}$ - усилие на тормозной педали

$I_{пп}$ - передаточное число педального привода

F_1 - площадь поршня главного тормозного цилиндра

$D_{гц}$ - диаметр главного тормозного цилиндра

$$F_1 := \frac{\pi D_{гц}^2}{4} p_{ж1} := \frac{P_{пед} \cdot I_{пп}}{F_1 \cdot 10^6}$$

Уравнение равновесия мембранный следящего устройства (без учета трения и реакции клапанов) имеет вид

$$(p_1 - p_2)F_3 + P_{пп1} \cdot p_{ж1}F_2 = 0$$

p_1 - давление воздуха над мембранный следящего устройства

p_2 - вакуум под мембранный следящего устройства (вакуум в правой

полости мембранный камеры 1, равный вакууму во всасывающем коллекторе двигателя)

F_2 - площадь поршня следящего устройства,

$D_{сп}$ - диаметр поршня следящего устройства

$$F_2 := \frac{\pi D_{сп}^2}{4}$$

F_3 - активная площадь мембранный следящего устройства,

$P_{пп1}$ - усилие пружины мембранный следящего устройства

Усилие, поднимающее поршень 8 следящего устройства при нажатии на педаль тормоза

$$P_{F2} := p_{ж1} \cdot F_2 \cdot 10^6$$

Усилие пружины $P_{пр1}$ должно быть значительно меньше P_{F2} , учитывая деформацию пружины при подъеме поршня 8.

Активная площадь мембранны 7

$$F_3 := \frac{p_{ж1} \cdot F_2 \cdot 10^6 - P_{пр1}}{(p_1 - p_2) \cdot 10^6}$$

Диаметр мембранны следящего устройства

$$D_{cm} := \sqrt{\frac{4 \cdot F_3}{\pi}} \cdot 10^3$$

$p_{ж2}$ - давление жидкости в правой полости гидроцилиндра усилителя

$$P_{ac2} = \frac{P_{ned} I_{nn}}{F_1 F_5} \left(\frac{F_2 F_4}{F_3} + F_1 \right) - \frac{P_{np1} F_4}{F_3 F_5} - \frac{P_{np2}}{F_5}$$

F_4 - активная площадь мембранны усилителя,

D_{my} - диаметр мембранны усилителя

$$F_4 := \frac{\pi D_{my}^2}{4}$$

F_5 - площадь поршня гидроцилиндра усилителя,

D_{py} - диаметр поршня гидроцилиндра усилителя

$$F_5 := \frac{\pi D_{py}^2}{4}$$

$P_{пр2}$ - усилие пружины 3 мембранны усилителя

$$p_{ж2} := \frac{\left[\frac{P_{пед} \cdot I_{пп}}{F_1 \cdot F_5} \cdot \left(\frac{F_2 \cdot F_4}{F_3} + F_1 \right) - \frac{P_{пр1} \cdot F_4}{F_3 \cdot F_5} - \frac{P_{пр2}}{F_5} \right]}{10^6}$$

Коэффициент гидровакуумного усилителя

$$K_y := \frac{p_{ж2} - p_{ж1}}{p_{ж1}}$$

Величина K_y обычно равна $K_y = 2...3$

5. Гидровакуумный усилитель с упругоэластичным следящим устройством

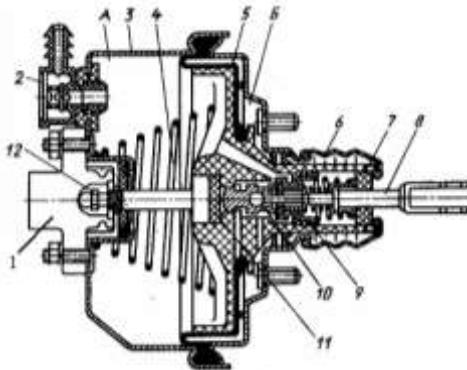


Рисунок 1 Гидровакуумный усилитель ВАЗ-2105

1 - главный тормозной цилиндр, 2 - запорный клапан, 3 - корпус мембранный камеры, 4 - возвратная пружина, 5 - поршень усилителя, 6 - резиновый чехол, 7 - фильтр воздушный, 8 - шток тормозной педали, 9 - клапан резиновый с манжетой, 10 - плунжер, 11 - шайба реактивная резиновая, 12 - шток главного тормозного цилиндра, А.Б - камеры вакуумные

Уравнение равновесия реактивной шайбы, без учета трения, реакции клапанов и усилия пружин, имеет вид

$$p_{ж}F_4 - P_{пед}I_{пед} - (p_B - p_A)F_3 = 0$$

$p_{ж}$ - давление тормозной жидкости в главном цилиндре,

F_4 - площадь поршня гидроцилиндра,

$P_{пед}$ - усилие на тормозной педали,

$I_{пед}$ - передаточное число педального привода,

p_A, p_B - давление в полостях соответственно А и Б,

F_3 - активная площадь поршня усилителя.

$$p_{ж}F_4 = p_oF_2$$

p_o - давление во всех точках реактивной шайбы,

F_2 - площадь реактивной шайбы.

$$P_{пед}I_{пед} = p_oF_1$$

F_1 - площадь плунжера.

Тогда $(p_B - p_A)F_3 = p_o(F_2 - F_1)$

$$(p_B - p_A)F_3 = \frac{P_{пед}I_{пед}(F_2 - F_1)}{F_1}$$

Отсюда

Разделив на произведение $P_{пед}I_{пед}$, получим коэффициент усиления

$$K_y = \frac{(p_B - p_A)F_3}{P_{пед}I_{пед}} = \frac{F_2 - F_1}{F_1}$$

Коэффициент усиления $K_y = 2\dots3$

Давление воздуха в камере Б p_B

Давление воздуха в камере А, равное давлению во впускном коллекторе двигателя p_A

Усилие на тормозной педали $P_{пед}$

Передаточное число педального привода $I_{пед}$

Активная площадь поршня усилителя

$$F_3 := \frac{K_y \cdot P_{пед} \cdot I_{пед}}{(p_B - p_A) \cdot 10^6}$$

Диаметр поршня усилителя

$$D_{\text{пл}} := \sqrt{\frac{4F_3}{\pi}}$$

Диаметр плунжера
Торцевая площадь плунжера

$$F_1 := \frac{\pi \cdot d_{\text{пл}}^2}{4}$$

Торцевая площадь реактивной шайбы

$$F_2 := F_1 \cdot (K_y + 1)$$

Диаметр реактивной шайбы

$$d_{\text{рш}} := \sqrt{\frac{4F_2}{4}}$$

Диаметр главного тормозного цилиндра $d_{\text{пп}}$

Площадь поршня гидроцилиндра

$$F_4 := \frac{\pi d_{\text{гц}}^2}{4}$$

Давление жидкости в гидроприводе

$$p_{\text{ж}} := \frac{P_{\text{пед}} \cdot I_{\text{пед}} + (p_B - p_A) \cdot F_3}{F_4 \cdot 10^6}$$

При костренном торможении давление жидкости в гидроприводе достигает $p_{\text{ж}} = 15 \text{ МПа}$ и выше.

3.10.3 Результаты и выводы:

3.11 Практическое занятие №11 (2 часа).

Тема: «Расчет рулевого привода. Расчет рулевого вала. Расчет винтореочного рулевого механизма. Расчет реечного рулевого усилителя»

3.11.1 Задание для работы:

1. Расчет рулевого привода.
 2. Расчет рулевого вала.
 3. Расчет винтореочного рулевого механизма.
 4. Расчет реечного рулевого усилителя .
-

3.11.2 Краткое описание проводимого занятия:

1. Усилие на рулевом колесе

Максимальный момент сопротивления повороту управляемых колес на месте зависит от ряда факторов:

$p_{\text{воз}}$ - давление воздуха в шинах управляемых колес
 m_a -полнная масса автомобиля

a_3 -доля нагрузки на задние колеса

Нормальная нагрузка на управляемые колеса неподвижного автомобиля

$$P_{\text{уп}} := 9.807 \cdot m_a \cdot (1 - a_3)$$

Коэффициент сцепления при повороте колес на месте $K_{\text{сц}} = 0,9 \dots 1,0$

$$M_{\text{спк}} := \frac{200 \cdot K_{\text{сц}}}{3} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{уп}}^3}{8 \cdot p_{\text{воз}}}}$$

Диаметр рулевого колеса нормирован:

- для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности

$$D_{\text{pk}} = 380 \dots 425 \text{ мм}$$

- для грузовых автомобилей, тягачей, многоместных автобусов

$$D_{\text{pk}} = 440 \dots 550 \text{ мм}$$

КПД рулевого механизма составляет:

- шестеренного КПД_{рм} = 0,90...0,95

- червячно-роликового КПД_{рм} = 0,85

-червячного с боковым сектором КПД_{рм} = 0,65...0,75

- винто-реечного КПД_{рм} = 0,80...0,85

КПД рулевого привода составляет КПД_{рп} = 0,92...0,95

КПД рулевого управления

$$K_{\text{ПДру}} := K_{\text{ПДрм}} \cdot K_{\text{ПДрп}}$$

Угловое передаточное число рулевого управления составляет

$$I_{\text{py}} = 15 \dots 25$$

Усилие на рулевом колесе при повороте на месте

$$P_{\text{pk}} := \frac{M_{\text{спк}}}{R_{\text{pk}} \cdot K_{\text{ПДру}} \cdot I_{\text{py}}}$$

Усилие на рулевом колесе не должно превосходить:

[P_{pk}] = 400Н - для легковых автомобилей,

[P_{pk}] = 700Н - для грузовых автомобилей.

2. Рулевой вал

Момент на рулевом валу определяется усилием на рулевом колесе и радиусом рулевого колеса

$$M_{\text{pv}} := P_{\text{pk}} \cdot R_{\text{pk}}$$

Рулевой вал обычно выполняют полым. Примем размеры вала:

- наружный диаметр

- внутренний диаметр

Напряжение кручения полого вала

$$\tau_{\text{pv}} := \frac{M_{\text{pv}} \cdot d_{\text{врв}}}{0.2 \cdot (d_{\text{нрв}}^4 - d_{\text{врв}}^4) \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение [τ_{pv}] = 100 МПа

Угол закручивания рулевого вала

$$\theta = \frac{M_{\text{пс}} L_{\epsilon}}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_0 := \pi \cdot \frac{\left(d_{\text{нрв}}^4 - d_{\text{брв}}^4\right)}{64 \cdot d_{\text{нрв}}}$$

G - модуль упругости при кручении

Длина рулевого вала

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_{\text{пр}}}{\pi \cdot G \cdot J_0 \cdot 10^6}$$

Допускаемый угол закручивания 5...8° на 1м длины вала.

3. Реечное рулевое управление

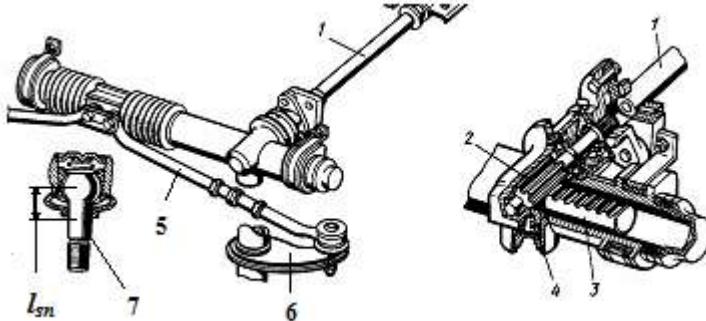


Рис.3 Реечное рулевое управление

1 - вал рулевой, 2 - шестерня, 3 - рейка, 4 - упор

5 - тяга поперечная, 6 - рычаг поворотный, 7 - палец шаровой

1. Рулевой механизм

Наибольшее усилие на рулевом колесе $P_{\text{рк}}=?$

Радиус рулевого колеса $R_{\text{рк}}=?$

Модуль зубчатой передачи выбирают равным $m = 4 \dots 8 \text{мм}$

Число зубьев шестерни $Z_{\text{ш}} = 6 \dots 8$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{\text{ш}} := m \cdot Z_{\text{ш}}$$

Усилие, передаваемое шестерней на рейку

$$P_o := \frac{2 \cdot P_{\text{рк}} \cdot R_{\text{рк}}}{d_{\text{ш}} \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_u = y_F \frac{P_o}{b_p m} K_{F\beta} K_{FV}$$

Напряжение изгиба зубьев

y_F - коэффициент формы зуба, можно принять

Ширину рейки выбираем из конструктивных соображений $b_{\text{р}}=?$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине шестерни

K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки

$$\sigma_u := Y_F \cdot \frac{P_o \cdot 10^{-3}}{b_p \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_u] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$

2. Поперечная тяга

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Поперечная тяга трапеции нагружена силой P_o .

Примем следующие размеры тяги:

Наружный диаметр тяги $D_{\text{пп}}=?$

Внутренний диаметр тяги $d_{\text{пп}}=?$

Площадь поперечного сечения тяги

$$F_{\text{пп}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пп}}^2 - d_{\text{пп}}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{пп}} := \frac{P_o}{F_{\text{пп}} \cdot 10^6}$$

Длина поперечной тяги по центрам шарниров $L_{\text{пп}}$

Экваториальный момент инерции сечения поперечной тяги

$$I_{\text{пп}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пп}}^4 - d_{\text{пп}}^4)}{64}$$

Модуль упругости E

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{\text{крпп}} := \frac{\pi^2 E \cdot I_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}^2 \cdot F_{\text{пп}}}$$

Запас устойчивости

$$\delta_{\text{пп}} := \frac{\sigma_{\text{крпп}}}{\sigma_{\text{пп}}}$$

Допустимый запас устойчивости $[d_{\text{пп}}] = 1,5 \dots 2,5$.

3. Поворотный рычаг

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХГНМ.

Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_o и скручивающим моментом $P_o l_{sn}$ (рис.3).

Момент сопротивления изгибу поворотного рычага

$W_i = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_i = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения поворотного рычага примем $h_{\text{пр}} : b_{\text{пр}}$:

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента a зависит от отношения h/b

h/b 1.0 1.5 2.0 2.5 3.0

α 0.208 0.231 0.246 0.258 0.267

$$\frac{h_{\text{пр}}}{b_{\text{пр}}} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_{ii}(i) := \begin{cases} \frac{b_{np} \cdot h_{np}}{6}^2 & \text{if } i > 0 \\ \frac{b_{np} \cdot h_{np}}{10}^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$W_{kp} := \begin{cases} (\alpha \cdot b_{np} \cdot h_{np}) & \text{if } i > 0 \\ \frac{b_{np} \cdot h_{np}}{5}^2 & \text{otherwise} \end{cases}$$

Длина поворотного рычага S_{np}

Напряжение изгиба

$$\sigma_{iz} := \frac{P_o \cdot S_{np}}{W_{ii}(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_o \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_{iz}^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_i] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

4. Палец шаровой

Материал пальца: сталь 40Х, 20ХНЗА.

Шаровой палец рассчитывают на изгиб, смятие и срез.

Плечо изгиба пальца l_{sn}

Диаметр посадочного отверстия под палец d_{pi}

Напряжение изгиба шарового пальца

$$\sigma_{wp} := \frac{P_o \cdot l_{sn} \cdot 10^{-6}}{0.1 d_{pi}^3}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_i] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

Напряжение смятия определяет износостойкость шарового пальца.

Допускаемое давление $[q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$.

Диаметр шара d_{wp}

$$q := \frac{4 P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{wp}^2}$$

Диаметр пальца у основания шара $d_{o,wp}$

$$\tau_{cp} := \frac{4 \cdot P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{o,wp}^2}$$

Напряжение среза

Допускаемое напряжение $t_{cp} = 100 \dots 150 \text{ МПа}$

4. Винтореечный рулевой механизм

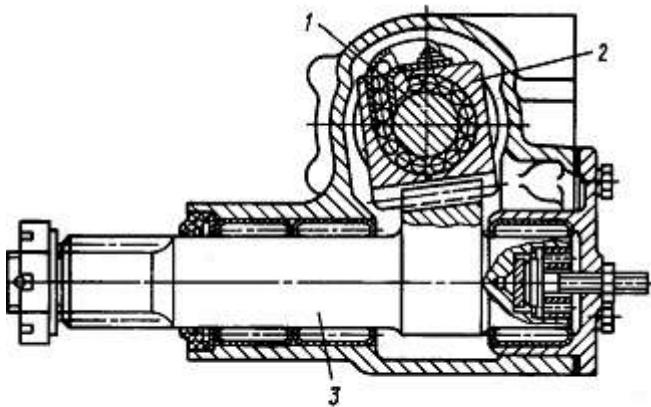


Рис.2 Винтореечный рулевой механизм
1 - винт, 2 - гайка-рейка, 3 - сектор зубчатый

Момент на рулевом валу $M_{\text{рв}}$

Угол подъема винтовой линии $\beta = 10 \dots 15^\circ$

$$\beta_{\text{вп}} := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

Радиус винта (расстояние от оси винта до точки контакта винта с шариком)

$$r_{\text{вин}}$$

Осевая сила, действующая на винт

$$P_x := \frac{M_{\text{рв}}}{r_{\text{вин}} \cdot \tan(\beta_{\text{вп}})}$$

Число рабочих витков $m_{\text{вин}} = 2,5 \dots 6,0$

Диаметр шарика $d_{\text{ш}} = 7 \dots 9 \text{мм}$

Число шариков на одном витке

$$z_{\text{ш}} := \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{вин}}}{d_{\text{ш}}}$$

Угол контакта шариков с канавкой

$$\delta_{\text{конр}} := \frac{\delta_{\text{кон}} \cdot \pi}{180}$$

Условная радиальная нагрузка на один шарик

$$P_{\text{ш}} := \frac{5 \cdot P_x}{m_{\text{вин}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot \cos(\delta_{\text{конр}})}$$

Диаметр канавки

$$d_{\text{кан}} := d_{\text{ш}} + 0.001$$

Модуль упругости первого рода E

Коэффициент, зависящий от кривизны контактирующих поверхностей $k_{\text{кр}} = 0,6 \dots 0,8$

Контактное напряжение шарика

$$\sigma_{сж} := k_{kp} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot P_x \cdot E^2 \cdot \left(\frac{1}{d_{ш}} - \frac{1}{d_{кан}} \right)^2 \cdot 10^{-12}}{m_{вин} \cdot z_{ш} \cdot \sin(\beta_{вр}) \cdot \cos(\delta_{конр})}}$$

Допустимое напряжение в зависимости от диаметра шарика находится в пределах $[s_{сж}] = 2500...3500\text{МПа}$

Зубья сектора и рейки рассчитывают на изгиб и контактное напряжение.
Окружное усилие на зубьях сектора определяется

$$P_{сек} = \frac{M_{p\theta} I_{pm} K_{pd} \rho_m}{r_{сек}} + \frac{p_{ж} \pi D_{гц}^2}{4}$$

$r_{сек}$ - радиус начальной окружности сектора,

$p_{ж}$ - максимальное давление жидкости в усилителе,

$D_{гц}$ - диаметр цилиндра гидроусилителя.

Второе слагаемое применяют в том случае, если усилитель нагружает рейку и сектор, т.е. когда рулевой механизм объединен с гидроцилиндром.

Передаточное число рулевого управления I_{py}

Передаточное число рулевого управления равно $I_{py} = I_{pm} I_{ppr}$.

Передаточное число рулевого привода является величиной переменной и находится в пределах $I_{ppr} = 0,85...2,0$. Примем

Передаточное число рулевого механизма

$$I_{pm} := \frac{I_{py}}{I_{ppr}}$$

Кпд винтореичного рулевого механизма составляет $K_{pd_{pm}} = 0,80...0,85$

Для определения радиуса начальной окружности зубчатого сектора необходимо выбрать модуль зубьев сектора $m_{сек} = 6...12\text{мм}$.

Общее число зубьев колеса, составной частью которого является зубчатый сектор, находится в пределах $Z_{общ} = 20...30$

Радиус начальной окружности сектора

$$r_{сек} := \frac{m_{сек} \cdot Z_{общ}}{2 \cdot 10^3}$$

Рабочее давление жидкости в гидроусилителе руля составляет

$p_{жр} = 6...10\text{МПа}$

Максимальное давление жидкости в усилителе достигает

$$p_{ж} := 1.25 p_{жр}$$

Диаметр гидроцилиндра усилителя принимают из конструктивных соображений равным $D_{гц} = 75...100\text{мм}$.

Окружное усилие на зубьях сектора

$$P_{сек} := \frac{M_{p\theta} \cdot I_{pm} \cdot K_{pd} \rho_m}{r_{сек}} + \frac{\pi \cdot p_{ж} \cdot D_{гц}^2 \cdot 10^6}{4}$$

Напряжение изгиба зубьев сектора определяется

$$\sigma_i = y_k P_{уд}/m$$

y_k - коэффициент формы зуба, для $Z_{общ}=25$

$P_{уд}$ - удельная окружная сила, $\text{Н}/\text{мм}$

$$P_{уд} = P_{сек} K_{fb} K_{fv} / b_p$$

b_p - ширина зубчатой рейки

K_{fv} - коэффициент динамической нагрузки

K_{fb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

$$P_{уд} := \frac{P_{сек}}{b_p} \cdot K_{fv} \cdot K_{fb}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} := \frac{y_k \cdot P_{уд}}{m_{сек}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{из}] = 700...800\text{МПа}$

Контактное напряжение на зубьях сектора

$$\sigma_{кон} := 436 \cdot \sqrt{\frac{P_{уд}}{2 \cdot r_{сек} \cdot 10^3}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{из}] = 1000...1200\text{МПа}$

Материал сектора: сталь 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХНЗА.

5. Рулевой механизм - глобоидальный червяк и ролик

Контактное напряжение в зацеплении червяка с роликом

$$\sigma_u = \frac{P_x}{F_k n_p}$$

n_p - число гребней ролика, $n_p = 2...3$

F_k - площадь контакта одного гребня ролика с червяком, как сумма двух сегментов, рис.1

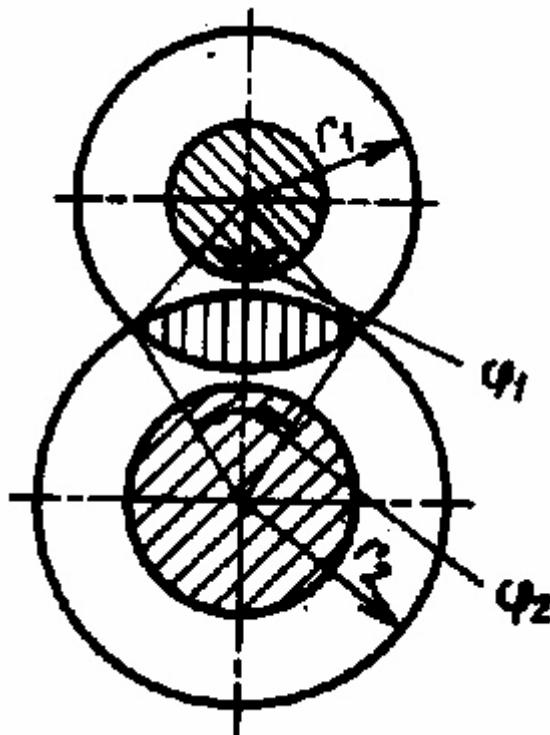


Рис.1 Схема для определения контактной площадки в червячном рулевом механизме
Зададимся размерами червяка и ролика

Радиус окружности выступов червяка r_1

Радиус окружности гребней ролика r_2

Угол охвата пятна контакта червяка

$$\phi_{1p} := \frac{\phi_1 \cdot \pi}{180}$$

Угол охвата пятна контакта ролика

$$\phi_{2p} := \frac{\phi_2 \cdot \pi}{180}$$

Контактная площадь

$$F_k := 0.5 \cdot \left[(\phi_{1p} - \sin(\phi_{1p})) \cdot r_1^2 + (\phi_{2p} - \sin(\phi_{2p})) r_2^2 \right]$$

Начальный радиус червяка в горловом сечении

$r_{\omega 0}$

Угол подъема винтовой линии в горловом сечении червяка

$b_q = 5 \dots 10^\circ$

$$\beta_{qp} := \frac{\beta_q \cdot \pi}{180}$$

Момент на рулевом колесе M_{pk}

Осевое усилие, воспринимаемое червяком

$$P_x := \frac{M_{pk}}{r_{\omega 0} \cdot \tan(\beta_{qp})}$$

Контактное напряжение

$$\sigma_q := \frac{P_x}{F_k \cdot n_p \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение $[\sigma_q] = 300 \dots 500 \text{ МПа}$

Материал червяка: сталь 30Х, 35Х, 40Х, 30ХН.

Материал ролика: сталь 12ХН3А, 15ХН.

6. Расчет сошки руля

Расчетная схема рулевой сошки представлена на рисунке.

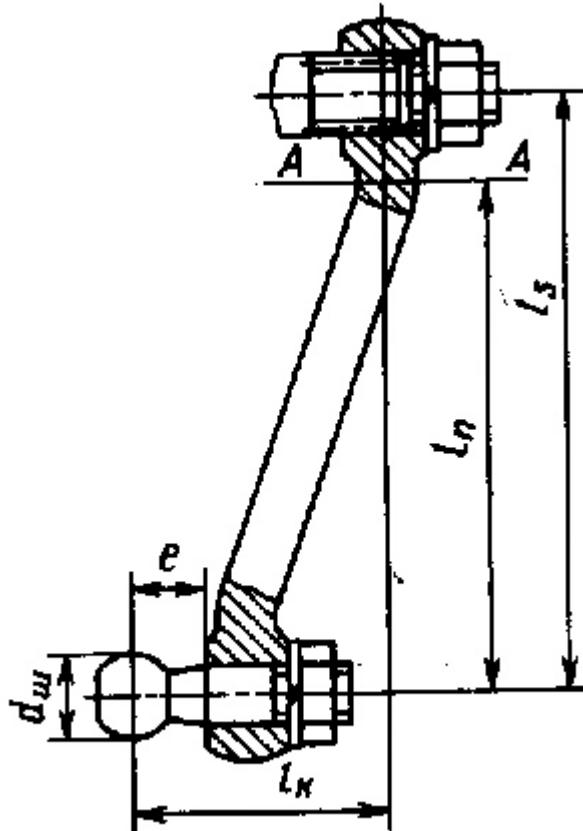


Рис.4 Схема рулевой сошки

Вал рулевой сошки

Материал вала: сталь 30, 18ХГТ, 20ХНЗА.

Вал рулевой сошки рассчитывают на кручение. При наличии усилителя напряжение кручения вала сошки определится

$$\tau = \frac{M_{pb} I_{pm} Knd_{pm} + 0,25 \pi D_{sc}^2 p_{ж} r_{sec}}{0,2 d_{sc}^3}$$

M_{pb} - момент на рулевом валу

I_{pm} - передаточное число рулевого механизма

Kpd_{pm} - коэффициент полезного действия рулевого механизма

$p_{ж}$ - максимальное давление жидкости в

гидроусилителе руля

Примечание: Если гидроусилитель руля отсутствует или существует непосредственно на детали рулевого привода (продольную тягу, поперечную тягу или поворотный рычаг колеса) давление жидкости для расчета вала рулевой сошки принимаем равным нулю $p_{ж} = 0$.

$D_{гц}$ - диаметр гидроцилиндра усилителя руля

r_{sec} - радиус начальной окружности зубчатого сектора

Примечание: Если при выполнении расчетов принято $p_{ж} = 0$, в качестве значения r_{sec} можно принять любое число.

d_{sc} - диаметр вала сошки, примем

Допускаемое напряжение $[t] = 300...350\text{ МПа}$

Рулевая сошка

Материал сошки: сталь 30, 18ХГТ.

Рулевую сошку рассчитывают на изгиб и кручение. Усилие на шаровом пальце сошки, вызывающее изгиб и кручение (при наличии встроенного в РМ усилителя), действует на плече l_s (рис.1)

$$P_{cou} := \frac{M_{pe} \cdot I_{pm} \cdot Kn\partial_{pm}}{l_s} + \frac{\pi \cdot p_{ж} \cdot D_{eу}^2 \cdot r_{cek} \cdot 10^6}{4l_s}$$

Момент сопротивления изгибу сошки руля в опасном сечении А-А

$W_i = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_i = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения сошки руля в опасном сечении А-А примем

$\mathbf{h ; b}$

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента a зависит от отношения h/b

$h/b \quad 1.0 \quad 1.5 \quad 2.0 \quad 2.5 \quad 3.0$

$\alpha \quad 0.208 \quad 0.231 \quad 0.246 \quad 0.258 \quad 0.267$

$$\frac{h}{b} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_u(i) := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad if \quad i > 0$$

$$W_{kp} := \begin{cases} \frac{b \cdot h^2}{10} & otherwise \\ (\alpha \cdot b \cdot h) & if \quad i > 0 \end{cases}$$

$$\frac{b \cdot h^2}{5} \quad otherwise$$

Расстояние от шарового пальца до опасного сечения А - А

l_n

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_u := \frac{P_{cou} \cdot l_n}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_{cou} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_e := \sqrt{\sigma_u^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_e] = 300...400$ МПа

Шаровой палец сошки

Материал пальца: сталь 40Х, 20ХН3А.

Шаровой палец рассчитывают на изгиб, смятие и срез.

Плечо изгиба пальца l_{sn}

Диаметр посадочного отверстия под палец d_n

Напряжение изгиба шарового пальца

$$\sigma_{un} := \frac{P_{cosu} \cdot l_{sn} \cdot 10^{-6}}{0.1 d_n^3}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_u] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

Напряжение смятия определяет износстойкость шарового пальца.

Допускаемое давление $[q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$.

Диаметр шара d_{us}

$$q := \frac{4 P_{cosu} \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{us}^2}$$

Диаметр пальца у основания шара d_{ous}

$$\tau_{cp} := \frac{4 \cdot P_{cosu} \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{ous}^2}$$

Напряжение среза

Допускаемое напряжение $t_{cp} = 100 \dots 150 \text{ МПа}$

7. Расчет рулевого привода

Схема нагружения элементов рулевой трапеции представлена на рис.

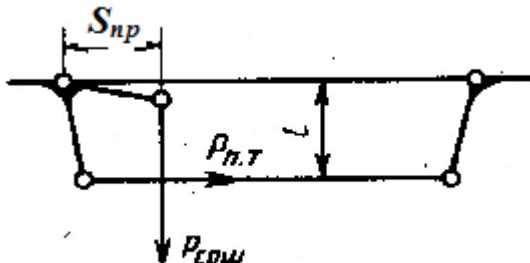


Рис.5 Схема для расчета рулевого привода

1. Продольная тяга

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Продольную тягу рассчитывают на напряжения сжатия и продольного изгиба.

Усилие на шаровом пальце рулевой сошки P_{cosu}

Диаметры продольной тяги: наружный D_{nap}

внутренний d_{en}

Площадь поперечного сечения продольной тяги

$$F_{maz} := \frac{\pi \cdot (D_{nap}^2 - d_{en}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{csc} := \frac{P_{cosu} \cdot 10^{-6}}{F_{maz}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{cm}] = 250 \dots 350 \text{ МПа}$

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 EI_3}{L_m^2 F_{max}}$$

Е - модуль упругости первого рода

I_3 - экваториальный момент инерции сечения тяги

$$I_3 := \frac{\pi \cdot (D_{max}^4 - d_{sh}^4)}{64}$$

L_t - длина продольной тяги по центрам шарниров

Запас устойчивости

$$\delta := \frac{3.14^2 \cdot E \cdot I_3 \cdot 10^6}{P_{cush} \cdot L_m^2}$$

Допустимый запас устойчивости [d] = 1.5...2.5

2. Поворотный рычаг

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХГНМ.

Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_{cush} и скручивающим моментом $P_{cush}l_{sn}$ (рис.4).

Момент сопротивления изгибу поворотного рычага

$W_i = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_i = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения поворотного рычага примем h_{np} ; b_{np}

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента α зависит от отношения h/b

h/b 1.0 1.5 2.0 2.5 3.0

α 0.208 0.231 0.246 0.258 0.267

$$\frac{h_{np}}{b_{np}} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_u(i) := \frac{b_{np} \cdot h_{np}^2}{6} \quad if \quad i > 0$$

$$W_{kp} := (\alpha \cdot b_{np} \cdot h_{np}) \quad if \quad i > 0$$

$$\frac{b_{np} \cdot h_{np}^2}{5} \quad otherwise$$

Длина поворотного рычага S_{np}

Напряжение изгиба

$$\sigma_{uz} := \frac{P_{cou} \cdot S_{np}}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_{cou} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_{uz}^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300...400\text{МПа}$

3. Боковые рычаги трапеции

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХНГМ.

Размеры сечения рычагов трапеции примем такими же, как и поворотного рычага.

Боковые рычаги трапеции испытывают напряжения изгиба и кручения под действием силы

Длина бокового рычага l

$$P_{nm} := \frac{P_{cou} \cdot S_{np}}{l}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{bp} := \frac{P_{nm} \cdot l}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Напряжение кручения

$$\tau_{bp} := \frac{P_{nm} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{3bp} := \sqrt{\sigma_{bp}^2 + \tau_{bp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300...400\text{МПа}$

4. Поперечная тяга трапеции

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Поперечная тяга трапеции нагружена силой P_{pt} .

Примем следующие размеры тяги:

Наружный диаметр тяги D_{nm}

Внутренний диаметр тяги d_{nm}

Площадь поперечного сечения тяги

$$F_{nm} := \frac{\pi \cdot (D_{nm}^2 - d_{nm}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{nm} := \frac{P_{nm}}{F_{nm} \cdot 10^6}$$

Длина поперечной тяги по центрам шарниров L_{nm}

Экваториальный момент инерции сечения поперечной тяги

$$I_{nm} := \frac{\pi \cdot (D_{nm}^4 - d_{nm}^4)}{64}$$

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{kpn} := \frac{\pi^2 E \cdot I_{nm}}{L_{nm}^2 \cdot F_{nm}}$$

Запас устойчивости

$$\delta_{nm} := \frac{\sigma_{kpn}}{\sigma_{nm}}$$

Допустимый запас устойчивости $[\delta_{nm}] = 1,5...2,5.$

3.11.3 Результаты и выводы:

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПО ПРОВЕДЕНИЮ СЕМИНАРСКИХ ЗАНЯТИЙ

Не предусмотрено РУП