

Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Севастопольский государственный университет»



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к практическим занятиям

по дисциплине «Проектирование автомобилей и тракторов»

для студентов всех форм обучения

специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические
средства»

Севастополь
2015

УДК 629.113

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Проектирование автомобилей и тракторов»/ А.А. Ветрогон, А.П. Фалалеев; С.В. Огрызков., В.В. Мешков – Севастополь: Изд-во СевГУ, 2015. – 46 с.

Целью методических указаний является оказание помощи студентам при выполнении практических занятий по курсу «Проектирование автомобилей и тракторов». Излагаются основные теоретические сведения, порядок выполнения и требования к оформлению отчетов.

Методические указания предназначены для студентов специальности 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства» всех форм обучения.

Методические рекомендации рассмотрены и утверждены на заседании кафедры «Автомобильный транспорт».

СОДЕРЖАНИЕ

1. Практическое занятие №1. Расчет механизма сцепления.....	4
2. Практическое занятие №2. Расчет механической коробки перемены передат 9	
3. Практическое занятие №3. Расчет карданной передачи	15
4. Практическое занятие №4. Расчет главной передачи, дифференциала и привода ведущих колес.....	18
5. Практическое занятие №5. Расчет подвески	27
6. Практическое занятие №6. Расчет рулевого управления.....	33
7. Практическое занятие №7. Расчет тормозной системы	39
Список использованной литературы.....	46

1. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №1. РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА СЦЕПЛЕНИЯ

Цель занятия – изучить методику расчета механизма сцепления.

1.1. Теоретический раздел

Механизм сцепления предназначен для временного отключения трансмиссии от двигателя, с целью переключения передач, осуществления торможения.

Выбрав и обосновав конструкцию сцепления, чертят его кинематическую схему (рисунок 1.1).

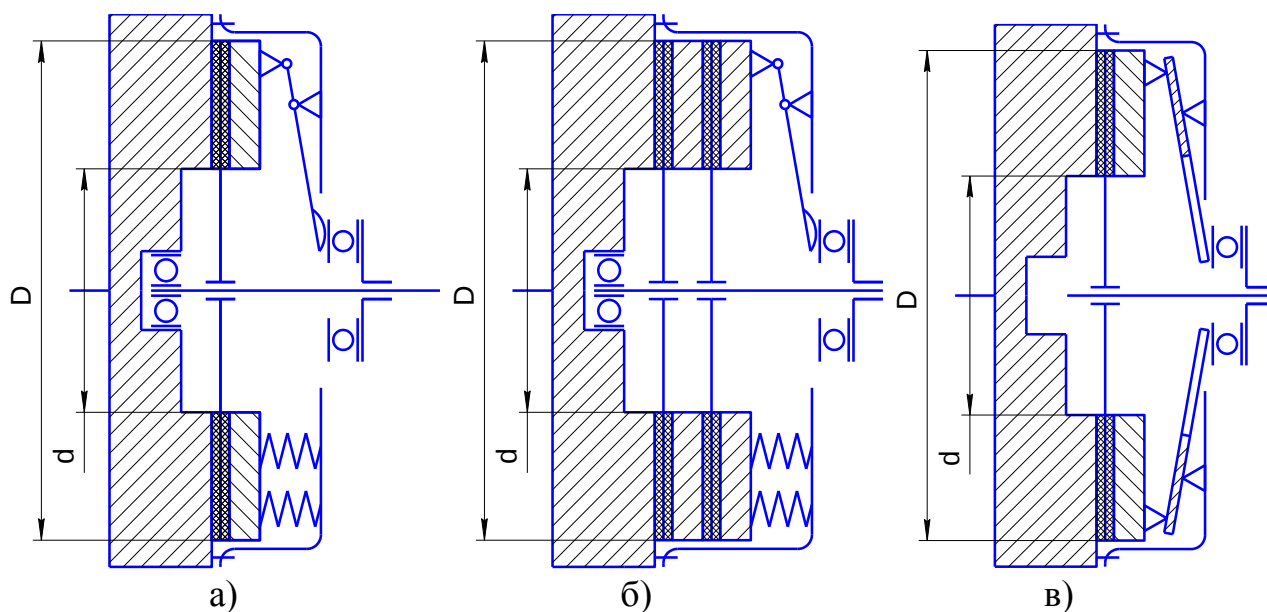


Рисунок 1.1 - Кинематические схемы фрикционных сцеплений: а, б – многопружинные с периферийным размещением пружин (а – однодисковые, б – двухдисковые); в – однопружинные с диафрагменной пружиной

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

$$R_{cp} = 3 \sqrt{\frac{\beta M_{k \max}}{2\pi P_0 \mu z k}}, \quad (1.1)$$

где $\beta = 1,75 \dots 2,2 = 1,5$ – коэффициент запаса зацепления;

$M_{k \max}$ – максимальное значение крутящего момента двигателя, Нм;

$P_0 = 0,15 \dots 0,3$ МПа – давление на фрикционную накладку;

$\mu = 0,25 \dots 0,35$ – коэффициент трения фрикционных поверхностей;

z – количество поверхностей трения (у однодисковых $z = 2$, у двухдисковых $z = 4$);

$k = b / R_{cp} = 0,375 \dots 0,63$ – коэффициент ширины фрикционной накладки. С повышением $M_{k \max}$ значение k увеличивается;

$b = kR_{cp}$ – ширина фрикционной накладки.

Внешний диаметр фрикционной накладки $D = 2R_{cp} + b$. Вычисленную величину D округляют согласно с ГОСТ 1786-88 (таблица 1.1)

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

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

$$R_{cp} = \frac{D_\delta + d}{4}. \quad (1.2)$$

Нормальная сила, что действует на поверхности трения

$$P_H = \frac{\beta M_{k \max}}{\mu R_{cp} Z}. \quad (1.3)$$

Таблица 1.1 – Выдержка из ГОСТ 1786-88

Размеры накладок, мм		Толщина δ , мм	давление на фрикционную накладку P_0 , МПа	Тип накладки	Допустимая температура нагрева °С	
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...1.25	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	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
400	220	4.2	0.14...0.30	1	200	250

Примечания: Назначение типов накладок: 1-формованные, 3-тканые, 5-спиральные, навитые.

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

При многoprужинном силовом элементе силу упругости каждой пружины находят из выражения

$$P_{np} = \frac{P_H}{i_{np}}, \quad (1.4)$$

где i_{np} – количество пружин.

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

$$P_{np.расч.} = 1,2 P_{np} K, \quad (1.5)$$

где K – коэффициент, учитывающий неравномерность нагружения пружин по причине их неодинаковой длины и жесткости, $K = 1,1 \dots 1,2$.

Диаметр проволоки из которого изготавливают пружину, мм

$$d = 10^3 \sqrt[3]{\frac{8 P_{np.расч.} D_{cp.}}{\pi [\tau]}}, \quad (1.6)$$

где $D_{cp.}$ – средний диаметр пружины (выбирают из конструктивных соображений); $[\tau]$ – допустимое напряжение кручения пружины, $[\tau] = 800 \text{ МПа}$.

Рабочее количество витков пружины

$$n = \frac{\Delta f d^4 G}{8 \Delta P D_{cp}^3}, \quad (1.7)$$

где $\Delta f = 3 \text{ мм}$ для однодискового сцепления, $\Delta f = 4 \text{ мм}$ для двухдискового;

G – модуль материала (для стали $G = 85 \text{ ГПа}$);

$\Delta P = P_{np.расч.} - P_{np}$ – увеличение силы давления при выключенном сцеплении, Н.

Полное количество витков пружины $n_n = n + (1,5 \dots 2)$.

Разрабатывая пружинную диафрагму, чертят ее расчетную схему (рисунок 1.2).

Проектируя принимают $D_1/D_2 = 1,2 \dots 1,5$; $D_1/D_{BH} = 2,5 \dots 3,5$; $D_1/\delta = 75 \dots 100$. Значение D_1 можно брать приблизительно одинаковым с внешним диаметром фрикционной накладки.

Силу $P_{ВЫК}$, которая прикладывается к диафрагме при выключении сцепления, рассчитывают по формуле

$$P_{ВЫК} = P_H \frac{D_1 - D_c}{D_c - D_{BH}}, \quad (1.8)$$

Отношение h/δ характеризует нелинейность характеристики упругости пружины (принимают $h/\delta=1,6...2,8$).

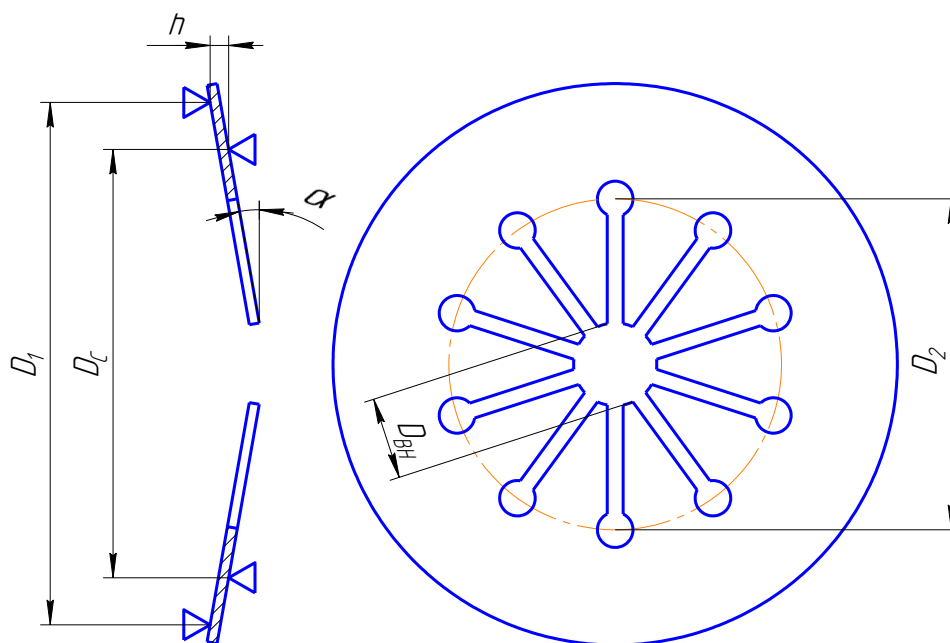


Рисунок 1.2 - Расчетная схема пружинной диафрагмы

Проверяя пружину диафрагмы на прочность, вычисляют напряжение в середине основ лепестков, разрезанной части пружины с наибольшей деформацией (по плоскости), МПа:

$$\sigma = \frac{2P_{BbIK}D_2}{\delta^2(D_{BH} + D_2)} + \frac{0,25(D - D_2)\alpha^2 + \delta\alpha}{(1 - \mu^2)D_2}E, \quad (1.9)$$

где

$$D = \frac{D_1 - D_2}{\ln \frac{D_1}{D_2}}; \quad \alpha = \frac{2h}{D_1 - D_2}; \quad (1.10)$$

$\mu \approx 0,26$ – коэффициент Пуассона;

$E=210$ ГПа – модуль упругости.

Найденные значения σ не должно превышать 1400 МПа.

1.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 1.2.

Таблица 1.2 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
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

1.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет механизма сцепления заданного автомобиля.

1.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

1.5. Контрольные вопросы

- 1) Типы автомобильных сцеплений.
- 2) Назначение и функции механизма сцепления.
- 3) Основные детали и узлы сцепления, их назначение и принцип действия.
- 4) Порядок расчета основных параметров механизма сцепления.
- 5) Порядок расчета цилиндрических и диафрагменных пружин

2. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №2. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКОЙ КОРОБКИ ПЕРЕМЕНЫ ПЕРЕДАЧ

Цель занятия – изучить методику расчета механической коробки перемены передач.

2.1. Теоретический раздел

Исходя из результатов расчета передаточных чисел, выбрав тип коробки передач (двух- или трехвальная), назначают число зубьев всех шестерен (за исключением шестерен заднего хода) находят расстояние между осями валов, ориентировочные размеры коробки передач и чертят ее кинематическую схему (рисунки 2.1 - 2.6).

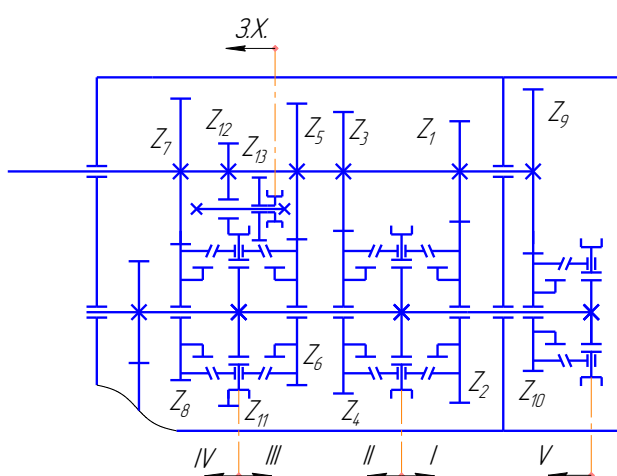


Рисунок 2.1 – Двухвальная пятиступенчатая коробка передач легкового автомобиля

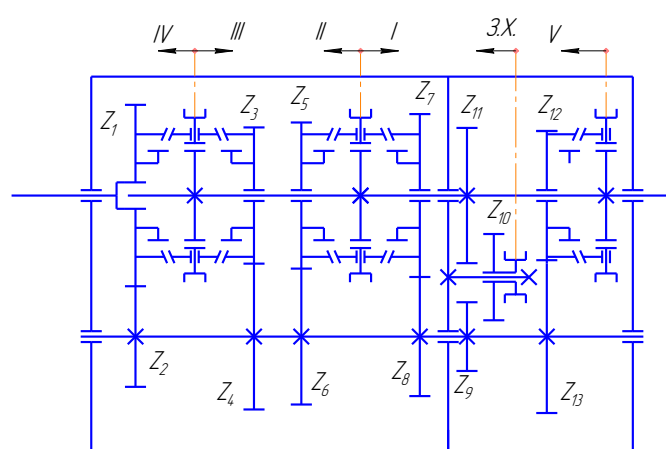


Рисунок 2.2 – Трехвальная пятиступенчатая коробка передач легкового автомобиля

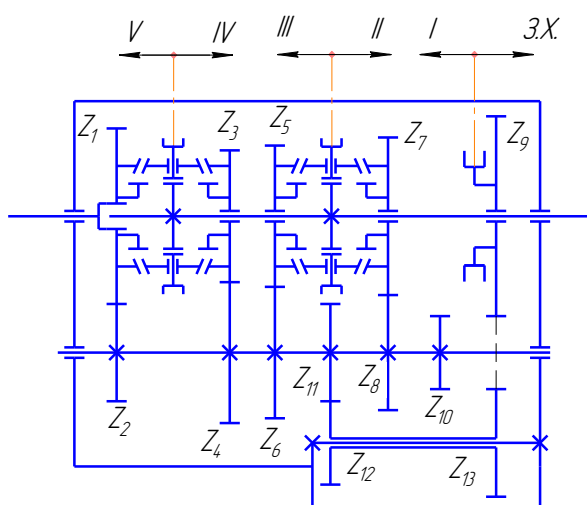


Рисунок 2.3 – Трехвальная пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля (ЗИЛ-130)

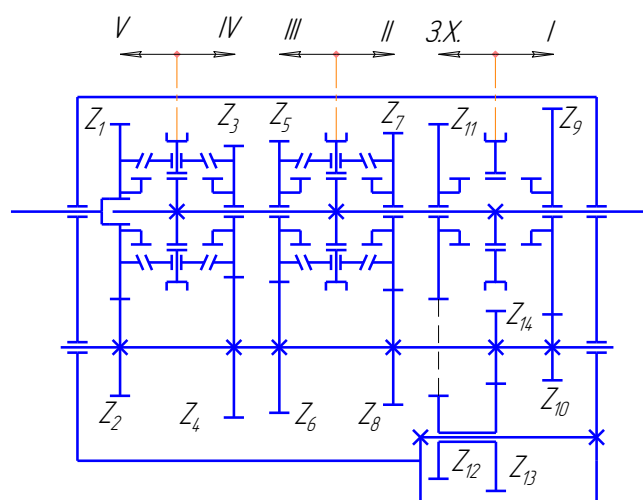


Рисунок 2.4 – Трехвальная пятиступенчатая коробка передач грузового автомобиля (КамАЗ-5320)

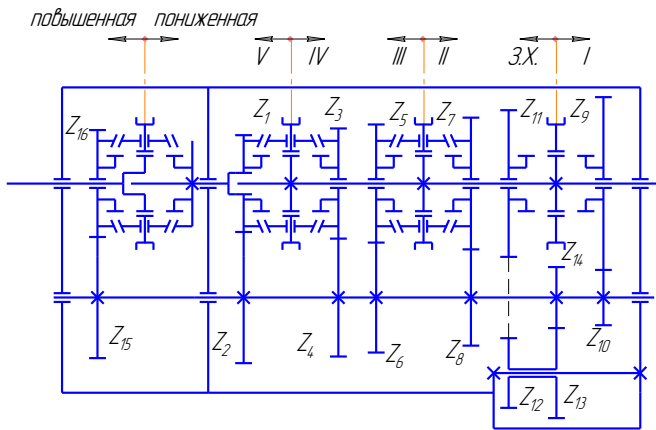


Рисунок 2.5 – Трехвальная
пятиступенчатая коробка передач с
делителем

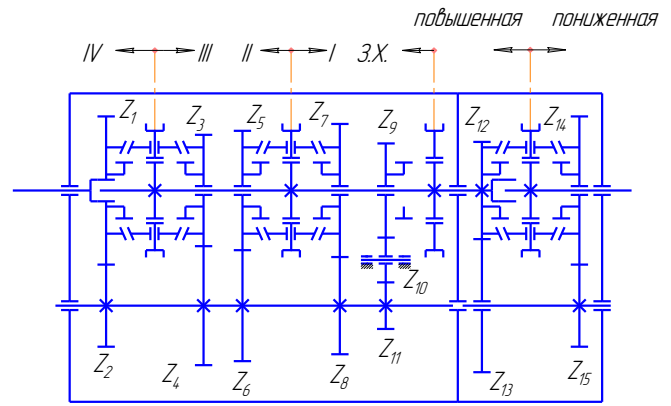


Рисунок 2.6 – Трехвальная
четырёхступенчатая коробка передач с
демультипликатором

Число зубьев назначают исходя из того, что передаточные числа на каждой из передач должны отвечать передаточным числам, найденным при тяговом расчете автомобиля.

Для обеспечения параллельности валов суммы чисел зубьев каждой пары шестерен должны быть равными. Если модуль и коэффициент перекрытия у них одинаковы, то

$$Z_1 + Z_2 = Z_3 + Z_4 = Z_5 + Z_6 = \dots = Z_{i6} + Z_{in}, \quad (2.1)$$

Когда назначают количество зубьев каждой из шестерен трехвальной коробки передач, исходят из того, что на всех передачах, кроме прямой, крутящий момент передается через две пары шестерен. Поэтому передаточное число i -й передачи

$$U_{ki} = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_{i6}}{Z_{in}} \quad (2.2)$$

где Z_2 , Z_1 - числа зубьев шестерен привода промежуточного вала (Z_2 - на промежуточном валу, Z_1 - на первичном);

Z_{i6} , Z_{in} - число зубьев i -й передачи (Z_{i6} - на вторичном валу, Z_{in} - на промежуточном).

Передаточное число шестерен привода промежуточного вала коробки передач выбирают в пределах $Z_2/Z_1 = 1,8 \dots 2,5$; число зубьев шестерни первичного вала $Z_2 = 17 \dots 23$. Тогда

$$Z_2 = Z_1 \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (2.3)$$

Приняв Z_1 и вычислив Z_2 , а так же используя величину U_{ki} , найденную в тяговом расчете, из системы уравнений (4.13) вычисляют Z_{i6} и Z_{in} .

$$\begin{cases} Z_1 + Z_2 = Z_{i6} + Z_{in}; \\ U_{ki} = \frac{Z_2}{Z_1} \frac{Z_{i6}}{Z_{in}}. \end{cases} \quad (2.4)$$

Аналогично находят числа зубьев шестерен остальных передач. Находя количество зубьев шестерен двухвальной коробки передач, принимают число зубьев шестерни первой передачи ведущего вала в промежутке $Z_1 = 17 \dots 23$. Тогда число зубьев шестерни ведомого вала этой передачи будет $Z_2 = U_{ki} \cdot Z_1$. Зная, что с одинаковым модулем и коэффициентом перекрытия зубьев суммы зубьев пар шестерен на всех передачах одинаковы, количество зубьев каждой шестерни находится при помощи системы уравнений

$$\begin{cases} Z_{11} + Z_{21} = Z_{1i} + Z_{2i}; \\ U_{ki} = \frac{Z_{2i}}{Z_{1i}}, \end{cases} \quad (2.5)$$

где Z_{11} , Z_{21} – числа зубьев шестерен первой передачи соответственно на ведущем и ведомом валах;

Z_{1i} , Z_{2i} – числа зубьев шестерен i -й передачи соответственно на ведущем и на ведомом валах.

Найденные числа зубьев округляют до целых чисел, согласно кратности чисел зубьев в паре шестерен, и указывают действительные передаточные числа. Отклонение от передаточных чисел, найденных в тяговом расчете, не должны превышать 5%.

Нормальный модуль зубьев каждой шестерни, мм

$$m = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{расч} \cdot \cos \beta}{\pi \cdot Z \cdot Y \cdot B \cdot K \cdot \sigma}}, \quad (2.6)$$

где $M_{расч}$ – расчетный крутящий момент на валу шестерни, которая рассматривается (его значение узнают исходя из максимального крутящего момента двигателя, выбранного коэффициента запаса сцепления и передаточного числа от зацепления с валом, который рассматривается);

β – угол перекрытия зубьев шестерен. На шестернях коробок передач легковых автомобилях $\beta = 25 \dots 35^\circ$, грузовых и автобусах – $\beta = 20 \dots 30^\circ$;

Z – количество зубьев шестерни, что рассматривается;

B – ширина шестерни возле основания зуба ($B=15...25$ мм в коробках передач легковых автомобилей, $B=20...25$ мм в коробках передач грузовых автомобилей);

$K \cdot \sigma$ – допустимые напряжения изгиба возле основания зуба с учетом степени его нагружения (таблица 2.1);

Y -коэффициент формы зуба. Для косозубых шестерен значение y выбирается из таблицы 2.2, исходя из приведенного количества зубьев

$$Z_{np} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} . \quad (2.7)$$

Таблица 2.1 - Допустимые нагрузки на изгиб

Шестерня	$K \cdot \sigma$	
	Легковые и грузовые автомобили грузоподъемностью до 5000 кг.	Грузовые автомобили грузоподъемностью св. 5000 кг.
Первой передачи и заднего хода	750...850	500...650
Привода промежуточных передач и остальных передач	350...450	175...275

Таблица 2.2 - Коэффициенты формы зуба

Z_{np}	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Y	0,101	0,102	0,104	0,105	0,106	0,108	0,110	0,112	0,114
Z_{np}	28	30	32	35	37	40	45	50	60
Y	0,117	0,120	0,123	0,128	0,131	0,136	0,142	0,145	0,150

Полученные значения модуля зубьев округляют до ближайшего по ГОСТ 9563-60 (СТ СЭВ 310-76), таблица 2.3

Таблица 2.3 – Рекомендуемые значения модулей зубьев

Ряд	Модуль, мм									
1	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

Примечание: Значения первого ряда предпочтительней значений второго ряда.

Прочность зубьев шестерни проверяют по контактным напряжениям

$$\sigma_{CT} = 0,418 \cdot \cos \beta \sqrt{\frac{P \cdot E}{b_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \left(\frac{1}{r_{01}} - \frac{1}{r_{02}} \right)}}, \quad (2.8)$$

где β – угол перекрытия зубьев;

P – окружное усилие, найденное исходя из значения крутящего момента, что передается валом шестерни, Н;

E – модуль допустимой упругости материала (для стали $E=210\text{ ГПа}$);

b_0 – длина линии зацепления, рассчитываемая по формуле

$$b_0 = (r_{01} - r_{02}) \sin \alpha, \quad (2.9)$$

где r_{01}, r_{02} – радиусы начальных окружностей рассматриваемых шестерен;

$\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления шестерни.

Значения $\sigma_{СТ}$ могут находиться в промежутке 1500...3000 МПа для прямозубых шестерен и 1000...2500 МПа – для косозубых.

Вычислив значения модулей зубьев, находят размеры шестерен привода промежуточного вала и первой передачи, а так же расстояния между осями валов и ориентировочные размеры коробки передач, принимая, что ширина всех шестерен одинакова, а ширина включающих приспособлений приближается к ширине двух шестерен.

2.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	ГАЗ-33104	10	УРАЛ-63685
1	ПАЗ-3206	11	МАЗ-6430
2	ГАЗ-33086	12	УРАЛ-5557
3	УАЗ-31512	13	ГАЗ-3307
4	ЗИЛ-433360	14	ПАЗ-3205
5	ГАЗ-2705	15	УРАЛ-4320-01
6	КамАЗ-4308	16	ЗИЛ-3250
7	КрАЗ-6510	17	МАЗ-4370
8	КамАЗ-4310	18	КамАЗ-5320
9	ГАЗ-31029	19	Богдан А069

2.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет коробки перемены передач заданного автомобиля.

2.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.

3) Результаты расчетов.

2.5. Контрольные вопросы

- 1) Назначение коробок передач автомобилей.
- 2) Принципы построения рядов передаточных чисел коробок передач.
- 3) Критерии выбора типа коробки перемены передач.
- 4) Порядок расчета механической коробки перемены передач.

3. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №3. РАСЧЕТ КАРДАННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель занятия – изучить методику расчета карданной передачи.

3.1. Теоретический раздел

Приступая к проектированию карданной передачи, необходимо выбрать ее схему, количество карданных валов и тип шарниров. Разрабатывая карданную передачу с асинхронными шарнирами, следует проверить выполнение условий, что обеспечивают синхронное вращение валов, и начертить ее кинематическую схему (рисунок 4.10).

В карданной передаче различают внутренний и внешний диаметры валов исходя из критической частоты вращения $\omega_{кр}$:

$$\omega_{кр} = K_{зан} \omega_{max}, \quad (3.1)$$

где $K_{зан} = 1,2 \dots 2,0$ – коэффициент запаса;

$\omega_{max} = (1,1 \dots 1,2) \cdot \omega_{e_{max}} / U_{\kappa_{min}}$ – максимально возможная при движении автомобиля частота вращения карданного вала; $\omega_{e_{max}}$ – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя; $U_{\kappa_{min}}$ – минимальное передаточное число коробки передач.

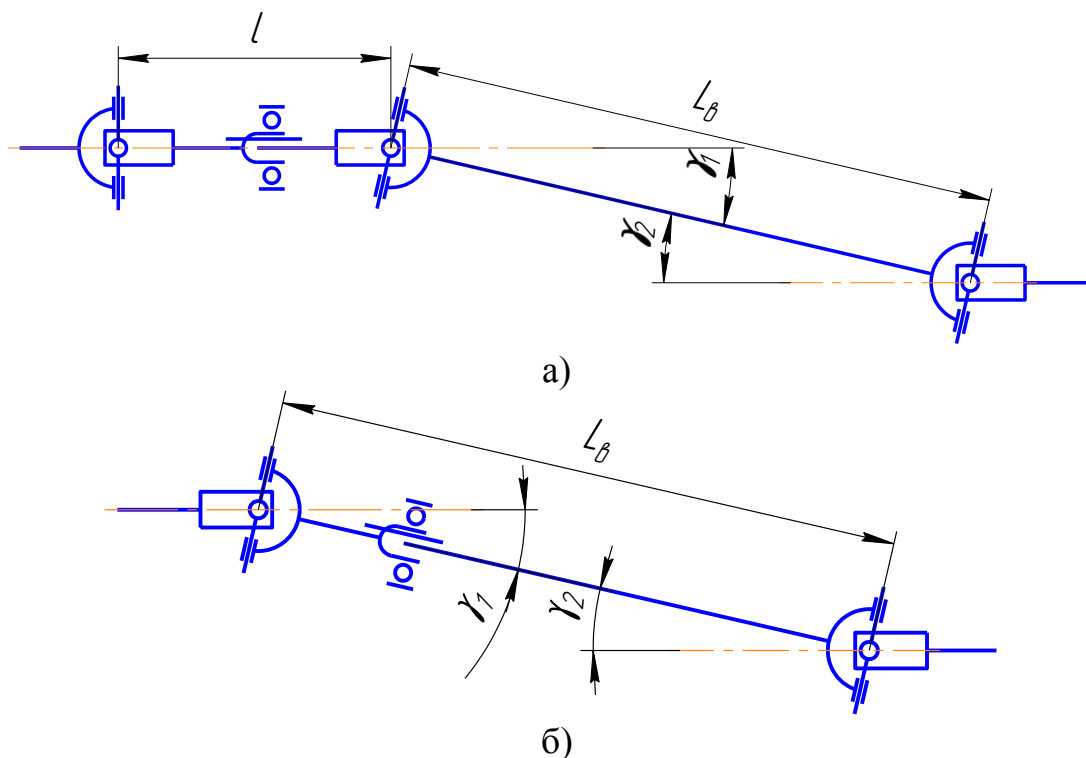


Рисунок 3.1 – Кинематическая схема карданной передачи:
а – с промежуточным валом; б – без промежуточного вала

Найденное значение $\omega_{кр}$, рад/с, подставляют в формулу

$$\omega_{кр} = 1,13 \cdot 10^7 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L_g^2}, \quad (3.2)$$

где D , d – внешний и внутренний соответственно диаметры карданного вала, мм;

L_g – длина карданного вала (расстояние между шарнирами), мм, (значение L_g берут с компоновочной схемы автомобиля. Если $L_g \geq 1,6$ м, следует выбрать карданную передачу с промежуточным валом).

Выбрав величину d по ГОСТ 13758-89 (таблица 3.1), из выражения (3.2) находят D .

Таблица 3.1 - Диаметры труб для карданных валов по ГОСТ 13758-89

D	49; 50; 51	59; 60; 61; 62	74,6; 75,2; 76	90; 91; 92	114; 115; 116
d	45	55	71	85	110

Вычисленную величину D округляют до ближайшего наибольшего в соответствии с таблицей 3.1.

Отрицательное число под корнем говорит о том, что взят большой запас по критической частоте вращения.

Прочность вала на кручение проверяют по выражению

$$\tau = \frac{16 \cdot M_{расч} \cdot D}{\pi(D^4 - d^4)}, \quad (3.3)$$

где $M_{расч}$ – расчетный крутящий момент,

$$M_{расч} = M_{е max} \cdot U_{K1}, \quad (3.4)$$

где $M_{е max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

U_{K1} – передаточное число первой передачи.

Напряжения кручения должны составлять 100...300 МПа.

Угол закручивания вала, град,

$$\varphi = \frac{M_{расч} \cdot L \cdot B}{G \cdot J_P} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (3.5)$$

где G – модуль материала (для стали $G = 85$ ГПа);

J_P – полярный момент инерции сечения (для пустого вала)

$$J_P = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} . \quad (3.6)$$

Найденный угол закручивания не должен превышать 6° на каждый метр длины. В противном случае разумно увеличить площадь сечения карданного вала или уменьшить его длину.

3.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	ПАЗ-3206	10	ГАЗ-33086
1	УАЗ-31512	11	УРАЛ-5557
2	ЗИЛ-433360	12	ГАЗ-3307
3	ГАЗ-2705	13	ПАЗ-3205
4	КамАЗ-4308	14	УРАЛ-4320-01
5	КрАЗ-6510	15	ЗИЛ-3250
6	КамАЗ-4310	16	МАЗ-4370
7	ГАЗ-31029	17	КамАЗ-5320
8	УРАЛ-63685	18	Богдан А069
9	МАЗ-6430	19	ГАЗ-33104

3.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет карданной передачи заданного автомобиля.

3.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

3.5. Контрольные вопросы

- 1) Назначение и конструкция карданной передачи.
- 2) Особенности карданной передачи с карданными шарнирами непостоянной частоты вращения.
- 3) Критическая частота вращения. Факторы, влияющие на ее значение.

4. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №4. РАСЧЕТ ГЛАВНОЙ ПЕРЕДАЧИ, ДИФФЕРЕНЦИАЛА И ПРИВОДА ВЕДУЩИХ КОЛЕС

Цель занятия – изучить методику расчета главной передачи, дифференциала и привода ведущих колес.

4.1. Теоретический раздел

4.1.1. Редуктор главной передачи

После выбора и обоснования типа и конструктивных особенностей главной передачи чертят её кинематическую схему (рисунок 4.1).

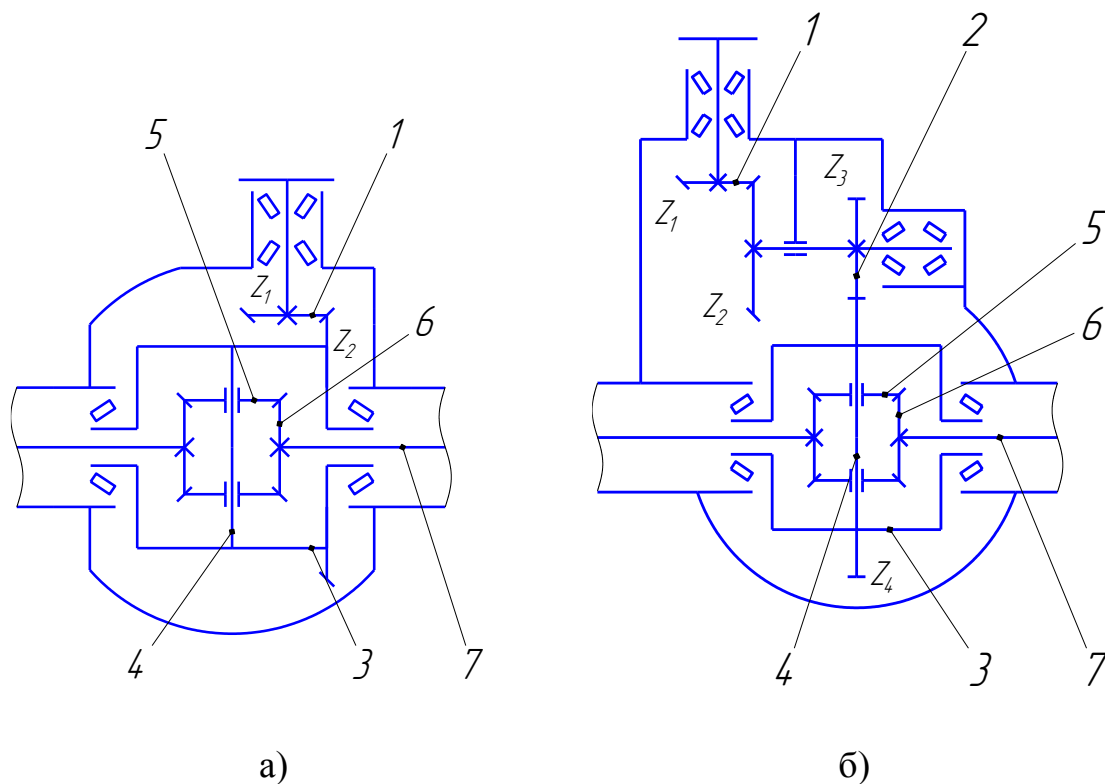


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема главной передачи и дифференциала: а – одинарная; б – двойная; 1 – коническая ступень, 2 – цилиндрическая ступень, 3 – корпус дифференциала, 4 – ось сателлитов, 5 – сателлиты, 6 – шестерня полуоси, 7 – полуось

Расчётами выявляют основные параметры и размеры конической пары шестерен (количество зубьев, модуль, габаритные размеры). Количество зубьев шестерен вычисляют исходя из передаточного числа U_0 , найденного в тяговом расчёте, принятой кинематической схемы и минимальным количеством зубьев ведущей шестерни.

Принимают $Z_1=5\dots 11$ (меньшие значения – для грузовых автомобилей).

Если главная передача двойная, разумно задаться передаточным числом конической пары

$$U_{кон} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,7, \quad (4.1)$$

Передаточное число пары цилиндрических шестерен находят из условия

$$U_{цил} = \frac{U_0}{U_{кон}} = 1,7, \quad (4.2)$$

где U_0 – передаточное число главной передачи, найденное в тяговом расчете.

Приняв значение Z_3 , находят количество зубьев Z_4 из условия

$$Z_4 = U_{цил} Z_3. \quad (4.3)$$

Модуль зубьев шестерен с большим радиусом

$$m_{II} = \sqrt{\frac{6 \cdot M_{расч} \cdot \cos \beta_1}{\pi \cdot Y \cdot Z_1 \cdot L(1 - \lambda^3) \sigma}}, \quad (4.4)$$

где $M_{расч}$ – расчетный момент на ведущей шестерни (находят из выражения 3.4);

$\beta_1 = 30 \dots 45^\circ$ – угол перекрытия спирали зуба ведущей шестерни; Y – коэффициент формы зуба, находят из таблицы 2.2 исходя из приведенного количества зубьев

$$Z_{np} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta_1 \cos \delta} \quad (4.5)$$

где δ – половина угла при вершине начального конуса ведущей шестерни (для пары конических шестерен $\delta = \arctg Z_1/Z_2$);

Z_1, Z_2 – количество зубьев соответственно ведущей и ведомой шестерен;

$L = 90 \dots 150$ мм - длина конуса;

$\lambda = 1 - B/L$; B - длина зуба (лучше $B = L/3$);

σ – напряжение изгиба зуба (принимают $\sigma = 420 \dots 550$ МПа, меньшие значения для консольного крепления вала ведущей шестерни).

$$\sigma_{CT} = 0,418 \sqrt{\frac{P \cdot E}{b_0 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_{L1}} - \frac{1}{r_{L2}} \right)}, \quad (4.6)$$

где P - условное окружное усилие, что действует на среднем радиусе,

$$P = M_{расч} \cdot \frac{1}{r_{ср}}; \quad (4.7)$$

E – модуль упругости материала (для стали $E=210$ ГПа);

$B_0 = (r_{1ср} + r_{2ср}) \sin \alpha$ – длина линии контакта зубьев;

$r_{1ср}, r_{2ср}$ – средние радиусы начальных конусов рассматриваемых ведущей и ведомой шестерен (на площади действия окружного усилия P),

$$r_{1ср} = r_{1осн} - \frac{B_1}{2} \sin \delta_1; \quad r_{2ср} = r_{2осн} - \frac{B_2}{2} \sin \delta_2, \quad (4.8)$$

где $r_{1осн}, r_{2осн}$ – радиусы основных начальных конусов рассматриваемых шестерен;

B_1, B_2 – ширина рассматриваемых шестерен;

$\alpha=20^\circ$ – угол зацепления;

r_{L1}, r_{L2} – радиусы эквивалентных цилиндрических шестерен, что соответствуют ведущей и ведомой шестерням,

$$r_{L1} = \frac{r_{1ср}}{\cos^2 \beta \cos \delta_1}, \quad r_{L2} = \frac{r_{2ср}}{\cos^2 \beta \cos \delta_2}, \quad (4.9)$$

Контактные напряжения в зубьях не должны превышать 1000 МПа.

Для шестерен гипоидной углы перекрытия спирали зубьев ведущей шестерни выбираются $\beta_1 = 45 \dots 50^\circ$, ведомой – $\beta_2 = 20 \dots 25^\circ$ для легковых и грузовых автомобилей очень маленькой и маленькой грузоподъемности, и $\beta_2 = 30 \dots 35^\circ$ – для грузовых автомобилей средней, большой и очень большой грузоподъемности.

Размеры шестерни одинарной главной передачи и первой ступени двойной главной передачи находятся из условия

$$U_0 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2 \cos \beta_2}{D_1 \cos \beta_1}, \quad U_{кон} = U_0, \quad (4.10)$$

а размеры шестерни другой ступени двойной главной передачи

$$U_{цпл} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{D_4 \cos \beta_4}{D_3 \cos \beta_3}, \quad (4.11)$$

где D_1, D_2 – средние значения диаметров начальных конусов соответствующих конических шестерен;

D_3, D_4 – диаметры начальных окружностей соответствующих цилиндрических косозубых шестерен;

β_1, β_2 – углы перекрытия спиралей соответствующих конических шестерен;

β_3, β_4 – углы перекрытия зубьев соответствующих цилиндрических косозубых шестерен.

Одни из диаметров (чаще D_2, D_4) находят исходя из вычисленного модуля, другие – из приведенных условий (4.10), (4.11).

4.1.2. Дифференциал

После выбора и обоснования типа и конструкции дифференциала чертят его кинематическую схему (рисунок 4.1).

После этого необходимо установить максимальное значение коэффициента распределения момента по ведущим колёсам автомобиля:

$$K_m = \frac{U + K_\delta}{1 + U}, \quad (4.12)$$

где U – внутренние передаточные числа дифференциала (для симметричных дифференциалов $U = 1$);

K_δ – коэффициент блокирования ($K_\delta = 0 \dots 0,2$ – для дифференциалов с малым внутренним трением, $K_\delta = 0,2 \dots 0,6$ – для дифференциалов с повышенным трением, $K_\delta = 0,6$ – для самоблокирующихся дифференциалов).

4.1.3. Привод ведущих колес

Для автомобиля принимают и обосновывают тип и конструкцию привода колес. Потом чертят его кинематическую схему (рисунок 4.2) и описывают особенности конструкции привода.

Если на автомобиле задействованы полуразгруженные полуоси, находят напряжения, что возникают при характерных режимах нагружения. В случае прямолинейного движения и передачи через колеса силы тяги или во время принятия колесами силы торможения в полуосях возникают суммарные напряжения от изгиба и кручения:

$$\sigma = \frac{32 \sqrt{M_{изг}^2 + M_{кр}^2}}{\pi d^3} \quad (4.13)$$

где $M_{изг}$ – изгибающий момент, Нм,

$$M_{изг} = Z_k B \sqrt{1 + \varphi_{\max}^2}, \quad (4.14)$$

Z_k – нормальная реакция полотна дороги, Н (желательно чтобы Z_k равнялась силе тяжести G_k которая действует на колесо);

B – расстояние между плоскостями вращения колеса до опасного разреза полуоси, м (рисунок 4.2, а);

$\varphi_{\max} = 0,8 \dots 0,9$ – максимальное значение коэффициента сцепления колес с поверхностью дороги;

$M_{kp} = Z_k \cdot \varphi_{\max} \cdot r_{\partial}$ – крутящий момент, который передает полуось, Нм;

r_{∂} – динамический радиус колеса, м;

d – диаметр полуоси, мм.

Под действием на автомобиль боковой силы в полуоси возникают только напряжения изгиба:

$$\sigma_{изг} = 32 \frac{Z(B + \varphi'_{\max} r_{\partial})}{\pi d^3}, \quad (4.15)$$

где $\varphi'_{\max}$ – максимальное значение коэффициента сцепления колеса с дорогой при его боковом смещении (принимают $\varphi'_{\max} = \varphi_{\max}$).

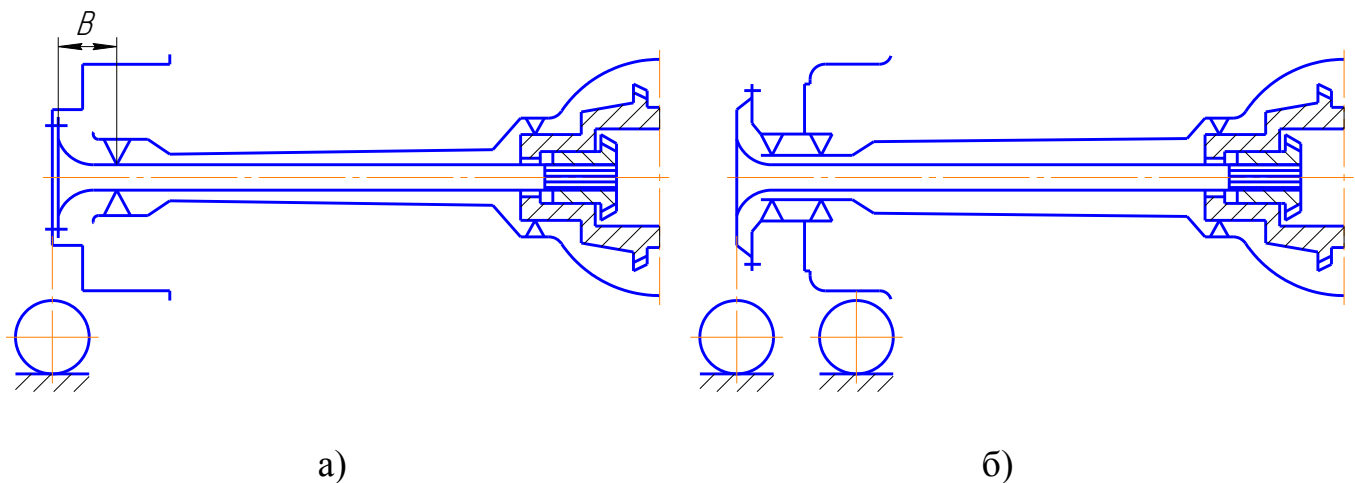


Рисунок 4.2 – Кинематическая схема привода ведущих колес с помощью полуосей: а) с полуразгруженными полуосями; б) - с разгруженными полуосями

Во время преодоления с большой скоростью одиночного препятствия в полуоси возникает лишь напряжение изгиба:

$$\sigma_{изг} = 32 \frac{Z_k \gamma_{\partial} B}{\pi d^3}, \quad (4.16)$$

где γ_{∂} – коэффициент динамического нагружения ($\gamma_{\partial} = 1.7 \dots 2.0$ – для легковых автомобилей, $\gamma_{\partial} = 2.0 \dots 2.5$ – для грузовых).

Приняв напряжение изгиба 100...140 МПа, из выражений (4.13), (4.14), (4.16) получают диаметр полуоси d . Больше из полученных значений принимают за расчетный диаметр.

Вычисленный диаметр проверяют на скручивание. Угол скручивания, град,

$$\Theta = \frac{M_{расч} l}{GJ_p} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (4.17)$$

где $M_{расч}$ – расчетное значение крутящего момента, на полуоси, Нм,

$$M_{расч} = M_{к max} U_{k1} U_0 K_m, \quad (4.18)$$

где U_{k1} и U_0 – передаточные числа первой передачи коробки передач и главной передачи;

K_m – коэффициент распределения момента по ведущим колесам;

l – длина полуоси (расстояние от фланца до половины длины шлицов), м;

G – модуль сдвига материала (для стали $G=85$ МПа);

J_p – полярный момент инерции, м,

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}, \quad (4.19)$$

где d – диаметр полуоси, м.

Угол скручивания не должен превышать 9° на один метр длины. Если на автомобиле задействована разгруженная полуось, то ее диаметр узнают из условия прочности при кручении:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16Z_k \Phi_{max} r_\partial}{\pi[\tau]}}, \quad (4.20)$$

где $[\tau] = 500...700$ МПа – допустимое напряжение кручения.

Вычисленный диаметр полуоси проверяют на угол кручения, пользуясь формулой (4.17). Допустимый угол такой же самый, как и в полуразгруженной полуоси.

Для разгруженной полуоси необходимо указать, какие элементы конструкции обеспечивают разгрузку ее от действующих изгибающих моментов.

4.1.4. Колесная передача

С задачей уменьшения габаритных размеров и массы главной передачи, диаметров полуосей и повышения проходимости автомобиля могут справиться

колесные передачи. Кинематические схемы наиболее распространенных колесных передач показаны на рисунке 4.3.

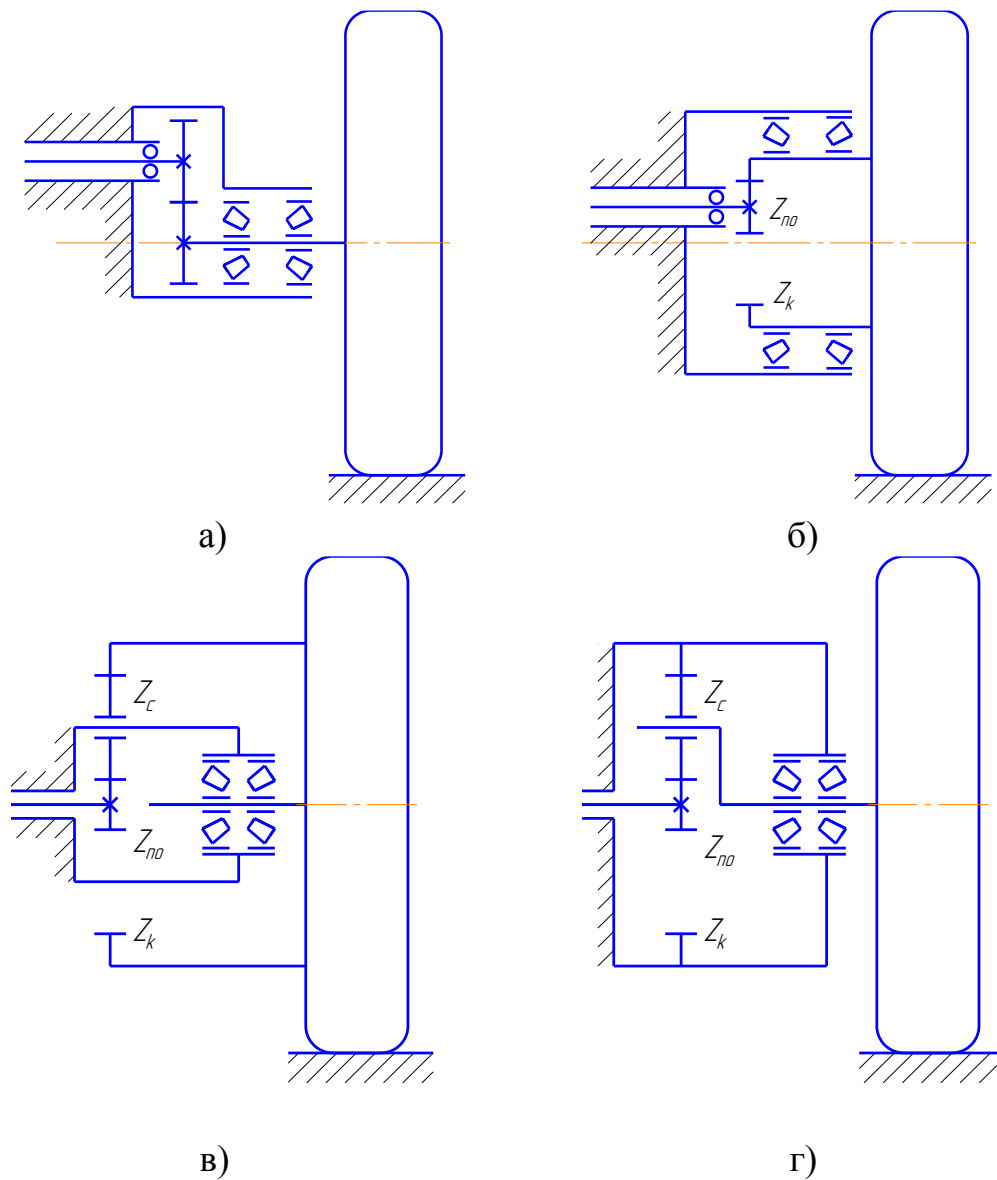


Рисунок 4.3 – Кинематические схемы колесной передачи: а – одинарная с внешним зацеплением зубьев; б – одинарная с внутренним зацеплением зубьев; в – с неподвижным водилом; г – планетарная

Количество зубьев центральной шестерни колесного редуктора выбирается из условия $Z_{no} \geq 12$, а верхней шестерни – из условия соосности, пользуясь выражением

$$Z_k = Z_{no} (U_{кр} - 1), \quad (4.21)$$

где $U_{кр}$ - передаточное число редуктора (колесной передачи).

Вычисленное Z_k округляют до целого значения исходя из того, что количество зубьев должно быть кратно количеству спутников. Межосевое расстояние

$$a_w \geq K_a (U - 1) \sqrt{\frac{\Omega K_n M_{no}}{n_c \psi_a [\sigma]^2}}, \quad (4.22)$$

где $K_a = 4950$ – коэффициент;

$\Omega = 1,1 \dots 1,2$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки;

$K_n = 1,05 \dots 0,08$ – коэффициент концентрации нагрузки;

M_{no} – крутящий момент на полуоси;

ψ_a – коэффициент ширины; при $U_{кр} \leq 6,3$, $\psi_a = 0,5$; при $U_{кр} > 6,3$, $\psi_a = 0,4$;

$[\sigma] = 1000$ МПа – допустимая нагрузка.

Вычисленное значение a_w округляют до ближайшего в стандартном ряду межосевого расстояния (40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 315).

Ширина венца спутника $B_c = (1,04 \dots 1,05) B_2$ где $B_2 = a_w \psi_a$; ширина центральной шестерни $B_{no} = (1,04 \dots 1,05) B_c$; диаметр начальной окружности центральной шестерни $D_{no} = 2a_w / U + 1$; модуль шестерен колёсной передачи $m = D_{no} / Z_{no}$.

Вычисленный модуль округляют до ближайшего из указанных в таблице 2.3.

4.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	Богдан А069	10	ГАЗ-31029
1	ГАЗ-33104	11	УРАЛ-63685
2	ПАЗ-3206	12	МАЗ-6430
3	ГАЗ-33086	13	УРАЛ-5557
4	УАЗ-31512	14	ГАЗ-3307
5	ЗИЛ-433360	15	ПАЗ-3205
6	ГАЗ-2705	16	УРАЛ-4320-01
7	КамАЗ-4308	17	ЗИЛ-3250
8	КрАЗ-6510	18	МАЗ-4370
9	КамАЗ-4310	19	КамАЗ-5320

4.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет главной передачи, дифференциала и привода ведущих колес заданного автомобиля.

4.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

4.5. Контрольные вопросы

- 1) Назначение главной передачи.
- 2) Классификация главных передач.
- 3) Методика расчета передаточного отношения главной передачи.
- 4) Методика расчета полуразгруженных и разгруженных полуосей.
- 5) Назначение колесной передачи.
- 6) Конструктивные исполнения колесных передач.

5. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №5. РАСЧЕТ ПОДВЕСКИ

Цель занятия – изучить методику расчета подвески.

5.1. Теоретический раздел

Разрабатывая подвеску, необходимо выбрать и обосновать конструкцию каждого её функционального элемента – направляющего устройства, упругого элемента, гасящего устройства и если необходимо – стабилизатора.

После выбора и обоснования конструкции направляющего устройства чертят часть несущей системы (рамы или несущего кузова) и к ней добавляют кинематическую схему направляющего устройства.

В том случае, если функции направляющего устройства выполняет удлиненная полуэллиптическая рессора, к схеме несущей системы добавляют кинематическую схему рессоры, отмечают, какая часть рессоры выполняет функции направляющего устройства, и описывают конструкцию элементов, обеспечивающих передачу через рессору силы тяги или тормозящей силы.

Выбирая и обосновывая конструкцию упругого элемента, необходимо учитывать, что идеальной является подвеска со переменной жесткостью. Если используют стальной упругий элемент (полуэллиптическую рессору, цилиндрическую пружину или торсион), жесткость которого подходит, в конструкции подвески следует предусмотреть устройства, которые обеспечивают переменную жесткость (двойные или тройные пружинные элементы, дополнительные резиновые пружинные элементы и др.)

После выбора направляющего устройства и пружинного элемента необходимо построить характеристики пружинных зависимостей подвески (рисунок 5.1).

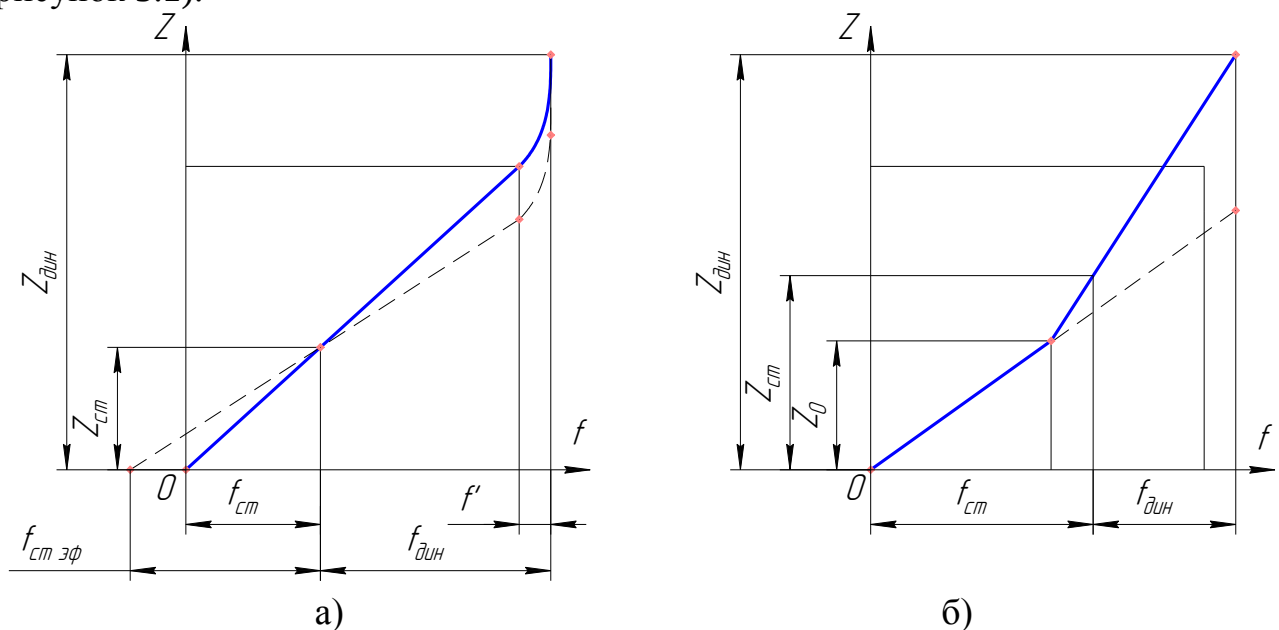


Рисунок 5.1 – Характеристики пружинных свойств подвески со стальным пружинным элементом: а – с одинарным пружинным элементом и резиновой прокладкой; б – с двойным пружинным элементом

На рисунке: Z_0 – нагрузка на подвеску при порожнем автомобиле, Н; $Z_{ст}$, $Z_{дин}$ – соответственно статическая и динамическая нагрузка, Н; $f_{ст}$, $f_{дин}$ – статический и динамический прогиб; $f_{ст\ эф}$ – эффективный прогиб; f' – одновременный прогиб стального и резинового элементов.

Проектируя, принимают $Z_{дин} = (2...3)Z_{ст}$ для автомобилей, которые эксплуатируются в основном на дорогах с однослойным покрытием; $Z_{дин} = (3...4)Z_{ст}$ – для автомобилей, которые эксплуатируются в основном на грунтовых дорогах и в условиях бездорожья; $f_{дин} = (0,5...0,7)f_{ст}$ – для легковых автомобилей, $f_{дин} = (0,7...0,9)f_{ст}$ – для автобусов; $f_{дин} = (0,8...1,0)f_{ст}$ – для грузовых автомобилей.

Статический прогиб вычисляется по выражению

$$\nu = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{f_{ст}}}, \quad (5.1)$$

принимая $\nu = 0,8...1,2$ Гц для легковых автомобилей; $\nu = 1,2...1,9$ Гц для грузовых автомобилей и городских автобусов; $\nu = 0,7...1,35$ Гц для междугородных автобусов.

Вычисленные значения $f_{ст}$ сравнивают с аналогичными значениями в современных подвесках: $f_{ст} = 0,15...0,2$ м в легковых автомобилях, $f_{ст} = 0,12...0,18$ м в автобусах, $f_{ст} = 0,08...0,12$ м в грузовых автомобилях.

Если получится, что статический прогиб превышает значения, характерные для современных автомобилей, то его принимают за эффективный прогиб $f_{ст\ эф}$. Тогда, будущие характеристики упругих свойств подвески, часть эффективного прогиба, равного значению прогиба в современных автомобилях, откладывают по оси абсцисс правее от нуля, а другую – левее (рисунок 5.1, а). Полученная в этом случае характеристика упругих свойств подвески показана на рисунке 5.1, а, штриховой линией.

Строя характеристики упругих свойств подвески с дополнительным резиновым упругим элементом, принимают, что деформация резинового упругого элемента не превышает половины его высоты. Определяя координаты точек характеристики подвески с двойным пружинным элементом, необходимо учитывать, что дополнительный элемент должен вступать в работу при нагрузке $Z_0 = (0,6...0,7)Z_{ст}$.

Проектный расчет мостовой полуэллиптической рессоры выполняют в такой последовательности:

1. Выбирают длину рессоры L_p , ориентировочно принимают $L_p = (0,4...0,55)L$ для задних рессор легковых автомобилей, $L_p = (0,26...0,35)L$ для передних и $L_p = (0,35...0,45)L$ для задних рессор грузовых автомобилей, где L – база автомобиля

2. Из конструктивных соображений определяют коэффициенты асимметрии рессоры:

$$k_1 = \frac{l_2}{L_p}, \quad k_2 = \frac{l_1}{L_p}, \quad (5.2)$$

где l_1, l_2 –размеры соответственно короткого и длинного концов рессоры, $l_1 + l_2 = L_p$.

3. Вычисляют величину суммарного момента инерции поперечного разреза рессоры J_Σ , считая, что статический прогиб равен:

у несимметричной рессоры

$$f_{CT} = \delta \frac{Z_{cm} \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{3 \cdot E \cdot J_\Sigma \cdot L_p}, \quad (5.3)$$

у симметричной рессоры (при $l_1 = l_2 = L_p/2$)

$$f_{CT} = \delta \frac{Z_{cm} \cdot L_p^3}{48 \cdot E \cdot J_\Sigma}, \quad (5.4)$$

где δ – коэффициент формы концов листов рессоры ($\delta = 1,25 \dots 1,35$ у рессор грузовых и $\delta = 1,35 \dots 1,40$ у рессор легковых автомобилей);

E – модуль упругости (для стали $E = 210$ ГПа);

J_Σ – суммарный момент инерции поперечного разреза рессоры.

4. Находят размеры поперечного сечения проката для рессор, учитывая, что

$$J_\Sigma = \frac{b \cdot n_l \cdot h^3}{12}, \quad (5.5)$$

где b и h – соответственно ширина и толщина листа;

n_l – количество листов в рессоре. Принимают $n_l = 6 \dots 14$, $b/h = 6 \dots 10$.

Найденные величины h и b сравнивают с, приведенными в ГОСТ 7419-90 и выбирают необходимый для изготовления рессоры. Размеры листов рессор для различных автомобилей приведены в таблице 5.1.

4. Определяют длину остальных листов графоаналитическим методом, начертив рессору в масштабе 1:5 или 1:10 (рисунок 5.2). При этом стремятся предать рессоре форму балки равного сопротивления. Расстояние между стыками l_{cnp} крепления рессор выбирают из конструктивных соображений.

Длину верхнего (коренного) листа рессоры принимают равной L_p .

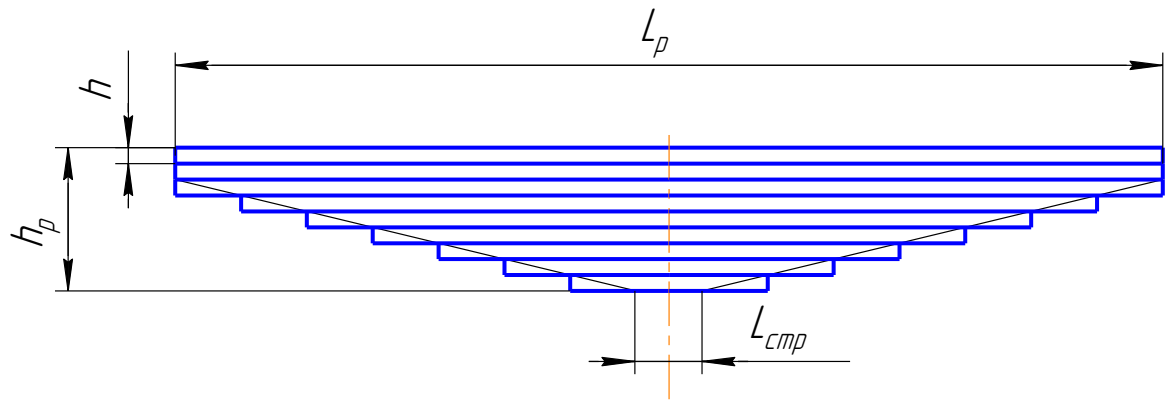


Рисунок 5.2 – Расчетная схема листовой рессоры

Размещая цилиндрическую пружину как упругий элемент, её средний диаметр D_{cp} , м, выбирают из конструктивных соображений, а потом находят диаметр проволоки d , м, пользуясь выражением

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot P_{np} \cdot D_{cp}}{\pi \cdot [\tau]}}, \quad (5.6)$$

где P_{np} – сжимающее усилие, Н ($P_{np} = Z_{дин}$);
 $[\tau] = 1000$ МПа – допустимое усилие кручения.
 Число рабочих витков пружины

$$n_{np} = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot P_{np} \cdot D_{cp}^3}, \quad (5.7)$$

где $f = f_{cm} + f_{дин}$; G – модуль сдвига (для стали $G = 85$ ГПа.).
 Полное число витков пружины $n_n = n_{np} + (1,5...2)$.

Таблица 5.1 – Листовые рессоры для автомобилей. Основные параметры

Параметры листовых рессор		Нагрузка на рессору, кН	Тип автомобиля
ширина листа, мм	толщина листов, мм		
1	2	3	4
1. Легковые автомобили. Автобусы и грузовые автомобили на базе легковых.			
Передняя подвеска.			
45	5;6;6.5;7; 4.5; 5; 6;	3.0...4.5	УАЗ
55	5;6;7;7.5;	3....5	
Задняя подвеска			
45	5;6;6.5;7; 4.5; 5; 6;	3.0...5.5	ГАЗ, АЗЛК
55	5;6;7;7.5;	3...5	УАЗ, РАФ

Продолжение таблицы 5.1

1	2	3	4
2.Автобусы с рессорами, что не унифицированы с рессорами грузовых и легковых автомобилей.			
Передняя подвеска.			
65	7;8;9;10	5...12	Автобусы типа ПАЗ, КАвЗ
75	8;9;10;12;	5...12	
90	9;10;12;	12...20	
3.Грузовые автомобили и автобусы			
Передняя подвеска.			
55	6;7;8;9;	4...7	Грузовые автомобили типа УАЗ, ГАЗ (до 2,5т), автобусы на их базе
65	6;6.5;7; 8; 9; 10; 11	6...14	ГАЗ,ЗИЛ,КАЗ
75	7;8;9;10;	7...15	Автобусы типов ПАЗ
90	8;9;10;12	12...25	Груз. автом. типов КАвЗ Урал,МАЗ,КрАЗ
100	10;12;14;16		Груз. автом. типов МАЗ, КрАЗ
Задняя подвеска (одна ось). Основная рессора.			
55	5;7;8;9; 10;11	4.5...12.0	Груз. автом. типа ГАЗ
65	7;8;9;10;11;12	10...20	Груз. автом. типа ГАЗ, автобусы типов ПАЗ, КАвЗ
75	8;9;10;12	12...25	Груз. автом. типов ГАЗ, ЗИЛ, КАЗ, автобусы типа ПАЗ, КАвЗ
90	9;10;12;	20...40	Груз. автом. типа МАЗ
100	9;10;12	25...50	
Дополнительная рессора.			
65	6;7;8;	3...8	Груз. автом. типа ГАЗ; автоб. типов ПАЗ, КАвЗ
75	7;8;9;	5...9	Груз. автом. типов ГАЗ, ЗИЛ, КАЗ; автоб. типов. ПАЗ, КАвЗ
90	9;10	70...140	Груз. автом. типа МАЗ
100	9;10	80...140	
Задняя подвеска (балансирная).			
90	10;12;14	30...40	Груз. автом. типов Урал, КаМАЗ
100	12;14;16	30...100	
120	14;16;20;25	50...120	Груз.автом.типа КрАЗ

5.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 5.2.

Таблица 5.2 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	КамАЗ-5320	10	КамАЗ-4310
1	Богдан А069	11	ГАЗ-31029
2	ГАЗ-33104	12	УРАЛ-63685
3	ПАЗ-3206	13	МАЗ-6430
4	ГАЗ-33086	14	УРАЛ-5557
5	УАЗ-31512	15	ГАЗ-3307
6	ЗИЛ-433360	16	ПАЗ-3205
7	ГАЗ-2705	17	УРАЛ-4320-01
8	КамАЗ-4308	18	ЗИЛ-3250
9	КрАЗ-6510	19	МАЗ-4370

5.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет передней и задней подвески заданного автомобиля.

5.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

5.5. Контрольные вопросы

- 1) Назначение упругих элементов.
- 2) Типы рессорных подвесок.
- 3) Пути получения нелинейной характеристики подвески.
- 4) Назначение и характеристика буфера-ограничителя.
- 5) Теоретическое и практическое определение жесткости листов рессоры.

6. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №6. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ

Цель занятия – изучить методику расчета рулевого управления.

6.1. Теоретический раздел

Выбирая и обосновывая конструкцию рулевого управления, исходят из того, что рулевое управление должно обеспечивать удобство и легкость управления при работе автомобиля в наиболее распространенных условиях эксплуатации.

В рулевом управлении возникают кинематическая U_{ω} и силовое U_p передаточные числа

$$U_{\omega} = \frac{\alpha_{p.k}}{\alpha_{k.k}} = U_{\omega_M} \cdot U_{\omega_n}, \quad (6.1)$$

$$U_p = \frac{\Sigma M_{k.k} R}{M_{p.k} C \eta_{\Sigma}} = U_{p.m} \cdot U_{p.n}, \quad (6.2)$$

где C – длина сошки, м;

R – радиус рулевого колеса, $R = 0,2 \dots 0,25$ м;

$\alpha_{p.k}$, $\alpha_{k.k}$ – углы поворота соответственно рулевого и управляемого колес $\alpha_{p.k} = 540 \dots 1080^\circ$, $\alpha_{k.k} = 35 \dots 40^\circ$;

U_{ω_M} и U_{ω_n} , $U_{p.m}$ и $U_{p.n}$ – кинематическое и силовое передаточные числа соответственно рулевого механизма и рулевого привода;

$M_{p.k} = P_{p.k} \cdot R$ – момент, который водитель прикладывает к рулевому колесу, Нм;

$P_{p.k}$ – сила, которую водитель прикладывает к рулевому колесу, Н ($P_{p.k} \leq 400$ Н).

$\Sigma M_{k.k}$ – суммарный момент сопротивления повороту управляемых колес,

$$\Sigma M_{k.k} = 1,25 \cdot G(a \cdot f + \varphi \cdot r_{скол}), \quad (6.2)$$

где G – сила тяжести, приложенная к управляемым колесам, Н;

f – коэффициент сопротивления качению, $f = 0,03 \dots 0,04$;

φ – коэффициент сцепления шины с полотном дороги, $\varphi = 0,6 \dots 0,8$;

a – плечо обкатки колеса, м

$r_{скол}$ – радиус скольжения шины, м, $r_{скол} \approx (0,12 \dots 0,15) r_k$;

r_k – радиус качения колеса, м ($r_k \approx r_{ст} \approx r_{\partial}$);

η_{Σ} – суммарный КПД рулевого управления

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{p.m} \cdot \eta_{p.n}, \quad (6.4)$$

где $\eta_{p.m} = 0,75 \dots 0,82$ – КПД рулевого механизма;

$\eta_{p.n} = 0,85 \dots 0,95$ – КПД рулевого привода.

6.1.1. Рулевой механизм

Кинематическое передаточное число рулевого механизма

$$U_{\omega_M} = \frac{U_{\omega}}{U_{\omega_n}}, \quad (6.3)$$

где U_{ω} – кинематическое передаточное число рулевого управления, вычисленное по выражению (6.1);

$U_{\omega_n} = 1,0$ – кинематическое передаточное число рулевого привода.

Усилие, которое необходимо приложить к рулевому колесу,

$$P_{p.k} = \frac{\Sigma M_{k.k}}{U_P \eta_{\Sigma} R}. \quad (6.4)$$

При расчетах можно принять $U_P \approx U_{\omega_M}$.

Если $P_{p.k} \leq 400 \text{ Н}$, то необходим усилитель рулевого управления.

6.1.2. Рулевой привод

Рулевой привод должен обеспечивать поворот ведомых колес автомобиля на разные углы, значение которых (без учета углов бокового увода шин) находятся из зависимости

$$\text{ctg} \alpha_{\text{вн}} - \text{ctg} \alpha_{\text{в}} = M / L, \quad (6.5)$$

где $\alpha_{\text{в}}$, $\alpha_{\text{вн}}$ – углы поворота соответственно внешнего и внутреннего колес;

M – расстояние между осями поворота ведомых колес;

L – база автомобиля.

Используя равнобокую трапецию надо определить основные размеры трапеции M , m , n (рисунок 6.1).

Для определения величины M задаются длиной поворотной цапфы (из конструктивных соображений). При тороидных шинах ориентировочно можно принять $l_{\text{ц}} \approx B_{\text{ш}} / 2$, где $B_{\text{ш}}$ – ширина профиля шины.

Расстояние между осями поворота ведомых колес равно

$$M = B - 2l_{\text{ц}}, \quad (6.6)$$

где B – колея управляемых колес, м.

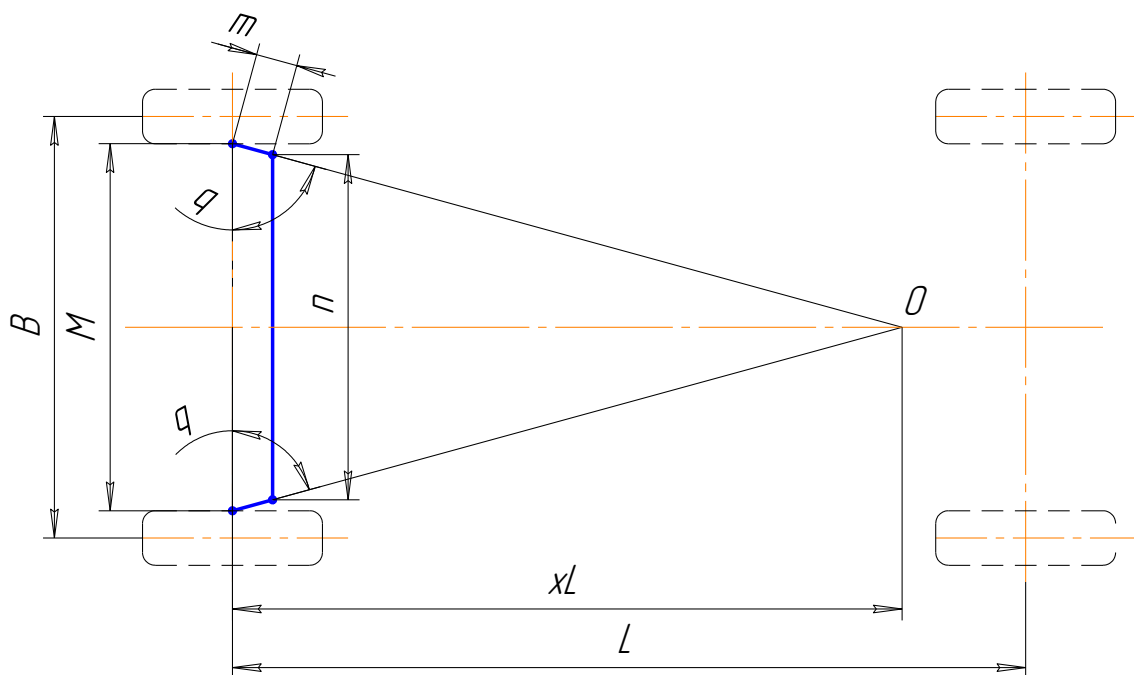


Рисунок 6.1 – Схема к обозначению геометрических размеров трапеции

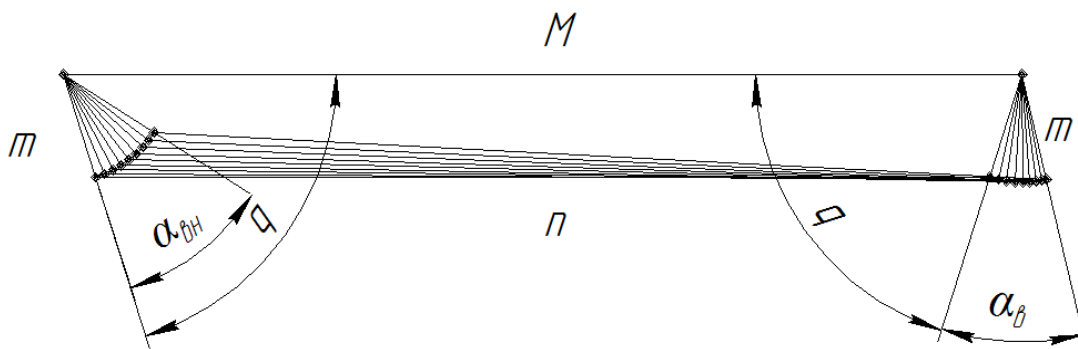


Рисунок 6.2 – Для выяснения зависимости между углами поворота ведомых колес

Приняв $m/n=0,12\dots0,16$, находят q , пользуясь выражением

$$\text{ctg}q = \frac{M}{2xL}, \quad (6.7)$$

Если эластичность шин не учитывается, то можно принять $x=0,7$. Тогда

$$n = \frac{M}{1 + 2 \frac{m}{n} \cos q} \quad (6.8)$$

Потом проверяют, насколько точно выполняется зависимость (6.5) по найденным значениям геометрических размеров трапеции. С этой целью в масштабе чертят схему рулевой трапеции (рисунок 6.2). Потом, графически поворачивая одно из колес через 5° в пределах возможного угла поворота, находят угол поворота другого колеса. Полученные данные заносят в таблицу 6.1.

Таблица 6.1 – Углы поворота ведомых колес

Углы поворота колеса	Внутреннего $\alpha_{вн}$		5	10	15	20	25	30	35	40
	$\alpha_{в}$	Теоретический								
		Графический								

В эту таблицу заносятся значения $\alpha_{в}$, вычисленные из выражения (6.5). На основании данных таблицы 6.1 строятся графики (рисунок 6.3).

Размеры рулевой трапеции считают удовлетворительными, если в пределах углов поворота до 20° графическая и теоретическая зависимости сходятся, а потом их расхождение не превышает 2 ... 3°.

Далее необходимо описать регулировку схождения ведомых колес, конструкцию шарнирных соединений и способы их установки.

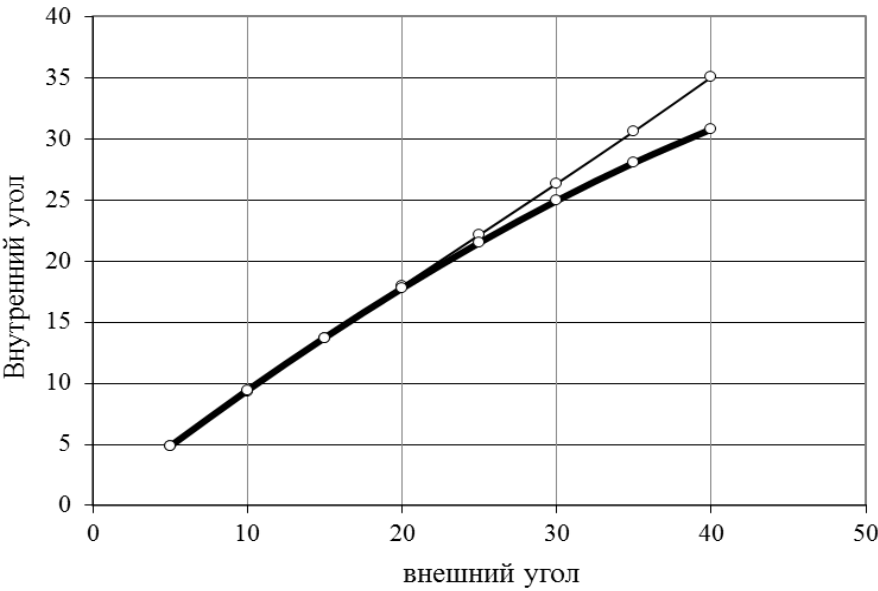


Рисунок 6.3 – Зависимость между углами поворота ведомых колес автомобиля

6.1.3. Определение размеров исполнительного цилиндра гидравлического усилителя рулевого управления

Усилие $P_{р.к.}$, которое водитель должен приложить к ободу рулевого колеса, чтобы повернуть управляемые колеса на месте, с учетом КПД рулевого

механизма и рулевого привода создает момент $M_{\epsilon,k}$, Нм, на поворотных кулаках управляемой оси

$$M_{\epsilon,k} = P_{p.k.} \cdot R \cdot U_{\omega} \cdot \eta_{\Sigma}, \quad (6.9)$$

где R – радиус рулевого колеса;

U_{ω} – общее передаточное отношение рулевого управления

η_{Σ} – общий КПД.

Рабочий объем силового цилиндра, м³

$$V_{c.ц.} = \frac{A}{p_{\max}} = \frac{(M_p - M_{\epsilon,k.})}{2 p_{\max}} \frac{1}{\eta_{c.ц.}} \cdot (\Theta_1 + \Theta_2); \quad (6.10)$$

$$M_p = \Sigma M_{\kappa,k.} \frac{1}{\eta_{c.ц.}}, \quad (6.11)$$

где $\eta_{c.ц.}$ – КПД силового цилиндра усилителя; $\eta_{c.ц.} = 0,95$;

$p_{\max}$ – максимальное давление, развиваемое насосом гидроусилителя, Па;

$p_{\max} = 6 \dots 10$ МПа

Θ_1 и Θ_2 – углы поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое, рад

$$\Theta_1 = \Theta_2 = \alpha_{\epsilon} + \alpha_{\epsilon H}. \quad (6.12)$$

Диаметр силового цилиндра находят после того, как из компоновочных соображений будет определен ход штока силового цилиндра

$$D_{c.ц.} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{ц.}}{\pi \cdot l_{c.ц.}} + d_{c.ц.}^2}, \quad (6.13)$$

где $l_{c.ц.}$ – ход штока силового цилиндра;

$d_{c.ц.}$ – диаметр штока силового цилиндра.

6.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 6.2.

Таблица 6.2 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	КрАЗ-6510	10	МАЗ-4370
1	КамАЗ-4310	11	КамАЗ-5320
2	ГАЗ-31029	12	Богдан А069
3	УРАЛ-63685	13	ГАЗ-33104
4	МАЗ-6430	14	ПАЗ-3206
5	ГАЗ-33086	15	УРАЛ-5557
6	УАЗ-31512	16	ГАЗ-3307
7	ЗИЛ-433360	17	ПАЗ-3205
8	ГАЗ-2705	18	УРАЛ-4320-01
9	КамАЗ-4308	19	ЗИЛ-3250

6.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет рулевого управления заданного автомобиля.

6.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

6.5. Контрольные вопросы

- 1) Критерии выбора конструкции рулевого управления.
- 2) Классификация рулевых управлений.
- 3) Соотношения для расчета кинематического и силового передаточного числа рулевого управления.
- 4) Назначение рулевого привода.
- 5) Определение углов поворота управляемых колес.
- 6) Порядок расчета размеров исполнительного цилиндра гидравлического усилителя.

7. ПРАКТИЧЕСКОЕ ЗАНЯТИЕ №7. РАСЧЕТ ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ

Цель занятия – изучить методику расчета тормозной системы.

7.1. Теоретический раздел

Необходимо определить структуру тормозного управления согласно с ГОСТ 22895 – 82; выбрать и определить тип, конструкцию и место установки тормозных механизмов каждой тормозной системы, начертить схемы механизмов и определить их параметры; выбрать и определить конструкцию тормозного привода каждой системы, начертить схему привода рабочей тормозной системы и определить ее основные параметры.

7.1.1. Тормозной механизм

Выбирая и определяя конструкцию тормозного механизма, следует исходить из условия создания необходимого момента трения и минимальных габаритных размеров и массы, отсутствия самозаклинивания, стабильность эффективной работы, высокой надежности, простоты обслуживания и ремонта.

Граничные значения момента трения тормозного механизма $M_{тр}$ должны отвечать значению тормозного момента на колесе автомобиля M_T , то есть $M_T = M_{тр}$.

Граничное значение M_T определяется условиями взаимодействия колеса с полотном дороги:

$$M_T = \varphi_{расч} Z r_{\delta}, \quad (7.1)$$

где $\varphi_{расч}$ – расчетное значение коэффициента сцепления,

$$\varphi_{расч} = \frac{K_T \cdot a - b}{(K_T + 1) h_{\delta}}, \quad (7.2)$$

где $K_T = P_{T1}/P_{T2}$ – коэффициент раздела тормозных сил P_{T1} и P_{T2} между колесами соответственно передней и задней осей;

a , b , h_{δ} – координаты центра масс. Рассчитывая, принимают $K_T = 1,3 \dots 1,6$ для легковых и тех грузовых автомобилей, у которых $a \approx b$; $K_T = 0,8 \dots 1,0$ – для грузовых автомобилей, при $a > b$ (числовые значения величин a , b , h_{δ} определяются в процессе выполнения силового расчета);

Z_T - значение вертикальной реакции полотна дороги.

Вертикальная опорная реакция на передней $Z_{т1}$ и задней $Z_{т2}$ осях автомобиля.

$$Z_1 = \frac{G_a}{2} \cdot \frac{b + \varphi_{расч} h_\delta}{L}, \quad Z_2 = \frac{G_a}{2} \cdot \frac{a - \varphi_{расч} h_\delta}{L}, \quad (7.3)$$

где G_a – сила тяжести от полной массы автомобиля, Н;

L – база автомобиля.

В случае торможения стояночным тормозом только задних колес автомобиля тормозной момент:

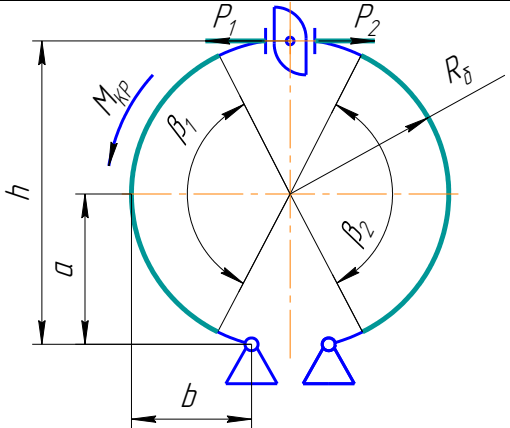
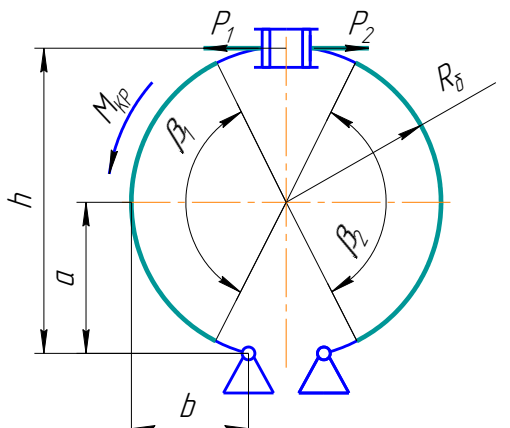
$$M_T = \frac{G_a \cdot (h_\delta \cdot \sin \alpha + a \cdot \cos \alpha)}{L} \varphi_{расч} r_\delta, \quad (7.4)$$

где $\alpha \approx 9,1^\circ$ (уклон 16%) – угол уклона дороги, на которой должен будет затормозить автомобиль.

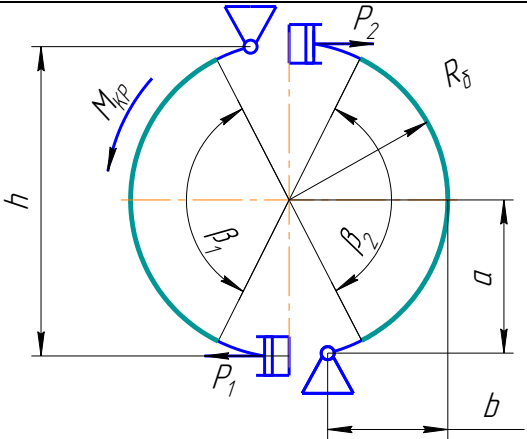
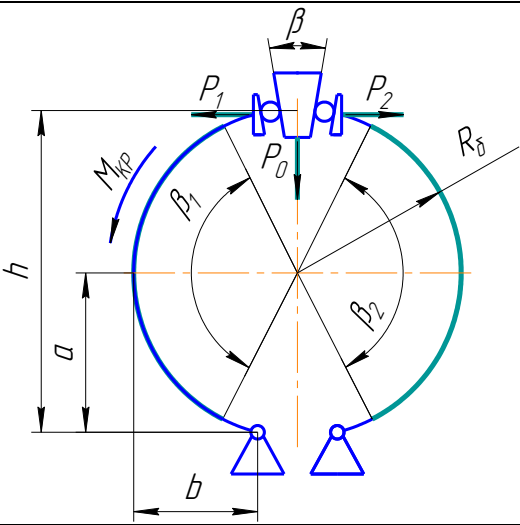
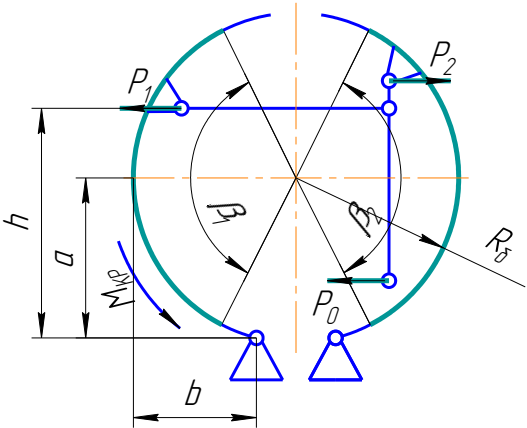
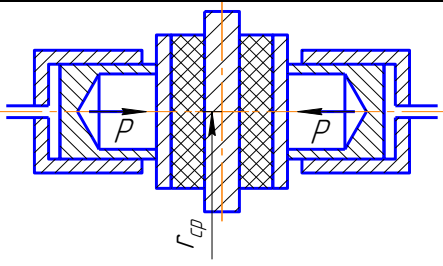
Момент трения $M_{тр}$, который необходимо создать в тормозном механизме, назначают в зависимости от типа и схемы тормозного механизма (таблица 7.1).

Приравняв значение тормозного момента M_T на колесе автомобиля и найденное значение момента трения $M_{тр}$, который может быть создан в тормозном механизме, назначают силу P , которая является выходной величиной для расчета тормозного привода.

Таблица 7.1 – Схемы тормозных механизмов и расчетные формулы для определения моментов трения

Схема механизма	Расчетная формула
	$P_2 > P_1;$ $\frac{P_1}{P_2} = \frac{a - \mu \cdot b}{a + \mu \cdot b};$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_b \frac{2 \cdot P_1}{a - \mu \cdot b};$
	$P_2 = P_1 = P;$ $\frac{\beta_1}{\beta_2} = \frac{a + \mu \cdot b}{a - \mu \cdot b};$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_b \frac{2 \cdot P \cdot a}{a^2 - \mu^2 \cdot b^2};$

Продолжение таблицы 7.1

Схема механизма	Расчетная формула
	$P_2 = P_1 = P ;$ $M_{TP} = \mu \cdot h \cdot R_b \frac{2 \cdot P}{a - \mu \cdot b}$
	$P_1 \approx P_2 = P ;$ $P = \frac{M_{T2}(a^2 - \mu^2 b^2)}{2hR_b \mu a} ;$ $P_0 = 2P \cdot \operatorname{tg} \beta / 2$
	$P_1 \approx P_2 = P ;$ $P = \frac{M_{T2}(a^2 - \mu^2 b^2)}{2hR_b \mu a}$
	$M_T = P \cdot \mu \cdot r_{cp} \cdot n$

В таблице 7.1:

P_0, P_1, P_2, P – приводные силы ;

R_b – рабочий радиус тормозного барабана (определяют из возможности размещения барабана в середине обода колеса);

a, b, h – геометрические размеры тормозного барабана ($a \approx b \approx 0,8 a \approx b \approx 0,8 R_b$) ;

$\mu = 0,3 \dots 0,35$ – коэффициент трения ;

β_1, β_2 – углы обхвата накладок тормозных колодок ($80^\circ \dots 140^\circ$);

β – угол при вершине клина, $\beta \approx 12^\circ$;

r_{cp} – средний радиус тормозной колодки дискового тормозного механизма.

7.1.2. Тормозной привод

Выбирая и определяя тип и конструкцию тормозного привода, исходят из условия полного определения минимального времени и плавности срабатывания, необходимого распределения тормозных сил между колёсами автомобиля, удобства и лёгкости управления, долговечности и простоты конструкции.

Конструкция привода рабочей тормозной системы должна обеспечивать высокую надежность его работы. Для этого следует использовать отдельный тормозной привод колесам разных осей. Стояночная тормозная система должна иметь привод колесным тормозным механизмам, что позволяет использовать ее как запасную.

После выбора и обоснования типа определяют конструкцию основных механизмов и приспособлений тормозного привода (главного тормозного цилиндра, колесных цилиндров, тормозного крана, тормозного цилиндра или камеры, пружинного энергоаккумулятора и др.). Потом находят кинематическое U_k и силовое U_p передаточные числа:

$$U_k = \frac{S_{ned.пab}}{\sum S_k}, \quad (7.5)$$

где $S_{ned.пab}$ – рабочий ход педали тормоза ($S_{ned.пab} = 80 \dots 100$ мм для грузовых автомобилей, $70 \dots 75$ мм для легковых) ;

$\sum S_k$ – суммарное перемещение концов колодок в месте их соединения с поршнями или кулачком (как правило, $S_k = 3 \dots 6$ мм).

Силовое передаточное число тормозного привода U_p определяют исходя из равенности давлений, которые возникают от силы P_{ned} . На тормозную педаль (для гидравлического привода) или от силы давления воздуха в магистрали (для пневматического привода) и сил, которые раздвигают колодки тормозного механизма (рисунок 7.1).

Для гидравлического тормозного привода (рисунок 7.1, а)

$$U_p = \frac{d_1^2}{d_0^2} \cdot \frac{l}{c} \cdot \frac{1}{\eta_{np}}, \quad (7.6)$$

где d_1 , d_0 – диаметр соответственно главного и колесного тормозных цилиндров;
 $\eta_{np} = 0,95 \dots 0,97$ – КПД гидравлического тормозного привода.

Для гидравлического тормозного привода $U_p = 30 \dots 40$ у легковых автомобилей и $U_p = 50 \dots 60$ – у грузовых. Среднее значение давления в тормозной системе $2 \dots 3$ МПа, для аварийных торможений $7 \dots 10$ МПа.

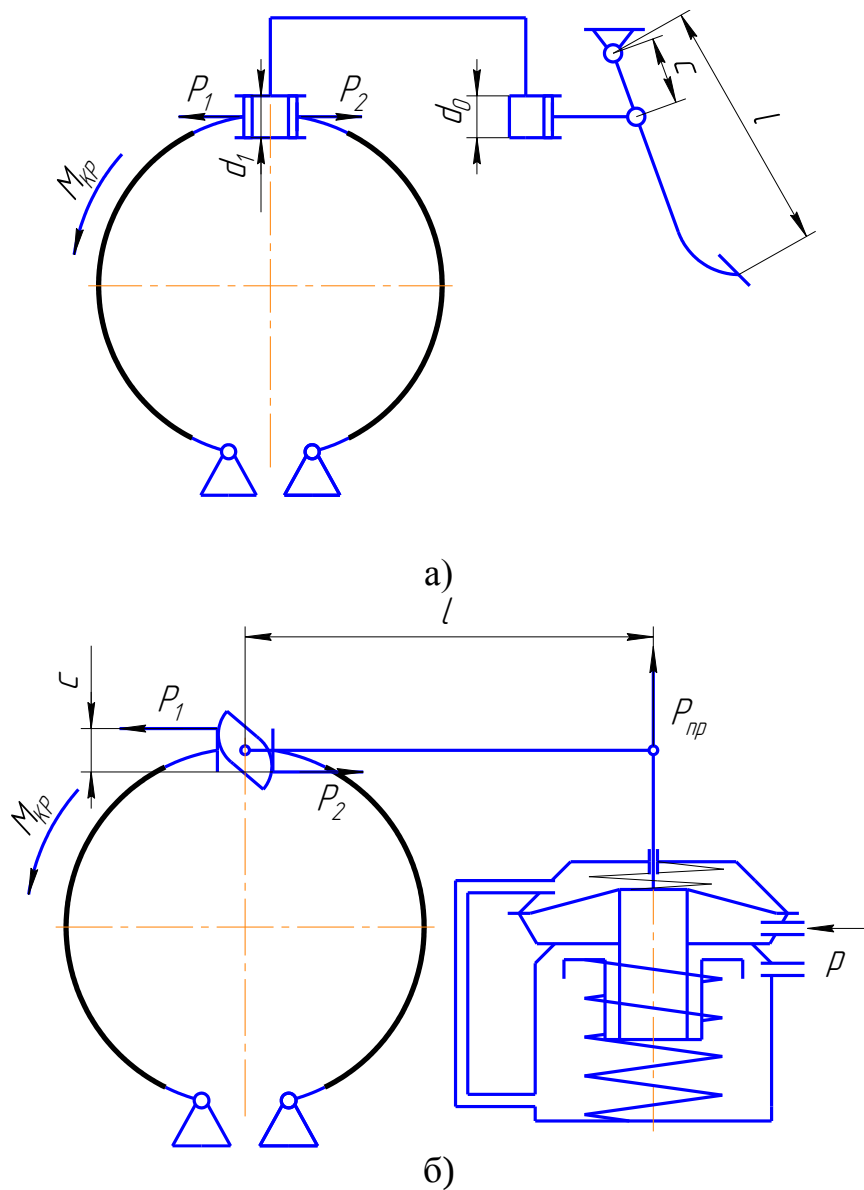


Рисунок 7.1 - Расчетные схемы для определения силового передаточного числа привода тормозной системы: а – гидравлический; б – пневматический тормозной камерой и пружиной энергоаккумулятором

Усилие P_{ned} , которое должен прикладывать водитель для торможения автомобиля

$$P_{ned} = \frac{\sum P_{\tau}}{U_p \eta_{np}}, \quad (7.7)$$

где $\sum P_{\tau}$ - суммарная тормозная сила, которая действует на все колеса автомобиля.

Для рабочего торможения $P_{ned} \leq 100 \dots 150$ Н, а для аварийного $P_{ned} \leq 500$ Н.

Если вычисленное значение P_{ned} превышает 400Н, в тормозном приводе необходимо использовать усилитель.

Для пневматического тормозного привода (рисунок 7.1, б)

$$U_p = \frac{2l}{c\eta_{np}} = \frac{P_1 + P_2}{P_{np}}, \quad (7.8)$$

где $\eta_{np} = 0,92 \dots 0,95$ – КПД механических элементов пневматического тормозного привода.

Силовое передаточное число пневматического тормозного привода $U_p = 100 \dots 300$, давление воздуха в пневмосистеме равно $p_{воз} = 0,65 \dots 0,8$ МПа.

7.2. Индивидуальное задание

Каждый студент выполняет индивидуальное задание, выбрав его вариант в соответствии с суммой двух последних цифр зачетной книжки по таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Выбор модели транспортного средства

№ варианта	Модель автомобиля	№ варианта	Модель автомобиля
0	УРАЛ-5557	10	ГАЗ-33086
1	ГАЗ-3307	11	УАЗ-31512
2	ПАЗ-3205	12	ЗИЛ-433360
3	УРАЛ-4320-01	13	ГАЗ-2705
4	ЗИЛ-3250	14	КамАЗ-4308
5	МАЗ-4370	15	КрАЗ-6510
6	КамАЗ-5320	16	КамАЗ-4310
7	Богдан А069	17	ГАЗ-31029
8	ГАЗ-33104	18	УРАЛ-63685
9	ПАЗ-3206	19	МАЗ-6430

7.3. Порядок выполнения работы

В соответствии с индивидуальным выполнить расчет тормозной системы заданного автомобиля.

7.4. Содержание отчета

- 1) Основные расчетные соотношения.
- 2) Кинематические и расчетные схемы.
- 3) Результаты расчетов.

7.5. Контрольные вопросы

- 1) Особенности конструкции дисковых тормозных механизмов.
- 2) Особенности конструкции барабанных тормозных механизмов.
- 3) Использование дисковых и барабанных тормозных механизмов в современных автомобилях.
- 4) Преимущества и недостатки барабанных и дисковых тормозных механизмов.
- 5) Порядок расчета тормозного момента в тормозных механизмах.
- 6) Критерии выбора типа и конструкции тормозного привода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Осепчугов В.В. Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов, А.К. Фрумкин – М.: Машиностроение, 1989. – 304с.
2. Лукин П.П. Конструирование и расчет автомобиля / П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Радионов – М.: Машиностроение, 1984. – 376с.
3. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия / А.И. Гришкевич, В.А. Вавуло, А.В. Карпов [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1985. – 240с.
4. Автомобили: конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. / А.И. Гришкевич, Д.М. Ломако, В.П. Автушко [и др.]; под ред. А.И. Гришкевича. – Минск: Вышэйш. шк., 1987. – 200с.
5. Проектирование трансмиссий автомобилей: справочник / под общ. ред. А.И. Гришкевича. – М.: Машиностроение, 1984. – 272с.