

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Агафонов Александр Викторович
Должность: директор филиала
Дата подписания: 20.03.2022 23:58:28
Уникальный программный ключ:
2539477a8ecf706dcb7b06c419631311

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ЧЕБОКСАРСКИЙ ИНСТИТУТ (ФИЛИАЛ) МОСКОВСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО
УНИВЕРСИТЕТА

Кафедра транспортно-технологических машин

УТВЕРЖДАЮ
Директор филиала
А.В. Агафонов
«29» мая 2020г.



Основы расчета конструкции и агрегатов транспортных и транспортно- технологических машин и оборудования

(наименование дисциплины)

Методические указания по выполнению расчетно-графической работы

| | |
|------------------------------|---|
| Направление подготовки | 23.03.03 «Эксплуатация транспортно- технологических машин и комплексов» (код и наименование направления подготовки) |
| Направленность подготовки | «Автомобили и автомобильное хозяйство» (наименование профиля подготовки) |
| Квалификация выпускника | бакалавр |
| Форма обучения | очная и заочная |

Чебоксары, 2020

Методические указания разработаны
в соответствии с требованиями ФГОС ВО по направлению подготовки:
**23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и
комплексов**

Авторы:
Федоров Денис Игоревич, к.т.н., доцент кафедры транспортно-
технологических машин

ФИО, ученая степень, ученое звание или должность, наименование кафедры

Методические указания одобрены на заседании кафедры
«Транспортно-технологические машины»

наименование кафедры

протокол № 10 от 16.05.2020 года.

РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

Исходными данными для расчета сцепления являются тип автомобиля и момент двигателя.

В процессе разработке принятого варианта сцепления выполняются следующие операции:

- расчет силовых параметров сцепления (статического момента трения, усилия сжатия дисков) и выбор размеров основных элементов сцепления;
- расчет показателей нагруженности (работы буксования, удельной работы буксования, нагрева дисков) и их сравнительная оценка с аналогами и допустимыми значениями;
- расчет отдельных элементов на прочность и расчет упругих характеристик пружин;
- расчет привода сцепления.

К основным параметрам и размерам сцепления относятся: статический момент трения, передаваемый сцеплением; коэффициент запаса сцепления; расчетный коэффициент трения; нажимные усилия пружин; число ведомых дисков; наружный и внутренний радиусы фрикционных накладок ведомых дисков; число и жесткость нажимных пружин; удельная нагрузка на фрикционные накладки; работа буксования; удельная работа буксования; повышение средней температуры нажимного диска.

Алгоритм расчета:

1. По известному значению максимального крутящего момента двигателя и принятому коэффициенту запаса муфты сцепления рассчитывается статический момент трения, передаваемый сцеплением.

2. Определяется нажимное усилие на диски (сила сжатия диска), необходимое для передачи расчетного момента сцепления, исходя из момента трения.

3. В соответствии с действующими стандартами окончательно принимаются основные параметры и размеры ведомого и нажимного дисков.

4. Выполняются расчеты и оценка показателей нагруженности сцепления:

- работы буксования и сравнение со значением работы буксования аналогов;
- удельной работы буксования в зависимости от размеров сцепления и сравнения с ее допустимым значением;
- повышение средней температуры нажимного диска при трогании автомобиля с места и сравнение ее с допустимым значением.

5. Проводится расчет элементов сцепления на прочность:

- параметров и упругой характеристики пружин (винтовых или диафрагменных), а также напряжений, возникающих при их работе;
- параметров и прочностной характеристики шлицев ступицы ведомого диска, пластин крепления нажимного диска к кожуху, рычагов включения других деталей.

6. В соответствии с выбранным типом и схемой привода сцепления выполняется кинематический расчет привода сцепления с учетом существующих ограничений по полному ходу педали сцепления и допустимого усилия, которое может быть приложено к педали.

В зависимости от конструктивного исполнения деталей привода все они могут рассчитываться на изгиб, изгиб и кручение, а тяги – на продольную устойчивость.

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

Практическое занятие №1. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА СЦЕПЛЕНИЯ

Цель занятия: изучение методики расчета механизма сцепления необходимых для проектирования транспортных средств.

Задание

1. Изучить кинематические схемы фрикционных сцеплений.
2. Рассчитать параметры фрикционных накладок сцепления.
3. Рассчитать детали сцепления.

Варианты задания представлены в таблицах 5,6.

Механизм сцепления предназначен для временного отключения трансмиссии от двигателя, с целью переключения передач, осуществления торможения. Выбрав и обосновав конструкцию сцепления, чертят его кинематическую схему (рис. 1).

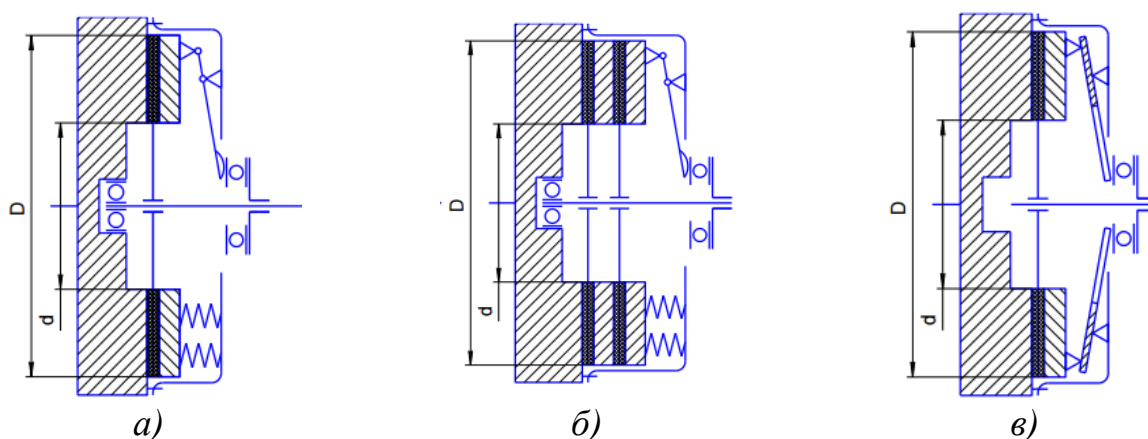


Рисунок 1 - Кинематические схемы фрикционных сцеплений:
a, б – многoprужинные с периферийным размещением пружин
(*a* – однодисковые, *б* – двухдисковые);
в – однопружинные с диафрагменной пружиной

Расчет начинают с расчета среднего радиуса трения R_{CP} , м:

$$R_{CP} = \sqrt[3]{\frac{\beta \cdot M_{KMAX}}{2 \cdot \pi \cdot P_0 \cdot \mu \cdot z \cdot k}}, \quad (1)$$

где β - коэффициент запаса зацепления; M_{KMAX} - максимальное значение крутящего момента двигателя, Н·м; P_0 - давление на фрикционную накладку ($P_0 = 0,15 - 0,3$ МПа); μ - коэффициент трения фрикционных поверхностей ($\mu = 0,25 - 0,35$); z - количество поверхностей трения (у однодисковых $z = 2$, у двухдисковых $z = 4$); k - коэффициент ширины фрикционной накладки ($k = \frac{b}{R_{CP}} = 0,375 - 0,63$), с повышением M_{KMAX} значение k увеличивается.

Значение коэффициента запаса β выбирается с учетом неизбежного уменьшения коэффициента трения накладок в процесс эксплуатации, усадки нажимных пружин, наличия регулировки нажимного усилия, числа ведомых дисков. С другой стороны, пиковые нагрузки в трансмиссии, независимо от их происхождения, должны ограничиваться пробуксовыванием сцепления. По этой причине коэффициент запаса сцепления не должен превышать определенного значения.

Сцепления с регулируемым давлением пружин и с диафрагменными пружинами имеют наиболее низкое значение коэффициента запаса сцепления. Большие значения имеют сцепления грузовых автомобилей и автобусов. Средние значения коэффициента запаса сцепления:

- для легковых автомобилей - $\beta = 1,2 - 1,75$;
- для грузовых автомобилей - $\beta = 1,5 - 2,2$;
- для АТС повышенной проходимости - $\beta = 1,8 - 3,0$.

Коэффициент запаса сцепления в зависимости от максимального крутящего момента двигателя приведен в таблице 1.

Таблица 1 - Коэффициент запаса сцепления

| | | | |
|-----------------------|---------|---------|----------|
| $M_{eMAX}, H \cdot m$ | 100-250 | 250-600 | 700-1800 |
| β | 1,75 | 2,2 | 2,5 |

Внешний диаметр фрикционной накладки определяется по выражению:

$$D = 2R_{CP} + b. \quad (2)$$

где b - ширина фрикционной накладки ($b = kR_{CP}$).

Вычисленную величину D округляют согласно с ГОСТ 1786-88 (табл. 2).

Таблица 2 - Выдержка из ГОСТ 1786-88

| Размеры накладок, мм | | Толщина δ , мм | Давление на фрикционную накладку P_0 , МПа | Тип накладки | Допустимая температура нагревания, °C | |
|----------------------|------------|-----------------------|--|--------------|---------------------------------------|-----------|
| Внеш. D | Внутр. d | | | | Постоянная | Временная |
| 160 | 110 | 3,3 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 180 | 125 | 3,5 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 184 | 125 | 3,5 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 190 | 130 | 3,5 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 350 |
| 200 | 130 | 3,3 | 0,14-0,25 | 5 | 200 | 300 |
| 200 | 140 | 3,5 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 204 | 146 | 3,3 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 254 | 150 | 3,5 | 0,14-0,18 | 3 | 200 | 350 |
| 280 | 164 | 3,5 | 0,14-0,25 | 3 | 200 | 300 |
| 300,30 | 164 | 4,0 | 0,14-0,25 | 1 | 200 | 350 |
| 340 | 186 | 4,0 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 350 |
| 342 | 186 | 4,0 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 350 |
| 350 | 200 | 4,7 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 350 |

| Размеры накладок, мм | | Толщина δ , мм | Давление на фрикционную накладку P_0 , МПа | Тип накладки | Допустимая температура нагрева, °C | |
|----------------------|------------|-----------------------|--|--------------|------------------------------------|-----------|
| Внеш. D | Внутр. d | | | | Постоянная | Временная |
| 380 | 220 | 4,7 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 350 |
| 400 | 240 | 4,2 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 250 |
| 420 | 280 | 5,0 | 0,14-0,30 | 1 | 200 | 250 |

Примечание. Назначение типов накладок: 1 – формованные, 3 – тканые, 5 – спиральные, навитые.

Если вычисленное значение не совпадает ни с одним из приведенных стандартов, то выбирают ближайшее наибольшее и принимают его действительным значением диаметра фрикционной накладки D_0 .

В соответствии со стандартом назначают внутренний диаметр d . Действительное значение среднего радиуса трения:

$$R_{CP} = \frac{D_0 + d}{4}. \quad (3)$$

Нормальная сила, что действует на поверхности трения:

$$P_H = \frac{\beta \cdot M_{KMAX}}{\mu \cdot R_{CP} \cdot z}. \quad (4)$$

Если значение P_H получится больше чем 9-10 кН, то для облегчения работы зацепления разумно увеличить число поверхностей трения.

Расчет деталей

Нажимной диск

Нажимной диск обычно выполняется из чугуна, который имеет низкое сопротивление растяжению и при воздействии центробежных сил может разрушиться. Поэтому он проверяется по величине окружной скорости:

$$\omega_{MAX}^H = \frac{\pi \cdot n_H \cdot D_0}{60}, \quad (5)$$

где n_H - частота вращения коленчатого вала двигателя при M_{KMAX} , мин⁻¹.

Цилиндрическая нажимная пружина

При многопружинном силовом элементе силу упругости $P_{ПР}$ (нажимное усилие) каждой пружины находят из выражения:

$$P_{ПР} = \frac{P_H}{i_{ПР}}, \quad (6)$$

где $i_{ПР}$ - количество пружин, ед.

В автомобилях малой и средней грузоподъемности нагрузка на 1 пружину обычно составляет 60-70 кг, а в автомобилях большой грузоподъемности – до 100 кг.

На прочность пружину рассчитывают исходя из расчетного усилия $P_{ПР.РАСЧ.}$, которое возникает из дополнительной деформации Δf пружины во время выключения зацепления:

$$P_{\text{пр.расч.}} = P_{\text{пр}} \cdot K, \quad (7)$$

где K - коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения пружин по причине их неодинаковой длины и жесткости ($K = 1,1 - 1,2$).

Задаем индекс пружины m (индекс пружины можно принимать в зависимости от диаметра проволоки).

$$m = \frac{D_{\text{ср}}}{d} = 6. \quad (8)$$

Таблица 3 - Индексы пружины в зависимости от диаметра проволоки

| Диаметр проволоки, мм | 0,2-0,4 | 0,45-1,0 | 1,1-2,5 | 2,8-6 | 7-14 |
|-----------------------|---------|----------|---------|-------|------|
| m | 16-8 | 12-6 | 10-6 | 10-4 | 8-4 |

После выбора отношения диаметра пружины к диаметру проволоки пружины определяется диаметр проволоки и диаметр пружины.

Пружины сцеплений изготавливаются из легированных сталей марок 65Г, 50ХФА и др.

Определяем коэффициент, учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы:

$$K = \frac{4 \cdot m + 2}{4 \cdot m - 2}. \quad (9)$$

Диаметр проволоки, из которого изготавливают пружину:

$$d \geq 10^3 \sqrt{\frac{8 \cdot P_{\text{пр.расч.}} \cdot K \cdot m}{\pi \cdot [\tau_{\text{п}}]}}, \quad (10)$$

где $\tau_{\text{п}}$ - допускаемое напряжение кручения пружины ($\tau_{\text{п}} = 700 - 900 \text{ МПа}$).

По ГОСТ 14963-78 выбирают диаметры проволок, мм: 0,5; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,2; 2,6; 3,0; 3,6; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 6,3; 7,0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 11,2; 11,5; 12,0; 12,5; 13,0; 14,0.

Средний диаметр пружины:

$$D_{\text{ср}} = m \cdot d. \quad (11)$$

Жесткость пружины составляет величину:

$$Z = \frac{P_{\text{пр.расч.}} - P_{\text{пр}}}{\Delta l}, \quad (12)$$

где Δl - деформация пружины ($\Delta l = 0,003 \text{ м}$).

Число рабочих витков пружины:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D_{\text{ср}} \cdot Z}, \quad (13)$$

где G - модуль упругости при кручении ($G = 80 \text{ гПа}$).

Полное количество витков пружины:

$$n_{\text{п}} = n + (1,5 - 2). \quad (14)$$

Разрабатывая диафрагменную пружину, чертят ее расчетную схему (рис. 2).

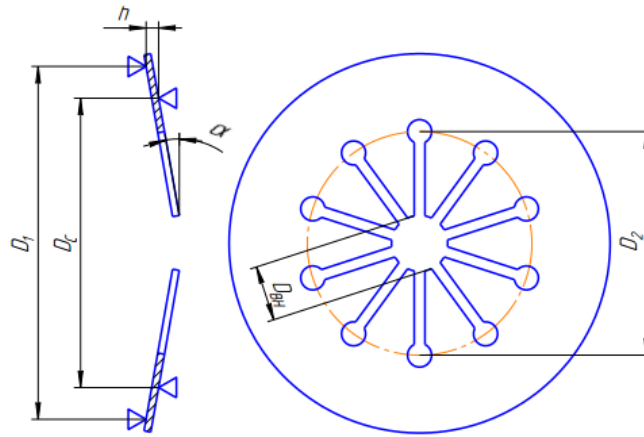


Рисунок 2 - Расчетная схема пружинной диафрагмы

Применение диафрагменной пружины существенно упрощает конструкцию сцепления, уменьшает его габаритные размеры и массу, так как выполняет одновременно функции нажимной пружины и рычагов выключения сцепления. Она обеспечивает равномерное распределение усилия на нажимной диск, а упругость ее лепестков (рычагов выключения) – плавность включения сцепления. Во фрикционных сцеплениях используются диафрагменные пружины с радиальными прорезями. Образованные таким образом лепестки и являются рычагами выключения сцепления. Диафрагменная пружина в свободном состоянии имеет форму конуса. Различают пружины вдавливаемого (прямая установка пружины) и вытяжного (обратная установка пружины) типов, когда усилие на нажимной диск передается по наружному или по внутреннему диаметру неразрезанной части конуса, соответственно

Так как посадка витка на виток не допустима, то при предельной нагрузке $P_{пр.расч.}$, должен оставаться зазор между витками:

$$\delta \geq 0,1 \cdot d . \quad (15)$$

Шаг пружины t , в свободном состоянии:

$$t = \frac{P_{пр.расч.}}{Z \cdot n} + d + \delta . \quad (16)$$

Высота полностью сжатой пружины:

$$H_3 = (n_1 - 0,5) \cdot d . \quad (17)$$

Высота пружины в свободном состоянии

$$H_o = H_3 + n \cdot (t - d) . \quad (18)$$

Высота пружины при предварительной деформации (под нагрузкой $P_{пр}$)

$$H_1 = H_o - \frac{P_{пр}}{Z} . \quad (19)$$

Данные по расчету пружин заносим в таблицу.

Таблица - Результаты расчета пружин сцепления

| Число пружин $i_{\text{ПР}}, \text{ед.}$ | Диаметр проволоки, $d, \text{мм}$ | Средний диаметр пружины (витка), $D_{\text{СР}}, \text{мм}$ | Полное количество витков пружины, $n_{\text{П}}, \text{ед.}$ | Жесткость пружины, $Z, \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ | Момент трения фрикционных элементов, $M_{\text{ТР}}, \text{Н} \cdot \text{м}$ |
|---|--------------------------------------|--|---|--|--|
| | | | | | |

Момент предварительной затяжки пружин:

$$M_{\text{ПРЕД}} = 0,2 \cdot M_{\text{МАХ}} \quad ()$$

Максимальное напряжение пружины демпфера определяется по формуле:

$$M_{\text{МАХ}}^{\text{ДЕМП}} = \frac{M_{\text{ПРЕД}} \cdot \beta}{n} \quad ()$$

где n - число ведомых дисков сцепления, ед.

Усилие, сжимающее одну пружину демпфера:

$$P'_{\text{ПР}} = \frac{M_{\text{МАХ}}^{\text{ДЕМП}}}{R \cdot i_{\text{ПР}}} \quad ()$$

где R - радиус приложения усилия к пружине, м ($R = 0,08$ м).

Принимая во внимание большую жёсткость пружин демпфера, напряжение вычисляем по формуле, учитывающей форму сечения, кривизну витка и влияние поперечной силы:

$$\tau_{\text{МАХ}} = \frac{8 \cdot P'_{\text{ПР}} \cdot D_{\text{СР}}}{\pi \cdot d^3} \cdot \kappa \leq [\tau] \quad ()$$

где κ - коэффициент, учитывающий кривизну витков и влияние поперечной силы; $[\tau] = 700 - 900$ МПа.

Определение коэффициента запаса сцепления

Работоспособность сцепления определяют по коэффициенту запаса:

$$\beta \geq [\beta], \quad (1)$$

где $\beta, [\beta]$ - соответственно фактический и допускаемый коэффициенты запаса сцепления.

Исходные данные:

- усилие $P_{\text{ПР}}$ пружины при включенном сцеплении с цилиндрической (тарельчатой) пружиной, Н;
- число $i_{\text{ПР}}$ цилиндрических пружин;
- коэффициент трения μ фрикционного диска по стали или чугуну всухую ($\mu = 0,25 - 0,35$);
- число i пар трения ($i = 2 \cdot n$, где n - число ведущих дисков). Для однодискового сцепления $i = 2$, для двухдискового - $i = 4$.
- средний радиус $R_{\text{СР}}$ трения фрикционного кольца, м;
- максимальный крутящий момент $M_{\text{КМАХ}}$, Н · м;
- крутящий момент $M_{\text{НМАХ}}$ при максимальной мощности, Н · м;

- частоты вращения n_N , n_M коленчатого вала соответственно при максимальной мощности и максимальном моменте, мин^{-1} ;
- коэффициент K_M увеличения крутящего момента;
- допустимый коэффициент запаса $[\beta]$ сцепления.

Порядок расчета:

1. Момент трения сцепления

$$M_{TP}^{CI} = P_{IP} \cdot i_{IP} \cdot \mu \cdot i \cdot R_{CP} \cdot \quad (2)$$

2. Эффективный крутящий момент двигателя:

$$M_e = \kappa \cdot M_{NMAX} \left[a + b \left(\frac{n_e}{n_N} \right) - c \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^2 \right], \quad (3)$$

где n_e - текущая частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; a, b, c - безразмерные коэффициенты.

$$a = \frac{[K_T \cdot K_{II} \cdot (2 - K_{II}) - 1]}{[K_{II} \cdot (2 - K_{II}) - 1]}, \quad (4)$$

$$b = \frac{(1 - a)}{(1 - 0,5 \cdot K_{II})}; \quad (5)$$

$$c = 0,5 \cdot K_{II} \cdot b, \quad (6)$$

где K_T, K_{II} - коэффициенты, учитывающие приспособляемость по моменту и по частоте вращения.

$$K_T = \frac{K \cdot M_{KMAX}}{K \cdot M_{NMAX}}, \quad (7)$$

$$K_{II} = \frac{n_N}{n_M}. \quad (8)$$

3. Коэффициент запаса сцепления для всего диапазона частоты вращения коленчатого вала:

$$\beta = \frac{M_{TP}^{CI}}{M_e}. \quad (9)$$

4. Проверяется выполнение условия (1).

Результаты остальных расчетов по зависимостям (3) и (9) при частоте вращения коленчатого вала n_{MIN} до n_{MAX} мин^{-1} показать в виде графика для примера представленного на рисунке

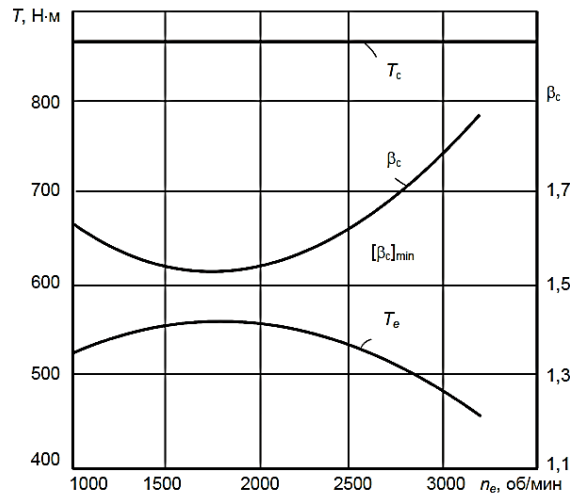


Рисунок - Зависимости M и β от частоты вращения коленчатого вала двигателя

Расчет шлицев ведомого вала сцепления

Расчет шлицев ведомого вала сцепления заключается в определении напряжений смятия и среза и проверке условий прочности. Диаметр вала ориентировочно можно определить по формуле:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{KMAX} \cdot \beta}{0,2 \cdot [\tau_{KP}]}} \quad (20)$$

где $[\tau_{KP}]$ - допускаемое касательное напряжение кручения, $[\tau_{KP}] = 25 - 30 \text{ МПа}$.

Стандартные размеры шлицев определяются по ГОСТ 1139–80 «Соединения шлицевые», основные параметры приведены в таблице 4.

Таблица 4 - Стандартные размеры шлицев

| Число шлицев, $Z_{Ш}$ | Внутренний диаметр $d_{Ш}$, мм | Наружный диаметр $D_{Ш}$, мм | Ширина зуба $b_{Ш}$, мм |
|--------------------------|------------------------------------|----------------------------------|--------------------------|
| 6 | 23 | 26 | 6 |
| 6 | 26 | 30 | 6 |
| 6 | 28 | 32 | 7 |
| 6 | 32 | 36 | 6 |
| 6 | 36 | 40 | 7 |
| 6 | 42 | 46 | 8 |
| 6 | 52 | 58 | 9 |
| 6 | 56 | 62 | 10 |
| 6 | 62 | 68 | 10 |
| 6 | 72 | 78 | 12 |

Напряжение смятия шлицев (отношение срезающей силы к площади опасного сечения) определяется по формуле:

$$\sigma_{CM} = \frac{8 \cdot M_C}{0,75 \cdot (D_{Ш}^2 - d_{Ш}^2) \cdot l_{СТ} \cdot Z_{Ш}} \quad (21)$$

где $D_{Ш}$ - наружный диаметр шлицев, м; $d_{Ш}$ - внутренний диаметр шлицев, м; $l_{СТ}$ - длина ступицы, м; $Z_{Ш}$ - число шлицев; M_C - статический момент трения.

Статический момент трения сцепления определяют по формуле:

$$M_C = M_{eMAX} \cdot \beta \quad (22)$$

где M_{eMAX} – максимальный крутящий момент двигателя, $H \cdot м$; β – коэффициент запаса сцепления.

Длина ступицы зависит от конструкции сцепления и его размеров, можно принять в расчетах $l_{CT} = 40 - 60 \text{ мм}$.

Допускаемое напряжение смятия составляет $[\sigma_{CM}] = 200 - 300 \text{ МПа}$.

Расчетное напряжение смятия должно быть меньше допускаемого напряжения. Условие прочности:

$$\sigma_{CM} \leq [\sigma_{CM}].$$

Напряжение среза шлицев можно определить по формуле:

$$\tau_{CP} = \frac{4 \cdot M_C}{d_{Ш} \cdot l_{CT} \cdot b_{Ш} \cdot z_{Ш}}, \quad (23)$$

где $b_{Ш}$ - ширина шлица, $м$.

Допускаемое напряжение среза составляет $[\tau_{CP}] = 60 - 85 \text{ МПа}$. Условие прочности:

$$\tau_{CP} \leq [\tau_{CP}].$$

Расчет привода сцепления

Удобство управления сцеплением обеспечивается правильным выбором передаточного числа привода, чтобы иметь:

1. Оптимальную величину перемещения педали, не более:

– для легковых автомобилей – $S_{ПЕД} = 160 \text{ мм}$;

– для грузовых автомобилей – $S_{ПЕД} = 190 \text{ мм}$.

2. Максимальную величину усилия на педали, не более:

– для сцепления легковых автомобилей – $P_{ПЕД} = 150 \text{ Н}$;

– для сцепления грузовых автомобилей – $P_{ПЕД} = 250 \text{ Н}$.

Механические приводы (рис. 3) в настоящее время применяются только на легковых автомобилях особо малого класса; на грузовых автомобилях, автобусах и легковых автомобилях малого класса и выше применяют гидропривод.

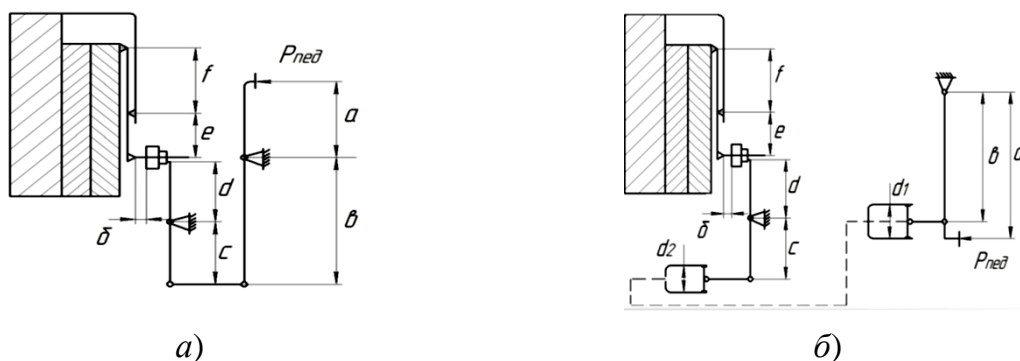


Рисунок 3 - Схемы приводов сцепления:
 а – механический привод; б – гидравлический привод

При расчете привода рассчитываются его передаточное число, усилие на педали и ход педали. Кроме этого, определяются геометрические размеры

рычагов, цилиндров и тяг привода. Общее передаточное число привода сцепления с периферийными пружинами $i_{\text{ПР}}$ включает передаточное число педали сцепления $i_{\text{ПЕД}}$, передаточное число вилки выключения сцепления $i_{\text{В}}$, передаточное число гидравлического привода $i_{\text{Г}}$ и передаточное число рычагов выключения сцепления $i_{\text{Р}}$.

$$i_{\text{ПР}} = i_{\text{ПЕД}} \cdot i_{\text{В}} \cdot i_{\text{Г}} \cdot i_{\text{Р}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \frac{e}{f},$$

где a и b – плечи педали; c и d – плечи вилки выключения; d_1 и d_2 – диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода, e и f – плечи рычагов выключения сцепления.

Общее передаточное число привода сцепления с диафрагменной пружиной $i_{\text{ПР}}$ включает передаточное число лепестков диафрагменной пружины $i_{\text{Л}}$, передаточное число вилки выключения сцепления $i_{\text{В}}$, передаточное число гидравлического привода $i_{\text{Г}}$ и передаточное число педали сцепления $i_{\text{ПЕД}}$:

$$i_{\text{ПР}} = i_{\text{ПЕД}} \cdot i_{\text{В}} \cdot i_{\text{Г}} \cdot i_{\text{Л}} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} \cdot \frac{d_2^2}{d_1^2} \cdot \frac{e}{f}$$

где a и b – плечи педали; c и d – плечи вилки выключения; d_1 и d_2 – диаметры исполнительного и главного цилиндров гидропривода, e и f – плечи рычагов выключения сцепления (лепестков диафрагменной пружины).

Передаточное число диафрагменной пружины можно определить по формуле:

$$i_{\text{Л}} = \frac{e}{f} = \frac{D_c - D_i}{D_e - D_c}$$

Для современных конструкций приводов общее передаточное число составляет $i_{\text{ПР}} = 25 - 45$ и должно обеспечивать усилие на педаль для легковых автомобилей не более 150 Н , для грузовых автомобилей не более 250 Н . В случае если усилие на педаль превышает указанные значения, привод сцепления должен быть снабжен усилителем. Существующие конструкции приводов имеют обычно следующие значения передаточных чисел: $i_{\text{Р}} = 3,8 - 5,5$; $i_{\text{В}} = 1,4 - 2,2$. В расчетах обычно задаются значениями передаточных чисел $i_{\text{ПР}}$, $i_{\text{Р}}$, $i_{\text{В}}$, затем находят передаточное число педали сцепления $i_{\text{ПЕД}}$.

Далее определяют расчетное усилие на педаль и полный ход педали сцепления и проверяются условия:

$$P_{\text{ПЕД}} \leq [P_{\text{ПЕД}}]; S_{\text{ПЕД}} \leq [S_{\text{ПЕД}}].$$

Максимальная величина усилия на педали сцепления с усилителем не должна превышать $[P_{\text{ПЕД}}] = 150 \text{ Н}$; сцепления с усилителем $[P_{\text{ПЕД}}] = 250 \text{ Н}$. Допустимая величина хода педали для легковых автомобилей $[S_{\text{ПЕД}}] = 160 \text{ мм}$, для грузовых $[S_{\text{ПЕД}}] = 190 \text{ мм}$.

Усилие на педаль определяется по формуле:

$$P_{\text{пед}} = \frac{P_{\Sigma \text{MAX}}}{i_{\text{ПП}} \cdot i_p \cdot \eta_{\text{ПП}}}, \quad (24)$$

где $P_{\text{пед}}$ - усилие на педали, H ; $\eta_{\text{ПП}}$ - КПД привода сцепления, для механического привода $\eta_{\text{ПП}} = 0,7 - 0,8$; для гидравлического привода $\eta_{\text{ПП}} = 0,8 - 0,9$

Обычно сцепление проектируется так, чтобы при выключении нажимное усилие пружин увеличивалось на 20 %, т.е.:

$$P_{\Sigma \text{MAX}} = 1,2 \cdot P_{\Sigma} = 1,2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{\text{ПП}}^3 \cdot \tau_{\text{MAX}} \cdot Z_n}{8 \cdot D_{\text{ПП}}}, \quad (25)$$

где $P_{\Sigma \text{MAX}}$ - усилие пружины при выключении сцепления, H ; τ_{MAX} - максимальное напряжение кручения, $Па$; $d_{\text{ПП}}$ - диаметр проволоки пружины, $м$; τ - напряжение кручения пружины, $Па$; Z_n - число нажимных пружин; $D_{\text{ПП}}$ - диаметр пружины, $м$.

Максимальное напряжение кручения составляет $[\tau_{\text{MAX}}] = 700 - 900 \text{ МПа}$.

Полный ход педали механического привода складывается из свободного хода педали, рабочего хода и упругих деформаций элементов привода. Полный ход педали гидравлического привода рассчитывается по формуле:

$$S_{\text{пед}} = S_{\text{св}} + S_p = \frac{\delta \cdot i_{\text{ПП}}}{i_p} + \Delta S \cdot i_{\text{ПП}}, \quad (26)$$

где $S_{\text{пед}}$ - полный ход педали привода сцепления, $м$; $S_{\text{св}}$ - свободный ход педали, $м$; S_p - рабочий ход педали, $м$; δ - зазор в механизме выключения (между муфтой и рычагами выключения), $м$; ΔS - ход нажимного диска, $м$; i_p - передаточное число рычагов выключения.

Величина зазора в механизме выключения:

- для сцеплений с периферийными цилиндрическими пружинами - $\delta = 1,5 - 2,0 \text{ мм}$;

- для сцеплений с центральной диафрагменной пружиной - $\delta = 3,5 - 4,0 \text{ мм}$.

Ход нажимного диска:

- для однодисковых сцеплений - $\Delta S = 1,5 - 2,0 \text{ мм}$;

- для двухдисковых сцеплений - $\Delta S = 2,4 - 2,8 \text{ мм}$.

Индивидуальное задание

Студент выбирает тот вариант задания, номер которого совпадает со списочным порядковым номером, указанным в списке группы по таблице 5.

Таблица 5 – Выбор модели транспортного средства

| № варианта | Модель АТС | № варианта | Модель АТС |
|------------|------------|------------|--------------|
| 0 | ГАЗ-33086 | 10 | УРАЛ-5557 |
| 1 | УАЗ-31512 | 11 | ГАЗ-3307 |
| 2 | ЗИЛ-433360 | 12 | ПАЗ-3205 |
| 3 | ГАЗ-2705 | 13 | УРАЛ-4320-01 |

| | | | |
|---|------------|----|-------------|
| 4 | КамАЗ-4308 | 14 | ЗИЛ-3250 |
| 5 | КрАЗ-6510 | 15 | МАЗ-4370 |
| 6 | КамАЗ-4310 | 16 | КамАЗ-5320 |
| 7 | ГАЗ-31029 | 17 | Богдан А069 |
| 8 | УРАЛ-63685 | 18 | ГАЗ-33104 |
| 9 | МАЗ-6430 | 19 | ПАЗ-3206 |

Таблица 6 – Сведения о моделях транспортного средства
ГАЗ-33086 «Земляк» **УАЗ-31512**



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 413/1500$
ЗИЛ-433360



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 168/2200-2500$
ГАЗ-2705



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 401,8/1800-2000$
КамАЗ-4308



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 220/2500$
КрАЗ-6510



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 905/1500$



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
 $H \cdot m / (мин^{-1}) - 883/1250-1450$

КамАЗ-4310



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 637/1600-1800
УРАЛ-63685

ГАЗ-31029



Максимальный крутящий момент, $M_{кр}$
Н·м/(мин⁻¹) – 182/2500
МАЗ-6430



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 1274/1100-1300
УРАЛ-5557



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 1870/1500
ГАЗ-3307



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 882/1100-1300



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 274,7/2250

ПАЗ-3205



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 284,5/2000-2500
ЗИЛ-3250



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 350/1300-1700
КамАЗ-5320



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 834/1200-1400
ГАЗ-33104



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 420/1400

УРАЛ-4320-01



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 637/1400-1700
МАЗ-4370



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 580/1500
Богдан А069



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 284/2000
ПАЗ-3206



Максимальный крутящий момент $M_{кр}$,
Н·м/(мин⁻¹) – 314/2250

РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Исходными данными для расчета коробки передач являются максимальный крутящий момент двигателя и передаточные числа коробки передач.

В процессе проектирования коробки передач выполняются следующие операции:

- расчет основных параметров коробки передач по базовому размеру;
- кинематический расчет (числа зубьев каждой пары зубчатых колес, удовлетворяющих ранее рассчитанным передаточным числам);
- статический расчет (расчет на прочность зубьев шестерен и колес, а также на прочность и жесткость валов, расчет шлицевых и шпоночных соединений; расчет подшипников и КПД);
- расчет элементов управления коробкой передач (выбор типа исполнительного механизма переключения передач и его привода, расчет синхронизаторов).

К основным размерам и параметрам коробки передач относятся: базовый размер (межосевое расстояние); длина, ширина, вес (масса), вместимость; параметры зубчатых колес.

Алгоритм расчета:

1. Определение числа степеней и передаточных чисел коробки передач на различных передачах [46]:

- выбор типа коробки передач;
- разработка кинематической схемы коробки передач.

2. Расчет и выбор массо-габаритных размеров коробки передач:

- межосевого расстояния (базового размера);
- параметров зубчатых колес и числа зубьев сопряженных пар зубчатых колес;
- объема картера (длины и ширины);
- диаметров валов, размеров и типов подшипников;
- КПД коробки передач.

3. Расчет момента на первичном валу и деталей коробки передач на прочность и жесткость:

- зубчатых колес на изгиб и контактную прочность зубьев;
- валов в опасных сечениях на изгиб и кручение, прогиб валов (вычерчивается расчетная схема, определяются реакции опор, максимальные изгибающие моменты в опасных сечениях);
- в подшипниках (определяются статическая, динамическая грузоподъемности или приведенной нагрузки, ресурс работы подшипника L_h в часах).

4. Расчет элементов управления:

- деталей синхронизаторов или зубчатых муфт (определяются конструктивные параметры синхронизаторов, время синхронизации, момент и работа трения и проводится проверочный расчет синхронизатора, а также определяется рабочая длина зубчатой муфты);
- деталей механизмов переключения.

РАСЧЕТ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ

Коробка передач – агрегат трансмиссии, предназначенный для преобразования крутящего момента и частоты вращения, развиваемых на коленчатом валу двигателя, для получения различных тяговых усилий на ведущих колесах при трогании автомобиля с места и его разгоне. Коробка передач служит также для обеспечения возможности движения автомобиля задним ходом и длительного отсоединения двигателя от трансмиссии при его пуске, на стоянке или при движении автомобиля накатом.

Классификация и требования к конструкции коробки передач подробно рассмотрены в [1, 2–4].

На современных автотранспортных средствах наибольшее распространение получили двух- и трехвальные ступенчатые коробки передач с шестернями постоянного зацепления. Для включения передач используют зубчатые муфты и синхронизаторы. Современные коробки передач имеют высокий КПД ($\eta = 0,96–0,98$) [2].

При рассмотрении конструкций коробок передач используется такое понятие, как «диапазон передаточных чисел коробки передач» – отношение передаточного числа низшей ступени коробки передач к передаточному числу высшей ступени. Величина диапазона [2] для:

- легковых автомобилей – $D = 3,0–4,5$;
- грузовых автомобилей – $D = 5,0–8,0$;
- АТС высокой проходимости и тягачей – $D = 10,0–20,0$.

Преимуществами двухвальных коробок передач (рис. 1, *а*) являются:

- 1) более простая конструкция;
- 2) низкий уровень шума;
- 3) высокий КПД на низших ступенях;
- 4) удобство компоновки;
- 5) возможность снижения массы.

К недостаткам можно отнести:

- 1) отсутствие прямой ступени (зубчатые колеса и подшипники постоянно под нагрузкой);
- 2) максимальное передаточное число первой ступени не выше $i_1 = 4,0–4,5$.

Преимуществами трехвальных коробок передач (рис. 1, *б*) являются:

- 1) наличие прямой передачи (при этом КПД максимален; зубчатые колеса, подшипники промежуточного вала нагрузку не воспринимают, что ведет к снижению их износа и уменьшению уровня шума);
- 2) две пары зубчатых колес в зацеплении позволяют получить большое передаточное число при малом межосевом расстоянии.

Недостатком является некоторое снижение КПД на промежуточных ступенях.

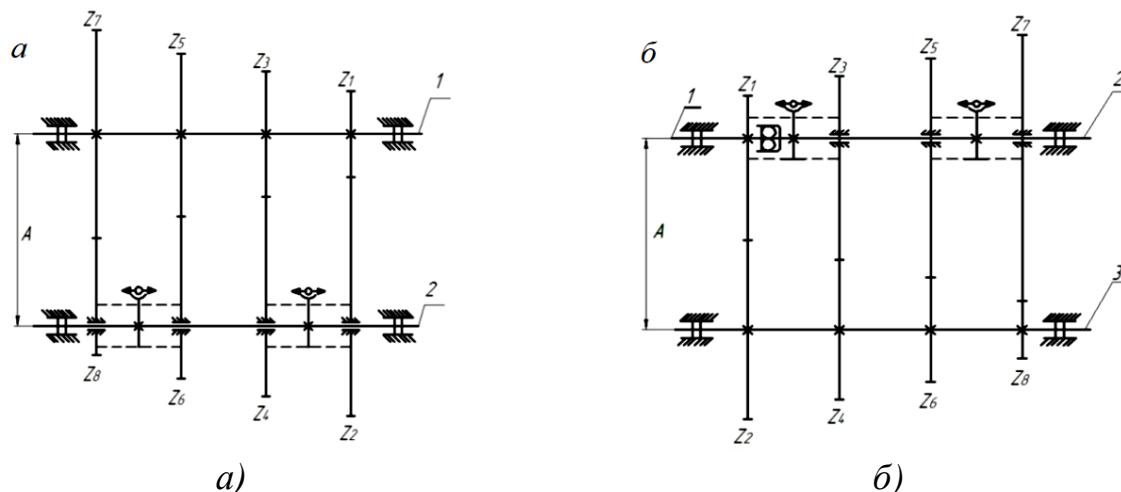


Рисунок 1 – Принципиальная кинематическая схема 4-х ступенчатой коробки передач:

а) 2-х вальной коробки передач; б) 3-х вальной коробки передач
 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – промежуточный вал

Двухвальные коробки передач применяют на переднеприводных автомобилях малого класса и заднеприводных – с поперечным расположением двигателя. Трехвальные коробки передач используют для легковых автомобилей, выполненных по классической схеме, грузовых автомобилей и автобусов.

1. Определение основных параметров коробки передач

После выбора схемы коробки передач определяют ее основные размеры. В первую очередь оценивается межосевое расстояние. Межосевое расстояние приближенно можно определить по формуле:

$$A = a \sqrt[3]{M_{eMAX}}, \quad (1)$$

где A - межосевое расстояние, мм; M_{eMAX} - максимальный крутящий момент двигателя, $H \cdot м$; a - коэффициент.

Величина коэффициента a зависит от типа транспортного средства [2]:

- для легковых автомобилей – $a = 14,5 - 16,0$;
- для грузовых автомобилей – $a = 17,0 - 19,5$;
- для транспортных средств с дизелями – $a = 20,5 - 21,5$.

Для коробок передач легковых автомобилей: $A = 65 - 80$ мм [4].

Для коробок передач грузовых автомобилей рекомендуется следующий рациональный ряд межосевых расстояний (табл. 1) [4].

Таблица 1

Рекомендуемые значения параметров коробки передач

| $M_{eMAX}, H \cdot м$ | 170 | 260 | 340-420 | 700-850 | 900-1150 |
|-----------------------|-----|-----|---------|---------|----------|
| $A, мм$ | 85 | 105 | 125 | 140 | 160 |
| Число ступеней | 4 | 5 | 5 | 5 | 10 |

Затем устанавливается нормальный модуль зубчатых колес. Нормальный модуль определяется из условий прочности на усталость или статической прочности при действии максимального момента.

При выборе модуля необходимо учитывать, что его уменьшение при увеличении ширины зубчатого венца зубчатых колес приводит к уменьшению уровня шума. Для уменьшения массы коробки передач следует увеличивать модуль путем уменьшения ширины венцов (при том же межосевом расстоянии).

Для грузовых автомобилей уменьшение уровня шума имеет меньшее значение, чем для легковых, и следует большее внимание уделять уменьшению массы зубчатых передач.

Нормальный модуль определяют по формуле:

$$m_H = \frac{d_0}{z}, \quad (2)$$

где m_H - нормальный модуль, m ; d_0 - диаметр начальной окружности, m ; z - число зубьев зубчатого колеса, $ед$.

Торцевой модуль рассчитывают по формуле:

$$m_z = \frac{d_0 \cdot \cos \beta}{z}, \quad (3)$$

где m_z - торцевой модуль, m ; β - угол наклона спирали зубьев, $град$.

Как правило, модуль принимается одинаковый для всех зубчатых колес коробки передач, что дает некоторые технологические преимущества. Величина модуля зависит от передаваемого момента и типа транспортного средства (табл. 2) [3].

Стандартные значения нормального модуля, мм [4]: $m_H = 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0$ и т. д. Большинство зубчатых колес в коробках передач выполняют косозубыми для уменьшения шума при работе и повышения прочности. При выборе угла наклона учитывают ряд факторов:

- необходимость обеспечения достаточного осевого перекрытия зубьев;
- ограничение осевой силы, действующей на подшипники валов;
- необходимость выдержать заданное межосевое расстояние;
- условие уравнивания осевых сил на промежуточном валу (для трехвальных коробок передач).

Таблица 2

Значения нормального модуля зубчатых колес коробок передач

| $M_{кр},$ $H \cdot м$ | $m_H, мм$ | Тип транспортного средства |
|--------------------------|-----------|---|
| 100-200 | 2,25-2,75 | Легковые автомобили особо малого и малого класса |
| 200-400 | 2,75-3,5 | Легковые автомобили среднего класса и грузовые малой грузоподъемности |
| 400-600 | 3,5-4,25 | Грузовые автомобили средней грузоподъемности |
| 600-800 | 4,25-5,0 | Грузовые автомобили большой грузоподъемности |
| 800-1000 | 5,0-6,0 | Первая передача в коробках передач грузовых автомобилей большой грузоподъемности при малом числе зубьев шестерни ($Z=12$) |

Угол наклона спирали зубьев [4]:

– для зубчатых колес двухвальных коробок передач легковых автомобилей – $\beta = 20^\circ - 25^\circ$;

– для зубчатых колес трехвальных коробок передач легковых автомобилей – $\beta = 22^\circ - 34^\circ$

– для зубчатых колес коробок передач грузовых автомобилей – $\beta = 18^\circ - 26^\circ$.

Рабочую ширину венцов зубчатых колес коробки передач можно определить из соотношения:

$$b = (5 - 8) \cdot m_H = (0,19 - 0,23) \cdot A, \quad (4)$$

где b - рабочая ширина венца зубчатого колеса, м.

При определении ширины венцов зубчатых колес следует учитывать, что при применении зубчатых колес большей ширины повышаются требования к жесткости валов коробки передач.

Число зубьев колес определяется по известному передаточному числу коробки передач (при условии равенства модулей). Так, например, для второй ступени трехвальной четырехступенчатой коробки передач (рис. 1, б):

$$i_2 = i_{II} \cdot i_{ПАРЫ} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_5}{Z_6}, \quad (5)$$

где i_{II} - передаточное число привода промежуточного вала; $i_{ПАРЫ}$ - передаточное число зубчатой пары второй ступени коробки передач.

В обозначении числа зубьев принято следующее - нечетные индексы относятся к ведущим зубчатым колесам, четные – к ведомым шестерням.

Число зубьев зубчатого колеса первичного вала $Z_1 = 17 - 27$ [4], передаточное число привода промежуточного вала $i_{II} = 1,6 - 2,5$ [1].

Задаваясь числом зубьев зубчатого колеса первичного вала и передаточным числом привода промежуточного вала, можно определить число зубьев шестерни привода промежуточного вала.

После этого необходимо проверить межосевое расстояние по числу зубьев:

$$A = \frac{m_H (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (6)$$

При определении числа зубьев необходимо учитывать, что нечетное число суммы зубьев передачи предпочтительнее, так как уменьшается возможность получения суммы чисел зубьев с общим множителем, что приводит к неравномерности износа зубьев.

Путем варьирования угла наклона спирали зубьев в заданных пределах необходимо добиться точного совпадения определяемого межосевого расстояния с вычисленным по формуле (1). В крайнем случае, можно изменять модуль зубчатых колес.

Передаточное число зубчатой пары можно определить из формулы (5):

$$i_{\text{ПАРЫ}} = \frac{i_2}{i_{\text{II}}} = \frac{Z_5}{Z_6}. \quad (7)$$

Число зубьев зубчатого колеса на ведомом валу можно рассчитать по формуле:

$$Z_6 = \frac{2 \cdot A \cdot \cos \beta'}{m_H (i_{\text{ПАРЫ}} + 1)}, \quad (8)$$

где β' – угол наклона спирали зубьев для данной зубчатой пары, град.

Затем находится число зубьев шестерни на промежуточном валу.

Далее необходимо проверить межосевое расстояние по числу зубьев рассчитанной зубчатой пары.

При расчетах необходимо помнить, что межосевое расстояние и число зубьев зубчатого колеса должны быть целыми числами.

После определения числа зубьев для каждой пары зубчатых колес необходимо уточнить передаточные числа коробки передач на каждой ступени.

Число зубьев шестерни первой передачи, располагающейся на промежуточном валу коробки передач, выбирается минимальным – $Z_3 = 13-17$ [2], что обуславливается применением шестерни первичного вала с достаточно большим диаметром (для размещения в ней подшипника вторичного вала).

Передаточное число пары зубчатых колес должно быть на низшей ступени не выше $i_{\text{ПАРЫ}} = 3,5 - 4,0$; на высшей не выше – $i_{\text{ПАРЫ}} = 0,6 - 0,8$ [5].

Для двухвальной коробки передач расчет ведется аналогично, однако, в формулах отсутствует передаточное число привода промежуточного вала и по формуле (8) определяется число зубьев зубчатых колес с нечетными индексами.

2. Расчет зубчатых колес коробки передач на прочность

При расчете коробки передач расчетный момент определяется по максимальному крутящему моменту двигателя. Расчет шестерен производится: на прочность – по напряжениям изгиба зубьев и на долговечность – по контактным напряжениям. В основу расчета положена зависимость Беляева – Герца для наибольших нормальных напряжений в зоне контакта, возникающих при сжатии двух цилиндров.

Напряжение изгиба рассчитывают по формуле:

$$\sigma_H = \frac{P}{b \cdot \pi \cdot m_H \cdot y}, \quad (9)$$

где σ_H - напряжение изгиба, Па; P - окружное усилие, Н; y - коэффициент формы зуба.

$$P = \frac{M_{eMAX} \cdot i_K^*}{r_0} = \frac{2 \cdot M_{eMAX} \cdot i_K^* \cdot \cos \beta}{m_H \cdot Z}, \quad (10)$$

где i_K^* - передаточное число до рассчитываемого зубчатого колеса; r_0 - радиус начальной окружности зубчатого колеса, м.

Коэффициент формы зуба приближенно определяют по формуле:

$$y = 0,154 - \frac{1,23}{Z} + \frac{3,33}{Z^2}. \quad (11)$$

Допускаемые напряжения изгиба зубьев приведены в таблице 3 [5].

Таблица 3

Допустимые напряжения изгиба зубьев

| Ступень | Допустимые напряжения изгиба зубьев, МПа | |
|--------------------|--|---------------------|
| | легковые автомобили | грузовые автомобили |
| Первая, задний ход | 350-400 | 500-900 |
| Высшие ступени | 180-350 | 150-400 |

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_{сж} = 0,418 \cdot \cos \beta \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} \pm \frac{1}{r_2} \right)}. \quad (12)$$

где $\sigma_{сж}$ – контактные напряжения, Па; E – модуль упругости 1-го рода, Па; α – угол зацепления шестерен, град.; r_1, r_2 – радиусы начальных окружностей шестерен в паре, м; «+» – для внешнего зацепления; «-» – для внутреннего зацепления.

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Угол зацепления шестерен – $\alpha = 20^\circ$ [5].

Допустимые напряжения сжатия приведены в таблице 4.

Таблица 4

Допустимые напряжения сжатия

| Ступень | Допустимые напряжения сжатия, МПа | |
|--------------------|---|---------------------|
| | Легковые автомобили и грузовые малой грузоподъемности | Грузовые автомобили |
| Первая, задний ход | 1500-2000 | 3000-4000 |
| Высшие ступени | 1000-1400 | 2000-2800 |

3. Расчет синхронизаторов

Наибольшее распространение на современных транспортных средствах получили инерционные конусные синхронизаторы (рис. 4.2), которые не допускают включения передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, создавая тем самым условия плавного и бесшумного ввода в зацепление ведущие и ведомые шестерни соответствующих передач.

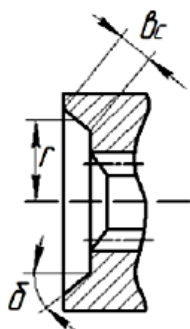


Рисунок 4.2 - Расчетная схема инерционного конусного синхронизатора

На современных автомобилях стремятся оснастить синхронизаторами все передачи коробок, исключая первую передачу и передачу заднего хода автомобиля.

Цель расчета синхронизатора – определение углов наклона конусов и блокирующих поверхностей, обеспечивающих соблюдение условия невключения передачи до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых деталей, а также момента трения и времени синхронизации.

При расчетах синхронизатора пренебрегают влиянием сопротивления масла на снижение частоты вращения зубчатых колес, так как оно при нормальном температурном режиме не оказывает существенного влияния на процесс синхронизации.

Предполагается также, что скорость автомобиля за время синхронизации не изменяется. Синхронизаторы принято оценивать по удельной работе буксования.

Удельную работу буксования рассчитывают по формуле:

$$l_c = \frac{L_c}{F_c}, \quad (13)$$

где l_c – удельная работа буксования, $\frac{\text{МДж}}{\text{м}}$; L_c – работа буксования при выравнивании угловых скоростей вала и установленного на нем зубчатого колеса, Дж; F_c – площадь поверхности трения синхронизатора, м^2 .

Работу буксования определяют по формуле:

$$L_c = J_{\text{пр}} \cdot \frac{\omega_e^2}{2} \left(\frac{1}{i_{k+1}} - \frac{1}{i_k} \right)^2, \quad (14)$$

где $J_{\text{пр}}$ – суммарный приведенный момент инерции, кгм; ω_e – расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении передач, с^{-1} ; i_k – передаточное число выключаемой передачи; i_{k+1} – передаточное число включаемой передачи.

При этом необходимо учитывать, что в пятиступенчатых коробках передач грузовых автомобилей синхронизированы высшие ступени, а первая передача и передача заднего хода включаются зубчатой муфтой. У коробок передач легковых автомобилей синхронизированы все ступени.

Для трехвальной коробки передач суммарный приведенный момент инерции можно определить следующим образом:

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{сц}} + J_{\text{вщ}} + J_{\text{к}}^{\text{вщ}} + (J_{\text{про}} \cdot \sum J_{\text{к}}^{\text{про}}) \cdot i_{\text{п}}^2 + \sum (J_{\text{к}}^{\text{вд}} \cdot i_{\text{к}}^2), \quad (15)$$

где $J_{\text{сц}}$ – момент инерции ведомого диска сцепления, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{вщ}}$ – момент инерции ведущего вала коробки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{к}}^{\text{вщ}}$ – момент инерции ведущей шестерни привода промежуточного вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{про}}$ – момент инерции промежуточного вала, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $\sum J_{\text{к}}^{\text{про}}$ – момент инерции шестерен постоянного зацепления на промежуточном валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; $J_{\text{к}}^{\text{вд}}$ – момент инерции зубчатого колеса на ведомом валу коробки передач, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для двухвальной коробки передач:

$$J_{\text{пр}} = J_{\text{сц}} + J_{\text{вщ}} + \sum J_{\text{к}}^{\text{вщ}} + \sum (J_{\text{к}}^{\text{вд}} \cdot i_{\text{к}}^2), \quad (16)$$

где $\sum J_{\text{к}}^{\text{вщ}}$ – суммарный момент инерции зубчатых колес на ведущем валу, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент инерции диска (шестерни, вала) относительно оси, проходящей через его центр и перпендикулярной плоскости его вращения, в общем случае можно определить по формуле:

$$J = \frac{1}{2}MR^2. \quad (17)$$

где J – момент инерции, $кг \cdot м^2$; M – масса диска, $кг$; R – радиус диска, $м$.

Для нахождения моментов инерции валов необходимо определить их размеры. Размеры валов коробок передач выбираются, исходя из условия обеспечения достаточной их жесткости.

Диаметр ведущего вала коробки передач приближенно определяют по формуле:

$$d_{ВЩ} = K \cdot \sqrt[3]{M_{eMAX}}, \quad (18)$$

где $d_{ВЩ}$ - диаметр ведущего вала, $мм$; K - коэффициент ($K = 4,0 - 4,6$) [7].

Из рекомендуемого отношения диаметра ведущего вала к его длине [4] можно найти длину вала:

$$\frac{d_{ВЩ}}{l_{ВЩ}} = 0,16 - 0,18. \quad (19)$$

где $l_{ВЩ}$ - длина ведущего вала, $мм$.

Диаметр ведомого и промежуточного валов в средней их части (валы ступенчатые) определяют по формуле:

$$d_{ВД(ПРОМ)} \approx 0,45 \cdot A. \quad (20)$$

где $d_{ВД(ПРОМ)}$ - диаметр ведомого (промежуточного) вала, $м$.

Отношения диаметров валов к их длинам для промежуточного и ведомого валов, соответственно [4]:

$$\frac{d_{ПРОМ}}{l_{ПРОМ}} = 0,16 - 0,18 \qquad \frac{d_{ВД}}{l_{ВД}} = 0,18 - 0,21$$

Длину ведущего вала двухвальной коробки передач приближенно рассчитывают по формуле:

$$l_{ВЩ} = (3,0 - 3,4) \cdot A + 0,1. \quad (4.21)$$

Расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении передач приведена в таблице 5 [7].

Таблица 5

Расчетная угловая скорость коленчатого вала двигателя при переключении передач

| Направление переключения передач | Расчетная угловая скорость, c^{-1} | | |
|----------------------------------|--------------------------------------|----------------------|------------------------|
| | Бензиновый двигатель | | Дизель |
| | легковой автомобиль | грузовой автомобиль | грузовой автомобиль |
| С низшей на высшую | $(0,6-0,7) \omega_N$ | $(0,7-0,8) \omega_N$ | $(0,75-0,85) \omega_N$ |
| С высшей на низшую | $(0,4-0,5) \omega_N$ | $(0,5-0,6) \omega_N$ | $(0,9-1,0) \omega_M$ |

Примечание: ω_N ; ω_M - угловая скорость коленчатого вала двигателя при максимальной мощности и максимальном крутящем моменте соответственно, c^{-1}

Площадь поверхности трения синхронизатора определяют по формуле:

$$F_c = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b_c, \quad (22)$$

где r – средний радиус поверхности трения конуса синхронизатора, m ; b_c – ширина кольца трения по образующей конуса, m .

Средний радиус поверхности трения рассчитывают по формуле:

$$r = \frac{M_T \cdot \sin \delta}{\mu \cdot S}, \quad (23)$$

где M_T – момент трения на поверхности конуса, $H \cdot M$; δ – половина угла при вершине конуса, $град.$; μ – коэффициент трения; S – осевая сила, H .

Момент трения на поверхности конуса рассчитывают по формуле:

$$M_T = \frac{J_{ПП} \cdot \omega_e \cdot \left(\frac{1}{i_{K+1}} - \frac{1}{i_K}\right)}{t_c}, \quad (24)$$

где t_c – время синхронизации, c .

Время синхронизации приведено в таблице 6 [7].

Таблица 6

Время синхронизации

| Передачи | Время синхронизации, c | |
|----------|--------------------------|---------------------|
| | Легковые автомобили | Грузовые автомобили |
| Низшие | 0,5-0,8 | 1,0-1,5 |
| Высшие | 0,15-0,3 | 0,3-0,8 |

Одним из важнейших конструктивных параметров синхронизатора является угол конусности поверхностей трения. Нижний предел половины угла конусности для пары «сталь – бронза» – $\delta = 6^0 - 12^0$ [6]. Из-за возможного заклинивания поверхностей трения половина угла конусности должна быть больше угла трения, который связан с коэффициентом трения зависимостью:

$$\operatorname{tg} \rho = \mu, \quad (25)$$

где ρ – угол трения, $град.$

Коэффициент трения для пары «сталь – бронза» – $\mu = 0,06 - 0,1$ [6].

Осевую силу определяют по формуле:

$$S = P_{Рыч} \cdot i_{Рыч}, \quad (26)$$

где $P_{Рыч}$ – усилие, прикладываемое водителем к рычагу коробки передач, H ; $i_{Рыч}$ – передаточное число рычага переключения передач (отношение хода рукоятки к ходу муфты).

Усилие, прикладываемое водителем к рычагу коробки передач [7]:

– для легковых автомобилей и автобусов – $P_{Рыч} = 60 H$;

– для грузовых автомобилей – $P_{Рыч} = 100 H$.

Передаточное число рычага переключения передач [7]:

– для легковых автомобилей – $i_{Рыч} = 2 - 5$;

– для грузовых автомобилей – $i_{Рыч} = 7 - 13$.

Ширину кольца трения по образующей конуса определяют по формуле:

$$b_c = \frac{M_T}{2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot r^2 \cdot [P_N]}, \quad (27)$$

где $[P_N]$ – допустимое давление на поверхность конуса, Па.

Допустимое давление – $[P_N] = 1,0 - 1,5$ МПа [7].

Допустимая удельная работа буксования [6]:

– для легковых автомобилей – $[l_C] = 0,03 - 0,1 \frac{\text{МДж}}{\text{м}}$;

– для грузовых автомобилей – $[l_C] = 0,05 - 0,4 \frac{\text{МДж}}{\text{м}}$.

Нижние пределы соответствуют высшим ступеням коробки передач, верхние – низшим.

ЛИТЕРАТУРА

1. Петров, Г.Г. Трансмиссия автомобилей (анализ конструкций, основы расчета) / Г.Г. Петров, Э.И. Удлер. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2008. – 255 с.
2. Пузанков, А.Г. Автомобили: Устройство автотранспортных средств / А.Г. Пузанков. – М. : Академия, 2005. – 560 с.
3. Приходько, В.М. Автомобильный справочник. – М. : Машиностроение, 2004. – 704 с.
4. Краткий автомобильный справочник НИИАТ. Грузовые автомобили. – 2004. – 667 с.
5. Солнцев, А.А. Основы конструкции современного автомобиля / А.А. Солнцев, А.М. Иванов, В.В. Гаевский. – М. : За рулем, 2012. – 336 с.

РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета карданной передачи является максимальный крутящий момент двигателя и передаточные числа коробки передач. Проводится, как правило, проверочный расчет карданной передачи. В процессе разработки карданной передачи выполняются следующие операции [44]:

- выбор кинематической и конструктивной схем и разработка конструкции карданной передачи;
- расчет и выбор основных параметров карданного вала;
- расчет деталей карданного вала на прочность.

Алгоритм расчета:

1. Разработка кинематической и конструктивной схем карданной передачи;
2. Расчет и выбор основных параметров карданного вала:
 - длины карданного вала (определяются максимальные частота вращения (критическая) и крутящий момент на низшей передаче, проводится выбор размеров наружного и внутреннего диаметров вала, определяется допустимая длина вала);
 - размеров карданного шарнира (проводится по ОСТ 37.001.086–76 «Шарниры карданные неравных угловых скоростей. Основные размеры и технические требования»);
 - типа и размеров шлицевого соединения (по ГОСТ 1139–80);
 - крестовины карданного вала (определяется расчетный крутящий момент на карданном валу условно сосредоточенной нормальной силы, действующей в середине шипа крестовины, напряжения изгиба и среза шипа);
 - вилки карданного вала (определяются напряжения изгиба и кручения в опасном сечении вилки);
 - игольчатых подшипников (определяются эквивалентный крутящий момент, радиальная нагрузка на подшипник, фактор качательного движения в подшипнике, поправочные коэффициенты и расчетный срок службы игольчатого подшипника);
 - трубы карданного вала (руководствуясь критической частотой вращения вала, определяют напряжение кручения и угол закручивания трубы).

РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Карданная передача – механизм трансмиссии автомобиля, состоящий из одного или нескольких карданных валов и карданных шарниров, предназначенный для передачи крутящего момента между агрегатами, оси валов которых не совпадают или могут изменять свое относительное положение при движении автомобиля. Классификация и требования к карданным передачам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

5.1. Расчет карданной передачи с шарнирами неравных угловых скоростей

При расчете карданных передач с шарнирами неравных угловых скоростей определяются параметры карданного вала, крестовины, вилок и подшипников карданного шарнира.

Расчет карданного вала

Для определения основных размеров карданного вала необходимо определить максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля. Максимальную частоту вращения карданного вала, соответствующую максимальной скорости автомобиля, рассчитывают по формуле:

$$n_{MAX} = n_N \cdot i_B \cdot K, \quad (1)$$

где n_{MAX} – максимальная частота вращения карданного вала, $мин^{-1}$; n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности, $мин^{-1}$; i_B – передаточное число высшей ступени коробки передач; K – коэффициент.

Значения коэффициента:

– для бензиновых двигателей без ограничителя максимальной частоты вращения коленчатого вала – $K = 1,2$;

– для дизелей и бензиновых двигателей с ограничителем максимальной частоты вращения коленчатого вала – $K = 1,0$.

Для определения основных размеров карданного вала необходимо также определить расчетный крутящий момент на карданном валу на низшей ступени коробки передач.

Расчетный крутящий момент на карданном валу определяют по формуле:

$$M_K = M_{eMAX} \cdot i_1, \quad (2)$$

где M_K – расчетный момент на карданном валу, $Н \cdot м$; i_1 – передаточное число первой ступени коробки передач.

После определения максимальной частоты вращения карданного вала и расчетного крутящего момента на карданном валу из таблицы 1 [7] выбирают соответствующие размеры сечений труб карданных валов.

Критическую частоту вращения карданного вала определяют по формуле:

$$n_{KP} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D_B^2 + d_B^2}}{L_B^2}, \quad (3)$$

где n_{KP} - критическая частота вращения карданного вала, мин^{-1} ; D_B - внешний диаметр карданного вала, м ; d_B - внутренний диаметр карданного вала, м ; L_B - длина карданного вала, м .

Расчетная критическая частота вращения карданного вала обычно превосходит действительное значение вследствие податливости опор, неточной балансировки вала, наличия зазоров в шлицевых соединениях. Опыт эксплуатации показал, что для удовлетворительной работы карданной передачи необходимо вводить коэффициент запаса по критической частоте вращения:

$$K = \frac{n_{KP}}{n_{MAX}} = 1,5 - 2,0. \quad (4)$$

Напряжение кручения трубчатого вала рассчитывают по формуле:

$$\tau_{KP} = \frac{M_K}{W_{KP}}, \quad (5)$$

где τ_{KP} - напряжение кручения трубчатого вала, Па ; W_{KP} - момент сопротивления сечения кручению, м^3 .

Момент сопротивления нестандартного сечения кручению рассчитывают по формуле:

$$W_{KP} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{16 \cdot D_B}. \quad (6)$$

Допустимые напряжения кручения [6]:

- для карданных валов легковых автомобилей - $[\tau_{KP}] = 25 - 55 \text{ МПа}$;
- для карданных валов грузовых автомобилей - $[\tau_{KP}] = 100 - 120 \text{ МПа}$.

На жесткость карданный вал рассчитывают по углу закручивания:

$$\theta = \frac{M_K \cdot L_B \cdot 180}{\pi \cdot J_{KP} \cdot G}, \quad (7)$$

где θ - угол закручивания карданного вала, град. ; J_{KP} - полярный момент инерции сечения, м^4 ; G - модуль упругости при кручении, Па .

Таблица 1

Размеры сечений труб карданных валов и их нагрузочная способность

| Размеры сечения | | Момент сопротивления сечения кручению, $см^3$ | Полярный момент инерции сечения, $см^4$ | Расчетный крутящий момент на карданном валу, $Н \cdot м$, при напряжении кручения | | Допустимая длина карданного вала, $см$, при максимальной частоте вращения | | |
|--------------------------|----------------------|---|---|--|-------------|--|-----------------|-----------------|
| внутренний диаметр, $мм$ | толщина стенки, $мм$ | | | 100-120 $МПа$ | 25-55 $МПа$ | 3000 $мин^{-1}$ | 4000 $мин^{-1}$ | 5000 $мин^{-1}$ |
| 45 | 2,5 | 8,44 | 21,10 | 844-1000 | 211-464 | 134 | 116 | 104 |
| 46 | 2,5 | 8,81 | 22,46 | 881-1050 | 220-484 | 137 | 119 | 106 |
| 55 | 2,0 | 9,87 | 29,13 | 977-1180 | 247-543 | 149 | 129 | 115 |
| 55 | 2,5 | 12,47 | 37,40 | 1247-1500 | 312-686 | 150 | 130 | 116 |
| 55 | 3,5 | 17,82 | 55,23 | 1783-2140 | 445-979 | 151 | 131 | 117 |
| 63 | 3,5 | 23,16 | 81,06 | 2316-2780 | 579-1273 | 161 | 139 | 125 |
| 66 | 2,0 | 14,12 | 49,43 | 1412-1700 | 353-776 | 162 | 140 | 126 |
| 71 | 1,6 | 12,97 | 48,11 | 1297-1560 | 324-712 | 168 | 145 | 130 |
| 71 | 1,8 | 14,63 | 54,57 | 1463-1750 | 366-805 | 168 | 146 | 130 |
| 71 | 2,0 | 16,3 | 61,14 | 1630-1950 | 407-895 | 168 | 146 | 130 |
| 71 | 2,1 | 17,15 | 64,48 | 1775-2060 | 429-943 | 169 | 146 | 131 |
| 71 | 2,2 | 17,99 | 67,83 | 1779-2180 | 450-990 | 169 | 147 | 131 |
| 71 | 2,5 | 20,54 | 78,05 | 2054-2460 | 513-1128 | 169 | 147 | 131 |
| 71 | 3,0 | 24,84 | 95,63 | 2484-2980 | 621-1366 | 170 | 147 | 132 |
| 82 | 2,5 | 27,26 | 118,60 | 2726-3280 | 621-1366 | 181 | 157 | 140 |
| 82 | 3,0 | 32,93 | 144,90 | 3293-3950 | 621-1366 | 182 | 158 | 141 |
| 82 | 3,5 | 38,67 | 172,10 | 3867-4640 | 621-1366 | 182 | 158 | 141 |
| 82 | 4,0 | 44,51 | 200,30 | 4451-5340 | 621-1366 | 183 | 159 | 141 |
| 94 | 3,5 | 50,51 | 255,10 | 5051-6050 | 621-1366 | 195 | 169 | 151 |
| 94 | 4,0 | 58,08 | 296,20 | 5808-6950 | 621-1366 | 195 | 169 | 151 |
| 100,5 | 6,0 | 101,5 | 571,00 | 10150-12200 | 621-1366 | 202 | 175 | 157 |
| 104 | 4,0 | 70,76 | 396,30 | 7076-8500 | 621-1366 | 205 | 178 | 159 |
| 104 | 4,5 | 80,03 | 452,20 | 8003-9600 | 621-1366 | 206 | 178 | 159 |
| 104 | 5,0 | 89,40 | 509,60 | 8940-10700 | 621-1366 | 206 | 17 | 160 |

Полярный момент инерции нестандартного сечения трубчатого вала определяют по формуле:

$$J_{KP} = \frac{\pi \cdot (D_B^4 - d_B^4)}{32}, \quad (8)$$

Модуль упругости при кручении – $G = 8,5 \cdot 10^4$ МПа [7]. Допустимый угол закручивания равен $[\theta] = 7^0 - 8^0$ на один метр длины [6].

5.2. Расчет крестовины карданного шарнира

Размеры крестовины карданного шарнира (рис. 1) определяют размеры всего карданного шарнира.

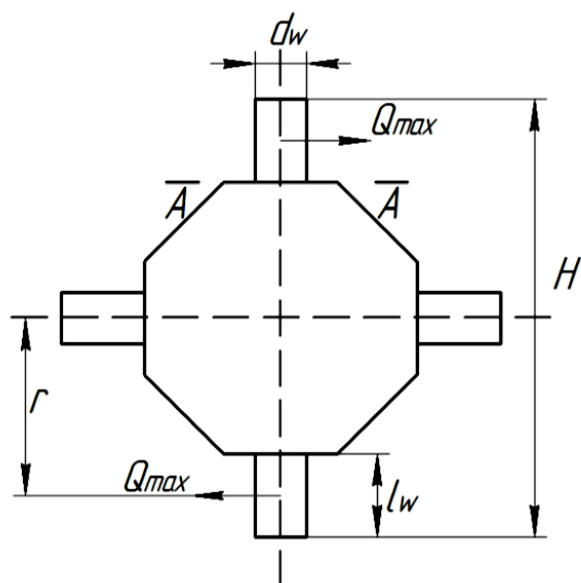


Рисунок 1 - Расчетная схема крестовины карданного шарнира

Размеры крестовины находят из условий, что крестовина не будет иметь остаточных деформаций под действием меньшей из величин максимального расчетного крутящего момента на карданном валу, определенного по двигателю или по сцеплению. Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по двигателю, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \cdot \sqrt[3]{M_K}, \quad (9)$$

где H – высота крестовины карданного шарнира по шипам, см.

Высоту крестовины карданного шарнира по шипам, исходя из максимального крутящего момента по сцеплению, определяют по формуле:

$$H = 1,57 \cdot \sqrt{\frac{85 \cdot G_{сц} \cdot r_k \cdot \varphi}{i_0}}, \quad (10)$$

где $G_{сц}$ – вес, приходящий на мост, к которому подводится крутящий момент через рассчитываемую карданную передачу, кН; φ – коэффициент сцепления; i_0 – передаточное число главной передачи.

Коэффициент сцепления принимают $\varphi = 0,85$ [7].

Определенная таким образом высота крестовины по шипам соответствует карданным шарнирам автомобилей с бензиновыми двигателями. Если крутящий момент передается от дизеля, то необходимо в подкоренное выражение формулы (9) добавить коэффициент, определенный из выражения (4). По определенной высоте крестовины из таблицы 2 [7] выбирают

соответствующий типоразмер карданного шарнира. Шипы крестовины карданного шарнира рассчитывают по напряжениям изгиба и среза.

Таблица 2

Основные размеры крестовин карданных шарниров
неравных угловых скоростей

| Размеры, мм | Типоразмер | | | | | | | | |
|----------------|------------|--------|--------------|---------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| | I | II | III | III | IV | V | VI | VII | VIII |
| H | 57,17 | 74,2 | 80,0 | 80,0 | 90,0 | 108,0 | 127,0 | 147,0 | 165,0 |
| $d_{ш}$ | 14,725 | 15,23 | 16,3 | 16,3 | 22,0 | 25,0 | 33,65 | 33,65 | 45,0 |
| H_1 | 64,260 | 55,0 | 60,0 | - | - | - | - | - | - |
| H_2 | - | - | - | - | 98,0 | 118,0 | 135,0 | 155,0 | 173,0 |
| B | 36,0 | 45,0 | 40,0 | 40,0 | 50,0 | 65,0 | 74,0 | 86,0 | 85,0 |
| D | 23,823 | 28,00 | 30,0 | 30,0 | 35,0 | 39,0 | 50,0 | 50,0 | 62,0 |
| Подшипник | 904902 | 704902 | 704702 К2 | Т04702 КУ2 | 804704 | 804805 | 804907 | 804707 | 804709 |
| $Z_{ш}$ | 22 | 22 | 29 | 20 | 26 | 29 | 38 | 38 | 50 |
| $D_{ш}$ | 2,4 | 2,5 | 2,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 | 3,0 |
| $l_{ш}$ | 10,0 | 12,5 | 13,8 | 13,5 | 18,0 | 18,1 | 18,0 | 24,0 | 24,0 |

Напряжение изгиба шипа в опасном сечении А–А определяют по формуле:

$$\sigma_{ш} = \frac{Q_{MAX} \cdot l_{ш}}{2 \cdot W_{ш}}, \quad (11)$$

где $\sigma_{ш}$ – напряжение изгиба шипа, Па; Q_{MAX} – максимальная нагрузка на шип крестовины, Н; $l_{ш}$ – длина шипа, м; $W_{ш}$ – момент сопротивления сечения шипа изгибу, м³.

При расчете максимальной нагрузки на шип крестовины принимают, что условно сосредоточенная сила действует в середине шипа.

Максимальную нагрузку на шип крестовины карданного шарнира рассчитывают по формуле:

$$Q_{MAX} = \frac{M_K}{2 \cdot r \cdot \cos \gamma}, \quad (12)$$

где r – плечо приложения максимальной нагрузки, м; γ – угол наклона осей карданной передачи, град.

Плечо приложения максимальной нагрузки (расстояние от центра крестовины до середины шипа) можно определить по формуле:

$$r = \frac{H_1 + H_2}{4}, \quad (13)$$

где H_1 , H_2 – расстояние между внутренними и наружными плоскостями вилки карданного шарнира, соответственно, м.

Угол наклона осей карданной передачи – $\gamma = 15^\circ - 20^\circ$ [4].

Высоту шипа можно приближенно принять равной длине иглы подшипника карданного шарнира.

Момент сопротивления сечения шипа изгибу определяют по формуле:

$$W_{III} = \frac{\pi \cdot d_{III}^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_{III}^3, \quad (14)$$

где d_{III} – диаметр шипа крестовины, м.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_H] = 250 - 300$ МПа [6].

Напряжение среза шипа крестовины определяют по формуле:

$$\tau = \frac{4 \cdot Q_{MAX}}{\pi \cdot d_{III}^2}, \quad (15)$$

где τ – напряжение среза шипа крестовины, Па.

Допустимые напряжения – $[\tau] = 60 - 80$ МПа [6].

5.3. Расчет вилки карданного шарнира

Вилка карданного шарнира (рис. 2) под действием максимальной нагрузки на шип крестовины испытывает изгиб и кручение.

Напряжение изгиба вилки рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{ИЗ} = \frac{Q_{MAX} \cdot c}{W_{ИЗ}}, \quad (16)$$

где $\sigma_{ИЗ}$ – напряжение изгиба, Па ; c – плечо изгиба, м ; $W_{ИЗ}$ – момент сопротивления сечения изгибу, м³.

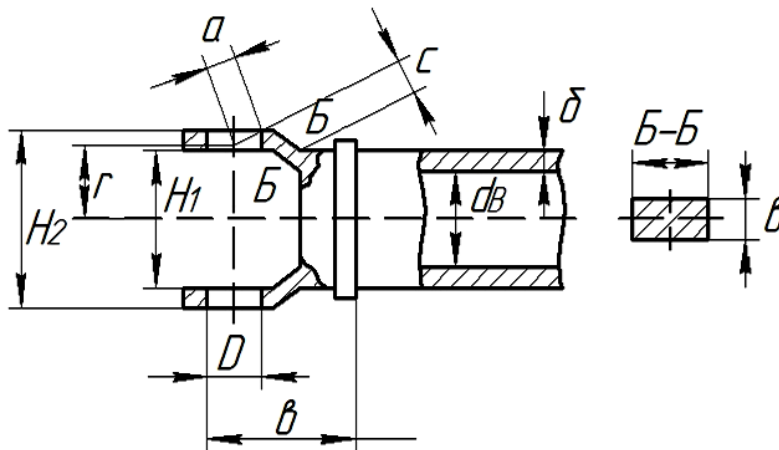


Рисунок 2 - Расчетная схема вилки карданного шарнира

Момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения определяют по формуле:

$$W_{ИЗ} = \frac{b \cdot h^2}{6}, \quad (17)$$

где b, h – соответственно, высота и ширина сечения вилки карданного шарнира, м.

Высоту сечения вилки можно принять равной длине иглы подшипника карданного шарнира.

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_{из}] = 60 - 80 \text{ МПа}$ [6].

Напряжение кручения вилки определяют по формуле:

$$\tau_{кр} = \frac{Q_{MAX} \cdot a}{W_{кр}}, \quad (18)$$

где $\tau_{кр}$ – напряжение кручения, Па; a – плечо кручения, м; $W_{кр}$ – момент сопротивления сечения кручению, м.

Момент сопротивления сечения кручению рассчитывают по формуле:

$$W_{кр} = k \cdot h \cdot b^2, \quad (19)$$

где k – коэффициент.

Данный коэффициент зависит от отношения ширины сечения вилки к его высоте (табл. 3) [6].

Таблица 3

Значения коэффициента

| $\frac{h}{b}$ | 1,0 | 1,5 | 1,75 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 10,0 |
|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| k | 0,208 | 0,231 | 0,239 | 0,246 | 0,258 | 0,267 | 0,282 | 0,312 |

Допустимые напряжения кручения – $\tau_{кр} = 120 - 150 \text{ МПа}$.

5.4. Расчет подшипников карданного шарнира

Игольчатые подшипники карданных шарниров рассчитывают по допустимой нагрузке.

Допустимую нагрузку на подшипник карданного шарнира определяют по формуле:

$$P_{доп} = 7900 \cdot \frac{Z_{и} \cdot l_{и} \cdot d_{и}}{\sqrt{i_{тр}} \cdot \text{tg} \gamma}, \quad (20)$$

где $P_{доп}$ – допустимая нагрузка на подшипник, Н; $Z_{и}$ – количество иглок в подшипнике; $l_{и}$ – длина иголки, см; $d_{и}$ – диаметр иголки, см; n_M – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном крутящем моменте двигателя, мин^{-1} ; $i_{тр}$ – передаточное число трансмиссии до рассчитываемой карданной передачи.

После расчета допустимой нагрузки необходимо проверить полученное значение на соответствие условию:

$$P_{доп} > Q_{MAX}.$$

5.5. Расчет карданной передачи с шарнирами равных угловых скоростей

Карданные шарниры равных угловых скоростей (синхронные) устанавливаются в приводе ведущих управляемых колес.

Расчетная схема синхронного карданного шарнира приведена на рисунке 3.

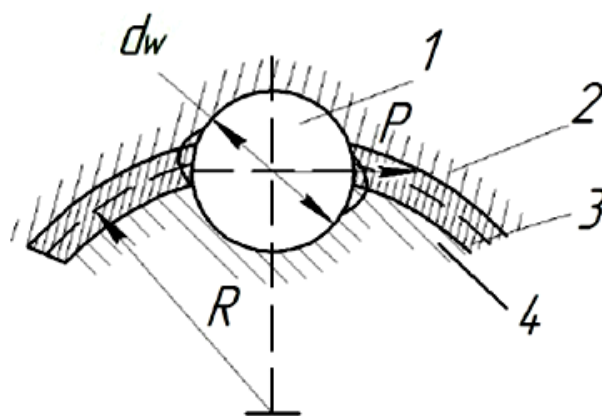


Рисунок 3 - Расчетная схема синхронного карданного шарнира:
 1 – шарик; 2 – наружная обойма; 3 – сепаратор; 4 – внутренняя обойма

Максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, определяют по формуле:

$$M_{\varphi} = G_k \cdot r_k \cdot \varphi, \quad (21)$$

где M_{φ} – максимальный момент по сцеплению, передаваемый шарниром, $H \cdot м$; G_k – вес, приходящийся на колесо, H ; r_k – радиус качения колеса, $м$; φ – максимальный коэффициент сцепления.

Максимальный коэффициент сцепления при расчете синхронных карданных шарниров принимается – $\varphi = 1,0$ [5].

По рассчитанному крутящему моменту из таблицы 4 [7] выбирают диаметр шарика шарнира равных угловых скоростей, а также наружный диаметр вала.

Таблица 4

Параметры синхронных карданных шарниров

| Параметр | Значение | | | |
|---|---------------|-------|------|-------|
| Расчетный крутящий момент, $H \cdot м$ | 1,37 | 2,20 | 4,50 | 7,75 |
| Диаметр шарика, $мм$ | 25,32 (25,50) | 29,50 | 40,0 | 42,86 |
| Максимальный диаметр вращения шарнира, $мм$ | 98 | 109 | 142 | 156 |
| Расстояние между наружными торцами, $мм$ | 96 | 109 | 134 | 144 |
| Наружный диаметр вала, $мм$ | 32,0 | 35,0 | 44,5 | 50,0 |
| Нагрузка на передний мост не более, $кН$ | 10,0 | 15,0 | 27,5 | 30,0 |

При расчете шариковых карданных шарниров с делительным механизмом число шариков должно быть четным.

Для обеспечения необходимой плавности работы и равномерного распределения нагрузок устанавливают шесть шариков, равномерно распределенных по окружности.

Допустимое окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$[\sigma_{II}] = 5100 \cdot \sqrt{\frac{P}{d_{III}^2}}, \quad (22)$$

где $[\sigma_H]$ – допустимое окружное усилие, Па; P – окружная сила, действующая на шарик, Н.

Окружную силу, действующую на шарик, определяют по формуле:

$$P = \frac{M_{eMAX} \cdot i_1}{6 \cdot R \cdot \cos \gamma}, \quad (23)$$

где R – радиус расположения шариков, м.

Размеры внутренней обоймы должны обеспечить надежную связь с ведущим валом, и это предопределяет радиус расположения шариков.

Соотношение между радиусом расположения шариков и их диаметрами, для обеспечения заданного срока службы рекомендуют определять по эмпирической зависимости [5]:

$$\frac{R}{d} = 1,71.$$

Карданный вал в приводе передних колес – цельнолитой. Поэтому рассчитывают его только по углу закручивания по формуле (5.6), при этом полярный момент инерции для сплошного сечения определяют по формуле:

$$J_{KP} = \frac{\pi \cdot D_B^4}{32}.$$

Длину карданного вала можно принять равной половине колеи передних колес.

РАСЧЕТ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходными данными для расчета главной передачи являются максимальный крутящий момент двигателя и передаточное число коробки передач. В процессе разработки главной передачи выполняются следующие операции:

- выбор кинематической и конструктивной схем главной передачи;
- выбор типа (коническая или цилиндрическая) зубчатой передачи, определение сил в зацеплениях;
- расчет валов главной передачи на прочность (по эквивалентным напряжениям) и жесткость; точность установки и перемещения зубчатых колес с предварительным натягом подшипников ведущего и ведомого валов и выбор подшипников;
- расчет отдельных деталей главной передачи: картера, втулок, болтов и т. п.

Алгоритм расчета:

1. Разработка конструктивной схемы главной передачи;

2. Выбор типа зубчатой передачи и расчет зубчатого зацепления:

– главной передачи на прочность (определяется расчетный крутящий момент); составляющих сил (окружной, осевой, радиальной), действующих в зубчатом зацеплении; опорных реакций; выполняется прочностной расчет зубчатого зацепления (по изгибным и контактным напряжениям);

– валов главной передачи (определяются моменты изгибающие и скручивающие валы, приведенные моменты, строятся эпюры; определяются опасные сечения, и рассчитываются напряжения изгиба и кручения в этих сечениях);

– подшипников валов главной передачи на динамическую грузоподъемность (для средних нагрузочных и скоростных режимов движения автомобиля).

6 РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ

Главная передача – механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Классификация и требования к главным передачам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

Расчетным моментом для АТС общего назначения для главной передачи служит передаваемый максимальный крутящий момент на первой ступени. Для полноприводных АТС за расчетный момент принимается момент по сцеплению, причем считается, что он распределен по мостам пропорционально весу.

6.1 Расчет цилиндрической главной передачи

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях.

Для обеспечения плавности зацепления число зубьев ведущей шестерни цилиндрической главной передачи не должно быть менее десяти.

По передаточному числу главной передачи определяют число зубьев ведомого колеса, а затем передаточное число главной передачи уточняют по числу зубьев.

После проведения данных расчетов проводят оценку межосевого расстояния цилиндрической главной передачи.

Расчет зубчатых колес главной передачи на прочность и долговечность производят по формулам для зубчатых колес коробки передач. При этом [6] допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_u] = 500 - 700 \text{ МПа}$; допустимые контактные напряжения – $[\sigma_{\text{к}}] = 1000 - 1200 \text{ МПа}$.

6.2 Расчет гипоидной главной передачи

Гипоидная главная передача (рис. 1) применяется как на легковых, так и на грузовых автомобилях при передаточном числе главной передачи менее шести.

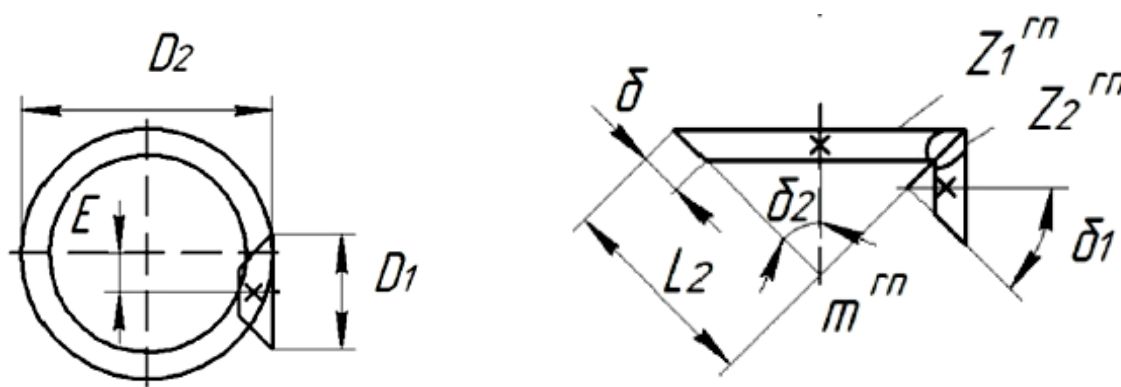


Рисунок 1 - Расчетная схема гипоидной главной передачи

Число зубьев шестерни гипоидной главной передачи выбирают в зависимости от передаточного числа главной передачи (табл. 1) [4].

Число зубьев шестерен гипоидной главной передачи

| | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|
| i_0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 |
| Z_1 | 15 | 12 | 9 | 7 | 6 |

Минимальное число зубьев шестерни [4]:

– для легковых автомобилей – $Z_1^{MIN} = 8 - 12$;

– для грузовых автомобилей – $Z_1^{MIN} = 5 - 11$.

При определении числа зубьев колеса и проверке передаточного числа гипоидной передачи по числу зубьев необходимо помнить, что для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число гипоидной главной передачи – не целое число.

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_H = \frac{P}{y \cdot b \cdot t_{H.CP.}} = \frac{M_p}{r_{CP} \cdot y \cdot b \cdot t_{H.CP.}}, \quad (1)$$

где P – окружное усилие, H ; y – коэффициент формы зуба; b – длина зуба по образующей конуса, m ; $t_{H.CP.}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса, m ; M_p – расчетный момент, $H \cdot M$; r_{CP} – средний радиус начального конуса зубчатого колеса, m .

Окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$P = \frac{M_p}{r_{CP}}. \quad (2)$$

Коэффициент формы зуба определяют исходя из эквивалентного приведенного числа зубьев:

$$Z_{ЭКВ} = \frac{Z}{\cos^3 \beta \cos \delta}, \quad (3)$$

где δ – половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес главной передачи, $град$.

Угол наклона спирали зубьев для ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно $\beta_1 = 45^\circ - 50^\circ$, $\beta_2 = 20^\circ - 30^\circ$ [6]. При этом отношение $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1,2 - 1,5$ (для главных передач грузовых автомобилей – большие значения). Следует учитывать, что увеличение угла спирали приводит к повышению осевых нагрузок.

Половину угла при вершине начального конуса определяют из выражения:

$$tg \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = i_0. \quad (4)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (5)$$

Однако для гипоидных передач должно выполняться условие: $\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$.

Длину зуба по образующей конуса можно приближенно определить по формуле:

$$b = 0,3 \cdot L_2, \quad (6)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, m .

Длину образующей конуса колеса рассчитывают по формуле:

$$L_2 = A \cdot \sqrt[3]{M_{eMAX} \cdot i_0}, \quad (7)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, mm ; A – коэффициент; M_{eMAX} – максимальный крутящий момент двигателя, $H \cdot m$.

Коэффициент для гипоидных передач – $A = 25$ [4].

Исходя из определенной по формуле (7) величины длины образующей конуса, можно оценить величину гипоидного смещения:

$$E = (0,2 - 0,4) \cdot L_2, \quad (8)$$

где E – гипоидное смещение, m .

Нормальный шаг в среднем сечении конуса определяют по формуле:

$$t_{H.CP.} = m_{H.CP.} \cdot \pi = t_s \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_{CP_2}} \cdot \sin \delta_2\right) \cdot \cos \beta_2, \quad (9)$$

где t_s – торцовый шаг по основанию начального конуса, m ; r_{CP_2} – средний радиус начального конуса ведомого зубчатого колеса, m .

Торцовый шаг по основанию начального конуса определяют по формуле:

$$t_s = m_s \cdot \pi, \quad (10)$$

где m_s – торцовый модуль, m .

Торцовый модуль рассчитывают по формуле:

$$m_s = \frac{L_2}{0,5 \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}. \quad (11)$$

Средний радиус начального конуса ведущей шестерни определяют по формуле:

$$r_{CP_1} = \frac{D_1 - b \cdot \sin \delta_1}{2}, \quad (12)$$

где D_1 – диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса, m .

Средний радиус начального конуса ведомого колеса определяют по формуле:

$$r_{CP_2} = \frac{D_2 - b \cdot \sin \delta_2}{2}, \quad (13)$$

где D_2 – диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса, m .

Диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса рассчитывают по формуле:

$$D_1 = m_s \cdot Z_1. \quad (14)$$

Диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса определяют по формуле:

$$D_2 = m_s \cdot Z_2. \quad (15)$$

Расчетный момент для ведущей шестерни рассчитывают по формуле:

$$M_{P_1} = M_{eMAX} \cdot i_1. \quad (16)$$

Расчетный момент для ведомого колеса определяют по формуле:

$$M_{P_2} = M_{eMAX} \cdot i_1 \cdot i_0. \quad (17)$$

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_H] = 500 - 700 \text{ МПа}$ [6].

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha}} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right), \quad (18)$$

где ρ_1, ρ_2 - радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно, m ; E - модуль упругости первого рода, Па .

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни определяют по формуле:

$$\rho_1 = \frac{r_{CP1}}{\cos^2 \beta_1 \cdot \cos \delta_1}. \quad (19)$$

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведомого колеса рассчитывают по формуле:

$$\rho_2 = \frac{r_{CP2}}{\cos^2 \beta_2 \cdot \cos \delta_2}. \quad (20)$$

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Угол зацепления шестерен [4]:

– для легковых автомобилей – $\alpha = 16^\circ$;

– для грузовых автомобилей – $\alpha = 20^\circ$.

Допустимые контактные напряжения – $[\sigma_K] = 1000 - 1200 \text{ МПа}$ [6].

6.3 Расчет двойной главной передачи

На грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, используют двойную главную передачу (рис. 2).

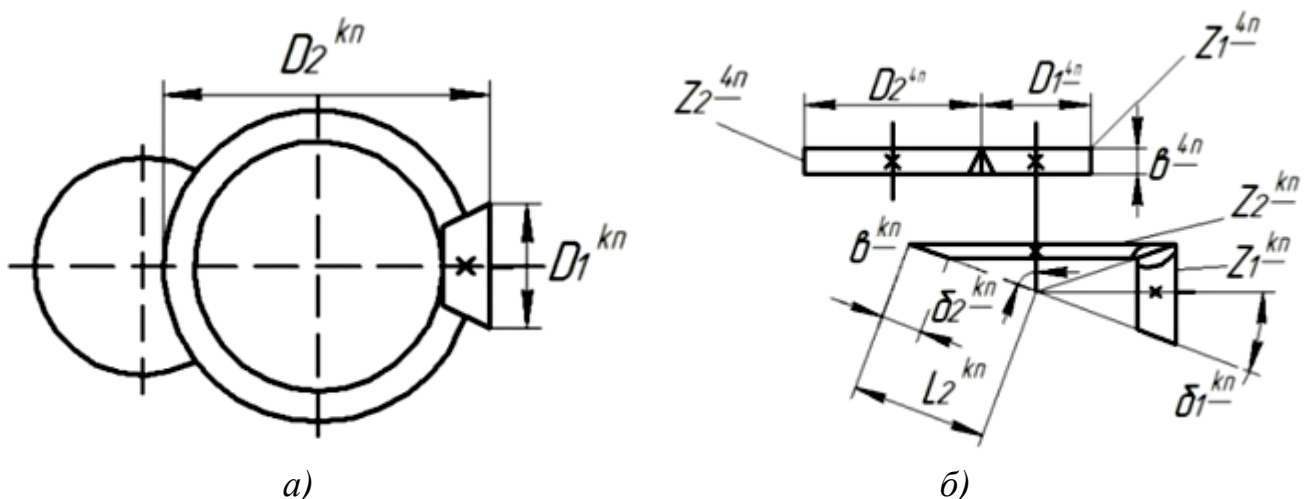


Рисунок 2 - Расчетная схема двойной главной передачи
а) ; б) кинематическая схема двойной главной передачи

Коническая шестерня установлена консольно, что требует применения особо жестких подшипников. Коническое колесо смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней. Угол наклона зубьев, направление

наклона выбираются так, чтобы уравновесить осевую силу в коническом колесе.

При разделении общего передаточного числа главной передачи между зубчатыми парами большее число имеет цилиндрическая пара, что дает возможность увеличить размеры конической шестерни, уменьшить осевую силу в зацеплении и повысить надежность конической пары.

Передаточное число конической пары принимают $i_{кп} = 1,7 - 2,7$ [5].

Шестерни конических главных передач имеют углы $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ - 45^\circ$; $\alpha = 16^\circ - 18^\circ$ [4]. Число зубьев колеса и шестерни конической пары не кратно, поэтому передаточное число главной передачи – не целое.

В зависимости от числа зубьев ведущей шестерни рекомендуется принимать следующие значения углов наклона спирали зубьев (табл. 2) [4].

Таблица 2

Углы наклона спирали зубьев

| Z_i | 5 | 6 | 7 и более |
|---------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| β | $42^\circ - 45^\circ$ | $40^\circ - 42^\circ$ | $35^\circ - 40^\circ$ |

Половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес конической главной передачи определяется по формулам для гипоидных передач, однако для конической передачи должно выполняться условие: $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$.

При расчете длины образующей конуса колеса вместо передаточного числа главной передачи в формулу (9) необходимо подставлять передаточное число конической пары, а коэффициент, необходимый для расчета, для конических передач $A = 30$ [4].

Ширину ведомой шестерни цилиндрической пары выбирают в зависимости от отношения окружного усилия к ее ширине, $\frac{KH}{m}$ (табл. 3) [4].

Таблица 3

Ширина ведомой шестерни цилиндрической пары двойной главной передачи

| Ступень | Тип транспортного средства | | |
|---------|----------------------------|---------------------|----------|
| | Легковой автомобиль | Грузовой автомобиль | Автобус |
| Первая | 800-900 | 1400-1500 | 900-1000 |
| Прямая | 300-500 | 250-300 | 200-250 |

Расчет зубчатых колес конической пары двойной главной передачи на прочность и долговечность производится по формулам для гипоидной передачи, с учетом отличий конической передачи от гипоидной передачи.

Расчет цилиндрической пары двойной главной передачи производится по формулам для цилиндрических главных передач.

РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛА

Исходными данными для расчета дифференциалов являются максимальный крутящий момент двигателя, передаточные числа коробки передач и главной передачи. В процессе разработки принятого варианта дифференциала выполняются следующие операции:

- расчет дифференциала с определением его КПД;
- расчет полуосевых шестерен и сателлитов;
- расчет на прочность крестовин.

Алгоритм расчета:

1. В зависимости от принятого дифференциала определить его коэффициент блокировки, предварительно рассчитав моменты на отстающем и забегающем колесах;
2. Определяются габаритные размеры дифференциала и КПД с моментами трения в дифференциале и его корпусе;
3. Рассчитываются шестерни и сателлиты дифференциала:
 - определяется окружная сила, действующая на один сателлит;
 - рассчитываются напряжения изгибов в зубьях шестерен и сателлитов;
4. Расчет крестовины сателлитов на прочность:
 - рассчитывается на смятие шип крестовины;
 - определяются напряжения среза шипа крестовины и сравниваются с допускаемыми.

РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛА

Дифференциал – механизм трансмиссии автомобиля, распределяющий подводимый к нему крутящий момент между выходными валами и обеспечивающий их вращение с неодинаковыми угловыми скоростями.

Классификация и требования к дифференциалам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

В зависимости от места установки дифференциалы могут быть межосевые (распределяющие крутящий момент между мостами) и межколесные (распределяющие крутящий момент между ведущими колесами).

По характеру распределения крутящего момента дифференциалы делятся на симметричные и несимметричные. На современных автомобилях наибольшее распространение получили симметричные конические дифференциалы (рис. 7.1). Такие дифференциалы, называемые часто простыми, применяются как на легковых, так и на грузовых автомобилях, причем как в качестве межколесных, так и в качестве межосевых.

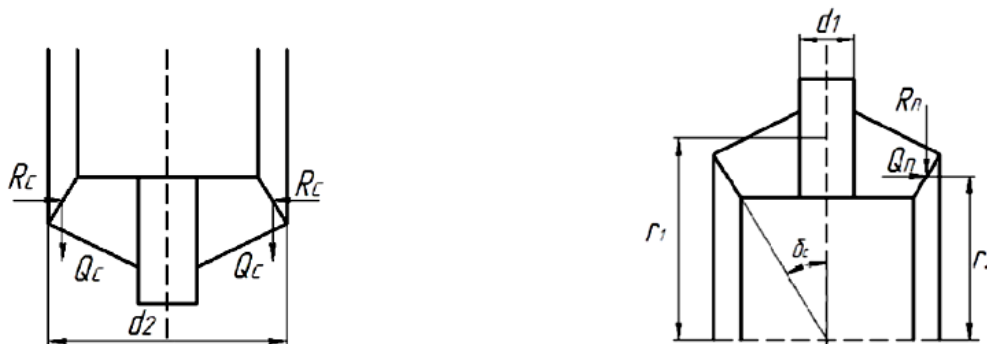


Рисунок 1 - Расчетная схема симметричного конического дифференциала

При выборе основных параметров зубчатых колес конических дифференциалов могут быть использованы данные таблицы 1 [7].

Таблица 1

Геометрические параметры конических дифференциалов

| Автомобиль | Число зубьев | | Внешний окружной модуль, мм | Конусное расстояние, мм | Угол профиля | Ширина венца, мм | Число сателлитов |
|-------------|--------------|----------|-----------------------------|-------------------------|--------------|------------------|------------------|
| | сателлитов | шестерен | | | | | |
| АЗ-968 | 10 | 20 | 3,50 | 39,13 | 20°30' | 11,0 | 2 |
| М-2140 | 10 | 14 | 4,13 | 35,53 | 22°30' | 12,6 | 2 |
| ВАЗ-2101 | 10 | 16 | 4,0 | 37,77 | 22°30' | 12,0 | 2 |
| ГАЗ-24 | 10 | 16 | 5,0 | 47,20 | 23°30' | – | 2 |
| УАЗ-469 | 10 | 16 | 4,75 | 44,90 | 22°30' | 35,0 | 4 |
| ГАЗ-53А | 11 | 22 | 5,75 | 62,62 | 22°30' | 21,0 | 4 |
| ЗИЛ-130 | 11 | 22 | 6,35 | 78,09 | 22°30' | 27,0 | 4 |
| Урал-375 Н | 11 | 22 | 6,35 | 78,09 | 20° | 27,0 | 4 |
| КамАЗ-5320 | 11 | 22 | 6,35 | 78,09 | 22°30' | 27,0 | 4 |
| МАЗ-5335 | 11 | 20 | 5,50 | 62,77 | 20° | 22,5 | 4 |
| КрАЗ-257 Б1 | 11 | 22 | 8,0 | 98,39 | 20° | 30,2 | 4 |
| БелАЗ-540А | 11 | 22 | 8,0 | 98,39 | 20° | 30,2 | 4 |
| БелАЗ-548А | 11 | 22 | 9,0 | 110,68 | 20° | 37,0 | 4 |

Сателлиты и полуосевые шестерни выполняются прямозубыми ($p = 0$). Число зубьев сателлитов и шестерен может быть как четным, так и нечетным, но по условиям сборки должно подчиняться условию:

$$\frac{2 \cdot Z_{ш}}{n_c} = K, \quad (1)$$

где $Z_{ш}$ – число зубьев полуосевой шестерни, *шт.*; n_c – число сателлитов, *шт.*; K – целое число.

Шип крестовины под сателлитом испытывает напряжения смятия и среза. Напряжения смятия рассчитывают по формуле:

$$\sigma = \frac{M_d}{r_1 \cdot d_1 \cdot l \cdot n_c}, \quad (2)$$

где σ – напряжения смятия шипа сателлита, *Па*; M_d – момент на корпусе дифференциала, *Н·м*; r_1 – радиус приложения осевой силы, действующей на ось сателлита, *м*; d_1 – диаметр оси сателлита (диаметр шипа крестовины), *м*; l – длина оси, на которой вращается сателлит, *м*.

Момент на корпусе дифференциала определяют по формуле:

$$M_d = M_{eMAX} \cdot i_1 \cdot i_0 \quad (3)$$

Радиус приложения осевой силы, действующий на ось сателлита, определяют по формуле:

$$r_1 = 0,5 \cdot m_s \cdot Z_{ш}, \quad (4)$$

где m_s – внешний окружной модуль, *м*.

Диаметр шипа крестовины рассчитывают по формуле:

$$d_1 = \sqrt{\frac{M_d}{n_c \cdot r_1 \cdot P_{доп.с.}}}, \quad (5)$$

где $P_{доп.с.}$ – допустимое давление между шипами и сателлитами, *Па*.

Допустимое давление между шипами и сателлитами [7]:

– для легковых автомобилей – $P_{доп.с.} = 80 \text{ МПа}$;

– для грузовых автомобилей – $P_{доп.с.} = 100 \text{ МПа}$.

Длина оси, на которой вращается сателлит, может быть приближенно определена по формуле:

$$l = 1,5 \cdot b \cdot \cos \delta_c, \quad (6)$$

где b – ширина зубчатого венца сателлита, *м*; δ_c – половина угла начального конуса сателлита, *град*.

Половина угла начального конуса сателлита рассчитывают по формуле:

$$\delta_c = \arctg \frac{Z_c}{Z_{ш}}, \quad (7)$$

где Z_c – число зубьев сателлита, *шт.*

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma] = 50 - 60 \text{ МПа}$ [6].

Напряжение среза оси сателлита определяют по формуле:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_d}{\pi \cdot r_1 \cdot d_1^2 \cdot n_c}, \quad (8)$$

где τ – напряжение среза оси сателлита, *Па*.

Допустимые напряжения среза – $[\tau] = 100 - 120$ *МПа* [6].

Радиальные силы в симметричном дифференциале уравниваются, осевые воспринимаются корпусом дифференциала.

Торцы сателлитов рассчитывают на смятие под действием осевой силы.

Осевую силу определяют по формуле:

$$Q_c = \frac{M_d}{2 \cdot r_2 \cdot n_c}, \quad (9)$$

где Q_c – осевая сила, действующая на торец сателлита, *Н*; r_2 – радиус приложения окружной силы в зацеплении, *м*.

Угол зацепления – $\alpha = 20^\circ$ [7].

Радиус приложения окружной силы в зацеплении при расчетах можно принять равным радиусу приложения осевой силы, действующей на ось сателлита.

Напряжение смятия торца сателлита рассчитывают по формуле:

$$\sigma_c = \frac{8 \cdot Q_c}{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}, \quad (10)$$

где σ_c – напряжение смятия торца сателлита, *Па*; d_2 – диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, *м*.

Диаметр торцевой поверхности сателлита, воспринимающей осевую нагрузку, определяют по формуле:

$$d_2 = m_s \cdot Z_c. \quad (11)$$

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_c] = 10 - 20$ *МПа* [6].

Торцы полуосевых шестерен рассчитывают на смятие под действием осевой силы, действующей на полуосевую шестерню.

Осевую силу, действующую на полуосевую шестерню, определяют по формуле:

$$Q_{II} = \frac{M_d}{2 \cdot r_2 \cdot n_c} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_c, \quad (12)$$

где Q_{II} – осевая сила, действующая на полуосевую шестерню, *Н*.

Напряжение смятия торца полуосевой шестерни рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{Q_{II} \cdot n_c}{\pi \cdot (r_3^2 - r_4^2)}, \quad (13)$$

где σ_{II} – напряжение смятия торца полуосевой шестерни, *Па*; r_3 , r_4 – наименьший и наибольший радиусы торцевой поверхности шестерни, воспринимающей осевую нагрузку, соответственно, *м*.

Наибольший радиус торцевой поверхности шестерни может быть принят равным радиусу приложения осевой силы, действующий на ось сателлита.

Наименьший радиус торцовой поверхности шестерни приближенно может быть определен по формуле:

$$r_4 = 1,5 \cdot r_{\Pi/O}, \quad (14)$$

где $r_{\Pi/O}$ – радиус полуоси, м.

Минимальные диаметры полуосей приведены в таблице 2 [7].

Допустимые напряжения смятия – $[\sigma_{II}] = 40 - 70 \text{ МПа}$ [6].

При повороте число оборотов сателлита на оси не превышает $n = 20 - 30 \text{ мин}^{-1}$. Поэтому расчет на износ не обязателен. Число оборотов резко возрастает при буксовании, однако, этот случай не характерен для нормальных условий эксплуатации.

Таблица 7.2

Минимальные диаметры полуосей

| Автомобиль | ВАЗ-2101 | М-2140 | ГАЗ-24 | ГАЗ-53А | МАЗ-500А | УРАЛ-375Н | ЗИЛ-130 | КрАЗ-257 | БелАЗ-540А |
|-----------------------|----------|--------|--------|---------|----------|-----------|---------|----------|------------|
| $d_{MIN}, \text{ мм}$ | 21,6 | 24,0 | 27,5 | 42,0 | 42,0 | 48,0 | 48,0 | 58,0 | 58,0 |

Нагрузку на зубья сателлитов и полуосевых шестерен определяют из условия, что окружная сила распределена поровну между всеми сателлитами и каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Расчетный момент на сателлите и на полуосевой шестерне, рассчитывают по формуле:

$$M_P = M_C = M_{ш} = \frac{2 \cdot M_D}{2 \cdot n_C}, \quad (15)$$

Расчет зубьев сателлитов по напряжениям изгиба производят по формулам для конических главных передач. При этом допустимые напряжения изгиба составляет $[\sigma_{II}] = 500 - 800 \text{ МПа}$ [6].

РАСЧЕТ МОСТОВ

Исходными данными для расчета ведущих мостов являются максимальный крутящий момент двигателя, передаточные числа коробки передач и главной передачи. В ведущем мосту подлежат расчету балка моста (подрамник) и полуоси (привод к ведущим колесам).

В процессе разработки мостов автомобиля выполняются следующие операции:

- прочностной расчет балок управляемых и ведущих мостов;
- расчет полуосей при различных условиях нагружения;
- расчет действующих усилий (напряженного состояния) и подбор подшипников

для отдельных элементов моста.

Алгоритм расчета балок мостов и полуосей колес:

- сил и моментов, действующих на мосты (при условии действия максимальной силы тяги на колеса, передачи поперечных сил, соответствующих максимальному сцеплению колес с опорной поверхностью);

- на прочность балок управляемых мостов (приводится расчетная схема, определяются силы и моменты, действующие на мост, строится эпюра моментов; рассчитываются на прочность поворотные кулаки и шкива, и шкворни; подбираются подшипники колес);

- на прочность балок ведущих мостов (приводится расчетная схема; определяются силы и моменты, действующие на мост; строится эпюра моментов при различных условиях нагружения, подбираются подшипники ступиц колес);

- полуоси (приводится расчетная схема; определяются действующие напряжения и рассчитываются полуоси при различных условиях нагружения: полуразгруженной, на три четверти разгруженной, разгруженной).

6 РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПЕРЕДАЧ

Главная передача – механизм трансмиссии автомобиля, преобразующий крутящий момент и расположенный перед ведущими колесами автомобиля.

Классификация и требования к главным передачам подробно рассмотрены в [2, 5–7].

Расчетным моментом для АТС общего назначения для главной передачи служит передаваемый максимальный крутящий момент на первой ступени. Для полноприводных АТС за расчетный момент принимается момент по сцеплению, причем считается, что он распределен по мостам пропорционально весу.

6.1 Расчет цилиндрической главной передачи

Цилиндрическая главная передача применяется при поперечном расположении двигателя в переднеприводных автомобилях.

Для обеспечения плавности зацепления число зубьев ведущей шестерни цилиндрической главной передачи не должно быть менее десяти.

По передаточному числу главной передачи определяют число зубьев ведомого колеса, а затем передаточное число главной передачи уточняют по числу зубьев.

После проведения данных расчетов проводят оценку межосевого расстояния цилиндрической главной передачи.

Расчет зубчатых колес главной передачи на прочность и долговечность производят по формулам для зубчатых колес коробки передач. При этом [6] допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_u] = 500 - 700 \text{ МПа}$; допустимые контактные напряжения – $[\sigma_{\text{H}}] = 1000 - 1200 \text{ МПа}$.

6.2 Расчет гипоидной главной передачи

Гипоидная главная передача (рис. 1) применяется как на легковых, так и на грузовых автомобилях при передаточном числе главной передачи менее шести.

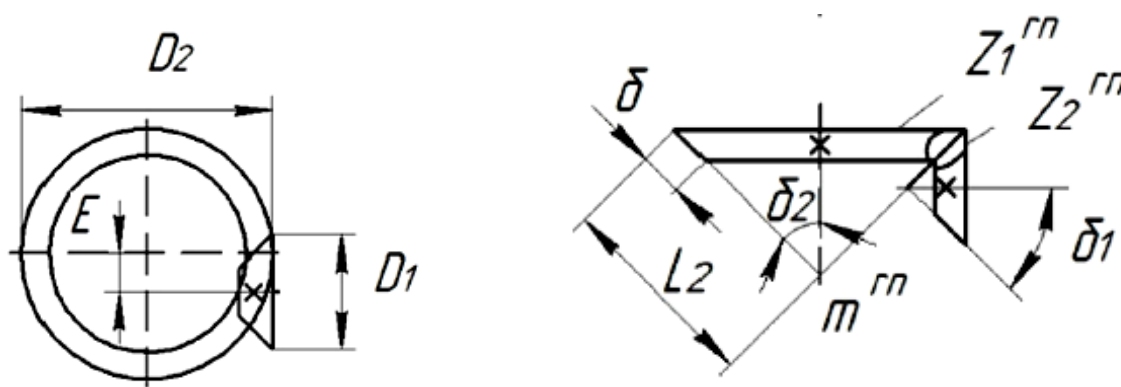


Рисунок 1 - Расчетная схема гипоидной главной передачи

Число зубьев шестерни гипоидной главной передачи выбирают в зависимости от передаточного числа главной передачи (табл. 1) [4].

РАСЧЕТ ПОЛУОСЕЙ

Передача крутящего момента от межколесного дифференциала к ведущим колесам в зависимости от конструкции подвески, а также от того, управляемые колеса или нет, осуществляется с помощью цельных валов-полуосей или карданных передач с синхронными шарнирами. Полуоси применяются в приводе ведущих неуправляемых колес при зависимой подвеске.

Классификация и требования к полуосям рассмотрены в [2, 5–7].

При расчетах полуосей используются следующие нагрузочные режимы:

- 1) передача максимальной силы тяги;
- 2) экстренное торможение;
- 3) занос;
- 4) переезд через неровности с учетом динамических нагрузок.

На режиме передачи максимальной силы тяги учитываются следующие нагрузки.

Меньший из максимальных крутящих моментов (по двигателю или по сцеплению). Максимальный крутящий момент по двигателю определяют по формуле:

$$M_{\text{д}} = M_{\text{еМАХ}} \cdot i_1 \cdot i_0 \cdot i_{\text{ДН}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \frac{(1 + K_{\delta 1}) \cdot (1 + K_{\delta 2}) \cdot (1 + K_{\delta 3})}{2 \cdot \alpha}, \quad (1)$$

где $M_{\text{д}}$ – максимальный крутящий момент по двигателю, $H \cdot м$; $i_{\text{ДН}}$ – передаточное число дополнительной коробки на низшей ступени (учитывается в том случае, если в трансмиссии установлена дополнительная коробка); K_{δ} – коэффициент блокировки дифференциала; α – число симметричных дифференциалов в трансмиссии.

Коэффициент блокировки [7]:

– для дифференциалов легковых автомобилей – $K_{\delta} = 0,05 - 0,1$;

– для дифференциалов грузовых автомобилей – $K_{\delta} = 0,1 - 0,15$.

Максимальный крутящий момент по сцеплению определяют по формуле:

$$M_{\varphi} = \frac{M_i \cdot g \cdot \varphi_{\text{МАХ}} \cdot r_{\text{д}} \cdot m_{\text{ВЕД}}}{2}, \quad (2)$$

где M_{φ} – максимальный крутящий момент по сцеплению, $H \cdot м$; M_i – сцепная масса (масса, приходящаяся на ведущий мост), кг; $m_{\text{ВЕД}}$ – коэффициент динамического изменения нормальных реакций на ведущих колесах.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{\text{Zi}} = \frac{M_i \cdot g \cdot m_{\text{ВЕД}}}{2}, \quad (3)$$

где R_{Zi} – нормальная реакция, H .

Продольную реакцию определяют по формуле:

$$R_{\text{Xi}} = \frac{M_{\text{д}}}{r_{\text{д}}}, \quad (4)$$

где R_{Xi} – продольная реакция, H .

$$R_{\text{Xi}} = R_{\text{Zi}} \cdot \varphi_{\text{МАХ}}. \quad (5)$$

Из двух определенных нормальных реакций для дальнейших расчетов принимается меньшая.

На режиме экстренного торможения учитывается нормальная и продольная реакции.

Нормальную реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{Zi\tau} = \frac{M_i \cdot g \cdot m_{BED\tau}}{2}, \quad (6)$$

где индекс τ означает, что данный параметр используется при экстренном торможении.

Продольные реакции определяют по формуле:

$$R_{Zi\tau} = i_{\tau} \cdot \varphi_{MAX}. \quad (7)$$

Нормальная реакция на режиме заноса определяется по формуле:

$$R_{Zi} = \frac{M_i \cdot g}{2} \cdot \left(1 \pm \frac{2 \cdot h_D \cdot \varphi_{yMAX}}{B}\right), \quad (8)$$

где h_D – высота центра масс, м; φ_{yMAX} – коэффициент сцепления в поперечном направлении; B – колея ведущих колес, м; «+» – внутренняя полуось (в сторону заноса); «-» – внешняя полуось.

Коэффициент сцепления в поперечном направлении – $\varphi_{yMAX} = 0,9 - 1,0$ [8].

Боковую реакцию определяют по формуле:

$$R_{Yi} = R_{Zi} \cdot \varphi_{yMAX}, \quad (9)$$

где R_{Yi} – боковая реакция, Н.

На режиме переезда через неровности с учетом динамических нагрузок, динамическую реакцию рассчитывают по формуле:

$$R_{ZiD} = \frac{M_i \cdot g}{2} \cdot K_D, \quad (10)$$

где R_{ZiD} – динамическая реакция, Н; K_D – коэффициент динамичности.

Коэффициент динамичности [7]:

- для легковых автомобилей – $K_D = 1,5 - 1,75$;
- для грузовых автомобилей – $K_D = 1,8 - 2,0$;
- для АТС повышенной проходимости – $K_D = 2,0 - 2,5$.

8.1. Расчет полуразгруженных полуосей

Полуразгруженные полуоси (рис. 1) воспринимают в вертикальной плоскости нормальную и боковую реакции опорной поверхности и изгибающие моменты от этих реакций; в горизонтальной плоскости – продольную реакцию и изгибающий момент от этой реакции. Полуось разгружена от осевой нагрузки и тормозного момента при торможении рабочим тормозом. Такая полуось имеет наиболее простую конструкцию ступицы и применяется на легковых автомобилях.

Опасное сечение – место установки подшипника.

На режиме передачи максимальной силы тяги приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле:

$$\sigma_{II} = \sqrt{\frac{R_{Zi}^2 \cdot b^2 + R_{Xi}^2 \cdot b^2 + M_{PACЧ}^2}{0,1 \cdot d_{II/O}^3}}, \quad (11)$$

где σ_{II} – приведенные напряжения изгиба и кручения, Па; b – плечо изгиба, м; $d_{II/O}$ – диаметр полуоси, м.

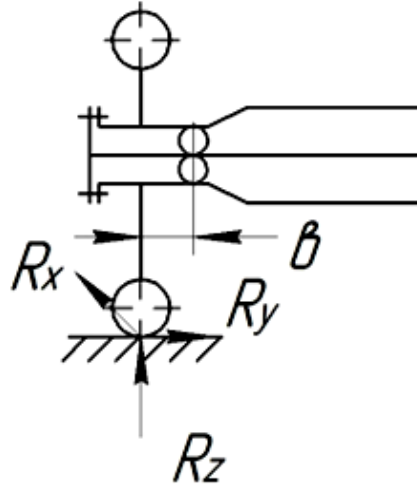


Рисунок 1 - Схема полуразгруженной полуоси

Плечо изгиба определяется как расстояние между плоскостями, проходящими через центр опорной площадки колеса и через центр опорного подшипника. Плечо изгиба можно принять – $b = 42$ мм.

На режиме торможения приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{b \sqrt{R_{Zi\tau}^2 + R_{Xi\tau}^2}}{0,1 \cdot d_{II/O}^3} = \frac{R_{Zi\tau} \cdot b \cdot \sqrt{1 + \varphi_{MAX}^2}}{0,1 \cdot d_{II/O}^3}. \quad (12)$$

На режиме заноса приведенные напряжения изгиба и кручения рассчитывают по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{M_i \cdot g \cdot b}{0,2 \cdot d_{II/O}^3} \left(1 \pm \frac{2 \cdot h_D \cdot \varphi_{yMAX}}{B}\right). \quad (13)$$

Высота центра масс для легковых автомобилей принимается равной статическому радиусу колеса.

На режиме динамических нагрузок приведенные напряжения изгиба и кручения определяют по формуле:

$$\sigma_{II} = \frac{R_{ZiD} \cdot b}{0,1 \cdot d_{II/O}^3}. \quad (14)$$

Допустимые приведенные напряжения – $[\sigma_{II}] = 600 - 800$ МПа [6].

Расчет по углу закручивания полуразгруженных полуосей ведется аналогично расчету валов карданных передач с синхронными шарнирами. При этом расчетным моментом служит меньший из моментов (по двигателю или по сцеплению).

Длина полуоси определяется аналогично длине карданного вала в карданной передаче с синхронными шарнирами.

Допустимые значения угла закручивания – $[\theta]=9^{\circ}-15^{\circ}$ на метр длины полуоси [6].

Меньшее значение угла закручивания характеризует повышенную жесткость, большее значение – склонность к колебаниям и резонансным явлениям.

8.2. Расчет полностью разгруженных полуосей

Полностью разгруженная полуось (рис. 2) нагружается только крутящим моментом, передаваемым от дифференциала на ведущие колеса или тормозным моментом при торможении трансмиссионным тормозом. Такой тип полуосей применяется на грузовых автомобилях.

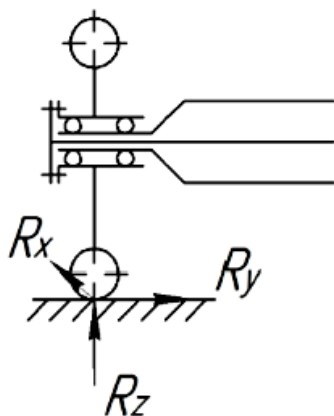


Рисунок 2 - Схема полностью разгруженной полуоси

Расчет полностью разгруженных полуосей ведется только на кручение, при этом расчетным моментом является максимальный момент по двигателю:

$$\tau = \frac{M_{д}}{0,2 \cdot d_{п/о}^3}, \quad (15)$$

где τ – напряжения кручения, Па.

Допустимые напряжения кручения – $[\tau]=500-600$ МПа [4].

Расчет по углу закручивания полностью разгруженной полуоси ведется аналогично.

Число зубьев шестерен гипоидной главной передачи

| | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|-----|-----|
| i_0 | 2,5 | 3,0 | 4,0 | 5,0 | 6,0 |
| Z_1 | 15 | 12 | 9 | 7 | 6 |

Минимальное число зубьев шестерни [4]:

– для легковых автомобилей – $Z_1^{MIN} = 8 - 12$;

– для грузовых автомобилей – $Z_1^{MIN} = 5 - 11$.

При определении числа зубьев колеса и проверке передаточного числа гипоидной передачи по числу зубьев необходимо помнить, что для улучшения приработки зубьев число зубьев колеса и шестерни не кратно, поэтому передаточное число гипоидной главной передачи – не целое число.

Напряжения изгиба определяют по формуле:

$$\sigma_H = \frac{P}{y \cdot b \cdot t_{H.CP.}} = \frac{M_p}{r_{CP} \cdot y \cdot b \cdot t_{H.CP.}}, \quad (1)$$

где P – окружное усилие, H ; y – коэффициент формы зуба; b – длина зуба по образующей конуса, m ; $t_{H.CP.}$ – нормальный шаг в среднем сечении конуса, m ; M_p – расчетный момент, $H \cdot M$; r_{CP} – средний радиус начального конуса зубчатого колеса, m .

Окружное усилие рассчитывают по формуле:

$$P = \frac{M_p}{r_{CP}}. \quad (2)$$

Коэффициент формы зуба определяют исходя из эквивалентного приведенного числа зубьев:

$$Z_{ЭКВ} = \frac{Z}{\cos^3 \beta \cos \delta}, \quad (3)$$

где δ – половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес главной передачи, $град$.

Угол наклона спирали зубьев для ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно $\beta_1 = 45^\circ - 50^\circ$, $\beta_2 = 20^\circ - 30^\circ$ [6]. При этом отношение $\frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} = 1,2 - 1,5$ (для главных передач грузовых автомобилей – большие значения). Следует учитывать, что увеличение угла спирали приводит к повышению осевых нагрузок.

Половину угла при вершине начального конуса определяют из выражения:

$$tg \delta_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = i_0. \quad (4)$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (5)$$

Однако для гипоидных передач должно выполняться условие: $\delta_1 + \delta_2 < 90^\circ$.

Длину зуба по образующей конуса можно приближенно определить по формуле:

$$b = 0,3 \cdot L_2, \quad (6)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, m .

Длину образующей конуса колеса рассчитывают по формуле:

$$L_2 = A \cdot \sqrt[3]{M_{eMAX} \cdot i_0}, \quad (7)$$

где L_2 – длина образующей конуса колеса, mm ; A – коэффициент; M_{eMAX} – максимальный крутящий момент двигателя, $H \cdot m$.

Коэффициент для гипоидных передач – $A = 25$ [4].

Исходя из определенной по формуле (7) величины длины образующей конуса, можно оценить величину гипоидного смещения:

$$E = (0,2 - 0,4) \cdot L_2, \quad (8)$$

где E – гипоидное смещение, m .

Нормальный шаг в среднем сечении конуса определяют по формуле:

$$t_{H.CP.} = m_{H.CP.} \cdot \pi = t_s \cdot \left(1 - \frac{b}{2 \cdot r_{CP_2}} \cdot \sin \delta_2\right) \cdot \cos \beta_2, \quad (9)$$

где t_s – торцовый шаг по основанию начального конуса, m ; r_{CP_2} – средний радиус начального конуса ведомого зубчатого колеса, m .

Торцовый шаг по основанию начального конуса определяют по формуле:

$$t_s = m_s \cdot \pi, \quad (10)$$

где m_s – торцовый модуль, m .

Торцовый модуль рассчитывают по формуле:

$$m_s = \frac{L_2}{0,5 \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}. \quad (11)$$

Средний радиус начального конуса ведущей шестерни определяют по формуле:

$$r_{CP_1} = \frac{D_1 - b \cdot \sin \delta_1}{2}, \quad (12)$$

где D_1 – диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса, m .

Средний радиус начального конуса ведомого колеса определяют по формуле:

$$r_{CP_2} = \frac{D_2 - b \cdot \sin \delta_2}{2}, \quad (13)$$

где D_2 – диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса, m .

Диаметр ведущей шестерни по образующей начального конуса рассчитывают по формуле:

$$D_1 = m_s \cdot Z_1. \quad (14)$$

Диаметр ведомого колеса по образующей начального конуса определяют по формуле:

$$D_2 = m_s \cdot Z_2. \quad (15)$$

Расчетный момент для ведущей шестерни рассчитывают по формуле:

$$M_{P_1} = M_{eMAX} \cdot i_1. \quad (16)$$

Расчетный момент для ведомого колеса определяют по формуле:

$$M_{P_2} = M_{eMAX} \cdot i_1 \cdot i_0. \quad (17)$$

Допустимые напряжения изгиба – $[\sigma_H] = 500 - 700 \text{ МПа}$ [6].

Контактные напряжения определяют по формуле:

$$\sigma_K = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{P \cdot E}{b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right)}, \quad (18)$$

где ρ_1, ρ_2 - радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни и ведомого колеса, соответственно, m ; E - модуль упругости первого рода, Па .

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведущей шестерни определяют по формуле:

$$\rho_1 = \frac{r_{CP1}}{\cos^2 \beta_1 \cdot \cos \delta_1}. \quad (19)$$

Радиус кривизны по поверхности зубьев ведомого колеса рассчитывают по формуле:

$$\rho_2 = \frac{r_{CP2}}{\cos^2 \beta_2 \cdot \cos \delta_2}. \quad (20)$$

Модуль упругости 1-го рода – $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Угол зацепления шестерен [4]:

– для легковых автомобилей – $\alpha = 16^\circ$;

– для грузовых автомобилей – $\alpha = 20^\circ$.

Допустимые контактные напряжения – $[\sigma_K] = 1000 - 1200 \text{ МПа}$ [6].

6.3 Расчет двойной главной передачи

На грузовых автомобилях и автобусах, когда необходимо обеспечить передачу большого крутящего момента при соответственно большом передаточном числе, используют двойную главную передачу (рис. 2).

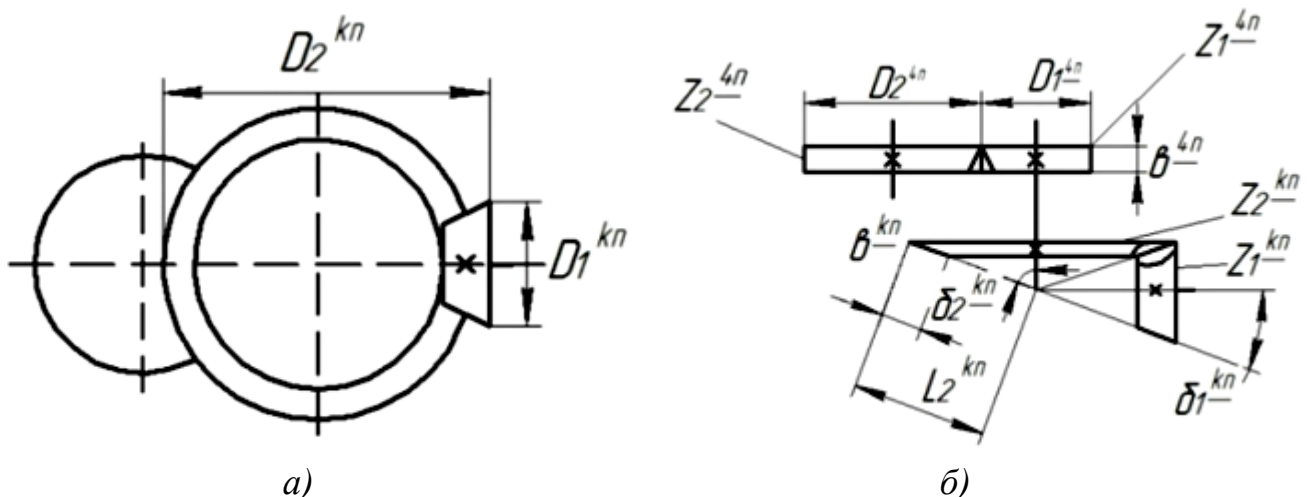


Рисунок 2 - Расчетная схема двойной главной передачи
а) ; б) кинематическая схема двойной главной передачи

Коническая шестерня установлена консольно, что требует применения особо жестких подшипников. Коническое колесо смонтировано на одном валу с косозубой цилиндрической шестерней. Угол наклона зубьев, направление

наклона выбираются так, чтобы уравновесить осевую силу в коническом колесе.

При разделении общего передаточного числа главной передачи между зубчатыми парами большее число имеет цилиндрическая пара, что дает возможность увеличить размеры конической шестерни, уменьшить осевую силу в зацеплении и повысить надежность конической пары.

Передаточное число конической пары принимают $i_{кп} = 1,7 - 2,7$ [5].

Шестерни конических главных передач имеют углы $\beta_1 = \beta_2 = 30^\circ - 45^\circ$; $\alpha = 16^\circ - 18^\circ$ [4]. Число зубьев колеса и шестерни конической пары не кратно, поэтому передаточное число главной передачи – не целое.

В зависимости от числа зубьев ведущей шестерни рекомендуется принимать следующие значения углов наклона спирали зубьев (табл. 2) [4].

Таблица 2

Углы наклона спирали зубьев

| Z_i | 5 | 6 | 7 и более |
|---------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|
| β | $42^\circ - 45^\circ$ | $40^\circ - 42^\circ$ | $35^\circ - 40^\circ$ |

Половина угла при вершине начального конуса зубчатых колес конической главной передачи определяется по формулам для гипоидных передач, однако для конической передачи должно выполняться условие: $\beta_1 + \beta_2 = 90^\circ$.

При расчете длины образующей конуса колеса вместо передаточного числа главной передачи в формулу (9) необходимо подставлять передаточное число конической пары, а коэффициент, необходимый для расчета, для конических передач $A = 30$ [4].

Ширину ведомой шестерни цилиндрической пары выбирают в зависимости от отношения окружного усилия к ее ширине, $\frac{KH}{m}$ (табл. 3) [4].

Таблица 3

Ширина ведомой шестерни цилиндрической пары двойной главной передачи

| Ступень | Тип транспортного средства | | |
|---------|----------------------------|---------------------|----------|
| | Легковой автомобиль | Грузовой автомобиль | Автобус |
| Первая | 800-900 | 1400-1500 | 900-1000 |
| Прямая | 300-500 | 250-300 | 200-250 |

Расчет зубчатых колес конической пары двойной главной передачи на прочность и долговечность производится по формулам для гипоидной передачи, с учетом отличий конической передачи от гипоидной передачи.

Расчет цилиндрической пары двойной главной передачи производится по формулам для цилиндрических главных передач.

РАСЧЕТ ТОРМОЗА И ТОРМОЗНЫХ ПРИВОДОВ

В процессе разработки тормозов и тормозных приводов автомобиля выполняются следующие операции:

- выбор типа и основных размеров тормозного механизма и его привода;
- определение выходных параметров, обеспечивающих требуемую эффективность тормозной системы и устойчивость автомобиля при его торможении;
- прочностной расчет отдельных деталей тормозного механизма и его привода.

Алгоритм расчета:

1. Выбор типа и основных размеров тормозного механизма и его приводов:

- составление схемы сил, действующих на автомобиль при его торможении;
- выбор типа тормозного механизма и его привода;
- определение основных размеров тормозного механизма (по ОСТ 37001.016–70, ГОСТ 158353–70).

2. Определение выходных параметров тормозной системы:

- суммарного тормозного момента автомобиля и суммарных тормозных моментов по осям автомобиля;
- сил, действующих в тормозном механизме;
- удельной работы трения тормозного механизма и сравнительная оценка ее с допустимой величиной.

3. Расчет отдельных деталей тормозного механизма и его привода:

- тормозного барабана (выбор типа конструкции);
- определение теплостойкости и сравнительная оценка ее кинетической энергии, превращаемой в теплоту тормозными механизмами;
- разжимного устройства (выбор типа и расчет);
- привода (составляется расчетная схема привода и на ее основе определяется усилие на педали управления и ее рабочий ход).

РАСЧЕТ ПОДВЕСКИ

В процессе разработки подвески автомобиля выполняются следующие операции:

- выбор типа подвески и определение ее типов кинематических параметров;
- расчет упругих элементов подвески и направляющего устройства;
- построение эпюры изгибающих моментов, действующих в подвеске.

Алгоритм расчета:

1. Выбор типа подвески и определение ее параметров:

- выбор типа подвески;
- разработка кинематической и расчетной схем выбранного типа подвески;
- расчет нагрузок, приходящих на оси (по известным координатам центра тяжести и полной массе автомобиля);
- расчет статических нагрузок, приходящихся на упругий элемент подвески;
- разработка расчетной схемы упругого элемента подвески;
- расчет нагрузок, приходящихся на упругий элемент подвески;
- расчет нагрузок, приходящихся на упругий элемент подвески в режиме разгона и торможения автомобиля.

2. Расчет упругих элементов подвески и направляющего устройства:

- листовых рессор (нагрузок на рессору; длины, ширины и толщины рессор; числа листов и высоты пакета, момента инерции и момента сопротивления центрального сечения рессоры; коэффициентов прогиба и формы рессоры; расчетного прогиба; среднего напряжения, показателя напряженного состояния; номинальной, удельной и теоретической массы рессоры; коэффициента использования металла);
- витых пружин (основных геометрических параметров, напряжения в витках и упругой характеристики)[4];
- направляющего устройства (основных параметров и напряжения в устройстве).

3. Построение эпюр изгибающих моментов, действующих в подвеске:

- определение реакций опор в подвеске и изгибающих моментов;
- построение эпюр изгибающих моментов;
- определение опасных сечений и расчет возникающих в них напряжений.

РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

В процессе разработки рулевого управления выполняются следующие операции:

- кинематический расчет рулевого управления;
- силовой расчет рулевого управления;
- прочностной расчет отдельных деталей рулевого управления.

Алгоритм расчета:

1. Определение кинематических параметров рулевого управления:

- углов поворота управляемых колес;
- передаточных чисел рулевого механизма, его привода и рулевого управления в целом;
- параметров рулевой трапеции.

2. Определение сил, действующих в рулевом управлении:

- силы, необходимой для поворота управляемых колес на месте;
- силы, развиваемой усилителем (если они имеются);
- силы на рулевом колесе (с усилителем или без него).

3. Прочностной расчет и выбор размеров отдельных деталей рулевого управления:

- определение момента на рулевом валу и выбор диаметра рулевого вала (ОСТ 37.001.062–75);
- рулевого вала на кручение и жесткость;
- рулевого механизма (пары зубчатого зацепления: ролик-червяк, рейкасошка и т. п.);
- сошки на изгиб и кручение;
- шарниров, рычагов и тяг по контактным напряжениям (размеры шаровых пальцев должны соответствовать ОСТ 37.001.233–80);
- продольных и поперечных тяг на устойчивость.