

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Курганский государственный университет»

Кафедра «Автомобили»

## **ТРАНСМИССИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Методические указания  
к выполнению курсового и дипломного проектов  
для студентов очной и заочной формы обучения специалитета  
направления 23.05.01

Курган 2022

Кафедра: «Автомобили».

Дисциплина: «Конструирование и расчет автомобилей и тракторов».

Направление: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»,  
специализация «Автомобили и тракторы» (специалитет).

Составили: кандидат технических наук, доцент Сергеев А. Л.,  
кандидат технических наук, доцент Порватов И. Н.

Печатается в соответствии с планом издания, утверждённым методическим советом университета «16» декабря 2021 г.

Утверждены на заседании кафедры «20» января 2022 г.

## Оглавление

Введение.....	4
1 СЦЕПЛЕНИЕ.....	5
1.1 Определение основных параметров сцепления.....	5
1.2 Определение параметров нажимных пружин.....	7
1.3 Расчет ведомого диска.....	9
1.4 Расчет ведущего диска.....	10
1.5 Расчет показателей нагруженности сцепления.....	11
1.6 Расчет привода сцепления.....	12
2 КОРОБКА ПЕРЕДАЧ.....	14
2.1 Выбор, обоснование и предварительный расчет основных параметров коробки передач.....	14
2.2 Расчет зубчатых колес на прочность и выносливость.....	16
2.3 Расчет валов коробки передач.....	20
2.4 Расчет синхронизатора.....	24
2.5 Выбор и расчет подшипников.....	27
2.6 Особенности расчета раздаточных коробок передач.....	27
2.7 Особенности расчета гидромеханических коробок передач.....	28
Библиографический список.....	30
Приложение.....	31

## ВВЕДЕНИЕ

В данном методическом указании приводятся только основные расчетные формулы, необходимые к ним пояснения и справочный материал для выполнения расчета основных агрегатов трансмиссии и их деталей. Поскольку каждый курсовой проект должен содержать элементы, раскрывающие творческие способности студента, данное указание, конечно, не может дать исчерпывающие ответы на все вопросы, возникающие в процессе конструирования и расчета трансмиссии автомобиля. Оно лишь указывает, в какой последовательности и в каком объеме необходимо выполнить расчет тех или иных узлов и агрегатов трансмиссии.

При выполнении курсового проекта студент самостоятельно решает одну из следующих задач, поставленных перед ним руководителем проекта:

- модернизация реальной конструкции агрегата;
- проектирование агрегата по заданным техническим параметрам;
- замена одного из агрегатов базового автомобиля на оригинальную, более совершенную конструкцию;
- введение дополнительных агрегатов и узлов с обоснованием их необходимости и полным расчетом (кинематическим и прочностным);
- выполнение учебно-исследовательской работы в соответствии с научно-исследовательской работой кафедры.

Таким образом, в ходе курсового проектирования могут иметь место два вида расчета: поверочный и расчетный.

При поверочном расчете все геометрические параметры агрегата или узла известны, схема его определена, поэтому по заданной нагрузке определяются максимальные напряжения в деталях, коэффициент запаса прочности или расчетное время работы. При проектном расчете основная задача состоит в выборе и определении основных размеров и геометрических параметров узлов, агрегатов и их деталей, исходя из заданной нагрузки, расчетного времени работы или обеспечения необходимого запаса прочности.

Как для проектного так и для поверочного расчета главное правильно выбрать расчетный режим. Из всего разнообразия реальных нагрузок за расчетные режимы выбирают те, которые в значительной степени и наиболее полно характеризуют прочность деталей с учетом условий работы, места расположения детали в трансмиссии, назначения этого агрегата, передаваемой нагрузки. Для расчета трансмиссии принято три расчетных режима:

1. По максимальному крутящему моменту двигателя:  $T_p = T_{\text{emax}} \times U_{\text{тр}}$ .

2. По максимальному сцеплению ведущих колес с дорогой

$$T_p = G_{\text{сц}} \times R_k \times \varphi / U_{\text{тр}}$$

3. По максимальной динамической нагрузке  $T_p = T_{\text{emax}} \times U_{\text{тр}} \times k_g$

Где  $U_{\text{тр}}$  – передаточное число трансмиссии;

$R_k$  – радиус колеса;

$G_{\text{сц}}$  – сцепной вес с учетом возможного при разгоне перераспределения массы;

$k_g$  - коэффициент динамичности (для легковых автомобилей  $k_g = 1,2-2$ , для грузовых  $k_g = 2-2,5$ , для высокой проходимости  $k_g = 2,5-3$ ).

После определения расчетных усилий по режимам 1 и 2 необходимо взять меньшее численное значение  $T_p$ , т.к. именно при этом будет выполняться необходимое и достаточное условие движения автомобиля.

В методическом указании приведены объем и последовательность расчета сцепления и коробки передач. Остальные агрегаты трансмиссии будут рассмотрены во второй части методического указания.

## 1 СЦЕПЛЕНИЕ

При конструировании и расчете сцепления прежде всего определяется передаваемый им момент  $T_{сц}$ , исходя из максимального момента двигателя  $T_{емах}$  и коэффициента запаса сцепления  $\beta$ . Затем определяют геометрические параметры ведомого диска и суммарное усилие пружин  $P_{\Sigma}$ , исходя из обеспечения допустимого удельного давления на фрикционные накладки  $[q]=0,15\div 0,25$  МПа. Далее производят расчет пружины, рычагов выключения, ведомого и нажимного дисков, гасителя крутильных колебаний и шлицевого соединения. Наряду с прочностным расчетом выполняют расчет сцепления на нагрев, в котором определяется работа буксования фрикционного сцепления, удельная работа буксования и перепад температур за одно включение. При расчете сцепления определяют также основные параметры привода сцепления: усилие на педаль, полный и рабочий ход педали, необходимое передаточное число привода.

### 1.1 Определение основных параметров сцепления

Момент, передаваемый сцеплением  $T_{сц} = T_{емах} \times \beta$ , где  $\beta$  - коэффициент запаса сцепления, значение которого зависит от типа автомобиля, конструкции сцепления, условий работы. Рекомендуемые значения указаны в таблице 1.

Таблица 1 – Значения коэффициента запаса сцепления

№	Критерий выбора коэффициента	$\beta$
1	Легковые автомобили	1,2 – 1,75
2	Грузовые автомобили и автобусы	1,5 – 2,75
3	Автомобили повышенной проходимости	1,8 – 3,0
4	Максимальный момент двигателя 100-260 Нм	1,75 – 2,2
	280-600 Нм	2,2 – 2,5
	700-1000 Нм	2,5 – 3

Если сцепление имеет диафрагменную пружину, обладает регулируемым давлением пружин или является двухдисковым сцеплением, то следует выбирать меньшие значения  $\beta$  в указанных пределах значений.

Момент, передаваемый сцеплением с учетом его конструктивных параметров:

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

где  $P_{\Sigma}$  - нажимное усилие, Н;

$R_{\text{ср}}$  - средний радиус трения, м;  $R_{\text{ср}} \approx (D + d)/4$ ,

$D, d$  – наружный и внутренний диаметры фрикционных накладок;

$i$  – число пар трения,  $i=2$  для однодискового и  $i=4$  для двухдискового,  $i=2m$  для многодискового сцепления;

$\mu$  - коэффициент трения,  $\mu \approx 0,25 \div 0,3$  – для сухого сцепления,  $\mu = 0,1 \div 0,05$  – для многодискового сцепления, работающего в масле.

Предварительный выбор среднего радиуса трения, а следовательно, и размеров фрикционных накладок ведомого диска, необходимо согласовывать с рекомендациями ГОСТ 1786-80. Некоторые значения параметров фрикционных накладок приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Основные параметры фрикционных накладок

Наружный диаметр, D, мм	180	190	200	225	254	280	300	340	350	400
Внутренний диаметр, d, мм	124	130	142	150	150	164	164	186	200	220
Толщина накладки, $\delta$ , мм	4,0	3,5	3,5	3,5	3,5	3,5	4,0	4,0	4,5	4,0

Задавшись основными параметрами сцепления, определяют основное усилие пружины. Затем необходимо проверить значение удельного давления на фрикционных поверхностях и при необходимости скорректировать значения радиуса ведомого диска.

Удельное давление на фрикционные накладки:

$$q = \frac{P_{\Sigma}}{\pi \times (R^2 - r^2)} \leq [0,15 \div 0,25] \text{ МПа},$$

где  $R$  и  $r$  - наружный и внутренний радиусы фрикционных накладок, принятые при расчете.

Меньшие значения давлений имеют сцепления грузовых автомобилей, большие значения сцепления легковых автомобилей.

Учитывая, что соотношение внутреннего и наружного радиусов ведомого диска для существующих конструкций находится в соотношении  $r=(0,55 \dots 0,7) R$ , можно рассчитать наружный диаметр ведомого диска по приближенной формуле:

$$D \approx 2,5 \sqrt[3]{\frac{\beta \times T_{\text{е max}}}{(\pi \times q \times \mu \times i)}}$$

Необходимо учитывать, что если наружный диаметр ведомого диска  $D$  получается больше 350 ... 360 мм, то следует установить двухдисковое

сцепление для проектируемого автомобиля с целью повышения надежности и долговечности сцепления.

## 1.2 Определение параметров нажимных пружин

Расчет цилиндрических пружин, расположенных по периферии нажимного диска, ведется в следующей последовательности:

- Определяют усилие, приходящее на одну пружину:

$$P_{\text{п}} = \frac{P_{\Sigma}}{Z},$$

где  $Z$  - число пружин, которое выбирают по прототипу или кратное числу выжимных рычагов (таблица 3).

- Основные параметры пружины: средний диаметр  $D_{\text{п}}$ , диаметр проволоки  $d_{\text{п}}$  и число витков  $n$  определяют, задавшись отношением  $D_{\text{п}}/d_{\text{п}} = 4 \dots 9$  и значением  $[\tau] = 700 \dots 750$  МПа, по следующим формулам:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{\frac{9,6 \times P_{\text{п}} \times \frac{D_{\text{п}}}{d_{\text{п}}}}{\pi[\tau]}}, \quad n = \frac{d_{\text{п}} \times \delta \times G \times \left(\frac{D_{\text{п}}}{d_{\text{п}}}\right)^3}{1,2 \times P_{\text{п}}},$$

где  $\delta$  - ход нажимного диска при выключении сцепления, 0,75 ... 1,5 мм для однодискового и 0,5 - 0,6 мм для двухдискового;

$G$  - модуль упругости второго ряда,  $G = 8 \times 10^4$  МПа.

- Находят длину пружины в свободном состоянии:

$$H = \delta + (n + 2) d_{\text{п}} + n \times \Delta$$

где  $\Delta$  - зазор между витками пружины, 1,5 мм.

- Рассчитывают жесткость пружины:

$$C = \frac{G \times d_{\text{п}}^4}{8 \times D_{\text{п}}^3 \times n}.$$

Таблица 3 – Основные параметры сцепления

Наружный диаметр ведомого диска, $D$ (мм)	Число пружин $Z$	Число рычагов	Число рабочих витков $n$
180 - 250	6, 9	3	4 - 7
250 - 280	9, 12	3	6 - 8
280 - 380	12, 16	4	7 - 9
➤ 380	24	4	9

При подборе двойных пружин суммарное усилие их должно быть равно усилию расчетной одинарной пружины

$$P_{\text{п}} = P_1 + P_2,$$

учитывая одинаковые деформации и напряжения в наружной и внутренней пружинах, соотношение параметров их должны быть:

$$D_{\text{п1}}^2 \times n_1 / d_{\text{п1}} = D_{\text{п2}}^2 \times n_2 / d_{\text{п2}}.$$

Сила, действующая на наружную пружину:

$$P_1 = \frac{P_{II} \times C^2}{C^2 + (C-2)^2} .$$

По силе  $P_1$  рассчитываются средний диаметр и диаметр проволоки наружной пружины.

Цилиндрические пружины должны удовлетворять требованиям ГОСТ 16118-70. Если эти условия не выполняются, то скорректировать отношение  $\frac{D_{II}}{d_{II}}$  и повторить расчет.

Порядок расчет диафрагменной пружины можно принять следующий:

- задаемся отношением основных параметров, исходя из рекомендуемых значений (рисунок 1):

$$\frac{D}{d} = 1,25 \div 1,5 \quad \frac{H}{\delta} = 1,5 \div 2,2$$

где  $D$  - наружный диаметр тарельчатой пружины;

$d$  - внутренний диаметр сплошного кольца;

$H$  - осевое расстояние между внутренней ( $d$ ) и наружной ( $D$ ) кромками кольцевой части в свободном состоянии;

$\delta$  - толщина пружины.

- определяем отношение  $\frac{D}{\delta}$  из условия прочности

$$\frac{D}{\delta} = A \times (B + 1) \times \sqrt{\frac{E}{(A-1) \times [\sigma]}} ,$$

где  $A = \frac{D}{d}$ ;  $B = \frac{H}{\delta}$ ;  $[\sigma] = 1000 \dots 1200$  МПа.

- находим величину  $\delta$  из условия обеспечения необходимой силы прижатия нажимного диска

$$\delta = \frac{D}{\delta} \times \left(1 - \frac{1}{A}\right) \times \sqrt{\frac{3P_{II}}{2 \times \pi \times E \times B \times \ln A}} .$$

- определяем основные параметры тарельчатой пружины: диаметр  $D$ ,  $d$ , высоту  $H$ , внутренний диаметр лепестков пружины  $d_1 = \frac{D}{2,5}$ ,

Найденные значения округляют и корректируют по условиям компоновки (Приложение 1).

- строим характеристику пружины по формуле:

$$P_{II} = \frac{4 \times E \times \delta \times \lambda \times \pi}{6 \times (1 - \mu^2) \times a^2 \times D^2} \times \left(\frac{0,98A}{0,98A-1}\right)^2 \times \ln(0,98 \times A) \times \left[\left(H - \frac{\lambda}{a}\right) \times \left(H - \frac{\lambda}{2a}\right) + \delta^2\right] ,$$

где  $\lambda$  - деформация пружины в мм;

$\mu$  - коэффициент Пуассона, 0.3;

$a = \frac{D-d_1}{D-d}$  размерный коэффициент  $1 \leq a \leq 3$ .

Схема для расчета тарельчатой пружины на рисунке 1.



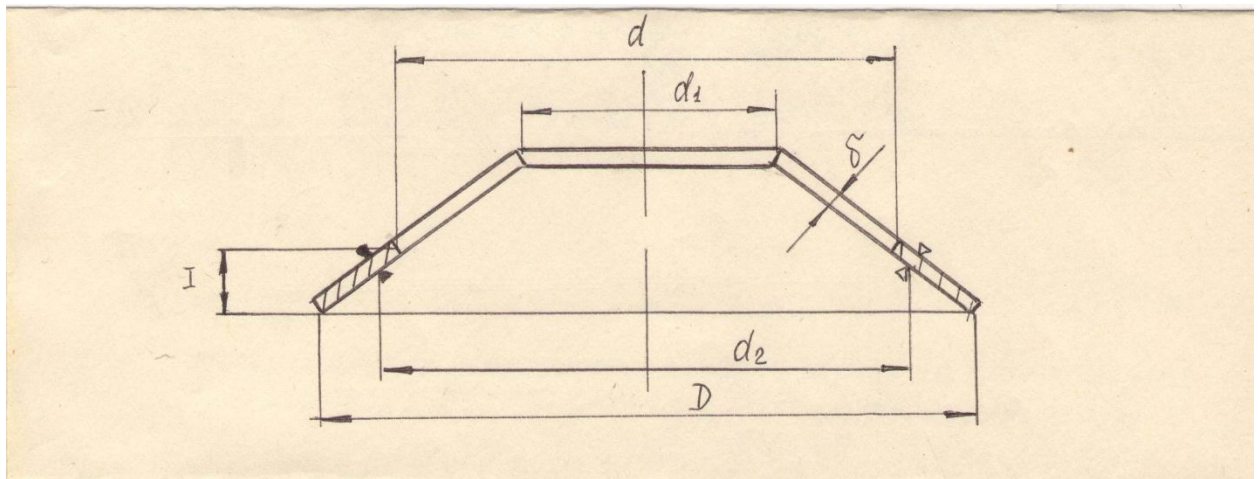


Рисунок 1 – Схема тарельчатой пружины.

- проверяем пружину на прочность по деформации ( $\lambda_p$ ), соответствующей наибольшей нагрузке, взятой из характеристики пружины:

$$\sigma = \frac{4 \times E \times \lambda_p \times A^2}{(A-1) \times (1-\mu^2) \times a^2 \times D^2} \times \left[ \left( H - \frac{\lambda}{2a} \right) \times \frac{A-1-\ln A}{(A-1) \times \ln A} + \frac{\delta}{2} \right] \leq [\sigma] \approx \sigma_T.$$

### 1.3 Расчет ведомого диска

Шлицы ступицы ведомого диска рассчитываются на смятие:

$$\sigma = \frac{P_p}{F \times \alpha} \leq [15 - 30] \text{ МПа, и на срез } \tau = \frac{P_p}{i \times l \times b \times \alpha} \leq [5 - 15] \text{ МПа,}$$

где  $P_p = \frac{T_{e \max} \times \beta}{r_{cp}}$  - расчетное усилие;

$F = 0,5 \times (d_H - d_B) \times l \times i$  - средний радиус шлицев;

$\alpha = 0,75$  - коэффициент точности прилегания шлиц;

$r_{cp} = 0,25 \times (d_H - d_B)$  - средний радиус шлицев;

$i$  - число шлицев;  $l$  - длина шлицев;  $b$  - ширина шлицев;

$d_H, d_B$  - наружный и внутренний диаметры шлицев.

Заклепки ведомого диска рассчитываются также на смятие и на срез по

формулам:  $\sigma = \frac{K \times T_{e \max} \times \beta}{R \times Z \times d \times \delta}$ ;  $\tau = \frac{4K \times T_{e \max} \times \beta}{R \times Z \times d \times \pi}$ ;

где  $K$  - Коэффициент расположения ведомых дисков,  $K=0,5$  и  $K=0,25$  для однодискового и двухдискового соответственно;

$R$  - радиус расположения заклепок;  $Z$  - число и  $d$  - диаметр заклепок;

$\delta$  - толщина ведомого диска.

Пружины гасителя крутильных колебаний подбирают на основе данных по существующим конструкциям. Обычно число пружин 6 – 8 штук, средний диаметр витка  $D_B = 15 \div 18$  мм, диаметр проволоки  $d_{пр} \approx 3,5$  мм, всего витков 5 – 6. Усилие, сжимающее одну пружину демфера, определяют по формуле:

$$P_{дем} = \frac{1,25 \times T_{e \max} \times \beta}{r_{пр} \times Z_{пр}},$$

где  $r_{пр}$  - радиус приложения усилия к пружине;

$Z_{пр}$  - число пружин демпфера.

Расчетное напряжение в пружине гасителя крутильных колебаний  $\tau_{max}$  определяется с учетом коэффициента кривизны

$$k_1 = \frac{4C-1}{4C-4} + \frac{0,615}{C},$$

где  $C = \frac{D_B}{d_{пр}} \approx 4 \div 4,5$ .

$$\tau_{max} = \frac{8 \times P_{дем} \times D_B \times k_1}{\pi \times d_{пр}^3} \leq [700 \div 900] \text{ МПа.}$$

#### 1.4 Расчет ведущего диска

Элементы, соединяющие диск с маховиком, рассчитываются на смятие и изгиб. Напряжения смятия на выступах нажимного диска (рисунок 2) определяют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{\gamma \times T_{e \max}}{R \times F \times Z} \leq [10 \div 15] \text{ МПа}$$

где  $\gamma$  – коэффициент, учитывающий распределение крутящего момента на ведущих дисках,  $\gamma = 0.5$  – однодисковое и  $\gamma = 0.25$  двухдисковое сцепление;

$R$  - радиус расположения элемента;

$F$  - площадь контакта одного элемента;

$Z$  - число работающих элементов.

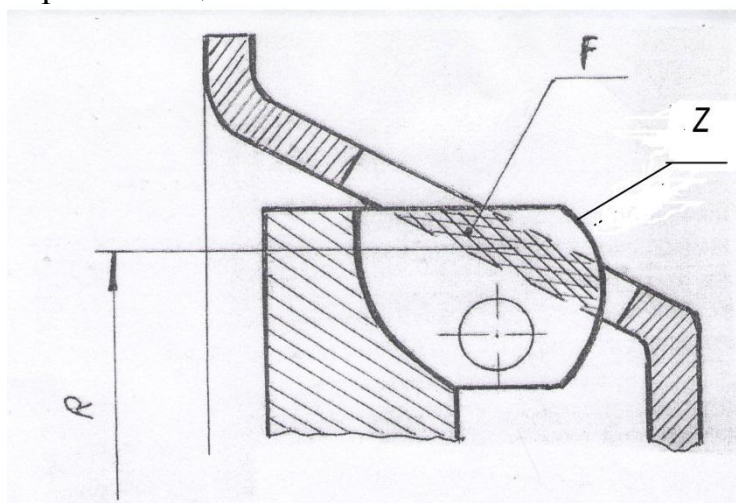


Рисунок 2 – Расчетная схема выступающего элемента  $Z$  ведомого диска.

Наибольшее напряжение растяжения в пластинах пакетов определяют как:

$$\sigma_{см} = \frac{\gamma \times T_{e \max}}{R \times n \times h \times b \times Z} \leq [400 \div 500] \text{ МПа,}$$

где  $n$  - число пластин в пакете;

$h$  и  $b$  – толщина и ширина одной пластины.

Тангенциальные пластины устанавливаются так, что при выключенном сцеплении они полностью разгружены от изгибающих напряжений  $\sigma = 0$ . При

осевом смещении диска напряжение изгиба могут быть определены по формуле:

$$\sigma_{и} = \frac{E \times h \times l}{l_1^2} \leq [850 \dots 900] \text{ МПа},$$

где  $l$  - полная длина пластины;

$l_1$  – рабочая длина пластины,  $l_1 = l - 1.5 d$ ;  $d$  – диаметр заклепки;

$E$  - модуль упругости,  $E = 2 \times 10^5$  МПа.

### 1.5 Расчет показателей нагруженности сцепления

К ним относятся удельная работа буксования и нагрев ведущего диска. Работа буксования сцепления рассчитывается по следующей эмпирической формуле:

$$L_{б} = \frac{T_{e \max} \times J_a \times w_e^2}{\frac{2}{3} T_{e \max} - T_c} \left( A - \frac{T_{e \max} - \frac{15}{8} T_c}{3 T_{e \max} - \frac{9}{2} T_c} \right), \text{ Дж}$$

где  $J_a = \frac{m_a \times r_k^2}{u_{тр}^2}$  момент инерции автомобиля, приведенный к ведущему

валу коробки передач  $\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$  ( $m_a$  – масса автомобиля,  $r_k$  – радиус колеса,  $u_{тр}$  – передаточное число трансмиссии);

$w_e = 0,85 w_N$  - для дизеля и  $w_e = 0,45 w_N$  для карбюраторного двигателя угловая скорость буксования;

$A$  - эмпирический коэффициент,  $A = 1,23$  для автомобилей с карбюраторным двигателем и  $A = 0,72$  для автомобилей с дизелем;

$T_c = \frac{m_a \times g \times \Psi \times r_k}{u_{тр}}$  момент сопротивления движению при трогании автомобиля ( $\Psi = 0,015 \div 0,02$ ).

Удельная работа буксования определяется как:

$$q_б = \frac{L_б}{F},$$

где  $F$  - суммарная площадь накладок сцепления,  $\text{см}^2$ .

Значения  $q_б$  рассчитываются при трогании на первой передаче для легковых автомобилей, тягачей и автопоездов с полной нагрузкой и трогании на второй передаче для одиночных грузовых автомобилей с полной нагрузкой и для автомобилей, имеющих делитель на первой высшей передаче. В таблице 4 приведены значения  $q_б$  ( $\text{Дж}/\text{см}^2$ ) грузовых и легковых автомобилей.

Таблица 4 – Значения удельной работы буксования

Легковые		Грузовые		Тягачи и автопоезда (двухдисковые сцепления)	
ВАЗ-2107	223	ЗИЛ-43141	311	МАЗ-63011	109
ВАЗ-2108	195	ГАЗ-4509	281	КАМАЗ-6415	167
ГАЗ-3110	326	ЗИЛ-4331	225	ЗИЛ-43100	142

Допустимый перепад температур за одно включение для одиночного автомобиля не должно превышать  $10^{\circ}\text{C}$ , а для автопоезда  $20^{\circ}\text{C}$ . Нагрев деталей сцепления при буксовании может быть рассчитан по формуле:

$$\Delta T = \frac{\gamma \times L_6}{m_g \times C},$$

где  $\gamma$  - коэффициент перераспределения теплоты между деталями,

$\gamma = 0.5$  для однодискового,  $\gamma = 0.25$  для двухдискового;

$C$  - теплоемкость детали.  $C = 482 \text{ Дж/кг}\times\text{K}$ ;

$m_g$  - масса нагреваемых деталей сцепления,  $m_g = (0,003 \div 0,006) m_0$ ,  
( $m_0$  - снаряженная масса автомобиля).

### 1.6 Расчет привода сцепления

Исходными данными для расчета привода являются допустимое усилие на педаль  $P_{\text{пед}}$ , ее полный ход  $S_{\text{п}}$  и перемещение нажимного диска  $\Delta l$ . Для легковых автомобилей усилие на педаль  $P_{\text{пед}} \leq 150 \text{ Н}$ , для грузовых –  $P_{\text{пед}} \leq 250 \text{ Н}$ . Полный ход педали сцепления  $S_{\text{п}} = 140 \dots 160 \text{ мм}$  для легковых автомобилей и  $S_{\text{п}} \leq 190 \text{ мм}$  для грузовых и автобусов. Перемещение нажимного диска определяется как  $\Delta l = i \times \delta + k \times w$ ,

где  $i$  – число пар трения;

$\delta$  – зазор между поверхностями трения при выключенном сцеплении,  
 $\delta = 0,75 \div 1 \text{ мм}$ ;

$k$  - число ведомых дисков;

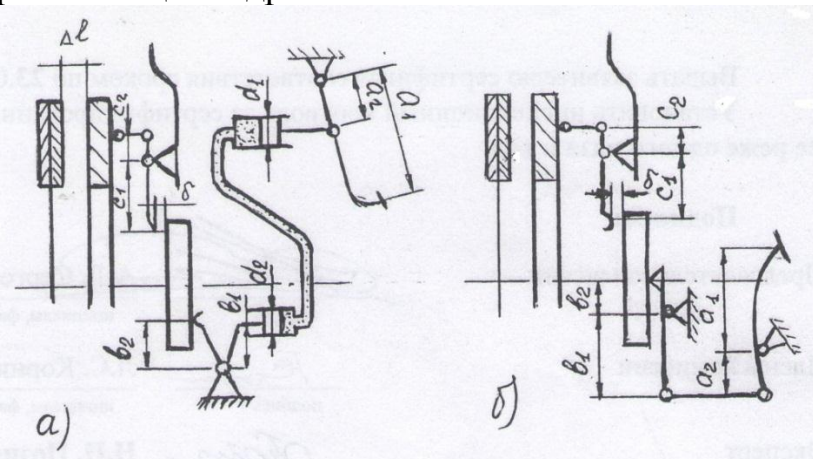
$w$  - осевая деформация ведомого диска,  $w = 1 \div 1,5 \text{ мм}$ .

Рассматривая различные схемы привода сцепления рисунок 3, определяем его передаточное число:

$$u_{\text{м}} = \frac{c_2 \times b_2 \times a_2}{c_1 \times b_1 \times a_1} \quad \text{- для механического привода,}$$

$$u_{\text{г}} = \frac{c_2 \times b_2 \times a_2 \times d_2^2}{c_1 \times b_1 \times a_1 \times d_1^2} \quad \text{- для гидравлического привода,}$$

где  $a, b, c$  - плечи педали, вилки и рычага выключения,  $d_1$  и  $d_2$  диаметр главного и рабочего цилиндров.



а) гидравлический привод; б) механический привод.

Рисунок 3 – Схемы приводов механизма выключения сцепления

Полный ход педали для механического и гидравлического привода соответственно:  $S_{пм} = \Delta l \times u_m + \frac{\Delta_1 \times c_2 \times b_2}{c_1 \times b_1}$ ,  $S_{пг} = \Delta l \times u_r + \frac{\Delta_1 \times c_2 \times b_2 \times d_2^2}{c_1 \times b_1 \times d_2^2}$ ,

где  $\Delta_1 = 2,5-4$  мм – зазор между концами выжимных рычагов и подшипником.

Если в результате расчета  $S_{пм(пг)} \leq S_{п}$  переходим к определению усилия на педали, в противном случае необходимо изменить передаточное отношение  $u_{м(г)}$ .

Величина максимального усилия на педали определяется по формуле:

$$P_{пед} = \frac{P_{H \max}}{u \times \eta},$$

где  $P_{H \max}$  – максимальное усилие нажимных пружин  $P_{H \max} = 1,2P_{\Sigma}$ ;

$u$  – передаточное число привода ( $u = 25 \div 50$ );

$\eta$  – КПД привода,  $0,5 \div 0,8$  – для механического привода и  $0,8 \div 0,9$  для гидравлического привода.

Рычаги выключения рассчитывают по напряжениям изгиба для наиболее опасного сечения I – I (рисунок 4):  $\sigma_{и} = \frac{C \times P_{вык}}{n \times w}$ , где  $P_{вык} = 1,2P_{\Sigma} \frac{c_1}{c_2}$ , – усилие выключения;  $n$  – число рычагов;  $C$  – расстояние до опасного сечения;  $w$  – момент сопротивления сечения.

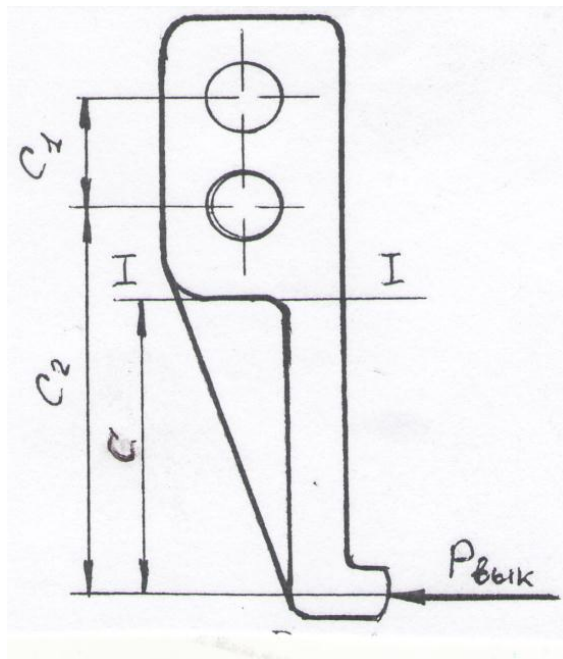


Рисунок 4 – Расчетная схема рычага выключения

Напряжения изгиба не должны превышать для сталей 140...160 МПа, для ковких чугунов 60...80 МПа.

## 2 КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

Расчет коробок передач ведется в два этапа:

Кинематический, в котором уточняются и определяются передаточные числа коробки передач, геометрические параметры шестерен и валов.

Статический, в котором выполняется статический расчет на прочность, выносливость, жесткость по изгибающим, контактным, нормальным и касательным напряжениям, возникающим от расчетных нагрузок в шестернях и валах коробки передач, а также рассчитываются синхронизаторы и подшипники.

### 2.1 Выбор, обоснование и предварительный расчет основных параметров коробки передач

Передаточные числа коробки передач  $u$ , определенные при тяговом расчете автомобиля, необходимо разбить по каждой паре зацепления, уточнить по числу зубьев колес согласно принятой схемы коробки передач и расположения колес. При этом необходимо учитывать следующие основные положения: - зубчатое колесо ведущего вала имеет 17...27 зубьев;

- передаточное число постоянного зацепления от ведущего к ведомому валу находится в пределах 1,6...2,5 или  $u_{пз}=(0,9...1) \sqrt{u_1}$ , для легковых автомобилей  $u_{пз}=(0,45...0,6) u_1$ , а для грузовых  $u_{пз}=(0,25...0,4) u_1$ ;

- минимальное число зубьев для шестерни первой передачи принимаем 13...17 (на промежуточном валу 3-х вальной коробки или ведущем валу 2-х вальной);

- число зубьев колеса первой передачи на вторичном валу обычно равно 35...65;

- передаточное число одной пары зубчатых колес  $u^1$  должно быть не более 3,5...4 на низших и 0,6...0,8 на высших передачах ( $u^1 = \frac{u_1}{u_{пз}}$ ;  $u^1 = \frac{u_5}{u_{пз}}$ ).

Межосевое расстояние предварительно определяется по эмпирической формуле:  $a_w = A \sqrt[3]{T_{e\max} \times u_1}$ ,

где  $A=8,9...9,3$  – для легковых автомобилей,  $A=8,6...9,4$  – для грузовых автомобилей и  $A=9,3...9,6$  – для автомобилей с дизельным двигателем. Большие значения принимают для коробок с ускоряющей передачей;  $u_1$  – передаточное число на первой передаче.

Рекомендуемые значения межосевых расстояний для грузовых автомобилей в таблице 5, для легковых автомобилей  $a_w \approx 65...80$  мм.

Таблица 5 – Значения межосевых расстояний

$T_{e\max}$ , Нм	170	260	340...420	700...850	900...1150
$a_w$ , мм	85	105	125	140	160
Число передач	4	5	5	5	10
$m$ , мм	2,5	2,5	3	4; 4,5	4,5; 5; 6

Модуль зацепления также рассчитывается с учетом передаваемого крутящего момента в зависимости от принятого значения межосевого расстояния  $m = (0,032...0,040) a_w$ , величина модуля определяется до ближайшего размерного ряда по ГОСТ 9563-60.

Ширина венца зубчатых колес выбирается в зависимости от модуля  $b=(4,4...7)m$  - для прямозубых колес и  $b=(7,0...8,6)m$  - для косозубых. Меньшее значение выбирают для грузовых автомобилей.

Угол наклона спирали косозубых колес  $\beta$  определяется из условия обеспечения степени перекрытия зубьев в осевом сечении больше единицы из следующей формулы:  $\sin\beta \geq \frac{\pi \times m}{b}$ . В существующих коробках передач углы наклона зубьев составляют  $25^0...40^0$  - для легковых автомобилей и  $20^0...30^0$  - для грузовых.

Затем определяют для каждой пары зацепления число зубьев с учетом вышеуказанных положений и предварительно рассчитанного межосевого расстояния:

$$Z_{\Sigma} = 2 \times a_w \times \frac{\cos\beta}{m} \quad - \text{ суммарное число зубьев;}$$

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{(u^1+1)} \quad - \text{ число зубьев шестерни;}$$

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1 \quad - \text{ число зубьев колеса.}$$

Все перечисленные параметры связывают выражением, определяющим, действительное межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{m \times (Z_1 + Z_2)}{2 \times \cos\beta_{1,2}} = \frac{m \times (Z_3 + Z_4)}{2 \times \cos\beta_{3,4}} = \frac{m \times (Z_5 + Z_6)}{2 \times \cos\beta_{5,6}} = \dots$$

Геометрические размеры зубчатых колес определяют по известным формулам:  $d = \frac{m \times z}{\cos\beta}$  - диаметр делительной окружности,  $d_a = d + 2m(h_a + X)$  - диаметр вершины зубьев,  $d_f = d - 2m(h_a + X)$  - диаметр впадин,  $d_a = d \times \cos\beta$  - диаметр основной.  $S = m(\frac{\pi}{2} + 2 \times X \times \operatorname{tg}\alpha)$  - толщина зуба,  $h = m(2h_a + 0,25 - X)$  - высота зуба. Где  $h_a = 1...1,25$  - коэффициент высоты головки зуба;  $X$  - коэффициент сдвига  $X_{ш} = X_k = 0,125...0,325$  при высотном корригировании;  $\alpha = 20^0$  - угол зацепления.

При известных геометрических размерах шестерни и принятом расчетном моменте  $T_p$  определяем основные усилия, действующие в зацеплении зубчатых колес:  $F_t = 2 \frac{T_p}{d}$  - окружная сила,  $F_R = \frac{F_t \times \operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$  - радиальная сила,  $F_x = F_t \times \operatorname{tg}\beta$  - осевая сила.

Осевой размер коробки передач по картеру  $L$  предварительно можно рассчитать, как  $L = B \times a_w$ , где  $B = 3...3,4$  - для легковых автомобилей;  $B = 2,2...2,7$  - для грузовых автомобилей с четырех ступенчатой коробкой передач;  $2,7...3$  - с пятиступенчатой и  $3,2...3,5$  - с шестиступенчатой. Некоторые параметры коробок передач приведены в приложении 2.



## 2.2 Расчет зубчатых колес на прочность и выносливость

В каждом виде этих расчетов рассматриваются два типа напряженного состояния зубьев: контактная напряженность активных поверхностей и напряженность при изгибе. Зубчатые передачи рассчитываются в соответствии с ГОСТ 21357-87.

### 2.2.1 Расчет на контактную выносливость

Этот расчет проводится в три этапа. На первом этапе определяют расчетное контактное напряжение:

$$\Pi_H = F_t \times Z_H \times Z_E \times K_{H1} \times K_{H2} \times K_{H3} / (b \times d),$$

и предельное контактное напряжение при базовом числе  $N_{HO}$  циклов

$\Pi_{HO} = \Pi_{H \text{ lim}} \times Z_R$ , если  $\Pi_H \geq 0,9 \Pi_{HO}$ , то выполняются второй и третий этапы расчета, если  $\Pi_H < 0,9 \Pi_{HO}$ , то расчет заканчивается первым этапом.

Второй этап. Рассчитывают ресурс  $R_H$  зубчатого колеса по контактной выносливости, обеспечивающий 1 км пробега:  $R_H = \Pi_H^{m_H} \times N_{1H}$  - при работе колеса только на одной передаче,  $R_H = \sum \Pi_H^{m_H} \times N_{1H}$  - при работе колеса на нескольких передачах. Затем находят общий ресурс зубчатого колеса  $R_{Hlim} = \Pi_{HO}^{m_H} \times N_{HO}$ .

Третий этап. Определяют пробег автомобиля в километрах до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев  $L_H = \frac{R_{Hlim}}{R_H}$  или допускаемое значение параметра у контактного напряжения  $\Pi_{HP} = \Pi_{HO} \times K_H$ .

### 2.2.2 Расчет на выносливость при изгибе

Расчет также выполняется в три этапа. На первом этапе определяют расчетное напряжение изгиба:  $\sigma_F = F_t \times Y_F \times Y_E \times K_{F1} \times K_{F2} \times K_{F3} / (b \times m)$ , и предельное напряжение изгиба при базовом числе циклов  $\sigma_{F0} = \sigma_{Flim} \times Y_R \times K_O$ .

Если  $\sigma_F < 0,9 \sigma_{F0}$ , то расчет заканчивается, если нет, то выполняют второй и третий этапы расчета.

Второй этап. Рассчитывают ресурс выносливости при изгибе зубьев, которые расходуются за 1 километр пробега:  $R_F = \sigma_F^{m_F} \times N_{1F}$  - при работе зубчатого колеса на одной передаче,  $R_F = \sum \sigma_F^{m_F} \times N_1$  - при работе на нескольких передачах. Общий ресурс выносливости при изгибе, которым располагает зубчатое колесо, находится по выражению:  $R_{Flim} = \sigma_{F0}^{m_F} \times N_{FO}$ .

Третий этап. Определяют пробег автомобиля в километрах до установленной поломки зуба  $L = \frac{R_{F \text{ lim}}}{R_F}$  или допускаемое напряжение изгиба

$\sigma_{FP} = \sigma_{F0} \times K_O$ . Входящие в расчетные формулы величины определяются следующим образом:

$$F_t \quad - \text{ расчетная окружная сила, } F_t = \frac{2 \times T_p \times 10^3}{d};$$



$Z_H$  - коэффициент контактного напряжения,  $Z_H = \frac{d \times t g \alpha \times a_w}{2 \times \rho_1 \times \rho_2}$  - для

прямоугольной передачи и  $Z_H = \frac{2 \times (u+1) \times \cos \beta^2}{u \times \sin \alpha}$  - для косозубой передачи.

( $\rho = 0.5 \sqrt{d_a^2 - d_b^2}$  - радиус кривизны профиля зуба, 1 – шестерни, 2 – колеса);

$Y_F$  - коэффициент напряжения изгиба,  $Y_F = 2,5 \dots 3$ ;

$Z_\varepsilon, Y_\varepsilon$  - коэффициенты, учитывающие перекрытие зубьев,  $Z_\varepsilon = Y_\varepsilon = 1$  -

для прямозубых передач и  $Z_\varepsilon = Y_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon}}$  - для косозубых передач;

$K_{H1}, K_{F1}$  - коэффициенты, учитывающие степень точности передачи,  $K_{H1} = K_{F1} = 1$  - для прямозубых, а для косозубых передач  $K_{H1} = 1,16 \dots 1,51$  и  $K_{F1} = 1 \dots 1,08$ , наибольшее значение выбирают при 9 степени точности;

$K_{H2}, K_{F2}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца,  $K_{H2} = 1 + (K^0 - 1) \times K_H^0$ ,  $K_{F2} = 1 + (K^0 - 1) \times K_F^0$ , где  $K^0 \approx 1.1 \dots 1.4$ ,  $K_H^0$  и  $K_F^0$  даны в таблице 6.

Таблица 6 – Значения коэффициентов  $K_H^0$  и  $K_F^0$

Твердость HRC поверхностей зубьев	Окружная скорость $V = \pi \times d \times n / 60 \times 10^3$ , м/с				
	1	2	4	6	8 и более
47	0,62/0,9	0,65/0,96	0,7/1	0,8/1	1/1
50	0,72/0,95	0,76/1	0,85/1	0,96/1	1/1
60	0,8/1	0,85/1	0,9/1	1/1	1/1

$K_{H3}, K_{F3}$  - коэффициенты учитывающие динамические нагрузки между зубьями,  $K_{H3} = \frac{1 + (b \times \delta \times q \times V \times \sqrt{\frac{a_w}{u}})}{F_t \times K_{H1} \times K_{H2}}$ ,  $K_{F3} = \frac{1 + (\delta' \times q \times V \times \sqrt{\frac{a_w}{u}})}{F_t \times K_{F1} \times K_{F2}}$ ,

где  $\delta$  и  $\delta'$  - коэффициенты, учитывающие влияние вида зубчатой передачи, выбираются из таблицы 7;  $q$  - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов шестерни и колеса, выбирают из таблицы 8.

Таблица 7 – Значения коэффициентов  $\delta$  и  $\delta'$

Твердость поверхности зубьев	Вид зубьев	$\delta$	$\delta'$
H < HB 350	Прямые	0,006	0,016
	Косые	0,002	0,006
H > HB 350	Прямые	0,014	0,016
	Косые	0,004	0,006

Таблица 8 – Значения коэффициента  $q'$

Модуль m, мм	Степень точности по нормали плавности					
	4	5	6	7	8	9
$\leq 3,55$	17	28	38	47	56	73
3,55...10	22	31	42	53	61	82

$\Pi_{H \text{ lim}}$ ,  $\sigma_{F \text{ lim}}$  – пределы выносливости материала зубьев выбирают по таблице 9.

Таблица 9 – Характеристика выносливости и прочности зубьев

Характеристики	Марка стали							
	12Х2Н4А	18ХГТ	20Х2Н4А	20НГР	30ХГТ	35Х	40ХН	45
Твердость зуба HRC поверхности	56 - 63						45-55	25-35
- сердцевины	33-41	28-35	36-41	28-35	29-42	35-45	45-55	25-30
Пределы выносливости $\Pi_{H \text{ lim}}$ , МПа $\sigma_{F \text{ lim}}$ , МПа	19 430	18 370	21 460	19 380	19 410	18 410	11 300	13 280
Пределы прочности $\Pi_{H \text{ lim}}$ МПа $\Pi_{F \text{ lim}}$ МПа	190 1900	190 1600	190 1950	190 1500	190 1700	190 1750	100 1600	160 1500
Термообработка	цементирование				цианирование			Закалка

$Z_R$ ,  $Y_R$  – коэффициенты, учитывающие особенности обработки зубьев. Для класса шероховатости 4, 5, 6, 7 соответственно  $Z_R$  равно 0,82, 0,88, 0,94. 1;  $Y_R = 1$  во всех случаях;

$K_0$  – коэффициент, учитывающий влияние характера цикла на выносливость при изгибе,  $K_0 = 1,3$  на низших передачах и  $K_0 = 1,2 \dots 1,14$  на остальных;

$m_H$ ,  $m_F$  – показатели кривой контактной усталости  $m_H = 3$  и выносливости при изгибе  $m_F = 9$ ;

$N_{iH}$ ,  $N_{iF}$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений за 1 км пробега автомобиля,  $N_{iH} = n_s \times u_{3k} \times \alpha_i \times K_{\Pi H}$ ;  $N_{iF} = n_s \times u_{3k} \times \alpha_i \times K_{\Pi F}$ , где  $n_s$  – число оборотов ведущих колес на пути 1 км,  $n_s = \frac{500}{\pi r}$ ;  $u_{3k}$  – передаточное число от вала зубчатого колеса до ведущих колес автомобиля;  $\alpha_i$  – относительный пробег автомобиля на данной передаче выбирается из таблицы 10;

$K_{\Pi H}$ ,  $K_{\Pi F}$  – коэффициенты пробега на данной передаче, определяемые по графику (рисунок 5) в зависимости от отношения расчетной удельной тяговой силы  $P_p$  и средней  $P_{cp}$ .  $P_p = \frac{T_p \times u_i \times \eta_{\Pi M}}{r_k \times G_a}$ ;  $P_{cp} = \Psi + P_w + P_j$ ; где  $\Psi = 0,02$  – для

легковых автомобилей,  $\Psi = 0,03$  – для грузовых;  $P_w = \frac{A \times V_a^2 \max}{G_a}$ ,  $A = 0,003$  – для легковых автомобилей,  $A = 0,012$  – для грузовых,  $V_a \max$  – максимальная скорость автомобиля, км/ч;  $G_a$  – вес автомобиля, Н;  $P_j = B (P_p + \Psi + P_w)$ ;  $B = 0,2$  – для легковых и  $B = 0,3$  – для грузовых автомобилей.

Таблица 10 – Значения относительного пробега времени  $\alpha_i$

Тип автомобиля	Передачи				
	1	2	3	4	5
Легковой	0,01/0,01	0,04/0,05	0,09/0,10	0,11/0,12	0,75/0,78
Автобус	0,01/0,01	0,02/0,04	0,15/0,10	0,50/0,62	0,32/0,23
Грузовой	0,01/0,01	0,02/0,02	0,05/0,07	0,15/0,20	0,77/0,71

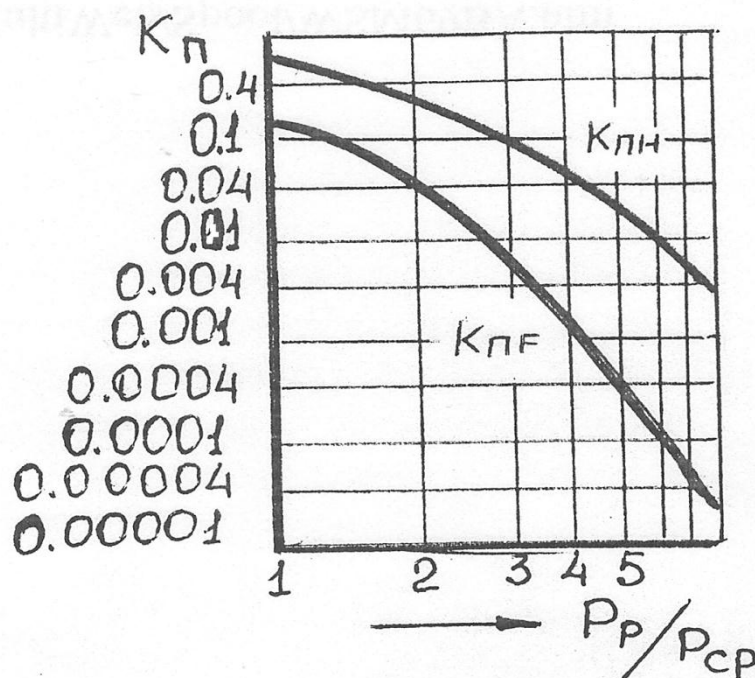


Рисунок 5 – Зависимость коэффициентов  $K_{пн}$ ,  $K_{пф}$  от  $P_p/P_{cp}$

$N_{NO}$ ,  $N_{FO}$  - базовое число циклов,  $N_{NO}=1,2 \times 10^8$ ;  $N_{FO}=4 \times 10^6$ ;

$K_H$ ,  $K_F$  - коэффициент долговечности,  $K_H = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$ ;  $K_F = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ , где

$N_{HE} = \frac{R_H \times L_0}{\Pi_H^{m_H}}$ ,  $N_{FE} = \frac{R_F \times L_0}{\sigma_F^{m_F}}$ ,  $L_0$  - пробег до капитального ремонта. Если получено

$K_H < 0,9$  или  $K_F < 0,9$ , то их принимают равными 0,9, а затем определяют допускаемые напряжения  $\Pi_{HP}$  и  $\sigma_{FP}$ . Если при расчете окажется, что  $\Pi_{HP} > 0,6 \Pi_{H \lim}$ , а  $\sigma_{FP} > 0,5 \sigma_{F \lim}$ , то принимают  $\Pi_{HP} = 0,6 \Pi_{H \lim}$  и  $\sigma_{FP} = 0,5 \sigma_{F \lim}$ , но не более 900 МПа ( $\Pi_{H \lim}$  и  $\sigma_{F \lim}$  указаны в таблице 8).

Условия достаточной выносливости зубчатых колес:

$$\Pi_H \leq \Pi_{HP} \text{ и } \sigma_F \leq \sigma_{FP}$$

### 2.2.3 Расчет на прочность при действии максимально нагрузки

Для выполнения этого расчета необходимо задаться значениями коэффициента максимальной динамической нагрузки  $K_g$ , который для легковых, грузовых автомобилей и автомобилей высокой проходимости соответственно равен 1,5...2,0; 1,7...2,5; 2,2...3,0. При установке

гидротрансформатора значения коэффициента динамичности можно принять равным 1...1,5.

Максимальное контактное напряжение на активных поверхностях зубьев при действии динамического момента рассчитывают по формуле:

$$\Pi_{H \max} = \frac{K_g \times F_t \times Z_H \times Z_\varepsilon \times K_{H1} \times K_{H2}}{b \times m},$$

а максимальное напряжение изгиба зубьев шестерен:

$$\sigma_{F \max} = \frac{K_g \times F_t \times Y_F \times Y_\varepsilon \times K_{F2} \times K_{F3}}{b \times m}$$

Все величины, входящие в расчетные формулы напряжений, заимствуются из расчетов на выносливость.

Условия достаточной контактной прочности и прочности при изгибе зубьев:  $\Pi_{H \max} \leq 0,9 \Pi_{H \lim}$ ;  $\sigma_{F \max} \leq 0,9 \sigma_{F \lim}$ . При оценки по запасам прочности условия необходимой прочности определяются по коэффициенту запаса:  $n_H = \frac{\Pi_{H \lim}}{\Pi_{H \max}} \geq 1,1$ ;  $n_F = \frac{\sigma_{F \lim}}{\sigma_{F \max}} \geq 1,1$ .

### 2.3 Расчет валов коробки передач

При расчете валов используют два вида расчета: на статическую прочность по максимальному динамическому моменту  $T_g = T_{e \max} \times u \times K_g$  и на жесткость по расчетному крутящему моменту  $T_p = T_{e \max} \times u$ ; ( $T_p = \frac{G_{сц} \times r_k \times \varphi}{u_{тр}}$ ).

Предварительные размеры вала выбираются по эмпирическим зависимостям:

$d_2 \approx 0,45 a_w$  - диаметр промежуточного и вторичного валов;

$d_1 \approx K_d \times \sqrt[3]{T_{e \max}}$  - диаметр ведущего вала,  $K_d = 4...4.6$  - эмпирический коэффициент.

Длина вала определяется по соотношению диаметра к расстоянию между опорами:  $\frac{d_1}{l} = 0,16...0,18$  - для первичного и промежуточного валов,  $\frac{d_2}{l} = 0,18...0,21$  - для вторичного вала.

Расчет валов коробки передач производится в следующем порядке:

1. Вторичный вал.
2. Промежуточный вал.
3. Первичный вал.

Последовательность расчета валов следующая:

1. Вычерчивают схему сил, приложенных к зубчатым колесам, определяют действующие силы на всех передачах  $F_t$ ;  $F_R$ ;  $F_x$  (рисунок 6).

2. Определяют реакции опор на всех передачах, действующих в вертикальной и горизонтальной плоскостях, известными методами механики и сопротивления материалов.

3. Строят эпюры изгибающих моментов в опасном сечении вала для вертикальной и горизонтальной плоскости (рисунок 7). Определяют результирующий момент от изгиба и кручения:  $T_{\Sigma} = \sqrt{M_{\Gamma}^2 + M_{\text{В}}^2 + T_{\text{кр}}^2}$ .

4. Статическая прочность вала определяется по результирующему напряжению изгиба от действия изгиба и кручения:  $\sigma_{\Sigma} = \frac{T_{\Sigma}}{0,1d^3}$ , где  $d$  – диаметр вала в опасном сечении. Расчет на статическую прочность выполняют для всех валов коробки передач.

а)

$$R_{IB} = (F_R l' + F_x z_k) / l_{II};$$

$$R_B = [F_R (l' - l_{II}) - F_x z_k] / l_{II};$$

$$R_{IF} = F_t l' / l_{II};$$

$$R_{IF'} = F_t (l' - l_{II}) / l_{II}.$$

б)

$$R_{IB} = [F_{R1}(l - l_1) - F_{x1} z_k + F_{R2}(l - l') + F_{x2} z_m] / l;$$

$$R_{2B} = (F_{R1} l_1 + F_{x1} z_k + F_{R2} l' - F_{x2} z_m) / l;$$

$$R_{IF} = [F_{t1}(l - l_1) - F_{t2}(l - l_2)] / l;$$

$$R_{IF'} = (-F_{t1} l_1 + F_{t2} l') / l.$$

в)

$$R_{B1} = [F_R(l_1 - l) - F_x z_m + R_B(l' - l)] / l;$$

$$R_{B2} = (F_R l_1 - F_x z_m + R_B l') / l;$$

$$R_{IF} = [R_{IF'}(l' - l) - F_t(l_1 - l)] / l;$$

$$R_{IF'} = (R_{IF'} l' - F_t l_1) / l.$$

а – вторичный; б – промежуточный вал; в – первичный вал

Рисунок 6 – Расчетные схемы и формулы для определения реакций на опорах

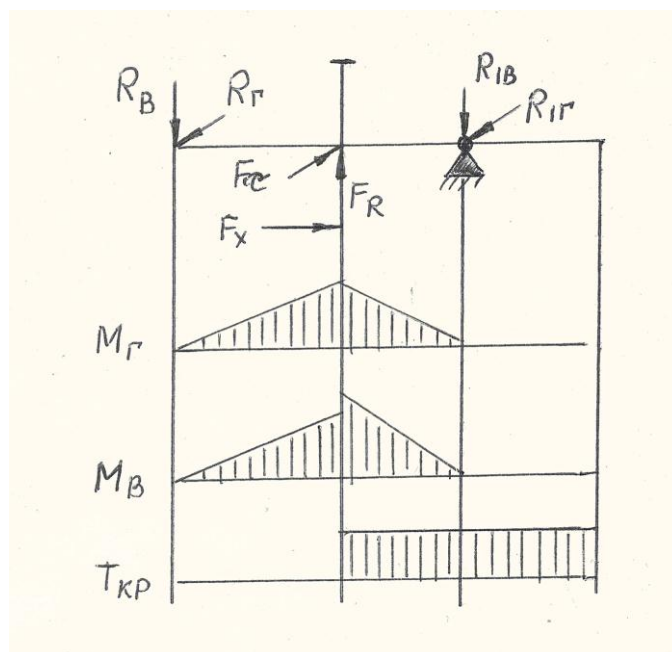


Рисунок 7 - Расчетная схема ведомого вала и эпюры моментов

Оценка статической прочности вала проводится по пределу текучести  $\sigma_T$  или прочности  $\sigma_B$  (таблица 11). При отношении  $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} \leq 0,7$  запас прочности определяется по пределу текучести  $n_T$ , а при  $\frac{\sigma_T}{\sigma_B} > 0,7$  – по пределу прочности  $n_B$ . Результирующее напряжение с учетом механической характеристики материала проверяется по следующей зависимости:  $\sigma_\Sigma = \frac{\sigma_T}{n_T}$  или  $\sigma_\Sigma = \frac{\sigma_B}{n_B}$ , где  $n_T \geq 1,2 \dots 1,5$ , а  $n_B \geq 1,5 \dots 1,8$ .

Таблица 11 - Механические характеристики стали, применяемые для валов

Напряжение	45	40X 40XH	40XH2MA	12XH3A	12X2H4A	30XГТ 18XГТ
$\sigma_T$ , МПа	550	750	1150	700	850	950
$\sigma_B$ , МПа	800	900	1400	950	1100	1150
$\sigma_T / \sigma_B$	0,68	0,83	0,82	0,74	0,77	0,82

5. Выполняют расчет на жесткость для длинных валов коробки передач. Жесткость валов определяется величиной стрелы прогиба вала  $f$ , углом перекоса сечения вала  $\gamma$  и углом закрутки вала  $\theta$ . Жесткость вала гарантирована, если  $\frac{l}{d} \leq 5 \dots 6$ , в противном случае прогиб вала  $f$  и угол перекоса  $\gamma$  определяют по формулам, приведенным в таблице 12. Прогиб и угол поворота вала в вертикально плоскости обуславливается силами  $F_x$  и  $F_R$ , а в горизонтальной – силой  $F_t$  и соответственно должен быть в пределах  $f_B = 0,1$  мм и  $f_T = 0,15$  мм. Допустимы полный прогиб  $f_\Sigma = \sqrt{f_B^2 + f_T^2} \leq 0,2$  мм. Допустимы угол поворота сечения вала в вертикальной плоскости составляет  $\gamma \leq 0,002$  рад. Угол скручивания для валов, имеющих большую длину,

определяют по формуле:  $\theta = \frac{T \times L}{G \times J_p} \leq 0,35^\circ$  на 1 м длины вала, где Т – передаваемый крутящий момент; L – длина вала; G – модуль упругости,  $G=8,5 \times 10^4$  МПа;  $J_p$  – полярный момент инерции сечения,  $J_p = \frac{\pi \times d^4}{32}$ .

Таблица 12 – Схемы и формулы для определения прогибов и углов поворота вала при нагружении сосредоточенной силой или моментом

Схема расчетная								
Определяемая величина								
$f_i$	$\pm F f_i / 6 E E J$				$\pm T f_i / 6 E E J$			
$\theta$	$\pm F \bar{\theta}_i / 6 E E J$				$\pm T \bar{\theta}_i / 6 E E J$			
$f_1$	$(l-a)(2ab-a^2-x_1^2)x_2$	$-ax_1(l^2-x_1^2)$	$(6al-3a^2-2l^2)x_1-x_1^3$	$x_1(l^2-x_1^2)$				
$\bar{\theta}_1$	$(l-a)(2al-a^2-3x_1^3)$	$a(3x_1^2-l)$	$l^2-3(l-a)-3x_1^2$	$l^2-3x_1^2$				
$f_2$	$a(l-x_2)(2lx_2-x_2^2-a^2)$	$ax_2(x_2^2-l^2)-(a+l)x_2-l^3$	$(l-x_2)(3a^2-2lx_2-x_2^2)$	$-l(x_2-l)(3x_2-l)$				
$\bar{\theta}_2$	$3a(l-x_2)^2-a(l^2-a^2)$	$2al(3x_2-2l)-3l(x_2-l)^2$	$l^2-3a^2-3(l-x_2)^2$	$2l(3x_2-2l)$				
$f_3$	$2a^2(l-a)^2$	$2a^2l(a+l)$	$-2a(l-a)(l-2a)$	$-al(3a+2l)$				
$\bar{\theta}_3$	$2a(l-a)(l-2a)$	$al(3a+2l)$	$6a(l-a)-2l^2$	$-2l(3a+l)$				

«+» если Р и Т направлены в ту же сторону, что и на схеме,

«-» если Р и Т направлены в противоположном направлении, что и на схеме.

E - модуль упругости,  $E=21 \times 10^4$  МПа, J - момент инерции сечения вала

6. Рассчитывают шлицевые и шпоночные соединения. Основные параметры шлицевых соединений приведены в ГОСТ 1139-80 и ГОСТ 6033-80, некоторые из них для средней серии даны в таблице 13. Напряжения смятия определяются по максимальному динамическому моменту  $T_g$  вала рассчитываемого соединения:

$$\sigma_{см} = \frac{T_g}{z \times h \times l \times r \times \varphi} \leq [\sigma_{см}],$$

где z, h, l, r, – число, высота, длина и средний радиус шлицев;

$\varphi$  - коэффициент распределения нагрузки,  $\varphi=0,7...0,8$ ;

$[\sigma_{см}]$  - допустимое напряжение,  $[\sigma_{см}]=70...100$ , МПа - для подвижного соединения и  $[\sigma_{см}]=120...200$ , МПа - для неподвижного соединения.

Шпоночные соединения рассчитываются по следующим формулам:

напряжения смятия  $\sigma_{см} = \frac{2T_g}{d \times l \times m} \leq 150...200$ , МПа, напряжения среза



$\tau = \frac{2Tg}{d \times l \times b} \leq 150 \dots 200$ , МПа, где d - диаметр вала, l, b - длина и ширина шпонки, m - рабочая высота шпонки.

Таблица 13 – Основные размеры прямобочных шлицевых соединений

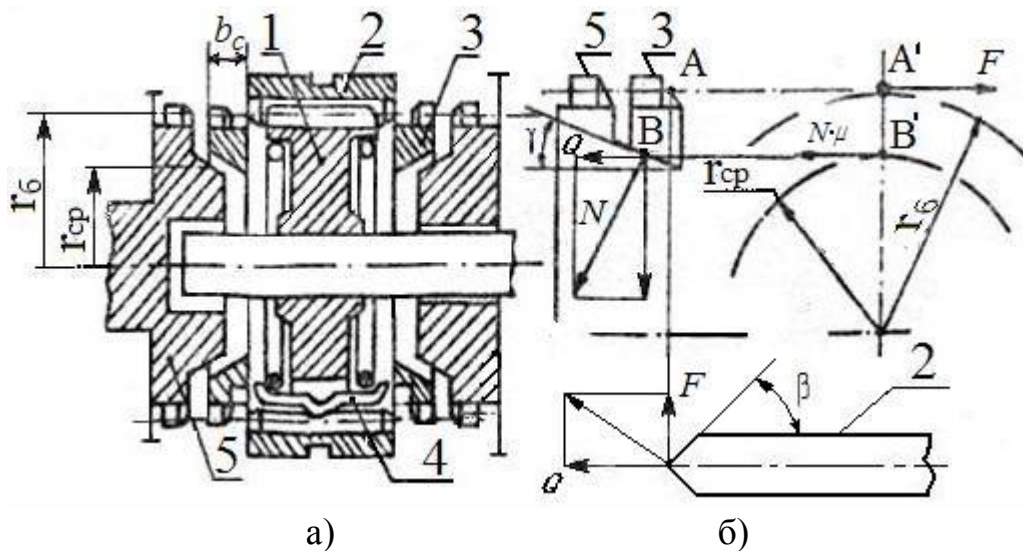
Число шлицов	Диаметр, мм		Ширина мм b	Площадь рабочей поверхности S, мм <sup>2</sup>
	d	D		
6	21	25	5	7,2
	23	28	6	9,5
	26	32	6	10,8
	28	34	7	10,8
8	36	42	7	14,4
	42	48	8	14,4
	45	54	10	18
	52	60	10	18
	56	65	12	24
10	72	82	12	30
	82	92	12	30
	92	102	14	30
	102	112	16	30
	112	125	18	41

При выборе способа центрирования сопряженных деталей применяют центрирование по наружному диаметру для отверстий с невысокой твердостью. Если поверхность отверстия имеет высокую твердость (НРС 40 и более), то применяют центрирование по внутреннему диаметру.

## 2.4 Расчет синхронизатора

При расчете синхронизатора определяются основные его параметры  $r_c$ ,  $r_b$  – радиусы поверхности трения и блокирующей поверхности,  $\beta$  – угол наклона блокирующей поверхности (рисунок 8, 9); а также удельная работа буксования и нагрев.



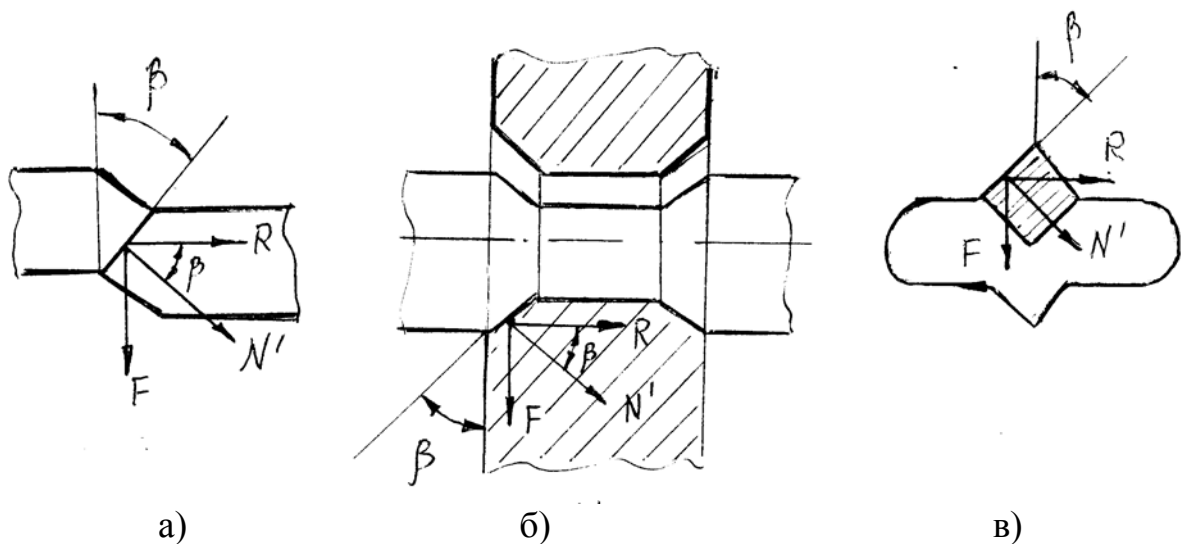


а) схема синхронизатора, б) схема применения сил;  
 1 – ступица, 2 – скользящая муфта, 3 – кольцо бронзовое, 4 – сухарик,  
 5 – шестерня.

Рисунок 8 – Инерционный синхронизатор

Необходимый момент трения в процессе синхронизации определяется как:  $M_\mu = \frac{J_\Sigma \times u^2 \times \Delta\omega}{t}$ , Нм, где  $J_\Sigma$  - суммарный приведенный момент инерции  $J_\Sigma = 0,001 \dots 0,002$  Нмс<sup>2</sup> для легковых автомобилей,  $J_\Sigma = 0,003 \dots 0,006$  Нмс<sup>2</sup> для грузовых с карбюраторным двигателем,  $J_\Sigma = 0,02 \dots 0,05$  Нмс<sup>2</sup> для грузовых с дизельным двигателем;  $\Delta\omega$  – разность угловых скоростей, с<sup>-1</sup>,  $\Delta\omega = 0,7 \times \omega_N \left( \frac{1}{u} - \frac{1}{u+1} \right)$ ;  $u$  – передаточное число включаемой передачи,  $u_{\pm 1}$  – передаточное число выключаемой передачи;  $t$  – время синхронизации, с, для легковых автомобилей  $t = 0,3 \dots 0,8$  с, для грузовых  $t = 0,5 \dots 1,5$  с, большие значения соответствуют низшим передачам.

Расчетный средний радиус поверхности трения синхронизатора:  $r_c = \frac{M_\mu \times \sin \gamma}{\mu \times Q}$  где  $\gamma$  – половина угла конуса,  $\gamma = 6 \dots 7^\circ$ ;  $\mu$  – коэффициент трения,  $\mu \approx 0,06$ ;  $Q$  – осевая сила на передвигной муфте,  $Q = P_p \times u_p$ ;  $P_p$  нормальное усилие на рукоятке рычага переключения передач,  $P_p = 60$  Н для легковых автомобилей и  $P_p = 100$  Н для грузовых,  $u_p$  – передаточное число от рукоятки к муфте,  $u_p = 4 \dots 9$ .



а) – с толкающими сухарями; б) – пальцевого типа; в) – с выступом  
 Рисунок 9 – Конструкции блокирующих устройств синхронизаторов

Расчетное значение  $r_c$  согласуется с размерами зубчатых муфт и колес. Необходимая ширина бронзового кольца по образующей конуса определяется по формуле:  $b_\mu = \frac{M_\mu}{2 \times \pi \times \mu \times P_0 \times r_c^2}$ , где  $P_0$  – допустимое давление для пары сталь-бронза,  $P_0 = 1 \dots 1,5$  МПа.

Угол наклона блокирующей поверхности определяется из условия невозможности включения шестерен до полного выравнивания их угловых скоростей:  $\tan \beta \leq \frac{\mu \times r_c}{r_6 \times \sin \gamma}$ , где  $r_6$  – средний радиус блокирующей поверхности выбирается конструктивно или рассчитывается по этой же формуле, задавшись углом  $\beta = 26 \dots 40$ .

Долговечность синхронизатора определяется удельной работой буксования в процессе синхронизации:  $q = \frac{J_\Sigma \times 0,00022 \times \pi \times n_N^2}{4 \times r_c \times b_\mu}$ , где  $n_N$  – частота вращения вала при максимальной мощности. Допустимые значения удельной работы составляют для легковых автомобилей  $10 \dots 30$ , Дж/см<sup>2</sup>, для грузовых автомобилей  $40 \dots 50$  Дж/см<sup>2</sup>.

Температура нагрева синхронизатора за одно включение не должна повышаться более чем на  $15 \dots 30^\circ\text{C}$  и определяется по формуле:

$\Delta t = \frac{\gamma \times q \times F}{m \times C}$ , где  $\gamma = 0,5$  – коэффициент распределения теплоты между деталями синхронизатора;  $m$  – масса синхронизатора, кг;  $C$  – коэффициент теплоемкости,  $C = 482$  Дж/кгК;  $F$  – площадь конуса синхронизатора,  $F = 2 \times \pi \times r_c \times b$ , см<sup>2</sup>.

Основные параметры синхронизаторов коробок передач приведены в приложении 3.

## 2.5 Выбор и расчет подшипников

Подшипники выбирают в соответствии с ГОСТ 18855-94 (ИСО 281-89) по коэффициенту динамической грузоподъемности в следующем порядке:

1. Определяют реакции опор при работе на всех передачах.
2. Из анализа конструктивной схемы и нагруженности опор предварительно устанавливают типоразмер подшипника.
3. Для каждого подшипника на всех передачах находят эквивалентную нагрузку:  $P_i = (X \times F_r + Y \times F_a) \times K_\beta$ , где  $F_r, F_a$  - радиальная и осевая нагрузки;  $X, Y$  - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок,  $X=0,35 \dots 1,1$ ;  $Y=0,5 \dots 2,2$ , если  $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,19$ , то  $X=1$ ;  $Y=0$ ;  $K_\beta$  - коэффициент безопасности,  $K_\beta=1,1 \dots 1,3$ .
4. Определяют комбинированную эквивалентную нагрузку:

$$P_3 = \sqrt{\frac{P_1^3 \times n_1 \times \alpha_1 + P_2^3 \times n_2 \times \alpha_2 + \dots + P_i^3 \times n_i \times \alpha_i}{n_i \times \alpha_i}},$$

где  $n_1, n_2, n_i$  - частота вращения вала на каждой передаче,  $n_i = \frac{n_M - n_N}{0,5 \times u^n}$ ;

$\alpha_1, \alpha_2, \alpha_i$  - доля времени использования каждой передачи.

5. Определяют долговечность подшипника в миллион оборотов

$L = \frac{u_{тр} \times S}{2 \times \pi \times r \times 10^3}$ , или в часах  $L = \frac{S}{V_{ср}}$ , где  $u_{тр}$  - передаточное число трансмиссии;  $r$  - радиус колеса;  $S$  - норма межремонтного пробега,  $S=125 \dots 150$  тыс. км для легковых,  $S=200 \dots 250$  тыс. км для грузовых автомобилей,  $S=200 \dots 300$  тыс. км для автобуса;  $V_{ср}$  - средняя скорость движения,  $V_{ср}=40 \dots 50$  км/ч для легковых и  $V_{ср}=30 \dots 35$  км/ч для грузовых.

6. Рассчитывают динамическую грузоподъемность подшипника:

$C = P_3 \times L^{1/m}$ , где  $m$  - показатель степени,  $m=3$  для шариковых подшипников,  $m=3,33$  для роликовых подшипников.

7. Сравнивают расчетную  $C$  и базовую  $C_0$  динамическую грузоподъемность подшипника, соответствующую серии взятого по каталогу, с соблюдением условия  $C < C_0$ .

## 2.6 Особенности расчета раздаточных коробок передач

Детали раздаточных коробок передач рассчитываются так же, как и основной коробки передач. Отличие заключается только в определении расчетных нагрузок и выборе допустимых напряжений в деталях. Основные особенности при расчете следующие:

- передаточное число первой передачи выбирают из условия обеспечения минимальной скорости движения автомобиля  $V_a \approx 5$  км/ч при максимальном крутящем моменте двигателя:  $u_1 = \frac{0,377 \times n_M \times r}{u_0 \times u_{k1} \times V_{a \max}}$ , передаточное число второй передачи  $u_2$  выбирается от 1 до 1,3;

- расчетные нагрузки выбирают по условию сцепления колеса с дорогой ( $\varphi = 0,7$ ) для раздаточных коробок с заблокированным приводом и по условию

максимального момента двигателя для раздаточных коробок с дифференциальным приводом;

- значение модулей в раздаточных коробках в среднем на 15...20% выше, чем в основных коробках передач тех же автомобилей;

- допустимые напряжения при их работе следует брать примерно на 20% меньше допустимых напряжений аналогичных деталей основной коробки;

- при подборе подшипников необходимо учитывать, что время работы раздаточной коробки на высшей передаче составляет 85...95%, а на низшей 10...15% от общего времени работы.

Дополнительно в раздаточных коробках может быть включен расчет дифференциала или муфты свободного хода, если они встроены.

## 2.7 Особенности расчета гидромеханических коробок передач

В расчете гидромеханической коробки передач (ГМП) основное внимание уделяют выбору и обоснованию диаметра гидротрансформатора, механическая часть ГМП рассчитывается в той же последовательности, как и основная коробка передач. Дополнительными особенностями могут быть расчеты планетарных механизмов, многодисковых фрикционов и муфты свободного хода.

Для определения диаметра гидротрансформатора  $D$  надо иметь безразмерную характеристику его и внешнюю скоростную характеристику двигателя, от правильного согласования этих характеристик зависит выбор оборотов входа  $n_{вх}$ , когда момент двигателя  $T_e$  и момент на насосном колесе гидротрансформатора  $T_H$  совпадают ( $T_e = T_H$  на характеристике совместной работы двигателя и гидротрансформатора – нагрузочная характеристика)

$$D = \sqrt[5]{\frac{T_e}{\lambda_H \times \rho \times n_{вх}^2}},$$

где  $\lambda_H$  – коэффициент изменения момента на насосном колесе;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости.

Для оптимального совмещения характеристик двигателя и гидротрансформатора рекомендуются следующие значения  $n_{вх}$  в зависимости от оборотов двигателя при максимальной мощности:

$n_{вх} = (0,3 \dots 0,45) \times n_N$  - для легковых автомобилей;

$n_{вх} = (0,5 \dots 0,75) \times n_N$  - для грузовых автомобилей и автобусов;

$n_{вх} = (0,7 \dots 0,85) \times n_N$  - для автомобилей с дизельным двигателем.

Значение коэффициента  $\lambda_H = \lambda_{H0}$  принимаются из характеристики гидротрансформатора на стоповом режиме ( $i_{гт} = 0$ ). В зависимости от типа автомобиля и двигателя для прозрачного гидротрансформатора ( $\Pi = \lambda_{H0} / \lambda_{HGM}$ ) в стоповом режиме предпочтительно совмещение характеристик от  $0,95 T_{e \max}$  до перехода на режим гидромуфты ( $i_{гт} = i_{гм}$ ), где должна пересекаться последняя кривая  $T_H$  с кривой  $T_e$  на нагрузочной характеристике.

С учетом условий эксплуатации конкретных машин и удовлетворения требований эксплуатации рекомендации по согласованию характеристик двигателя и гидротрансформатора могут иметь следующие особенности. Для

непрозрачного гидротрансформатора с дизельным двигателем за расчетный режим можно принять режим гидромукты ( $i_{ГМ}$ ), а не стоповый режим ( $i_{ГТ}=0$ ). Для улучшения топливной экономичности оборотами входа  $n_{вх}$  могут быть обороты двигателя, соответствующие минимальному удельному расходу двигателя. В некоторых случаях обороты входа принимают при пересечении кривой момента двигателя с моментом насосного колеса, соответствующего передаточному отношению гидротрансформатора с максимальным КПД ( $i_{\eta}$ ), для снижения гидродинамических потерь.

Если имеющийся гидротрансформатор мал и веер нагрузочных кривых на графике совместной характеристики располагается ниже кривой  $T_e$ , между двигателем и гидротрансформатором ставится согласующий редуктор для увеличения частоты вращения насосного колеса и обеспечения пересечения кривых  $T_H$  и  $T_e$  в нужном месте кривой  $T_e$ . Значение передаточного числа согласующего редуктора рассчитывается по формуле:

$$U_{ср} = \sqrt[3]{\frac{D^5 \times \rho \times \lambda_H \times n_{вх}^2}{T_e \times \eta_{ср}}}, \quad \text{где } \eta_{ср} \text{ – КПД согласующего редуктора.}$$

При расчете на прочность элементов гидромеханической передачи максимальный расчетный момент на выходном валу гидротрансформатора определяют по формуле:  $T_p = 0,7 \times T_{e \max} \times U_{ср} \times K_0$ , где  $K_0$  – коэффициент трансформации на стоповом режиме (максимальный).

Таблица 14 – Основные параметры гидротансформаторов

Параметры	Легковой автомобиль	Автобус	Грузовой автомобиль
Активный диаметр, D, мм	280	340	470
Максимальный коэффициент трансформации, $K_0$	2,4	3,6	3,2
Коэффициент момента на стоповом режиме, $\lambda_{H0} 10^6$ , мин <sup>2</sup> /м об <sup>4</sup>	4,9	2,8	3,5
Максимальный КПД $\eta_{max}$	0,88	0,85	0,80
Прозрачность, $\Pi = \lambda_{H0} / \lambda_{HГМ}$	2,41	1,45	1,22

## Библиографический список

1 Шарипов В.М. Конструирование и расчет тракторов : Учебник для студентов вузов. 2-е изд. перераб. и доп. – М. Машиностроение, 2009. – 752 с.: ил

2 Федотов А.И., Конструкция, расчет и потребительские свойства автомобилей: Учебное пособие. Иркутск. 2007. - 334 с.

3 Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.

1. Основные параметры фрикционных сцеплений с диафрагменными пружинами

Параметры	Легковые автомобили			Грузовые и автобусы			
	ВАЗ	Фирма АП	Фирма «Валео»	Фирма «Валео»			Фирма АП
Максимальный момент двигателя, $T_{e\max}$ Нм	106	110	150	200	370	500	1500
Наружный/ внутренний диаметр накладок, D/d мм	200/ 142	180/ 128	190/ 130	215/ 145	280/ 165	310/ 175	430/ 242
Площадь трения, F см <sup>2</sup>	156	258	300	395	806	1035	1980
Усилие выключения, $P_{\Sigma}$ Н	1450	1850	1800	1950	2800	3900	7000
Масса ведущих частей, кг	5,5	2,6	3.2	4,75	10,35	15	40
Максимально допустимая частота вращения,	7000	9000	8000	7000	5500	5000	3500

2. Основные параметры коробок передач механических трансмиссий

Параметры	Легковые автомобили		Грузовые автомобили		
	ВАЗ	ГАЗ	ГАЗ	КамАЗ	ЯМЗ-238
Максимальный момент двигателя, $T_{e\max}$ , Нм	106	186	285	637	1100
Передаточное число первой передачи, $u_1$	3,8	3,5	6,55	7,82	5.26
Межосевое расстояние, $a_w$ , мм	72,8	65	110,6	160	165,75
Привод промежуточного вала $Z_1/Z_2$	29/17	27/17	41/17	46/25	38/28
Угол наклона зубьев $\beta, ^\circ$	31 <sup>0</sup>	34 <sup>0</sup> 22	23 <sup>0</sup> 26	18 <sup>0</sup>	26 <sup>0</sup> 22
Первая передача (привод вторичного вала) $Z_4/Z_5$	33/15	32/12	38/14	51/12	39/27

3. Основные параметры инерционных синхронизаторов

Параметры	Легковые автомобили		Грузовые автомобили		
	ВАЗ	ГАЗ	ГАЗ	ЯМЗ 236	КамАЗ
Радиус поверхности трения, $r_c$ , мм	37	30,5	31	75	92
Радиус блокирующей поверхности, $r_b$ , мм	29	37	39	80	82
Ширина бронзового кольца, $b_\mu$ , мм	7	9,5	10	16	17
Угол наклона блокирующих поверхностей, $\beta, ^\circ$	42	35	35	26	30
Момент трения, $M_\mu$ , Нм	4,97	4.6	5,08	47,2	75,7

Сергеев Александр Леонидович,  
Порватов Игорь Николаевич

## **ТРАНСМИССИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Методические указания  
к выполнению курсового и дипломного проектов  
для студентов очной и заочной формы обучения специалитета  
направления 23.05.01

Авторская редакция

---

Подписано в печать 25.01.22	Формат 60×84 1/16	Бумага 80 г/м <sup>2</sup>
Печать цифровая	Усл. печ. л. 2,0	Уч.-изд. л. 2,0
Заказ 07	Тираж 25	

---

Библиотечно-издательский центр КГУ.  
640020, г. Курган, ул. Советская, 63/4.  
Курганский государственный университет.