

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

Курганский государственный университет

Кафедра «Автомобили»

**КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ И  
ТРАКТОРА**

Сборник задач и методические указания  
к проведению практических занятий  
для студентов специальностей 190201, 190109.65, направления 190100

Курган 2012

Кафедра: «Автомобили»

Дисциплина: «Конструирование и расчет автомобиля и трактора»  
(специальность 190201, 190109.65,  
направление 190100).

Составили: канд. техн. наук, доц. С.С. Гулезов  
канд. техн. наук, доц. А.Л. Сергеев

Утвержден на заседании кафедры «14» марта 2012 г.

Рекомендован методическим советом университета «27» апреля 2012 г.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
1 Расчетные режимы при расчете агрегатов трансмиссии на статическую прочность.....	4
1.1 Основные расчетные формулы .....	4
1.2 Задачи.....	5
2 Сцепление.....	6
2.1 Основные расчетные формулы.....	6
2.2 Задачи.....	7
3 Механическая коробка передач.....	10
3.1 Основные расчетные формулы.....	10
3.2 Задачи.....	11
4 Гидромеханическая коробка передач.....	12
4.1 Основные расчетные формулы.....	14
4.2 Задачи.....	15
5 Карданная передача.....	18
5.1 Основные расчетные формулы.....	18
5.2 Задачи.....	19
6 Ведущий мост автомобиля.....	21
6.1 Основные расчетные формулы.....	22
6.2 Задачи.....	23
7 Тормозное управление.....	27
7.1 Основные расчетные формулы.....	28
7.2 Задачи.....	30
8 Рулевое управление.....	32
8.1 Основные расчетные формулы.....	32
8.2 Задачи.....	34
9 Подвеска автомобиля.....	36
9.1 Основные расчетные формулы.....	36
9.2 Задачи.....	38
Список литературы .....	40

## ВВЕДЕНИЕ

Целью практических занятий является закрепление и расширение объема знаний, полученных на лекциях и при самостоятельной работе студентов.

Для успешного выполнения заданий, поставленных на практических занятиях, необходимо повторить материал по осваиваемой теме, как по конспектам лекций, так и по рекомендованной литературе. Особое внимание надо уделить методическим указаниям при выполнении заданий, где приведены порядок расчета и необходимые для расчетов формулы.

По каждой работе студент составляет отчет в отдельной тетради или в конспекте лекций и отчитывается перед преподавателем за выполненную работу.

Принятые сокращения:

КП – коробка передач;

РК – раздаточная коробка;

ГП – главная передача;

ГТ – гидротрансформатор;

ГМКП – гидромеханическая коробка передач;

МКП – многоступенчатая коробка передач.

## 1 РАСЧЕТНЫЕ РЕЖИМЫ ПРИ РАСЧЕТЕ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ НА СТАТИЧЕСКУЮ ПРОЧНОСТЬ

### 1.1 Основные расчетные формулы

Расчетные моменты  $T_p$  при расчете на статическую прочность определяют по трем режимам:

по первому режиму:

$$T_p = T_{e_{\max}} \cdot U_{mp},$$

где  $T_{e_{\max}}$  – максимальный момент двигателя;

$U_{mp}$  – передаточное число трансмиссии до рассчитываемой детали,

по второму режиму:

$$T_p = G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_k / U'_{mp},$$

где  $G_{сц}$  – наибольший сцепной вес с учетом его перераспределения при разгоне;

$\varphi$  – коэффициент сцепления;

$U'_{mp}$  – передаточное число от рассчитываемой детали к ведущему колесу;

$r_k$  – радиус колеса,

по третьему режиму:

$$T_p = T_{e_{\max}} \cdot U_{mp} k_d,$$

где  $k_d$  – коэффициент динамичности.

При решении задач данного раздела необходимо изобразить упрощенную кинематическую схему трансмиссии автомобиля с обозначением детали, для

которой выполняется определение расчетного момента, и указать значения передаточных чисел агрегатов трансмиссии.

## 1.2 Задачи

1 Определите расчетный момент для вторичного вала КП грузового автомобиля. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 400 Нм; сцепной вес на ведущих колесах – 80 кН; коэффициент перераспределения массы при разгоне - 1,2; радиус ведущего колеса - 0,5 м; передаточные числа: ГП - 6; КП на I передаче - 7,5.

2 Определите расчетный момент для промежуточного вала по данным предыдущей задачи. Дополнительные данные: числа зубьев шестерен: первичного вала - 20, привода промежуточного вала - 43, шестерни первой передачи промежуточного вала - 13, вторичного вала - 45.

3 Определите расчетный момент для промежуточного вала по данным предыдущих задач, но на второй передаче. Числа зубьев: шестерни второй передачи промежуточного вала - 22, вторичного вала - 42.

4 Определите расчетный момент для карданного вала грузового автомобиля. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя 300 Нм; сцепной вес на ведущих колесах – 56 кН; коэффициент перераспределения массы при разгоне – 1,2; радиус ведущего колеса – 0,46 м; передаточные числа: ГП – 6,8; КП на I передаче – 6,5.

5 Определите расчетный момент для промежуточного вала КП на I передаче по данным предыдущей задачи. Дополнительные данные: числа зубьев шестерен; первичного вала – 17, привода промежуточного вала – 41, шестерни первой передачи промежуточного вала - 14, вторичного вала – 38.

6 Определите расчетный момент на корпусе дифференциала по исходным данным задачи 4.

7 Определите расчетный момент на корпусе дифференциала по исходным данным задачи 1.

8 Определите расчетный момент на промежуточном валу двойной главной передачи по исходным данным задачи 1. Дополнительные данные: числа зубьев шестерен ГП: ведущая коническая – 11, ведомая – 25, ведущая цилиндрическая – 14, ведомая - 49.

9 Определите расчетный момент на полуоси автомобиля с колесной формулой 4x4. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 120 Нм; вес – 16 кН; радиус колеса – 0,32 м; передаточные числа: ГП – 4,3; КП на I передаче – 3,2; РК – 2,1.

10 Определите расчетные моменты на полуосях автомобиля-тягача с колесной формулой 8x8. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 2200 Нм; сцепной вес на колеса задней тележки – 300 кН; передней тележки – 180 кН; коэффициент перераспределения массы при разгоне – 1,1; радиус ведущих колес задней тележки – 0,74 м; передней тележки – 0,77 м; передаточные числа: колесного редуктора – 5,6; центрального редуктора ГП – 1,9; РК - 1,9; КП на I первой передаче – 3,2; согласующего редуктора между двигателем и гидротрансформатором – 0,9; коэффициент трансформации ГТ – 3.

11 Определите расчетные моменты на валах карданных передач между РК и тележками ведущих мостов по исходным данным предыдущей задачи.

12 Определите расчетные моменты на карданных валах между согласующим редуктором и ГМКП, а также между ГМКП и РК по исходным данным задачи 10.

13 Определите расчетный момент на водиле колесного редуктора по исходным данным задачи 10. Остановлено эпициклическое колесо.

14 Определите расчетный момент на крестовине дифференциала ведущего моста передней тележки по исходным данным задачи 10.

15 Определите расчетный момент на полуосях и валах карданной передачи автомобиля с колесной формулой 6x4. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 637 Нм; вес, приходящийся на тележку – 134 кН; радиус колеса – 0,476 м; передаточные числа: ГП – 6,83; КП на I передаче – 7,82.

## 2 СЦЕПЛЕНИЕ

При конструировании и расчете сцепления, прежде всего, определяется передаваемый им момент исходя из максимального момента двигателя  $T_{e_{max}}$  и требуемого коэффициента запаса сцепления  $\beta$ . Затем определяют основные геометрические параметры ведомого диска и суммарное усилие нажимных пружин исходя из обеспечения допустимого удельного давления фрикционных накладок  $[q]=0,15...0,25$  МПа. Далее выполняется расчет пружин, элементов, связывающих нажимной диск с кожухом сцепления, рычагов выключения сцепления, гасителя крутильных колебаний (демпфера), шлиц ступицы ведомого диска.

Помимо прочностных расчетов деталей сцепления выполняется определение удельной работы буксования и повышение температуры дисков сцепления при трогании автомобиля. При расчете сцепления определяют также основные параметры привода управления сцеплением.

### 2.1 Основные расчетные формулы

Момент, передаваемый сцеплением  $T_{сц} = \beta \cdot T_{e_{max}}$ .

Момент трения сцепления, имеющего число пар трения  $i$ .

$$T_{сц} = P_{\Sigma} \cdot R_{ср} \cdot \mu \cdot i,$$

где  $R_{ср}$  - средний радиус сил трения  $R_{ср} = 0,5(R + r)$ , или более точное выражение

$$R_{ср} = \frac{2(R^3 - r^3)}{3(R^2 - r^2)};$$

$\mu$  - коэффициент трения;

$R$  - наружный радиус фрикционного кольца;

$r$  - внутренний радиус фрикционного кольца.

Работа буксования фрикционного сцепления:

$$L_{\delta} = \frac{T_{e_{\max}} \cdot J_a \cdot \omega_T^2 \cdot b}{2/3 T_{e_{\max}} - T_a};$$

где  $J_a$  - момент инерции автомобиля, приведенный к ведомым частям сцепления,

$$J_a = \frac{1,05 \cdot M_a \cdot r_k^2}{U_k^2 \cdot U_0^2};$$

$\omega_T$  - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном моменте;

$b$  - эмпирический коэффициент,  $b=1,23$  для карбюраторных и  $b=0,72$  для дизельных двигателей;

$T_a$  - момент сопротивления движению, отнесенный к ведомым частям сцепления,

$$T_a = \frac{G_a \cdot \varphi \cdot r_k}{U_k \cdot U_0 \cdot \eta_{\text{тр}}};$$

$M_a$  - масса автомобиля и прицепа.

Повышение температуры ведущего диска сцепления за одно включение:

$$\tau = \frac{L \cdot \gamma}{m_{\text{д}} C},$$

где  $\gamma$  - доля тепла, идущая на нагрев диска;

$m_{\text{д}}$  - масса ведущего диска.

$C$  - удельная теплоемкость материала деталей сцепления. Для дисков из серого чугуна  $C = 540 \text{ Дж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$ .

## 2.2 Задачи

1 Определите коэффициент запаса однодискового сцепления при следующих данных: максимальный момент двигателя – 410 Нм; коэффициент трения – 0,25; удельное давление - 0,2 МПа; наружный диаметр ведомого диска - 0,34 м.

2 Определите суммарное усилие нажимных пружин и удельное давление на фрикционные накладки однодискового сцепления. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 190 Нм; коэффициент запаса сцепления - 1,5; наружный диаметр ведомого диска – 225 мм; коэффициент трения - 0,3.

3 Для двухдискового сцепления определите диаметр проволоки, полное число витков и длину нажимных пружин в свободном состоянии и при включенном сцеплении. Исходные данные: суммарное усилие пружин – 13 кН; число пружин - 24; средний диаметр витка пружины – 32 мм; число рабочих витков - 8; допустимое напряжение для материала пружины – 700 МПа; зазоры между поверхностями при выключенном сцеплении - 0,7 мм.

4 Для однодискового сцепления подберите число пружин и определите их жесткость. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 400 Нм; коэффициент запаса сцепления - 2; наружный диаметр накладки ведомого диска – 340 мм, внутренний диаметр – 186 мм; коэффициент трения - 0,3; число рычагов выключения сцепления - 4; зазоры между поверхностями трения в выключенном состоянии – 0,7 мм.

ченном сцеплении – 1 мм; сила нажимных пружин при выключении сцепления изменяется на 15%; допускаемое усилие пружины – 400...700 Н.

5 Определите коэффициент запаса однодискового сцепления при следующих исходных данных: максимальный момент двигателя – 190 Нм; наружный диаметр фрикционных накладок – 300 мм; внутренний диаметр – 164 мм; коэффициент трения - 0,3; число пружин 9x2; жесткость пружин - 6 и 11 Н/мм; деформация пружин во включенном состоянии сцепления – 35 мм.

6 Определите коэффициент запаса сцепления с диафрагменной пружиной, обеспечивающей усилие на нажимной диск 3300 Н. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 106 Нм; наружный диаметр фрикционных накладок – 204 мм, внутренний диаметр – 146 мм; коэффициент трения - 0,3.

7 Определите давление на фрикционных накладках однодискового сцепления грузового автомобиля. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 290 Нм; коэффициент запаса сцепления - 1,8; наружный диаметр фрикционных накладок – 300 мм; внутренний диаметр – 164 мм; коэффициент трения - 0,3.

8 Определите давление на фрикционных накладках однодискового сцепления легкового автомобиля, исходные данные: максимальный момент двигателя -110 Нм; коэффициент запаса сцепления – 1,6; наружный диаметр фрикционных накладок – 200 мм, внутренний диаметр – 142 мм; коэффициент трения - 0,3.

9 Определите момент трения однодискового сцепления грузового автомобиля, исходные данные: число нажимных пружин - 16; параметры нажимной пружины: диаметр проволоки - 4,5 мм; средний диаметр пружины - 25,5 мм; длина пружины в свободном состоянии – 63 мм; длина пружины в рабочем состоянии – 45 мм; число рабочих витков - 6,5; наружный диаметр фрикционной накладки – 340 мм; внутренний диаметр – 190 мм; коэффициент трения - 0,3.

10 Определите момент трения двухдискового сцепления. Исходные данные: число нажимных пружин – 16; длина пружины в свободном состоянии – 63 мм; длина пружины в рабочем состоянии – 45 мм; внутренний диаметр ведомого диска – 186 мм; коэффициент запаса сцепления – 1,6; коэффициент трения – 0,25. Покажите на графике, как изменяется момент трения при износе фрикционных накладок на 2 и 4 мм. Определите допустимый износ накладок, если максимальный момент двигателя равен 480 Нм.

11 Определите усилие на педали однодискового сцепления. Исходные данные: усилие нажимной пружины в рабочем состоянии – 700 Н; число нажимных пружин – 16; передаточные числа: рычагов выключения – 5,3; вилки – 2,1; педали – 6,5; КПД привода – 0,9. Как изменится это усилие в конце выключения, если ход нажимного диска составляет 1,8 мм, а жесткость нажимной пружины – 40 Н/мм.

12 Определите передаточное число механического привода, свободный и рабочий ход педали однодискового сцепления. Исходные данные: усилие на педали при выключении – 150 Н; суммарное усилие цилиндрических пружин при включенном сцеплении – 7,5 кН; при выключенном сцеплении сила на-



жимных пружин изменяется на 12 %; зазоры между дисками в выключенном положении – 0,8 мм; зазор между муфтой выключения и рычагами выключения – 2,5 мм; передаточные числа: вилки выключения – 1,7; рычагов выключения – 4,7; КПД привода – 0,86.

13 Определите диаметр рабочего цилиндра сцепления легкового автомобиля. Исходные данные: усилие на педали – 90 Н; максимальный момент двигателя – 110 Нм; коэффициент запаса сцепления – 1,6; наружный диаметр накладки ведомого диска – 200 мм; внутренний диаметр – 146 мм; коэффициент трения – 0,3; передаточные числа: рычагов выключения – 3,5; вилки – 1,8; педали – 6,8; КПД механического привода – 0,9; диаметр главного цилиндра – 20 мм; КПД гидравлического привода – 0,97.

14 Определите жесткость и момент сопротивления пружин гасителя крутильных колебаний ведомого диска грузового автомобиля. Исходные данные: число пружин - 8; диаметр проволоки - 3,5 мм; внутренний диаметр пружины - 11,5 мм; число рабочих витков - 3,75; допускаемое напряжение – 630 МПа; радиус установки пружин – 58 мм.

15 Определите жесткость пружины демпфера сцепления, ее деформацию при установке и максимальные напряжения. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 150 Нм; коэффициент запаса сцепления - 1,5; число пружин - 8; средний диаметр витка – 20 мм; диаметр проволоки – 4 мм; число рабочих витков - 5; радиус установки пружин – 50 мм.

16 Определите площадь контакта направляющего элемента ведущего диска. Исходные данные: число направляющих элементов, соединяющих диск с маховиком - 3; средний радиус контакта – 220 мм; максимальный момент двигателя – 290 Нм; коэффициент запаса сцепления - 2; коэффициент учета распределения нагрузки на ведущий диск - 0,5; допускаемое напряжение смятия – 10 МПа.

17 Определите напряжение изгиба в опасном сечении рычага выключения сцепления грузового автомобиля. Исходные данные: суммарное усилие нажимных пружин – 9 кН; число рычагов - 3; передаточное число рычагов - 4,7; расстояние до опасного сечения – 55 мм; момент сопротивления изгибу –  $0,37 \text{ см}^3$ .

18 Определите удельную работу буксования и повышение температуры однодискового фрикционного сцепления за одно трогание автомобиля с места. Исходные данные: масса автомобиля – 1500 кг; радиус ведущих колес - 0,3 м суммарное передаточное число трансмиссии - 15; коэффициент сопротивления качению - 0,015; двигатель карбюраторный с максимальным моментом – 130 Нм при угловой скорости – 2500 об/мин или 262 рад/с; наружный диаметр фрикционной накладке ведомого диска – 203 мм, внутренний диаметр – 145 мм; масса нажимного диска – 5 кг.

19 Определите удельную работу буксования и повышение температуры за одно включение двухдискового сцепления грузового автомобиля с дизельным двигателем. Исходные данные: масса автопоезда – 27220 кг; радиус ведущих колес - 0,5 м; коэффициент сопротивления качению – 0,018; передаточные числа: ГП - 6,53; КП - 6,38; момент двигателя – 550 Нм при начальной угловой

скорости – 1970 мин<sup>-1</sup> или 206 рад/с; наружный диаметр фрикционной накладки ведомого диска – 350 мм, внутренний диаметр – 200 мм; масса среднего ведущего диска – 12 кг.

### 3 МЕХАНИЧЕСКАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Расчет коробок передач ведется в два этапа. На первом уточняются передаточные числа коробки передач и определяются геометрические параметры зубчатых колес и валов. В ходе выполнения второго этапа выполняется расчет шестерен на выносливость по изгибным и контактным напряжениям и на статическую прочность, расчет валов на прочность и жесткость, расчет синхронизаторов на правильное функционирование и долговечность по износу выравнивающих элементов, расчет остальных деталей механизма переключения передач. Необходимо так же подобрать подшипники валов и шестерен, обеспечивающих достаточную долговечность и нагрузочную способность.

#### 3.1 Основные расчетные формулы

Межосевое расстояние для соосных трехвальных коробок передач:

$$a_{\omega} = k\sqrt[3]{T_{e_{\max}} \cdot U_1},$$

Окружная сила в зацеплении зубчатых колес:

$$F_t = \frac{T_r}{r_0},$$

где  $T_r$  - расчетный момент на валу шестерни;

$r_0$  - радиус начальной окружности шестерни.

Осевая сила в зацеплении зубчатых колес:

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta,$$

где  $\beta$  - угол наклона зубьев.

Радиальная сила в зацеплении зубчатых колес:

$$F_r = \frac{F_t}{\operatorname{Cos}\beta} \cdot \operatorname{tg}\alpha,$$

где  $\alpha$  - угол профиля зуба; обычно угол профиля зуба выбирают 20°.

Условие нормальной работы синхронизатора:

$$\operatorname{tg}\beta \leq \frac{\mu \cdot r_c}{\sin \gamma \cdot r_0},$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;

$r_c$  и  $r_0$  - средние радиусы трения конуса и блокирующих поверхностей;

$\gamma$  - половина угла конуса;

$\beta$  - угол наклона блокирующих поверхностей.

Давление на поверхности конуса трения:

$$p = \frac{P \cdot U}{2 \cdot \pi \cdot r_c \cdot l \cdot \sin \gamma} \leq 1,0 \dots 1,5 \text{ МПа},$$

где  $P$  - усилие, прикладываемое водителем при включении передач,  $P = 50 \dots 100$  Н;

$U$  - передаточное число механического привода;

$l$  - длина контактной линии конической поверхности.

### 3.2 Задачи

1 Из условия отсутствия осевых сил определите углы наклона шестерен второй, третьей и четвертой передачи для трехвальной КП, если угол наклона зубьев пары шестерен привода промежуточного вала –  $24^{\circ}$ , а числа зубьев пар шестерен составляют: привода промежуточного вала – 20 и 43, второй передачи – 22 и 42, третьей – 31 и 33, четвертой передачи – 38 и 26. Изобразите схему КП, укажите на ней осевые силы и наклон зубьев.

2 Определите силы, действующие на зубья шестерен трехвальной КП легкового автомобиля. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 90 Нм; коэффициент запаса сцепления – 1,6; сцепной вес автомобиля – 7400 Н; радиус колеса – 0,28 м; параметры шестерен привода промежуточного вала: числа зубьев – 17 и 29, наклон зубьев –  $31^{\circ}$ ; первой передачи – 15 и 33,  $27^{\circ}$ ; второй передачи – 20 и 27,  $29^{\circ}$ ; третьей передачи – 24 и 21,  $31^{\circ}$ ; модуль зубьев всех шестерен – 2,5 мм; передаточное число КП – 4,3.

3 Определите силы, действующие на зубья шестерен трехвальной КП легкового автомобиля. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 190 Нм; коэффициент запаса сцепления – 1,7; радиус колеса – 0,31 м; сцепной вес автомобиля – 9500 Н; передаточное число КП – 4,1; параметры шестерен: привода промежуточного вала – числа зубьев – 16 и 29, наклон зубьев –  $34^{\circ}$ ; первой передачи – 15 и 29,  $29^{\circ}$ ; второй передачи – 20 и 25,  $29^{\circ}$ ; третьей передачи – 25 и 20,  $34^{\circ}$ ; модуль зубьев первой и второй передач – 3 мм, третьей передачи и привода промежуточного вала – 2,75 мм.

4 Определите силы, действующие на зубья шестерен трехвальной КП грузового автомобиля. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 290 Нм; коэффициент запаса сцепления – 2; сцепной вес автомобиля – 56 кН; радиус колеса – 0,46 м; передаточное число КП – 6,83; параметры шестерен: привода промежуточного вала – числа зубьев 17 и 41, наклон зубьев –  $23,5^{\circ}$ ; первой передачи – 16 и 43; второй передачи – 25 и 32,  $23,5^{\circ}$ ; третьей передача – 34 и 24,  $23,5^{\circ}$ ; модуль зубьев шестерен первой передачи – 3,75 мм, остальных передач – 3,5 мм.

5 Приблизительно определите межосевое расстояние и диаметры валов трехвальной КП легкового автомобиля при максимальном крутящем моменте двигателя 110 Нм и передаточном числе первой передачи КП – 3,7; а также для грузового автомобиля с моментом двигателя – 410 Нм и передаточном числе первой передачи КП – 7,44.

6 Рассчитайте вторичный вал КП грузового автомобиля на жесткость по величине прогиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях, а также по суммарному прогибу. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя – 400 Нм; число зубьев: привода промежуточного вала – 20 и 43, первой передачи – 13 и 45, второй передачи – 22 и 42; наклон зубьев шестерен второй

передачи и привода промежуточного вала –  $25^0$ ; модуль зубьев: первой передачи - 4,25 мм, второй передачи - 3,5 мм; расстояния от опор: шестерни первой передачи - 250 и 90 мм, второй передачи - 210 и 130 мм; расчетный диаметр вторичного вала – 58 мм.

7 По исходным данным предыдущей задачи определите угол перекоса шестерни второй передачи относительно вертикальной и горизонтальной осей вторичного вала при передаче максимального крутящего момента, а также рассчитайте вторичный вал на статическую прочность по суммарному напряжению изгиба и кручения.

8 Определите угол скручивания вторичного вала КП легкового автомобиля на прямой и первой передачах. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя - 190 Нм; расчетный диаметр вала – 30 мм; длина вала соответственно - 760 и 420 мм.

9 Используя данные из таблицы 3.1 (вариант 3), определить величину осевых сил, действующих на подшипник промежуточного вала коробки передач автомобиля.

10 Рассчитать вторичный вал коробки передач на статическую прочность по суммарным напряжениям изгиба и кручения:

первая передача: диаметр вала 6,2 см, расстояние до опор - 25 и 9 см;

вторая передача: диаметр вала 4,8 см, расстояние до опор – 21 и 13 см.

Необходимые для расчета данные взять из таблицы 3.1 (вариант 2).

11 Рассчитать вторичный вал коробки передач на жесткость по величине прогиба в вертикальной и горизонтальной плоскости и по суммарному прогибу, учитывая данные задачи 10 и таблицы 3.1 (вариант 2).

12 Рассчитать вторичный вал коробки передач на жесткость по величине прогиба в вертикальной и горизонтальной плоскости и по суммарному прогибу.

первая передача: расстояние от шестерни до опор - 19 и 4 см;

вторая передача: расстояние от шестерни до опор – 11 и 12 см.

Данные взять из таблицы 3.1 (вариант 1).

13 Для вторичного вала коробки передач определить угол перекоса шестерни второй передачи в вертикальной и горизонтальной плоскости при передаче максимального момента, учитывая данные задачи 10 и таблицы 3.1 (вариант 2).

14 Определить максимально допустимый угол  $\beta^0$  синхронизатора, при котором исключается включение передачи до уравнивания угловых скоростей (рисунок 3.1). Данные для расчета в таблице 3.2 (варианты 1а и 1б).

#### 4 ГИДРОМЕХАНИЧЕСКАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

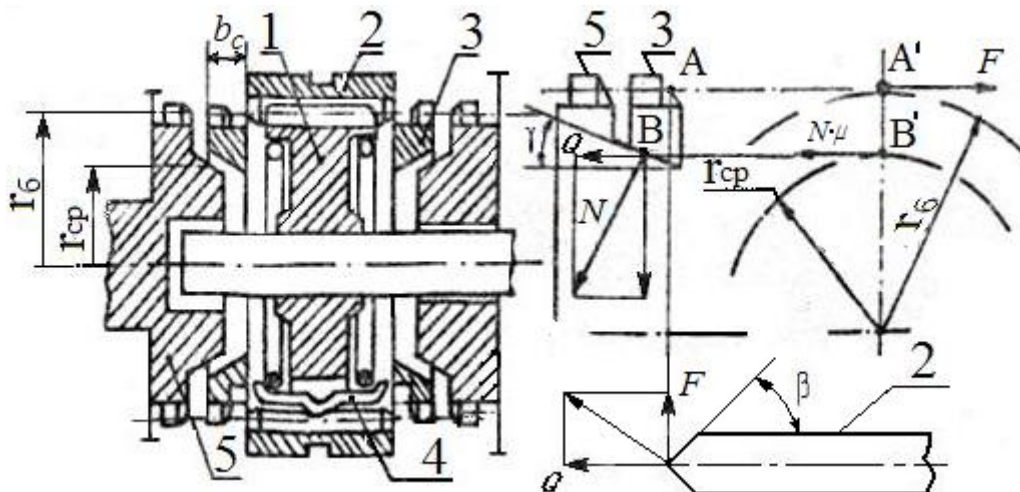
Задачей расчета ГМКП является определение геометрических и кинематических параметров гидротрансформатора и механического редуктора. Расчет производится в два этапа. На первом этапе определяют параметры ГМКП по исходным данным, строят тягово-экономические характеристики автомобиля с ГМКП, на втором - производят прочностной расчет ГМКП.

Таблица 3.1 - Параметры зубчатых колес трехвальных коробок передач автомобилей

Вариант	Передача	$m_n$ , мм	$\beta^0$	$\alpha^0$	Z	$b_\omega$ , мм	Пара постоянно-го зацепления	$T_{e_{max}}$ , Нм
1	I	2,5	$21^018'$	$20^0$	15-33	13	$\beta = 32^018'$	111,2
	II	2,5	$22^011'$	$20^0$	21-27	12	Z-17-27	
2	I	4,25	$0^0$	$20^0$	13-45	30	$\beta = 24^040'$	402
	II	3,5	$24^040'$	$20^0$	22-42	29	Z-20-43	
3	I	4,25	$0^0$	$20^0$	16-62	32	$\beta = 26^022'$	666
	II	4,25	$26^0$	$20^0$	22-47	32	Z-28-38	
	III	4,25	$24^0$	$20^0$	33-37	32	$m_n = 4,5$	
	IV	4,25	$24^0$	$20^0$	47-23	32	$b_\omega = 35$	

Таблица 3.2 - Данные для расчета синхронизатора

Вариант	Переключение $U_k$	$J_{B,2}$ , кгм <sup>2</sup>	$\omega_e$ , 1/с	$\gamma^0$	$r_6$ , мм	$r_c$ , мм	$b_c$ , мм	$\mu$
1а	I-II	0,061	450	6	37	30,5	9,5	0,06
1б	3,5-2,26 IV-III 1-1,45		240	6	33	27,5	9,5	0,06
2а	III-IV	0,11	320	7	39	31	10	0,1
2б	1,71-1 IV-III 1-1,71		210	7	39	31	10	0,1



а – схема синхронизатора; б – схема приложения сил;  
 1 – ступица; 2 – скользящая муфта; 3 - кольцо бронзовое; 4 – сухарик;  
 5 – шестерня

Рисунок 3.1- Расчетная схема инерционного синхронизатора ГАЗ

Расчет механической части ГМКП не отличается от расчета ступенчатых коробок передач или планетарных механизмов, включая расчет многодисковых фрикционов в отдельных случаях. Расчет гидротрансформатора начинают с определения диаметра, учитывая теорию подобия гидродинамических передач и условие совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора. Для комплексных гидротрансформаторов вводят расчет муфты свободного хода. Расчетный момент для ГМКП определяется с учетом максимального коэффициента трансформации гидротрансформатора.

#### 4.1 Основные расчетные формулы

Момент на насосном колесе гидротрансформатора:

$$T_H = \lambda_H \cdot \omega_H^2 \cdot \rho \cdot D^5,$$

где  $\lambda_H$  - коэффициент изменения момента;

$\omega_H$  - угловая скорость насосного колеса ( $c^{-1}$ );

$\rho$  - плотность рабочей жидкости ( $860 \text{ Нс}^2\text{м}^{-4}$ );

$D$  - активный диаметр гидротрансформатора, м.

Момент на турбинном колесе гидротрансформатора:

$$T_T = T_H \cdot K,$$

где  $K$  – коэффициент трансформации.

Максимальный расчетный момент на выходном валу гидротрансформатора:

$$T_{PAC} = 0,7 \cdot T_{e\max} \cdot U_P \cdot K_O,$$

где  $T_{e\max}$  - максимальный момент двигателя;

$U_P$  - передаточное число согласующего редуктора;

$K_O$  - коэффициент трансформации на стоповом режиме (максимальный).

Основное уравнение кинематики планетарного ряда:

$$\omega_1 - p \cdot \omega_2 = (1 - p) \cdot \omega_H,$$

где  $\omega_1$  - угловая скорость солнечного колеса;

$\omega_2$  - угловая скорость эпицикла;

$\omega_H$  - угловая скорость водила;

$p$  - кинематический параметр планетарного ряда:

$$p = U_{12}^H = \pm \frac{z_2}{z_1},$$

где  $U_{12}^H$  - передаточное число от солнечного колеса к эпициклу при остановленном водиле;

$z_1, z_2$  – числа зубьев солнечного колеса и эпицикла соответственно.

Число степеней свободы планетарной коробки передач:

$$W = n - k_{\text{мех}},$$

где  $n$  – число подвижных звеньев, включая ведущее и ведомое;

$k_{\text{мех}}$  – число составляющих передачу механизмов.

Общий коэффициент полезного действия двухпоточной передачи:

$$\eta = K(1 + p \cdot i) / (p + K),$$

где  $i$  - передаточное отношение гидротрансформатора.

## 4.2 Задачи

1 Определить величину прозрачности, эксплуатационный рабочий диапазон (по  $i_r$ ), эксплуатационный коэффициент приспособляемости (по  $K_r$ ) гидротрансформатора по характеристике на рисунке 4.1.

2 Рассчитать активный диаметр гидротрансформатора проектируемой ГМКП, используя одно из следующих условий совмещения двигателя и гидротрансформатора: а)  $\omega_H = (0,3 \div 0,45) \cdot \omega_N$ ; б)  $\omega_H = (0,5 \div 0,75) \cdot \omega_N$ ; в)  $\omega_H = (0,75 \div 0,85) \times \omega_N$ , для легкового автомобиля ( $\omega_H = 450 \text{ с}^{-1}$ ), грузового автомобиля ( $\omega_H = 350 \text{ с}^{-1}$ ), автобуса с дизелем ( $\omega_H = 300 \text{ с}^{-1}$ ),  $T_e = 400 \text{ Нм}$ .

3 По характеристике гидротрансформатора (рисунок 4.1) определить момент на турбинном колесе при  $i = 0$  и на режиме гидромукты  $i = i_{\text{ГМ}}$ . Частота вращения коленчатого вала двигателя постоянна  $\omega_c = 280 \frac{1}{\text{с}}$ , плотность жидкости  $\rho = 910 \text{ Нс}^2 \text{ м}^{-4}$  активный диаметр гидротрансформатора  $D = 0,32 \text{ м}$ .

4 Определить расчетное усилие на выходном валу гидромеханической коробки передач при скорости движения автомобиля  $V_a = 18 \text{ км/час}$ . Передаточные числа трансмиссии  $U_K = 3,2; U_O = 4,1$ , радиус колеса  $r_K = 0,36 \text{ м}$ . Безразмерная характеристика гидротрансформатора на рисунке 4.1. Максимальный момент двигателя  $T_{e\text{max}} = 180 \text{ Нм}$  при  $\omega_e = 300 \frac{1}{\text{с}}$ .

5 Используя характеристику гидротрансформатора (рисунок 4.1), определить значение крутящего момента двигателя, соответствующего максимальному КПД гидротрансформатора, при следующих данных: скорость автомобиля  $V_a = 85 \text{ км/час}$ , передаточные числа трансмиссии  $U_K = 1; U_O = 4,1$ , радиус колеса  $r_K = 0,31 \text{ м}$ , для:

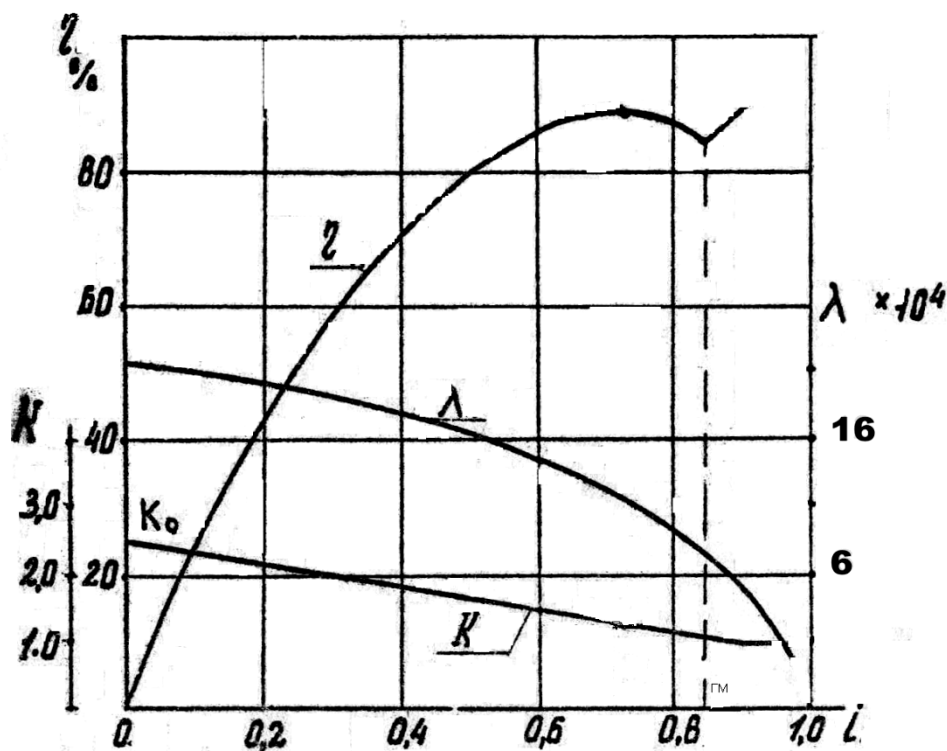
а) диаметр гидротрансформатора  $D = 0,30 \text{ м}$ ;

б) диаметр гидротрансформатора  $D = 0,35 \text{ м}$ .

6 Определить значения крутящего момента двигателя при работе гидротрансформатора на режиме гидромукты для автомобиля по данным, указанным в предыдущей задаче.

7 По схеме двухпоточной гидромеханической передачи (рисунок 4.2) и характеристики гидротрансформатора (рисунок 4.1) определить КПД этой передачи при передаточном отношении  $i = 0,7$ .

8 Для схемы планетарной коробки передач, изображенной на рисунке 4.3, определить число подвижных звеньев, составляющих передачу, и число степеней свободы. Пользуясь данными таблицы 4.1 определить кинематический параметр каждого планетарного ряда и передаточные числа коробки передач, если числа зубьев зубчатых колес для первого планетарного ряда составляют: солнечной шестерни - 26, эпицикла - 58, а для второго - 26 и 64 соответственно.



$l$	0	0,2	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,85ГМ	0,9
$K$	2,4	2,1	1,8	1,6	1,41	1,25	1,07	1,0	1,0
$\lambda$	18,5	18,0	17,3	16,0	14,5	12,2	9,4	7,0	4,5
$\eta$	0	0,42	0,72	0,80	0,85	0,88	0,86	0,85	0,86

Рисунок 4.1- Безразмерная характеристика гидротрансформатора

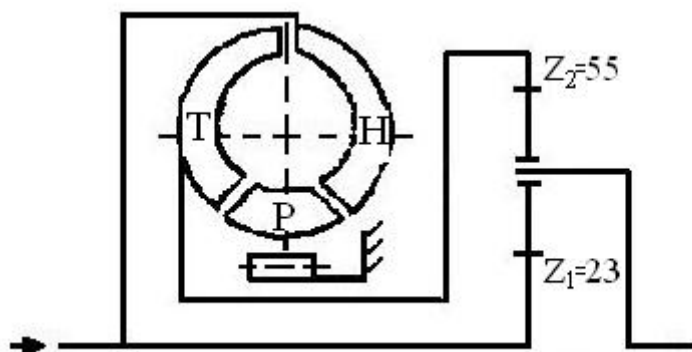


Рисунок 4.2 - Схема двухпоточной гидромеханической передачи

9 Условие, как и в задаче 8. Числа зубьев 26, 66 и 26, 70 соответственно.

10 Условие, как и в задаче 8. Числа зубьев 28, 66 и 26, 70 соответственно.

11 Условие, как и в задаче 8. Числа зубьев 28, 66 и 30, 70 соответственно.



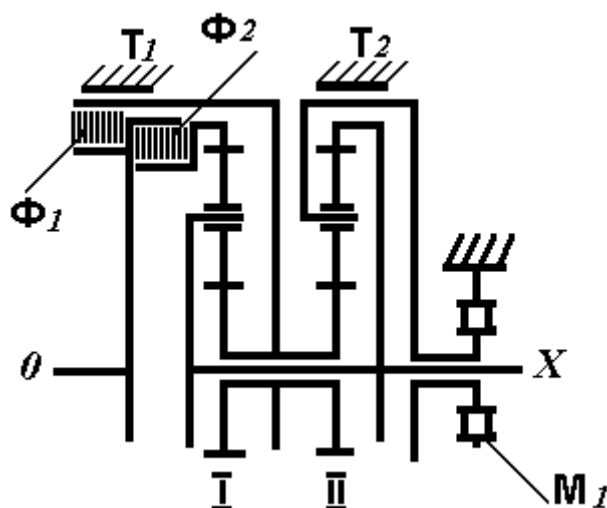


Рисунок 4.3– Схема планетарной коробки передач

Таблица 4.1 – Положения рычага выбора диапазона и включенные состояния элементов управления коробки передач

Диапазон	Передача	Передачное число	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$T_1$	$T_2$	$M_1$
R	R		+			+	
D	1			+			+
	2			+	+		
	3		+	+			

12 Для схемы планетарной коробки передач, изображенной на рисунке 4.4, определить число подвижных звеньев, составляющих передачу, и число степеней свободы. Пользуясь данными таблицы 4.2 определить кинематический параметр каждого планетарного ряда и передаточные числа коробки передач, если числа зубьев зубчатых колес для первого планетарного ряда составляют: солнечной шестерни - 28, эпицикла – 60, а для второго - 42 и 74 соответственно.

13 Условие, как и в задаче 12. Числа зубьев 30, 72 и 40, 74 соответственно.

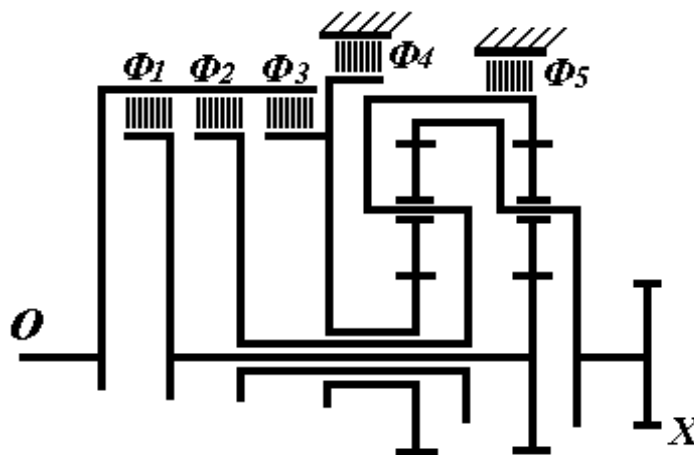


Рисунок 4.4 - Схема четырехступенчатой коробки передач

Таблица 4.2 – Передаточные числа и включенные состояния элементов управления коробки передач

Передача	Передаточные числа	$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_3$	$\Phi_4$	$\Phi_5$
R				+		+
1		+				+
2		+			+	
3		+	+			
4			+		+	

14 Условие, как и в задаче 12. Числа зубьев 32, 84 и 38, 70 соответственно.

15 Условие, как и в задаче 12. Числа зубьев 28, 78 и 40, 72 соответственно.

## 5 КАРДАННАЯ ПЕРЕДАЧА

При расчете карданных передач автомобилей с колесной формулой 4x2 в качестве расчетного момента принимают меньший из двух моментов, определенных по максимальному моменту двигателя и по сцеплению ведущих колес с дорогой. При расчете карданных передач многоприводных автомобилей, расположенных за раздаточной коробкой, и для шарниров равных угловых скоростей за расчетный момент принимают момент по условиям сцепления ведущих колес с дорогой. Карданные валы рассчитывают на критическое число оборотов, кручение, сжатие и растяжение. Шип крестовины карданного шарнира рассчитывают на изгиб и на срез, сама крестовина - на разрыв. В вилках карданного шарнира определяют напряжения изгиба и кручения в наиболее опасном сечении. Игольчатые подшипники проверяют по статической грузоподъемности.

### 5.1 Основные расчетные формулы

Критическая частота вращения карданного вала (размеры в метрах):

$$n_{кр} = 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{l^2},$$

где  $D, d$  - наружный и внутренний диаметры вала;  
 $l$  - длина вала.

Угол закручивания карданного вала:

$$\theta = \frac{T_{e_{max}} \cdot U_{тр}}{G \cdot J_{кр}} \cdot \frac{180^0}{\pi},$$

где  $U_{тр}$  - передаточное число трансмиссии от двигателя до карданного вала;

$G$  – модуль упругости второго рода;

$J_{кр}$  - полярный момент инерции сечения вала.

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник:

$$Q_{\text{доп}} = 7900 \frac{z_p \cdot l_p \cdot d_p}{\sqrt[3]{\frac{n_r}{U_1} \operatorname{tg} \gamma}}$$

где  $z_p, l_p, d_p$  - число, длина и диаметр иголок в подшипнике соответственно, размеры в см;

$n_r$  - частота вращения коленчатого вала двигателя при оборотах максимального крутящего момента;

$U_1$  - передаточное число трансмиссии от двигателя до шарнира на первой передаче.

## 5.2 Задачи

1 По данным таблицы 5.1 рассчитать критическую частоту вращения карданного вала и определить коэффициент запаса по критической частоте вращения.

2 Оцените правильность выбора трубы карданной передачи, соединяющей средний и задний ведущие мосты автомобиля с колесной формулой бх4. Исходные данные: база тележки – 1320 мм; максимальная скорость автомобиля – 80 км/ч; радиус колеса - 0,48 м; передаточное число ГП - 5,94; передаточное число первой передачи КП - 7,82; максимальный крутящий момент двигателя – 640 Нм; максимальная частота вращения коленчатого вала – 2600 об/мин; карданный вал изготовлен из холоднокатаной ленты толщиной 3 мм, наружный диаметр вала – 77 мм.

Таблица 5.1- Данные для расчета карданных передач автомобилей

Вариант	Длина L, мм	Карданный вал		Крестовина			$T_{e_{\max}}$ , Нм	$n_{e_{\max}}$ , об/мин	$U_1$
		d, мм	$\delta$ , мм	H, мм	h, мм	d, мм			
1	785	66	2,0	57,2	11,7	14,7	105	6200	3,8
2	1164	71	1,8	74,2	13,5	15,2	107	6300	3,5
3	1208	69	2,5	80,0	14,8	16,3	186	5200	3,5
4	1295	71	2,1	90,0	19,0	22,0	284	3200	6,55
5	1425	71	3,0	108,0	19,5	25,0	402	3200	7,44
6	1704	82	3,5	127,0	19,5	33,6	882	2300	5,26

3 Рассчитайте критическую частоту вращения карданного вала легкового автомобиля. Исходные данные: первый вариант - длина вала – 785 мм; внутренний диаметр вала – 66 мм; толщина стенки – 2 мм; максимальная частота вращения вала – 6200 об/мин; максимальный момент двигателя – 100 Нм; передаточное число первой передачи КП - 3,6; второй вариант – 1164 мм; 70 мм; 1,8 мм; 6300 об/мин; 110 Нм; 3,5. Рассчитайте карданные валы на статическую прочность по напряжению кручения и на жесткость по углу закручивания на I м длины вала.

4 Рассчитайте критическую частоту вращения карданного вала. Исходные данные: первый вариант - легковой автомобиль - длина вала – 1208 мм; внутренний диаметр вала - 69 мм; толщина стенки вала - 2,5 мм; максимальная частота вращения вала - 5200 об/мин; максимальный момент двигателя – 186 Нм;

передаточное число первой передачи КП - 3,5; второй вариант - грузовой автомобиль – 1295 мм; 71 мм; 2,1 мм; 3200 об/мин; 284 Нм; 6,55.

Рассчитайте карданные валы на статическую прочность по напряжению кручения и на жесткость по углу закручивания на 1 м длины вала.

5 Рассчитайте критическую частоту вращения карданного вала грузового автомобиля. Исходные данные: первый вариант - длина карданного вала – 1425 мм; внутренний диаметр вала – 71 мм; толщина стенки – 3 мм; максимальная частота вращения – 3200 об/мин; максимальный крутящий момент двигателя – 400 Нм; передаточное число КП на первой передаче - 7,44; второй вариант – 1704 мм; 82 мм; 3,5 мм; 2300 об/мин; 882 Нм; 5,25. Определите запас по частоте вращения. Рассчитайте карданный вал по напряжению кручения и по углу закручивания на 1 м длины вала.

6 Определите напряжения смятия и среза на шлицах карданной передачи автомобиля. Исходные данные: наружный и внутренний диаметры шлиц – 38 мм и 30 мм; число шлиц – 16; длина и ширина шлиц – 100 мм и 3 мм; расчетный момент – 1840 Нм.

7 Определите напряжения сжатия в карданной передаче автомобиля от осевых сил, возникающих в шлицевом соединении. Исходные данные: средний радиус шлицевой части вала – 22 мм; коэффициент трения - 0,2; максимальный момент двигателя – 400 Нм; передаточное число первой передачи КП - 7,44.

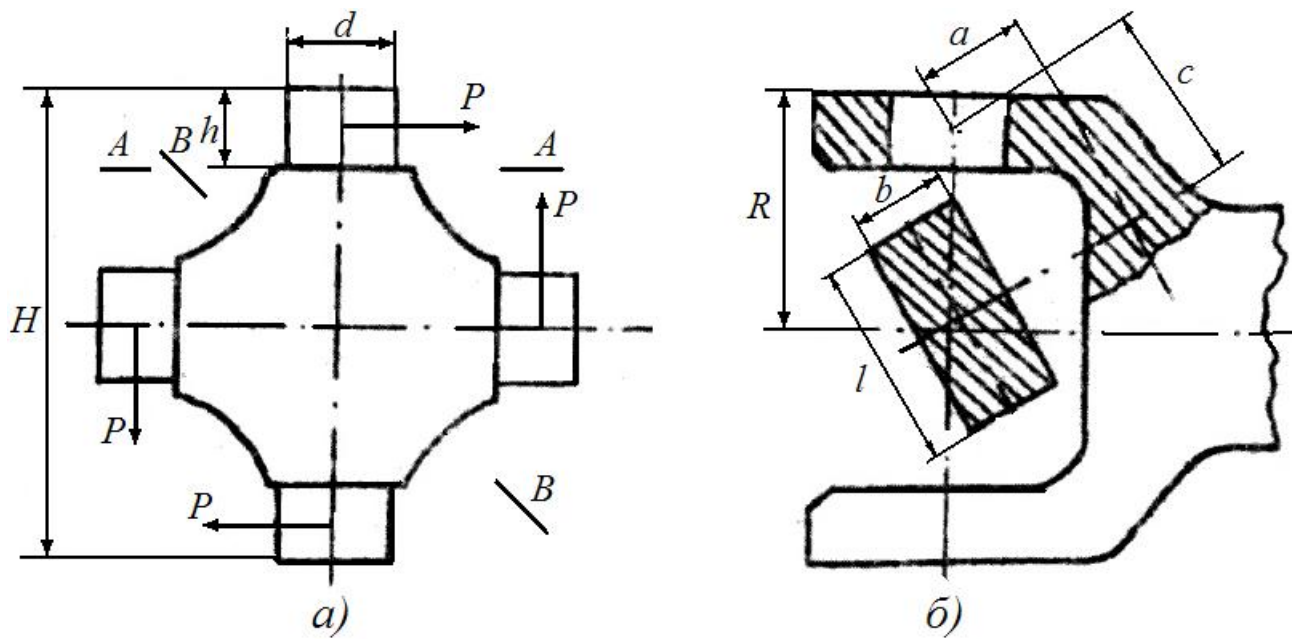
8 Рассчитайте вилку карданного вала легкового автомобиля. Исходные данные: максимальный момент двигателя – 186 Нм; передаточное число первой передачи КП - 3,5; расстояние от оси шарнира до торца вилки – 33 мм; размеры опасного сечения: ширина – 17 мм; длина – 50 мм; плечо  $c=30$  мм; плечо  $a=15$  мм (рисунок 5.1).

9 По исходным данным задачи 3 рассчитайте крестовину карданного шарнира легкового автомобиля. Дополнительные данные: первый вариант - высота крестовины - 57,2 мм; высота шипа - 11,7 мм; диаметр шипа - 14,7 мм; площадь сечение крестовины – 6 см<sup>2</sup>; второй вариант - 74,2 мм; 13,5 мм; 15,2 мм; 7 см<sup>2</sup>.

10 По исходным данным задачи 4 рассчитайте крестовину карданного шарнира. Дополнительные данные: первый вариант - высота крестовины – 80 мм; высота шипа – 15 мм; диаметр шипа - 16,3 мм; площадь сечения крестовины – 8 см<sup>2</sup>; второй вариант – 90 мм; 19 мм; 22 мм; 10 см<sup>2</sup>.

11 По исходным данным задачи 4 рассчитайте крестовину карданного шарнира грузового автомобиля. Дополнительные данные: первый вариант - высота крестовины – 108 мм; высота шипа - 19,5 мм; диаметр шипа – 25 мм; сечение крестовины – 12 см<sup>2</sup>; второй вариант - 127 мм; 19,5 мм; 33,6 мм; 15 см<sup>2</sup>.

12 По данным таблиц 5.1 и 5.2 (варианты 1-3) определить радиальную нагрузку на игольчатый подшипник крестовины шарнира и сравнить её с допустимой величиной при различных углах между осями карданных валов  $\gamma = 2^\circ$ ,  $\gamma = 5^\circ$ ,  $\gamma = 12^\circ$ .



а - крестовины; б - вилки карданного шарнира  
Рисунок 5.1 – Расчетные схемы деталей карданного шарнира

Таблица 5.2 - Параметры игольчатых подшипников

Вариант	Основные параметры подшипника				$n_e$ , об/мин
	$Z_p$	$d_p$ , см	$l_p$ , см	Грузоподъемность статическая, кН	
1	22	0,24	1,0	4,5	3400
2	22	0,25	1,25	5,0	3400
3	29	0,20	1,35	6,0	2400
4	26	0,30	1,80	11,0	2100
5	29	0,30	1,81	13,0	1900
6	38	0,30	1,80	17,0	1500

13 По данным таблиц 5.1 и 5.2 (варианты 4-6) определить радиальную нагрузку на игольчатый подшипник крестовины шарнира и сравнить её с допустимой величиной при различных углах между осями карданных валов  $\gamma = 2^\circ$ ,  $\gamma = 5^\circ$ ,  $\gamma = 12^\circ$ .

## 6 ВЕДУЩИЙ МОСТ АВТОМОБИЛЯ

Ведущий мост автомобиля воспринимает вертикальные, боковые и продольные реакции, а также реактивные тяговые и тормозные моменты. При зависимой подвеске в картере ведущего моста располагается главная передача, дифференциал и полуоси, для нормальной работы которых требуется достаточная жесткость и герметичность балки моста. При расчете главной передачи и дифференциала за расчетный момент принимается максимальный момент двигателя, приведенный к рассчитываемой детали. Для балки моста и для полуразгруженной полуоси напряжения рассчитывают для трех случаев нагружения: 1- при максимальной тяговой или тормозной силе; 2 – при заносе автомобиля на

повороте; 3 – при переезде через препятствие. Шестерни и валы главной передачи рассчитываются аналогично шестерням и валам коробки передач. В шестеренчатом дифференциале шестерни рассчитываются на прочность, шип крепостины – на смятие и срез. Определяют также давление между торцами сателлитов и корпусом дифференциала ( $[q]=200\text{МПа}$ ).

При расчете на прочность разгруженной полуоси определяют напряжения кручения и деформацию при кручении ( $\theta_{\max} = 6 \div 15^0$ ) на режиме максимальной тяговой силы. Для полуразгруженной полуоси для опасного сечения в зоне установки подшипника находят эквивалентное напряжение от изгиба и кручения по первому нагрузочному режиму. Для балки ведущего моста опасное сечение находится в месте крепления рессоры, в котором и определяют результирующее напряжение по первому нагрузочному режиму. Показателем изгибной жесткости служит максимальный прогиб балки, нагруженной силой тяжести подрессоренной массы.

### 6.1 Основные расчетные формулы

Силы, действующие в зацеплении конической передаче.

Окружная сила:

$$P = \frac{T_{e_{\max}} \cdot U_I}{r_0},$$

где  $r_0$  - средний радиус начального конуса,  $r_0 = r_d - \frac{b_m}{2} \cdot \sin \delta$ ;

$r_d$  - торцевой радиус шестерни;

$b_m$  - ширина шестерни по образующей конуса;

$\delta$  - половина угла при вершине делительного конуса.

Радиальная сила:

$$R = \frac{P}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta \pm \sin \beta \cdot \sin \delta),$$

где  $\beta$  - угол спирали зуба,

$\alpha$  - угол зацепления.

Осевая сила:

$$Q = \frac{P}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta \pm \sin \beta \cdot \cos \delta).$$

Прогиб в горизонтальной  $f_a$  и вертикальной  $f_a$  плоскостях ведущих валов главной передачи:

для вала с консолью:

$$f_z = P \frac{a^2 \cdot b^2}{3(a+b) \cdot E \cdot I}; \quad f_s = P \frac{a^2 \cdot b^2}{3(a+b) \cdot E \cdot I} - Q \cdot r_0 \cdot \frac{a \cdot b \cdot (a-b)}{3(a+b) \cdot E \cdot I},$$

где  $a$  - расстояние между подшипниками;

$b$  - расстояние от среднего сечения шестерни до подшипника ближайшего к основанию конуса шестерни,

для вала с шестерней между опорами:

$$f_e = P \frac{b^2(a+b)}{3E \cdot I}; \quad f_s = Q \cdot r_0 \cdot \frac{(2a+3b) \cdot b}{6E \cdot I}.$$

Коэффициент блокировки дифференциала с малым внутренним трением:

$$K_b = \frac{\mu \cdot \operatorname{tg} \alpha}{r_0} \left( r_{cp_c} \cdot \frac{z_n}{z_c} \cdot \sin \delta_c + r_{cp_n} \cdot \cos \delta_c \right),$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;

$r_{cp_c}, r_{cp_n}$  - средний радиус опорной поверхности сателлита и полуосевой шестерни на корпус дифференциала;

$r_0$  - средний радиус начального конуса полуосевой шестерни;

$z_n, z_c$  - число зубьев полуосевой шестерни и сателлита.

Давление на поверхности сателлита:

$$q = \frac{4 \cdot T_{e_{\max}} \cdot U_1 \cdot U_0}{r_0 \cdot \pi \cdot (d_1^2 - d_2^2) \cdot n} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta,$$

где  $d_1$  и  $d_2$  - диаметры контактной поверхности сателлита и оси сателлита;

$n$  - число сателлитов.

Напряжения изгиба для полуразгруженной полуоси по третьему нагрузочному режиму:

$$\sigma_{\max} = \frac{R_z \cdot K_d \cdot a}{0,1d^3},$$

где  $R_z$  - статическая нагрузка на колесо;

$a$  - расстояние от средней плоскости колеса до подшипника полуоси;

$d$  - диаметр полуоси;

$K_d$  - коэффициент динамичности.  $K_d = 1,75$  – для легковых автомобилей;  $K_d = 2$  – для грузовых автомобилей и  $K_d = 2,5$  – для автомобилей высокой проходимости.

## 6.2 Задачи

1 Рассчитать на жесткость ведущий вал главной передачи автомобиля по величине прогиба в вертикальной плоскости и в горизонтальной плоскости. Данные для расчета в таблице 6.1 (вариант 5). Диаметр ведущего вала – 5,2 см, расстояние между опорами – 13,3 см, от опоры до шестерни 3.9 см (консольная установка шестерни).

2 Рассчитайте на жесткость ведущий вал ГП грузового автомобиля по величине прогиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Исходные данные: максимальный крутящий момент двигателя - 400 Нм; передаточное число первой передачи КП - 7,44; числа зубьев конических шестерен - 13 и 25; модуль зуба - 9 мм; радиус и ширина шестерни- 58,5 мм и 40 мм; угол спирали –  $35^0$ ; половина угла при вершине делительного конуса -  $27,5^0$ ; диаметр вала - 58 мм; расстояние между опорами – 133 мм; расстояние от опоры до шестерни - 39 мм.

3 Рассчитайте на жесткость ведущий вал ГП грузового автомобиля по величине прогиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Исходные дан-

ные диаметр вала - 58 мм; расстояние между опорами -92 мм; расстояние от опоры до шестерни – 38 мм; максимальный момент двигателя - 882 Нм; передаточное число первой передачи КП - 5,26; число зубьев – 12; модуль – 11 мм; половина угла при вершине делительного конуса –  $20,5^{\circ}$ ; угол спирали зуба –  $37^{\circ}$ ; радиус и ширина шестерни – 66 мм и 50 мм.

4 Сравните жесткость ведущих валов ГП грузовых автомобилей по углу скручивания. Исходные данные: диаметры валов одинаковы – 58 мм; расчетная длина валов соответственно – 275 мм и 179 мм; максимальный крутящий момент двигателей – 400 Нм и 880 Нм.

5 Рассчитайте на жесткость по углу скручивания на 1 м длины полуоси автомобилей. Исходные данные: первый вариант - длина полуоси - 0,55 м; диаметр – 24 мм; нагрузка на ведущий мост - 7,7 кН; радиус колеса - 0,28 м; максимальный момент двигателя – 110 Нм; передаточные числа: первой передачи КП - 3,5; ГП - 3,9; второй вариант - 0,83 м; 42 мм; 100 кН; 0,51 м; 880 Нм; 5,26; 7,24.

6 Рассчитайте на жесткость по углу скручивания на 1 м длины полуоси грузовых автомобилей с колесной формулой бх4. Исходные данные: первый вариант - длина полуоси - 0,8 м; диаметр - 48 мм; нагрузка на заднюю тележку - 152 кН; радиус колеса - 0,48 м; максимальный, момент двигателя - 640 Нм; передаточные числа: первой передачи КП - 7,82; ГП - 7,22; второй вариант - 0,95 м; 53 мм; 186,9 кН; 0,54 м; 1078 Нм; 7,73; 8,21.

7 Рассчитайте полуоси легкового автомобиля на статическую прочность при заносе, а также на сложное напряжение изгиба и кручения при переезде через препятствие с коэффициентом динамичности - 1,75. Исходные данные: нагрузка на ведущий мост – 9,1 кН; расстояние от средней плоскости колеса до подшипника - 60 мм; радиус ведущего колеса – 0,32 м; высота центра тяжести - 0,62 м; колея - 1,42 м; диаметр полуоси - 27,5 мм; максимальный момент двигателя - 186 Нм; передаточные числа: первой передачи - 3,5; ГП - 4,1.



Таблица 6.1 – Параметры главных передач, дифференциалов и полуосей

Вариант	$T_{\text{внат}}$ Нм	$U_1$	Главная передача							Дифференциал					Полуось		
			Z	$m_{\text{гп}}$ , мм	$\delta^\circ$	$\beta^\circ$	$\alpha^\circ$	$r_d$ , мм	$b_{\omega}$ , мм	E, М М	$Z_c$ $Z_n$	$m_3$ , мм	$\alpha^\circ$	$\delta^\circ$	$b_{\omega}$ , мм	d, мм	$G_2$ , кН
1	107	3,5	9 38	4,5	14°40' 75°20'	50° 26°07'	16°36'	24,8 90,7	29 27	32 14	10 14	4,13	22°30'	25°05' 64°55'	12,6	24	7,7
2	186	3,5	9 39	6,5	16°28' 72°01'	49°01' 24°58'	18°15'	36,9 111,5	37,3 34	42 16	10 16	5,0	23°30'	24°25' 65°35'	14,0	27,5	9,1
3	167	4,12	8 41	5,3	11°03' 78°57'	40°06'	17°30'	30,6 156,8	32 28	- 16	10 16	4,75	22°30'	97°05' 62°55'	35,0	30	15,4
4	284	6,55	6 41	6,83	10°34' 79°46'	46°81' 34°03'	22°30'	30,25 170,2	44,7 43	32 22	11 22	5,75	22°30'	28°48' 61°12'	21,0	42	55,9
5*	402	7,44	13 25 14 51	9,0	27°28' 62°32'	35° 16°07'		58,50 112,5 43,7 159,2	40 40 70 75	- 22	11 22	6,35	22°30'	26°34' 63°26'	27,0	48	69,5
6*	637	7,82	15 28 13 49	8,5	21° 69°	37° 18°	20°	79,5 148,4 44,5 167,5	38 37 75 70	- 22	11 22	6,35	22°30'	28°10' 61°50'	27,0	48	124
7**	882	5,26	1232 21 57	11,0	20°33' 69°27'	36°50'36"5 0 - -	20°	66 176 45 130,5	50 50 55 60	- 20	11 20	5,5	20°	28°07' 61°53'	22,5	42	100

Примечания: \* - двойная центральная главная передача;

\*\* - двойная разнесенная главная передача с планетарным колесным редуктором (остановлено водило).

8 Рассчитайте полуоси на статическую прочность по максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой. Исходные данные: первый вариант - легковой автомобиль - диаметр полуоси - 27,5 мм; расстояние от средней плоскости колеса до подшипника - 60 мм; нагрузка на ведущий мост - 9,1 кН; коэффициент перераспределения нагрузки - 1,3; радиус ведущего колеса - 0,32 м; второй вариант - грузовой автомобиль - 42 мм; 55,9 кН; 1,15; 0,47 м.

9 Рассчитайте полуоси грузовых автомобилей на статическую прочность по максимальному моменту сцепления ведущих колес с дорогой. Исходные данные: первый вариант - диаметр полуоси - 48 мм; нагрузка на ведущий мост - 69,5 кН; коэффициент перераспределения нагрузки - 1,15; радиус колеса - 0,49 м; второй вариант - 42 мм; 100 кН; 1,15; 0,51 м; числа зубьев колесного редуктора - 21 и 57; остановлено водило.

10 Рассчитать палец крестовины дифференциала (рисунок 6.1). Данные для расчета в таблице 6.1 (вариант 4), число сателлитов - 4;  $L=2,2$  см;  $L_1=1,4$  см;  $r=3,7$  см;  $r_1=5,5$  см;  $d_{п}=2$  см.

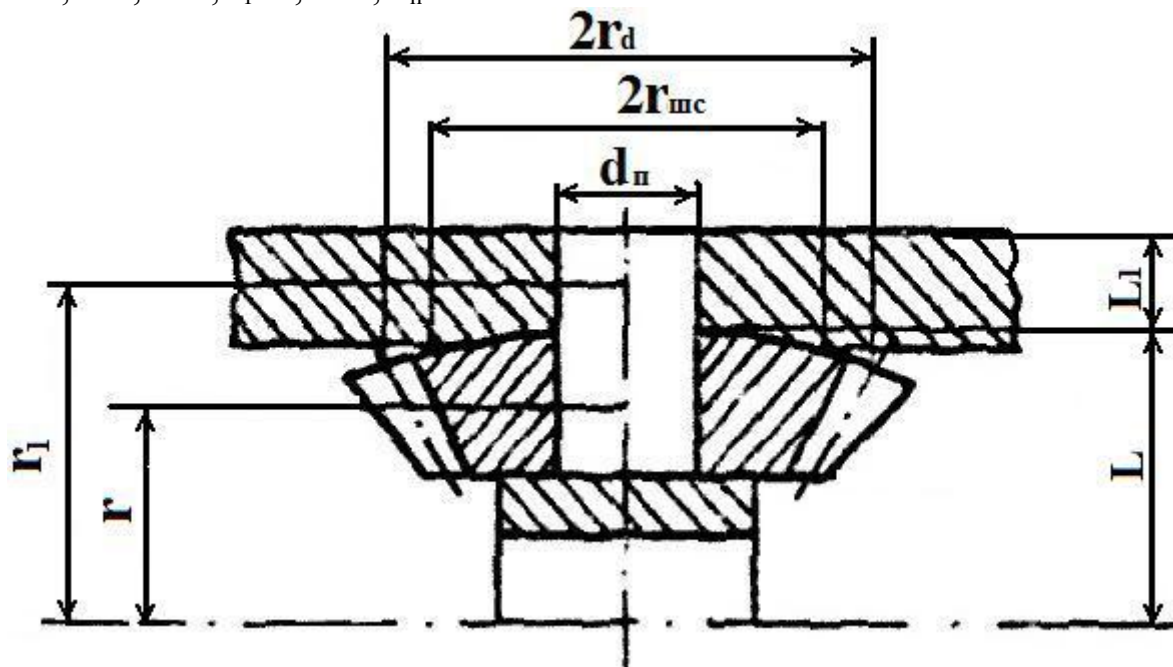


Рисунок 6.1 – Расчетная схема дифференциала

11 Определить давление торца сателлитов на коробку дифференциала. Данные для расчета в таблице 6.1 (варианты 2 и 5). Дополнительно:

Вариант 2 – число сателлитов 2;  $r=4$  см;  $d_{п}=1,8$  см;  $2r_{сc}=3,8$  см.

Вариант 5 – число сателлитов 4;  $r=6$  см;  $d_{п}=2,7$  см;  $2r_{сc}=5,6$  см.

12 Определить коэффициент блокировки конического симметричного дифференциала с учетом трения на торцах сателлитов и полуосевых шестерен. Данные для расчета в таблице 6.1 вариант 5. Средний радиус начального конуса полуосевой шестерни  $r_0=6,08$  см;  $r_{ср_c}=2,2$  см;  $r_{ср_n}=4,9$  см;  $\mu=0,1$ .

13 Рассчитать максимальную силу тяги, которую можно подвести к ведущим колесам задней оси автомобиля (таблица 6.1, вариант 1):

а) при наличии симметричного дифференциала;

б) при кулачковом дифференциале с коэффициентом блокировки  $K_b=0,5$ ;  $K_b=0,7$ .

в) при заблокированном дифференциале.

Вес, приходящийся на заднюю ось 7700 Н, коэффициенты сцепления под колесами  $\varphi_n = 0,1$ ,  $\varphi_z = 0,8$ .

14 Рассчитать на жесткость по углу закрутки на 1 м длины полуоси автомобиля. Данные для расчета в таблице 6.1:

а) вариант 7, длина полуоси 0,83 м;

б) вариант 6, длина полуоси 0,80 м;

в) вариант 1, длина полуоси 0,55 м;

г) вариант 3, длина полуоси 0,65 м.

15 Рассчитать полуразгруженную полуось на статическую прочность по максимальному моменту сцепления колеса с дорогой  $\varphi = 0,8$ . Данные для расчета: вес, приходящийся на заднюю ось - 9,1 кН, коэффициент перераспределения веса  $m_2 = 1,3$ , диаметр полуоси  $d_n = 2,75$  см, расстояние от средней плоскости колеса до подшипника  $b = 6$  см, радиус колеса  $r_k = 0,315$  м.

16 По данным задачи 15 рассчитать каждую из полуосей на статическую прочность при заносе,  $\varphi = 1$ . Колея задних колес  $B = 1,42$  м, высота центра тяжести  $h_{цт} = 0,62$  м.

17 При прямолинейном движении автомобиля по дороге с коэффициентом  $\varphi = 0,8$ , рассчитать балку заднего моста на статическую прочность по максимальному сцеплению колес с дорогой. Данные для расчета:  $G_2 = 55,9$  кН,  $r_k = 0,44$  м, расстояние от средней плоскости колеса до опорной площадки рессоры  $L = 23$  см, колея задних колес 169 см, диаметр балки наружный  $d_n = 12,5$  см, внутренний  $d_b = 10,3$  см, коэффициент перераспределения веса  $m_2 = 1,1$ .  
 $(W_n = 0,1 \cdot \frac{(d_n^3 - d_b^3)}{d_n})$ .

## 7 ТОРМОЗНОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Расчет тормозного управления начинают с определения суммарного тормозного момента всех колес автомобиля по заданной интенсивности или по сцеплению колеса с дорогой. Затем с учетом коэффициента перераспределения массы автомобиля при торможении рассчитываются максимальный тормозной момент на передней и задней осях. Выбирают тип тормозного механизма и его основные размеры. О правильном выборе геометрических размеров можно судить по удельной работе трения и нагреву тормозного механизма. По расчетному тормозному моменту определяют приводные силы разжимного устройства и реакции опор колодок. Прочностной расчет тормозного механизма сводится к расчету опорных пальцев на срез и на смятие, вала разжимного кулака на кручение, барабана на сопротивление разрыву в диаметральной сечении, нижние и верхние концы колодок на смятие. Колодки рассчитываются на изгиб и жесткость, трубопроводы - на разрыв с запасом около 2, педаль - на изгиб.

## 7.1 Основные расчетные формулы

Суммарный тормозной момент всех колес автомобиля определяется: по заданной интенсивности торможения (для обеспечения безопасности):

$$T = m_a \cdot \gamma \cdot r_K,$$

где  $\gamma = (1,3 - 1,5) \gamma_n$ ,  $\gamma_n$  – нормативное замедление (5,5 – 5,8 м/с<sup>2</sup>);  
по сцеплению колес с дорогой (для прочностного расчета):

$$T_\varphi = m_a \cdot g \cdot r_K \cdot \varphi.$$

Максимальные тормозные моменты на переднем и заднем колесе:

$$T_{\tau_1} = \frac{m_a \cdot g}{2 \cdot L} \cdot (b + h\varphi_0) \cdot r_K \cdot \varphi,$$

$$T_{\tau_2} = \frac{m_a \cdot g}{2 \cdot L} \cdot (a - h\varphi_0) \cdot r_K \cdot \varphi,$$

где  $m_a$  - полная масса автомобиля, кг;

$L, h, a, b$  - база, высота центра масс, расстояния от передней оси до центра масс и от центра масс до задней оси автомобиля, м;

$r_K$  - радиус колеса, м;

$\varphi_0, \varphi$  - коэффициенты сцепления, оптимальный  $\varphi_0 = 0,45$  и максимальный  $\varphi = 0,8$ .

Тормозной момент колодочного механизма с односторонним расположением опор:

$$T_\tau = \mu \cdot r_b \cdot (a_K + c_K) \cdot \left( \frac{P_1}{a_K - \mu \cdot l_K} + \frac{P_2}{a_K + \mu \cdot l_K} \right),$$

где  $\mu$  - коэффициент трения;

$r_b$  - радиус поверхности трения барабана, м;

$a_K, c_K, l_K$  - геометрические параметры тормозного механизма (рисунок 7.1);

$P_1, P_2$  - приводные силы на первичную и вторичную колодки.

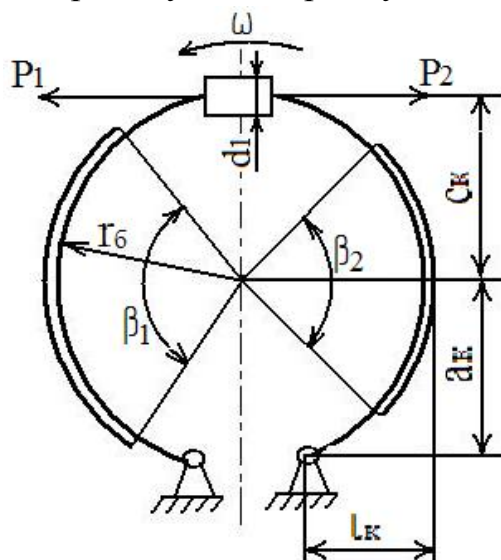


Рисунок 7.1 - Расчетная схема тормозного механизма

Для барабанного тормозного механизма с пневматическим приводом (рисунки 7.2) соотношение разжимных сил определяется выражением:

$$P_2 = \frac{P_1 \cdot (a_k + \mu \cdot l_k)}{a_k - \mu \cdot l_k}.$$

Удельная нагрузка на тормозные накладки:

$$\partial = \frac{m_a \cdot g}{\Sigma F} \leq [\partial] = 0,2 \div 0,3 \text{ МПа (для барабанного тормоза),}$$

$$\partial = \frac{m_a \cdot g}{\Sigma F} \leq [\partial] = 2,5 \div 3,5 \text{ МПа (для дискового),}$$

где  $\Sigma F$  - суммарная поверхность фрикционных накладок;

$F_K = 0,0175 \cdot b_K \cdot r_b \cdot \beta$  - для накладки колодочного тормоза;

$b_K$  - ширина;  $\beta$  - угол охвата накладки,  $90^0$ - $120^0$ ;

$F_g = \frac{d \cdot \pi}{360} (r_H^2 - r_e^2)$  - для накладки дискового тормоза;

$\alpha$  - угол охвата кольцевого сектора колодки,  $\alpha = 30 - 40^0$ ;

$r_H, r_b$  - наружный и внутренний радиусы колодки.

Удельная работа трения всех накладок при торможении до полной остановки:

$$L = \frac{m_a \cdot V_a^2}{26,9 \cdot \Sigma F} \leq [L] = 800 \div 9000 \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2},$$

где  $V_a$  - начальная скорость торможения, км/ч.

Нагрев тормозного барабана при однократном и кратковременном торможении:

$$\Delta T = \frac{m_a \cdot V_a^2 \cdot 0,922}{z \cdot C \cdot m_b \cdot 10^5}$$

где  $z$  - число тормозных барабанов;

$C$  - теплоемкость барабана (чугун - 500 Дж/кг\*градус; алюминий - 840 Дж/кг\*градус);

$m_b$  - масса барабана, кг.

Диаметр главного тормозного  $d_r$  и рабочего  $d_1$  цилиндров гидропривода

$$d_r = \sqrt{\frac{4 \cdot P_n \cdot \eta \cdot U_n}{\rho_r \cdot \pi}}; d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot P_1}{\pi \cdot \rho_r}},$$

где  $P_n$  - усилие на педали,  $P_n = 500 \div 700 \text{ Н}$ ;

$\eta$  - КПД гидропривода,  $\eta = 0,85 \div 0,9$ ;

$U_n$  - передаточное число педали,  $U_n = 4 \div 6$ ;

$\rho_r$  - максимальное давление в магистрали,  $\rho_r = 8 \div 12 \text{ МПа}$ ;

$P_1$  - сила прижатия колодок к барабану, Н.

Давление воздуха в тормозной камере для создания разжимного усилия  $P_1$  и  $P_2$ , обеспечивающих необходимый тормозной момент:

$$\rho_b = \frac{(P_1 + P_2) \cdot h}{F_d \cdot \ell \cdot \eta},$$

где  $P_1, P_2$  – разжимные силы;

$h$  – плечо приложения разжимных сил;

$F_d$  - эффективная площадь тормозной камеры;

$\ell$  - плечо приложения силы на штоке тормозной камеры  $P_{ш}$ ;

$\eta$  – КПД привода тормозного механизма 0,95.

## 7.2 Задачи

1 Определить суммарный тормозной момент на всех колесах автомобиля по условию сцеплений колеса с дорогой и удельную нагрузку, приходящуюся на тормозные накладки при торможении по данным таблицы 7.1.

2 Определить суммарный тормозной момент на всех колесах автомобиля по заданной интенсивности  $j_3 = 5 \frac{M}{c^2}$  и удельную работу трения тормозных механизмов до полной остановки со скорости 40 км/ч по данным таблицы 7.1.

3 Определить нагрев заднего барабана автомобиля (таблица 7.1, вариант 1) при торможении со скоростью  $V_a = 50$  км/ч до полной остановки. Данные для расчета: вес, приходящийся на заднюю ось 4900 Н; масса барабана  $m_b = 8$  кг, удельная теплоемкость  $c = 840$  Дж/кгК; коэффициент перераспределения массы  $m_1 = 1,1$ .

Таблица 7.1 – Параметры тормозных механизмов

Параметры тормозного механизма	Варианты							
	1		2		3		4	
	передний	задний	передний	задний	передний	задний	передний	задний
$r_b$ , см	11	11	14	14	18	19	20,5	20,5
$a_K$ , см	8	8	10,7	10,7	13,4	14,2	16	16
$c_K$ , см	8,6	8,6	10,5	10,5	14,2	14,6	15,5	15,5
$b_K$ , см	3,5	3,5	4,8	4,8	6,4	6,4	7,0	10
$\beta_1, ^\circ$	120	102	120	102	120	102	120	102
$\beta_2, ^\circ$	120	102	120	102	75	90	120	102
$d_1$	-	-	32	32	35	38	-	-
$m_a$ , кг	1340		1800		7400		9525	

4 Определить нагрев переднего барабана автомобиля КамАЗ при торможении со скоростью  $V_a = 30$  км/ч до полной остановки. Данные для расчета: вес, приходящийся на переднюю ось 43750 Н; масса барабана  $m_b = 19$  кг, удельная теплоемкость  $c = 500$  Дж/кг; коэффициент перераспределения массы  $m_1 = 1,2$ .

5 Рассчитать давление в гидравлическом тормозном приводе, необходимое для обеспечения максимального тормозного момента на задних колесах.

Данные для расчета: коэффициент сцепления  $\varphi = 0,6$ ; база автомобиля  $L = 3,7$  м; координаты центра масс  $\alpha = 2,78$  м;  $h = 1,2$  м; радиус колеса  $r_k = 0,44$  м; коэффициент трения  $\mu = 0,35$ , остальные параметры даны в таблице 7.1 (вариант 3) и на рисунке 7.1.

6 Рассчитать давление в гидравлическом тормозном приводе легкового автомобиля, необходимое для обеспечения максимального тормозного момента на передних колесах. Данные для расчета: коэффициент сцепления  $\varphi = 0,7$ ; база автомобиля  $L = 2,8$  м; координаты центра масс  $\alpha = 1,35$  м;  $h = 0,5$  м; радиус колеса  $r_k = 0,31$  м; коэффициент трения  $\mu = 0,35$ , остальные параметры даны в таблице 7.1 (вариант 2) и на рисунке 7.1.

7 По известным параметрам тормозного механизма автомобиля (таблица 7.1, вариант 1) определить диаметры рабочих цилиндров тормозных механизмов. Данные для расчета: коэффициент сцепления  $\varphi = 0,8$ ; база автомобиля  $L = 2,4$  м; координаты центра масс  $b = 1,15$  м;  $h = 0,65$  м; радиус колеса  $r_k = 0,29$  м; коэффициент трения  $\mu = 0,31$ . Блокировка колес автомобиля происходит при давлении в гидравлическом приводе  $\rho_r = 8$  МПа.

8 Для автобуса, движущегося по дороге с коэффициентом сцепления  $\varphi = 0,7$ , определить давление в пневматическом тормозном приводе  $\rho_b$ , необходимым для обеспечения максимального тормозного момента на передних колесах. Данные для расчета: база автомобиля  $L = 3,8$  м; координаты центра масс  $b = 1,03$  м;  $h = 1,3$  м; радиус колеса  $r_k = 0,42$  м; коэффициент трения  $\mu = 0,35$ , остальные данные в таблице 7.1 (вариант 4). Параметры тормозного привода (рисунки 7.2)  $h = 0,012$  м;  $l = 0,098$  м; диаметры диафрагмы тормозной камеры  $d_H = 13$  см;  $d_b = 7,2$  см; площадь  $F_g = \frac{\pi}{12} \cdot (d_H^2 + d_H d_b + d_b^2)$ .

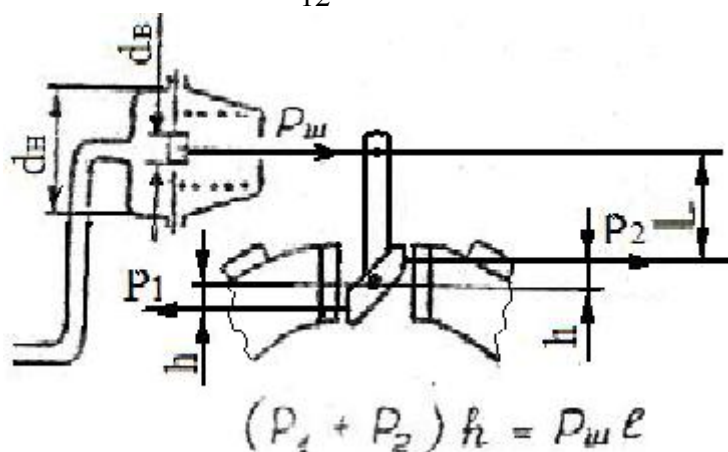


Рисунок 7.2 - Расчетная схема тормоза с пневмоприводом

9 Определить площадь диафрагмы передней тормозной камеры грузового автомобиля с полной массой, приходящейся на переднюю ось  $m_{a1} = 4300$  кг. Данные для расчета: коэффициент сцепления  $\varphi = 0,7$ , радиус колеса  $r_k = 0,58$  м; коэффициент перераспределения массы  $m_1 = 1,2$ ; параметры тормозного механизма указаны в таблице 7.1 (вариант 4); плечо приложения разжимных сил

$h = 0,015$  м; плечо рычага, соединенного со штоком диафрагмы  $l = 0,12$  м; давление воздуха в тормозной камере  $p_r = 0,6$  МПа.

10. Определить тормозной момент и нагрев задних барабанных тормозных механизмов при давлении жидкости  $p_r = 8$  МПа. Данные в таблице 7,1 (вариант 2), коэффициент перераспределения массы  $m_2 = 0,8$ . Масса тормозного барабана 4,5 кг.

## 8 РУЛЕВОЕ УПРАВЛЕНИЕ

Расчеты на прочность деталей рулевого управления проводят по одному из расчетных условий: 1- по максимальному усилию, которое водитель может приложить к рулевому колесу (700 Н - для грузовых и 400 Н для легковых автомобилей); 2- по максимальному моменту сопротивления повороту управляемых колес на месте. Элементы зацепления в рулевых механизмах рассчитываются на прочность по напряжениям изгиба и на износ по контактным напряжениям сжатия. Рулевые механизмы проверяют на жесткость по величине допускаемой деформации, а отдельные сопряжения на удельное давление смятия. Расчет усилителя, кроме расчета на прочность обычно включает динамический расчет (определение времени включения и анализ устойчивости работы) и гидравлический расчет (определение производительности насоса, диаметр трубопроводов, силового цилиндра и т.д.). При конструировании рулевого привода производят два вида расчета: кинематический и прочностной.

### 8.1 Основные расчетные формулы

Передаточное число рулевого механизма «Винт-шариковая гайка-рейка-сектор»:

$$U_{P.I.} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{h},$$

где  $R$  – радиус начальной окружности сектора;  
 $h$  - шаг винтового канала.

Расчетное усилие на рулевом колесе:

$$P_{P.K.} = \frac{T_C}{R_{P.K.} \cdot U_{P.Y.} \cdot \eta_{P.Y.}},$$

где  $T_C = \frac{2\varphi}{3} \sqrt{\frac{G_K^3}{P_{Ш}}}$  - момент сопротивления повороту колеса одной оси на месте;

$\varphi$  - коэффициент сцепления;

$G_K$  - нагрузка на колесо;

$P_{Ш}$  - давление в шине;

$R_{P.K.}$  - радиус рулевого колеса;

$U_{P.Y.}, \eta_{P.Y.}$  - передаточное число и КПД рулевого управления.



Соотношение между углами поворота наружного  $\theta_n$  и внутреннего  $\theta_b$  колес определяется из:

$$\operatorname{ctg}\theta_n - \operatorname{ctg}\theta_b = \frac{M}{L},$$

где  $M$  – расстояние между осями шкворней;

$L$  - база автомобиля.

Минимальный радиус поворота автомобиля  $R_{\min} = L / \sin \theta_n$ .

Напряжение смятие контактирующих поверхностей червяка и ролика:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_{\text{р.к.}} \cdot R_{\text{р.к.}}}{r_0 \cdot \operatorname{tg}\beta \cdot 0,5 [(\varphi_1 - \sin \varphi_1) \cdot r_1^2 + (\varphi_2 - \sin \varphi_2) \cdot r_2^2]}, \quad [\sigma_{\text{см}}] = 500 \text{ МПа}$$

где  $r_0, r_1, r_2$  - радиус червяка в наиболее узком месте, наружные радиусы червяка и ролика соответственно;

$\beta, \varphi_1, \varphi_2$  - угол подъема винтовой линии червяка и центральные углы контактных площадей.

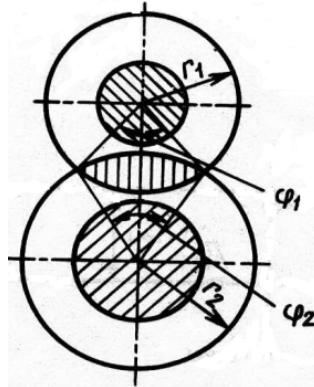


Рисунок 8.1 - Схема для определения контактной поверхности в червячном рулевом механизме

Напряжение кручения вала рулевой сошки диаметром  $d$ :

$$\tau = \frac{P_{\text{р.к.}} \cdot R_{\text{р.к.}} \cdot U_{\text{п.у.}}}{0,2 \cdot d^3}, \quad [\tau] = 350 \text{ МПа}$$

Сложное напряженное состояния сошки рассчитывается как:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\left( \frac{P_{\text{р.к.}} \cdot R_{\text{р.к.}} \cdot U_{\text{п.у.}} \cdot \ell_i}{\ell \cdot W_i} \right)^2 + 4 \left( \frac{P_{\text{р.к.}} \cdot R_{\text{р.к.}} \cdot U_{\text{п.у.}} \cdot \ell_k}{\ell \cdot W_k} \right)^2}$$

Продольная тяга рассчитывается на напряжение сжатия

$$\sigma_s = \frac{P_{\text{р.к.}} \cdot R_{\text{р.к.}} \cdot U_{\text{п.у.}}}{F}$$

и критическое напряжение при продольном изгибе:

$$\tau = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J_p}{L^2 \cdot F},$$

где  $F$  – площадь сечения продольной тяги;

$E$  – модуль упругости,  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа;

$J_p$  – полярный момент инерции сечения тяги,  $J_p = \pi(d_n^2 - d_b^2)/64$ ;

$L$  – длина продольной тяги.

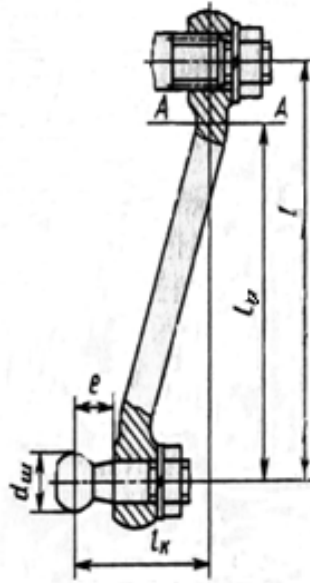


Рисунок 8.2 - Расчетная схема рулевой сошки

Производительность насоса для питания гидроусилителя:

$$Q = \frac{\pi^2 \times D_c^2 \times l \times \omega_{P.K.}}{30 \times \gamma \times \eta_{об}} \cdot \frac{\Delta Q}{\eta_{об}}$$

где  $D_{ц}$  - диаметр цилиндра гидроусилителя;

$l$  - рабочий ход поршня;

$\omega_{P.K.}$  - частота вращения рулевого колеса,  $\omega_{P.K.} = 0,5 - 1,2c^{-1}$ ;

$\gamma$  - угол поворота рулевого колеса, соответствующий крайним положениям управляемых колес;

$\eta_{об}$  - объемный КПД насоса;

$\Delta Q$  - потери на утечки в золотнике.

## 8.2 Задачи

1. Определить усилие на рулевом колесе и максимальные углы поворота внешнего и внутреннего колес автомобиля. Данные для расчета в таблице 8.1, коэффициент сцепления  $\varphi = 0,8$ .

2 Рассчитать на статическую прочность рулевой вал автомобиля (таблица 8.1, вариант 1). Наружный диаметр  $d_H = 4,0$  см. внутренний диаметр  $d_A = 3,2$  см.

3 Вал сошки рулевого механизма автомобиля рассчитать на статическую прочность по напряжениям кручения при расчетном усилии на рулевом колесе  $P_{P.K.} = 400H$ . Данные для расчета: передаточное число рулевого механизма  $U_{P.M.} = 18$ , диаметр вала сошки  $d_C = 3,2$  см, прямой КПД рулевого механизма  $\eta = 0,75$ , радиус рулевого колеса  $R_{P.K.} = 0,2$  м.

Таблица 8.1 – Данные для расчета рулевых управлений

Параметры	Вариант				
	1	2	3	4	5
$G_K$ , Н	3100	4300	9050	12900	24100
$R_{P.K.}$ , м	0,2	0,2	0,225	0,24	0,275
$U_{P.Y.}$	16,4	19,1	20,5	20,0	23,6
$\eta_{P.Y.}$	0,75	0,7	0,7	0,8	0,85
$P_{ш}$ , МПа	0,17	0,2	0,28	0,35	0,6
База $L$ , м	2,42	2,80	3,70	3,80	3,95
Колея $B$ , м	1,35	1,47	1,63	1,80	1,97
Расстояние между шкворнями, м	1,18	1,29	1,47	1,62	1,78
Радиус поворота, м	5,6	5,5	8,0	8,3	8,8

4 Определить передаточное число рулевого механизма «Винт-шариковая гайка-рейка-сектор» грузового автомобиля и допустимый диаметр вала сошки по следующим данным: радиус начальной окружности сектора  $R_0 = 6,0$  см, шаг винтового канала  $h = 1,85$  см, радиус рулевого колеса  $R_{P.K.} = 0,25$  м.

5 Определить напряжение сжатия в зацеплении рабочей пары рулевого механизма «червяк-ролик» грузового автомобиля при условии, что лишь один гребень ролика находится в зацеплении с червяком. Расчетное усилие  $P_{P.K.} = 700$  Н; угол подъема винтовой линии червяка  $\beta = 6^{\circ}40'$ ; центральные углы контактных площадей  $\varphi_1 = 66^{\circ}$  и  $\varphi_2 = 60^{\circ}$ ; наружные радиусы червяка  $r_1 = 2,5$  и ролика  $r_2 = 2,7$  см; радиус червяка в наиболее узком месте  $r_0 = 2,0$  см; радиус рулевого колеса  $R_{P.K.} = 22,5$  см.

6 Рассчитать на статическую прочность рулевую сошку. Расчетное усилие водителя  $P_{P.K.} = 700$  приложено на радиусе рулевого колеса  $R_{P.K.} = 0,24$  м; передаточное число рулевого механизма  $U_{P.M.} = 20$ , КПД  $\eta_{P.M.} = 0,85$ . Данные для расчета: длина сошки расчетная  $\ell = 19$  см, плечо приложения расчетной нагрузки  $l_k = 4,5$  см, расстояние до опасного сечения  $l_H = 15,5$  см, сечение прямоугольное  $a \cdot b = 4 \cdot 2,5$  см ( $W_U = 0,1 \cdot a^2 \cdot b$ ), ( $W_\tau = 0,2 \cdot a \cdot b^2$ )- моменты сопротивления сечения.

7 Для рулевого управления грузового автомобиля рассчитать на продольную устойчивость продольную тягу. Расчетное усилие на рулевом колесе  $P_{P.K.} = 700$  Н; передаточное число рулевого механизма  $U_{P.M.} = 18$ , КПД равно 0,8, радиус рулевого колеса  $R_{P.K.} = 22$  см. Данные для расчета: длина тяги  $L = 30$  см;  $d_H = 3$  см и  $d_b = 2,4$  см – наружный и внутренний диаметры тяги; расчетная длина сошки  $l_c = 18$  см.

8 Рассчитать номинальную производительность насоса гидроусилителя  $Q$  рулевого управления автомобиля, чтобы гидроцилиндр успевал поворачивать управляемые колеса со скоростью большей, чем это в состоянии сделать води-

тель. Данные для расчета: диаметр силового цилиндра  $D_{ц} = 9$  см; ход поршня  $l = 9,5$  см; угол поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое  $\gamma = 1260^{\circ}$ ; число оборотов рулевого колеса, которое может сделать водитель в секунду  $\omega = 1,2$  с<sup>-1</sup>; потери на утечку в золотнике  $\Delta Q = 0,05Q$ ; объемный КПД  $\eta = 0,85$ .

9 Определить напряжение сжатия в контактной площади  $F = 1,4$  см<sup>2</sup> ролика с червяком и напряжение изгиба в опасном сечении сошки. Данные для расчета: усилие приложенное к сошке 17,5 кН, длина сошки расчетная  $\ell = 18$  см, расстояние до опасного сечения  $l_{\dot{e}} = 15$  см, момент сопротивления сечения  $W_U = 4$  см<sup>3</sup>, угол подъема винтовой линии червяка  $\beta = 7^{\circ}$ , средний радиус червяка  $r_0 = 2,0$  см.

10 Определить напряжение сжатия и критическое напряжение при продольном изгибе рулевой тяги грузового автомобиля при расчетном усилии 11 кН. Данные для расчета: длина тяги  $L = 30$  см;  $d_H = 3$  см и  $d_b = 2,4$  см – наружный и внутренний диаметры тяги.

## 9 ПОДВЕСКА АВТОМОБИЛЯ

Расчет на прочность деталей подвесок происходит по известным нагрузкам и коэффициентам динамичности. Для расчета на выносливость необходимо знать число и амплитуду колебаний рессор при разных режимах эксплуатации. При проектировании подвески автомобиля необходимо: выбрать оптимальные характеристики упругих элементов, амортизаторов, стабилизаторов и направляющих устройств; определить размеры всех узлов и деталей подвески; обеспечить требуемые надежность и долговечность деталей. При расчете деталей подвески листовую рессору считают на изгиб, витую пружину - на сжатие, торсион - на кручение, рессорные пальцы - на изгиб и смятие, рычаги направляющего устройства - на изгиб с учётом сжатия. Расчет амортизатора включает построение характеристики амортизатора, определение его конструктивных размеров, параметров калиброванных отверстий и клапанов.

### 9.1 Основные расчетные формулы

Жесткость подвески в средней части характеристики:

$$C_{\Pi} = \frac{P_{CT} \cdot \omega^2}{g},$$

где  $P_{CT}$  - статическая нагрузка на подвеску, Н;

$\omega$  - частота свободных колебаний кузова, с<sup>-1</sup>;

$g$  - ускорение силы тяжести.

Частота колебаний в минуту может быть выражена через статический прогиб  $F$ , см:  $n \approx 300 / \sqrt{F}$  [кол. в мин].

Напряжение изгиба  $\sigma_{и}$  и прогиб  $f$  несимметричной полуэллиптической многолистовой рессоры:

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P_p \cdot \ell_1 \cdot \ell_2}{L \cdot n \cdot b \cdot h^3},$$

$$f = \frac{4 \cdot \delta \cdot P_p \cdot \ell_1^2 \cdot \ell_2^2}{L \cdot E \cdot n \cdot b \cdot h^3},$$

где  $P_p$  – расчетная нагрузка, Н;

$L, \ell_1, \ell_2$  – полная, левая и правая длина рессоры;

$n, b, h$  – число, ширина и толщина листа;

$\delta$  – коэффициент прогиба,  $\delta=1,25 - 1,4$  (меньшее значение для рессор с двумя коренными листами);

$E$  – модуль упругости первого рода,  $E=2,2 \cdot 10^5$  МПа.

Деформация витков пружины и торсиона круглого сечения  $\varphi_T$ :

$$f_{II} = \frac{8 \cdot n \cdot P_p \cdot D^3}{d_1^4 \cdot G}, \quad \varphi_T = \frac{M_p}{C_T}, \quad \varphi_T = \frac{32 \cdot M_p \cdot \ell}{\pi \cdot d_2^4 \cdot G}$$

где  $n, D, d_1$  – число витков, диаметр пружины и диаметр проволоки;

$C_T$  – жесткость торсиона;

$\ell, d_2$  – длина и диаметр торсиона;

$G$  – модуль упругости второго рода,  $G=8,5 \cdot 10^4$  МПа.

Полный угол крена кузова автомобиля в поперечной плоскости:

$$\theta = \frac{T_K}{C_1 + C_2},$$

где  $T_K = P_b \cdot h_g$  – момент, создающий крен кузова,  $P_b$  – боковое усилие,  $h_g$  – высота центра масс;

$C_1, C_2$  – суммарные угловые жесткости передней и задней подвесок,  $C = (C_Y \cdot C_K) / (C_Y + C_K)$ .

Угловая жесткость передней  $C_{Y1}$  и задней  $C_{Y2}$  подвесок:

$$C_{Y1} = \frac{C_{II1} \cdot B_1^2}{2 - \frac{h_1 \cdot B_1}{h_g \cdot l_1}}; \quad C_{Y2} = \frac{C_{II2} \cdot B_3^2}{2 - \frac{2 \cdot h_2}{h_g}}$$

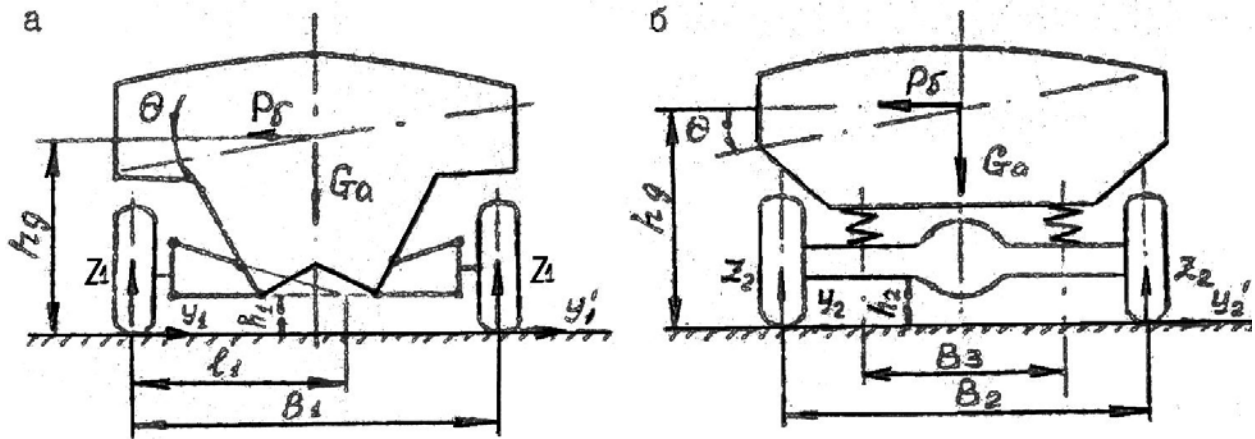
где  $C_{II1}$  и  $C_{II2}$  – вертикальная жесткость передней и задней подвесок (одного колеса);

$B_1, B_3, h_1, h_2, l_1$  – размеры подвесок, указанные на рисунке 9.1.

Приведенная угловая жесткость передних  $C_{\kappa1}$  и задних  $C_{\kappa2}$  шин:

$$C_{\kappa1} = \frac{C_{m1} \cdot B_1^2}{2}; \quad C_{\kappa2} = \frac{C_{m2} \cdot B_2^2}{2},$$

где  $C_{m1}, C_{m2}$  – вертикальная жесткость шины переднего и заднего колес соответственно;  $B_2$  – колея задних колес.



а – передней подвески; б – задней подвески  
Рисунок 9.1- Схема крена легкового автомобиля

Требуемая приведенная жесткость стабилизатора поперечной устойчивости:

$$C_C = \frac{0,4 \cdot m_a \cdot h_g \cdot g}{\theta} - C_{Y1} - C_{Y2},$$

где  $m_a$  - полная масса автомобиля.

Коэффициент аperiodичности  $\Psi$  и сопротивления  $K_{CP}$  амортизатора:

$$\Psi = \frac{K_{CD}}{\sqrt{m \cdot C_{II}}}; \quad K_{CP} = 0,5 \cdot (K_0 + K_C),$$

где  $m$  - масса поддрессоренных частей автомобиля;

$C_{II}$  - жесткость подвески;

$K_0, K_C$  - коэффициенты отбоя и сжатия амортизатора.

Передаточное отношение подвески  $U_{II}$  со спиральной пружиной и диаметр проволоки пружины  $d$ :

$$U_{II} = \frac{0,393 \cdot \tau \cdot d^2}{C_{II} \cdot f_{II} \cdot \beta_{II}}; \quad d = \sqrt[3]{\frac{0,81 \cdot G \cdot C_{II} \cdot f_{II}^2}{\tau^2 \cdot \beta_{II} \cdot i_{II}}},$$

где  $\tau$  - касательное напряжение  $\tau \approx 1000$  МПа;

$f_{II}$  - максимальная деформация подвески;

$\beta_{II} = \frac{D}{d}$  - отношение диаметра пружины к диаметру прутка;

$i_{II}$  - число витков пружины;

$G$  - модуль упругости сдвига,  $G = 7,8 \times 10^4$  МПа.

## 9.2 Задачи

1 Определить для кузова автомобиля число колебаний в минуту по величине статического прогиба и жесткость подвески в средней части характеристики при снаряженном состоянии автомобиля. Данные для расчета в таблице 9.1.

Таблица 9.1- Данные для расчета подвески автомобиля

Автомобиль	Статический прогиб подвески		Статическая нагрузка на подвеску	
	Передней (см)	Задней (см)	Передняя (Н)	Задняя (Н)
Легковой 1	12,2	14,9	6150	7400
Легковой 2	17,7	19,0	8700	9500
Грузовой 1	8,1	8,5	26250	79000
Грузовой 2	10,1	9,5	49500	100000

2 Определить статический прогиб и жесткость основной рессоры задней подвески грузового автомобиля при нагрузке на рессору  $P = 6650H$ . Данные для расчета: длина рессоры  $L = 180$  см;  $l_1 = 100, l_2 = 80$  см; число листов  $n = 13$ ; толщина  $h = 1,1$  см и ширина  $b = 6,5$  см каждого листа; коэффициент деформации  $\delta = 1,3$ .

3 Рассчитать полный угол крена кузова легкового автомобиля при действии боковой силы  $P_6 = 12500H$  и определить угловую жесткость стабилизатора, обеспечивающего допустимый крен кузова автомобиле  $\theta = 0,1$  рад. Данные для расчета (рисунок 9.1):  $B_1 = 1,47$  м;  $B_2 = 1,42$  м;  $B_3 = 1,02$  м;  $h_g = 0,7$  м;  $h_1 = 0,23$  м;  $l_1 = 1,3$  м;  $h_2 = 0,25$  м;  $C_{п1} = 19$  кН/м;  $C_{п2} = 20$  кН/м;  $C_{п3} = 180$  кН/м;  $G_a = 18,25$  кН.

4 Рассчитать число рабочих витков пружины и передаточное отношение подвески. Данные для расчета: средняя жесткость подвеска  $C_{п} = 21$  кН/м, максимальная деформация подвески  $f_{п} = 14,8$  мм, диаметр проволоки  $d = 1,3$  см, коэффициент отношения диаметров  $\beta = 6,9$ .

5 Рассчитать на прочность спиральную пружину подвески легкового автомобиля. Данные для расчета: максимальная статическая нагрузка  $P = 3350H$ ; средний диаметр пружины  $D = 25$  см и диаметр прутка  $d = 1,25$  см, коэффициент напряжения кручения  $K = 1,2$ .

6 При заданной жесткости торсиона  $C = 16,5$  кН/м определить его длину, если диаметр торсиона  $d = 5,8$  см.

7 Для грузового автомобиля рассчитать жесткость и напряжение изгиба задней основной рессоры. Данные для расчета: длина рессоры  $L = 141$  см, ширина  $b = 7,7$  см, толщина  $h = 0,95$  см и число  $n = 16$  листов; статическая нагрузка  $P = 25$  кН; коэффициент прогиба  $\delta = 1,25$ .

8 Определить для телескопического амортизатора приведенные коэффициенты сопротивления при сжатии  $K_c$  и отдачи  $K_o$  из условия, что коэффициент аперидичности равен: а)  $\Psi = 0,22$ ; б)  $\Psi = 0,25$ ; в)  $\Psi = 0,28$ . Данные для расчета: нагрузка на переднюю ось 26 кН, жесткость подвески  $2 \cdot C_1 = 260$  кН/м. Характеристика амортизатора несимметричная  $K_c = 0,2 \cdot K_o$ .

9 Рассчитать коэффициент сопротивления амортизатора при сжатии и при отдаче, если по характеристике амортизатора максимальное усилие отбоя  $F_o = 4$  кН, сжатия  $F_c = 1,2$  кН при скорости поршня  $V = 0,524$  м/с. Показатель степени  $i = 2$ .

10 Определить диаметр спиральной пружины из проволоки  $d = 1,5$  см, при максимальном напряжении в пружине  $\tau = 1000$  МПа. Данные для расчета: сила

действующая на пружину 2500 Н, максимальная деформация подвески 109 мм, передаточное отношение направляющего устройства подвески 2,5.

### Список литературы

- 1 Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Трансмиссия/ Под ред. А.И. Гришкевича. - Минск: Высш. шк., 1985. – 240с.
- 2 Вахламов В.К. Автомобили. Конструкция и элементы расчета: Учебник для студентов вузов. – М.: Академия, 2006. – 479с.
- 3 Гришкевич А.И., Ломако Д.М., Автушко В.П. и др. Автомобили. Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть. - Минск: Высш. шк., 1987. - 200 с.
- 4 Лукин П.П., Гаспарянц Г.А., Родионов В.Ф. Конструирование и расчет автомобиля. - М.: Машиностроение, 1984. - 376 с.
- 5 Цитович И.С., Каноник И.В., Вавуло В.А. Трансмиссии автомобилей. - Минск: Наука и техника, 1979. - 256 с.
- 6 Нарбут А.Н. Автомобили: Рабочие процессы и расчет механизмов и систем: Учебник для студ. высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2007. -256 с.
- 7 Некрасов в.И., Шпитко Г.Н. Узлы деления и отбора мощности: дифференциалы, раздаточные коробки, валы и коробки отбора мощности: Учебное пособие. – Курган-Сургут, 2010.
- 8 Проектирование полноприводных машин: В 3 т. /Под ред. А.А. Полунгяна - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
- 9 Скутнев В.М. Основы конструирования и расчета автомобиля: Учебное пособие.- Тольятти: Тольяттинский государственный университет, 2010. – 254с.
- 10 Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов: Учебник для студентов вузов.- 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2009. – 752с.



Сергей Сергеевич Гулезов  
Александр Леонидович Сергеев

## КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА

Сборник задач и методические указания  
к проведению практических занятий  
для студентов специальностей 190201, 190109.65, направления 190100

Редактор О.Д.Постовалова

---

Подписано к печати	Формат 60*84 1/16	Бумага тип. № 1
Печать трафаретная	Усл. печ.л. 2,75	Уч.- изд. л 2,75
Заказ	Тираж 100	Цена свободная

---

РИЦ Курганского государственного университета.  
640669, г. Курган, ул. Гоголя, 25.  
Курганский государственный университет.