

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Казанский государственный аграрный университет»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

**Методические указания
для выполнения лабораторных занятий
по курсу «Конструкция и эксплуатационные свойства
транспортных и транспортно-технологических машин
и оборудования (ТиТТМО)»**

Для студентов Института механизации и технического сервиса

Казань 2019

УДК 629.3.02
ББК 39.33

В методических указаниях рассмотрены вопросы выполнения поверочного расчета элементов трансмиссии мобильных транспортных средств по курсу «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)». В работе приведены методики расчетов сцепления и коробки переключения передач (КПП) мобильных транспортных средств.

Методическое указание предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов по профилю подготовки Автомобили и автомобильное хозяйство.

Методические указания составлены к.т.н., доцентом Халиуллиным Ф.Х. и к.т.н. доцентом Аладашвили И.К.

Методические указания рассмотрены и одобрены:

1. Решением кафедры «Тракторы, автомобили и энергетические установки» (протокол № 5 от 14 января 2019 г.)
2. Решением методической комиссии ИМиТС (протокол № 10 от 29.05.2019г.)

Рецензенты:

1. Доцент кафедры АдиС КНИТУ, д.т.н. Самойлов Д.Н.
2. Доцент кафедры ОИД Казанского ГАУ, к.т.н. Пикмуллин Г.В.

Халиуллин Ф.Х., Аладашвили И.К. Методические указания для выполнения практических занятий по курсу «Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования (ТиТТМО)» / Казань: Изд-во Казанского ГАУ, 2019.-32 с.

УДК 629.3.02
ББК 39.33

© Казанский государственный аграрный университет 2019 г.

Содержание

| | | |
|-------|---|----|
| | Введение..... | 4 |
| 1 | Сцепление..... | 5 |
| 1.1 | Расчет цилиндрических пружин..... | 5 |
| 1.2 | Поверочный расчет сцепления с диафрагменной дружиной..... | 10 |
| 1.3 | Расчет элементов сцепления на прочность..... | 12 |
| 1.3.1 | Цилиндрические нажимные пружины..... | 12 |
| 1.3.2 | Диафрагменные нажимные пружины..... | 13 |
| 1.3.3 | Пружины гасителя крутильных колебаний..... | 15 |
| 1.3.4 | Фрикционные диски..... | 16 |
| 2 | Механическая коробка переключения передач (МКПП). | 17 |
| 2.1 | Определение основных параметров автомобиля..... | 17 |
| 2.2 | Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля..... | 18 |
| 2.3 | Определение конструктивных параметров КПП..... | 20 |
| 2.4 | Определение конструктивных параметров КПП..... | 22 |
| | Приложение 1..... | 25 |
| | Приложение 2..... | 28 |
| | Литература..... | 31 |

Введение

Разнообразие условий эксплуатации обусловило широкую специализацию транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования, которые отличаются специфическими свойствами, обеспечивающими их использование в конкретных условиях эксплуатации с наибольшей эффективностью.

Стремление к совершенствованию конструкции и эффективному использованию транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования обуславливает необходимость оценки их качества. Транспортные машины характеризуются большим количеством свойств определяющих их технические характеристики. Качество транспортных машин является комплексным свойством и рассматривается как самый высокий уровень указанной структуры. При этом под качеством транспортной машины понимается совокупность всех свойств, определяющих его пригодность удовлетворять потребности в соответствии с назначением.

Составляющие качества - эксплуатационные свойства транспортной машины. Эксплуатационные свойства транспортной машины отражают объективные особенности его конструкции, проявляются в процессе эксплуатации и характеризуют ее возможности при выполнении основной функции - перевозить грузы и пассажиров. Суждение о качестве транспортной машины должно базироваться на соответствующей системе количественных показателей и характеристик. Совокупность этих измерителей должна обеспечить всестороннюю, полную и объективную оценку всех эксплуатационных свойств транспортной машины.

1. Сцепление

Сцепление служит для кратковременного отключения двигателя от трансмиссии и, как правило, бывает постоянно включенным. В зависимости от величины передаваемого крутящего момента сцепление выполняют однодисковым или многодисковым. Для создания момента трения между элементами сцепления устанавливают цилиндрические или диафрагменные пружины. Количество цилиндрических пружин, а также жесткость диафрагменной пружины регламентируются величиной передаваемого крутящего момента. Методика расчета цилиндрических и диафрагменных пружин отличаются.

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

Помимо прочностных расчетов деталей сцепления выполняется определение удельной работы буксования и повышение температуры при включении.

1.1 Расчет цилиндрических пружин

Расчетная схема сцепления с цилиндрическими пружинами приведена на рисунке 1.

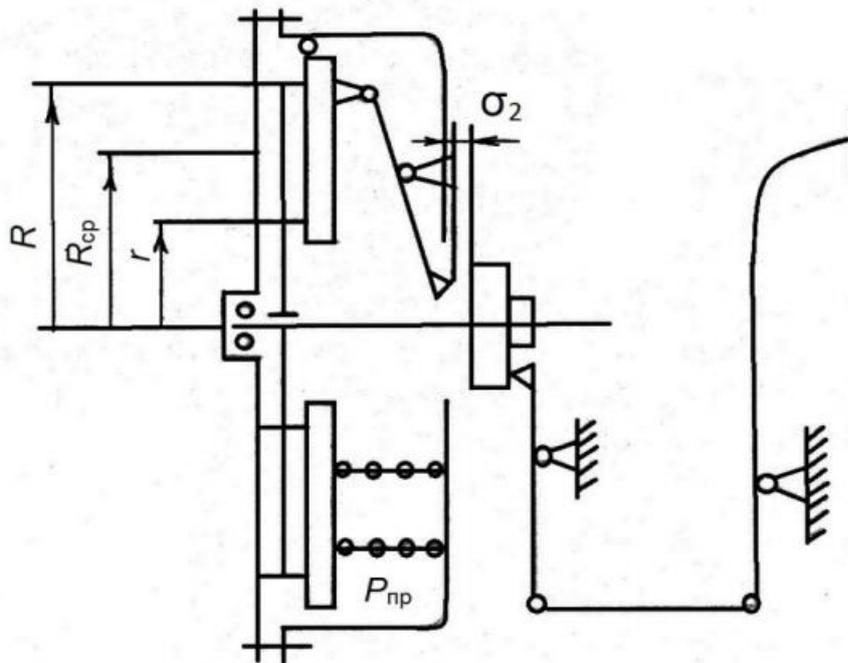


Рисунок 1 – Расчетная схема сцепления с цилиндрическими пружинами

Порядок проведения расчетов

Определяют момент, передаваемый сцеплением:

$$M_{сц} = \beta \times M_{кр \max}, \text{ Нм} \quad (1.1)$$

где, β – коэффициент запаса сцепления, $\beta = [1,2 \div 2,5]$;

$M_{кр \max}$ – максимальный крутящий момент двигателя.

Момент трения сцепления, имеющий число пар трения i :

$$M_{сц} = P_{пр} \times R_{ср} \times \mu \times i, \text{ Нм} \quad (1.2)$$

где, $P_{пр}$ – суммарная сила пружин сцепления;

$R_{ср}$ – средний радиус фрикционных накладок;

i – число пар трения;

μ – коэффициент трения.

Средний радиус фрикционных накладок:

$$R_{cp} = \frac{D+d}{4}, \text{ м} \quad (1.3)$$

где, D – наружный диаметр фрикционного кольца;

d – внутренний диаметр фрикционного кольца.

Определяют требуемое значение суммарных сил упругости пружин:

$$P_{np} = \frac{M_{сц}}{R_{cp} \times \mu \times i}, \text{ Н} \quad (1.4)$$

Оценивают удельное давление на фрикционный диск:

$$P_0 = \frac{4 \times P_{np}}{\pi(D^2 - d^2)}, \text{ МПа} \quad (1.5)$$

где, P_0 - удельное давление на фрикционный диск.

Допустимое значение удельного давления:

МПа (меньшие значения – для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов, большие – для сцеплений легковых автомобилей).

Определяют суммарную жесткость пружины:

$$c_{\Sigma} = \frac{P_{\Sigma_{выкл}} - P_{np}}{f_{выкл}}, \text{ Н/м} \quad (1.6)$$

$$\text{где,} \quad P_{\Sigma_{выкл}} = (1,1 \div 1,15) P_{np}, \text{ Н} \quad (1.7)$$

$P_{\Sigma_{выкл}}$ – суммарная сила сцепления при сжатии пружины (при выключенном сцеплении);

$f_{выкл} = \sigma \times i$ – зазор при выключенном сцеплении, м.

Предварительная деформация пружины определяется по формуле:

$$f_1 = \frac{P_{np}}{c_{\Sigma}} \times 10^3, \text{ мм} \quad (1.8)$$

Полная деформация пружины:

$$f_2 = f_1 + f_{выкл} \quad (1.9)$$

где, $f_{выкл} = \sigma \times i$, мм – зазор в выключенном состоянии;

σ – зазор между нажимным и ведомым дисками.

Далее строится график изменения усилия на пружинах в зависимости от деформации пружины $P_{пр} = f(f)$ (Рисунок 2):

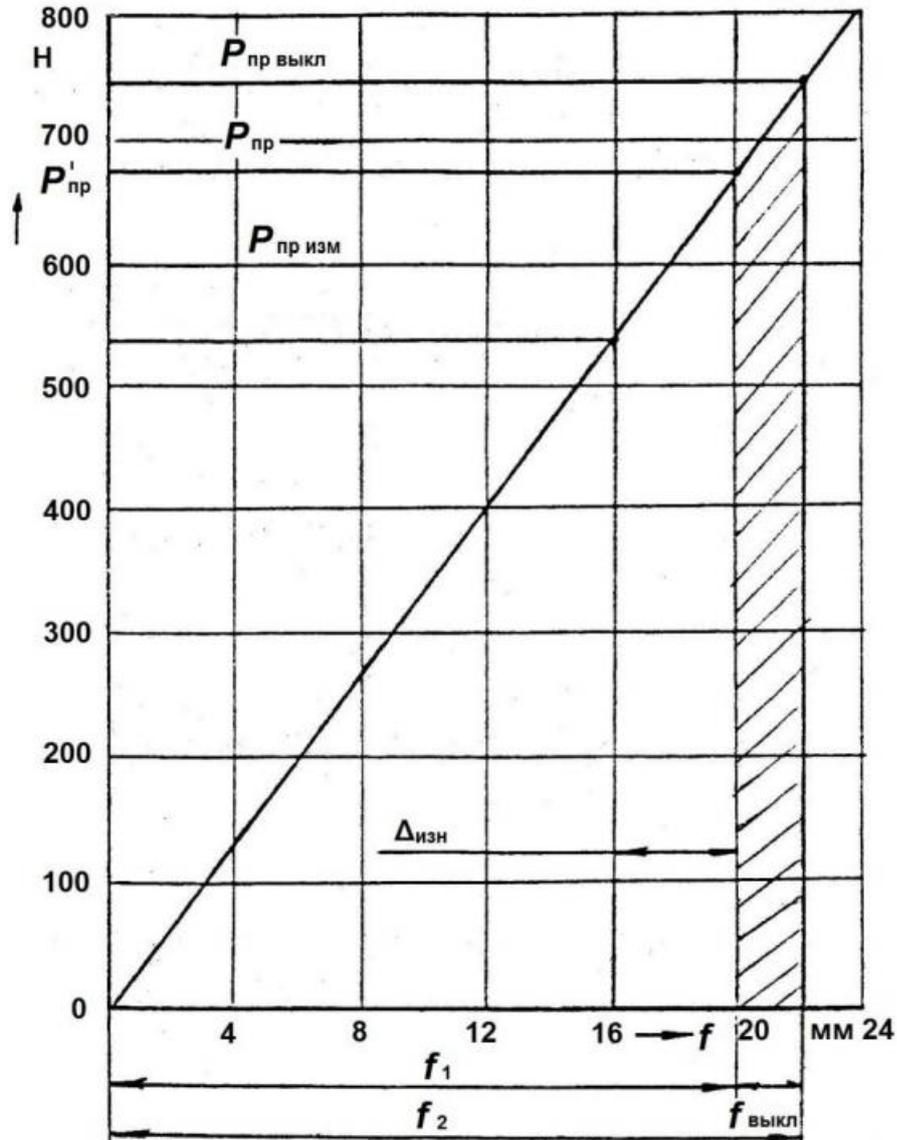


Рисунок 2 – График $P_{пр} = f(f)$

Предельный износ сцепления принимаем:

$$\Delta_{изн} = 0,5 \times t_n \times i, \text{ мм} \quad (1.10)$$

где, t_n - толщина накладки.

Усилие пружин при изношенных накладках:

$$P_{\Sigma изн} = (f_1 - \Delta_{изн}) \times c_{\Sigma}, \text{ Н} \quad (1.11)$$

Определяем коэффициент запаса сцепления в зависимости от состояния накладок:

$$\beta_{изн} = \frac{P_{\Sigma изн} \times R_{ср} \times \mu \times i}{M_{l \max}}. \quad (1.12)$$

Строим график изменения коэффициента запаса от износа накладок $\beta = f(\Delta_{изн})$ (Рисунок 3)

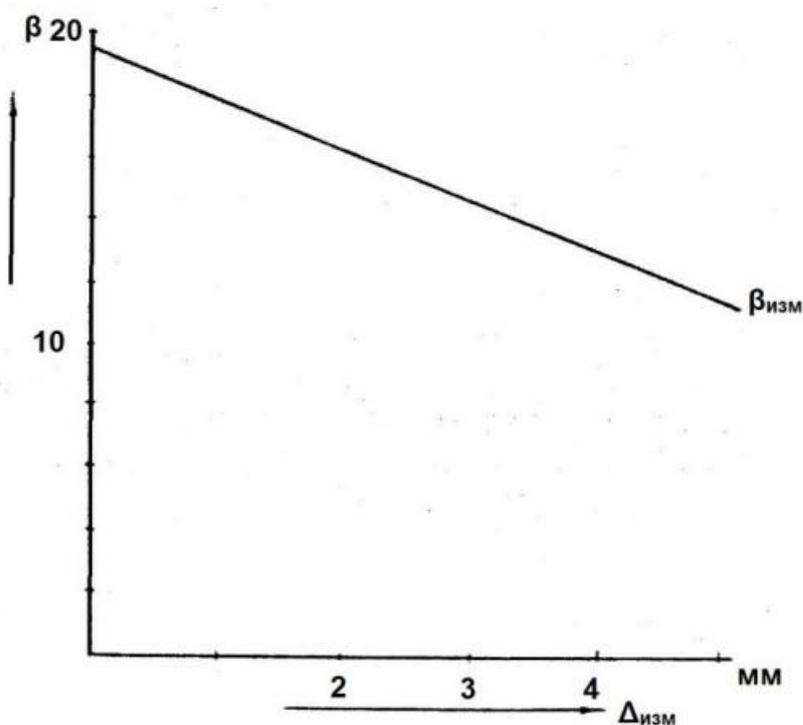


Рисунок 3 – График $\beta = f(\Delta_{изн})$.

Определяем работу буксования фрикционного диска:

$$L_{\sigma} = \frac{(1,2 \div 1,5) P_{пр} \times \beta_{изн}}{2}, \text{ Дж} \quad (1.13)$$

Повышение температуры ведущего диска сцепления за одно включение:

$$\Delta\delta = \frac{L_{\sigma} \times \gamma}{m_g \times C}, \text{ град} \quad (1.14)$$

где, γ – доля тепла, идущая на нагрев диска, $[\gamma] = 0,25 \div 0,5$;

m_g – масса ведущего диска, кг;

C – удельная теплоемкость материала деталей сцепления, Дж/(кг град).

Определяем работу, совершаемую водителем при выключенном сцеплении.

$$A_{вод} = \frac{(P_{\Sigma_{выкл}} - P_{пр}) \times f_{выкл}}{2\eta_n}, \text{ Дж} \quad (1.15)$$

где, η_n – КПД привода сцепления ($\eta_n = 0,85$).

По величине работы, совершаемой водителем, можно судить о легкости управления сцеплением.

В соответствии с нормами для легкового автомобиля $A_{вод} \leq 25 \text{ Дж}$, для грузового $A_{вод} \leq 30 \text{ Дж}$.

1.2 Поверочный расчет сцепления с диафрагменной пружиной

Расчетная схема для определения параметров пружины приведена на рисунке 4.

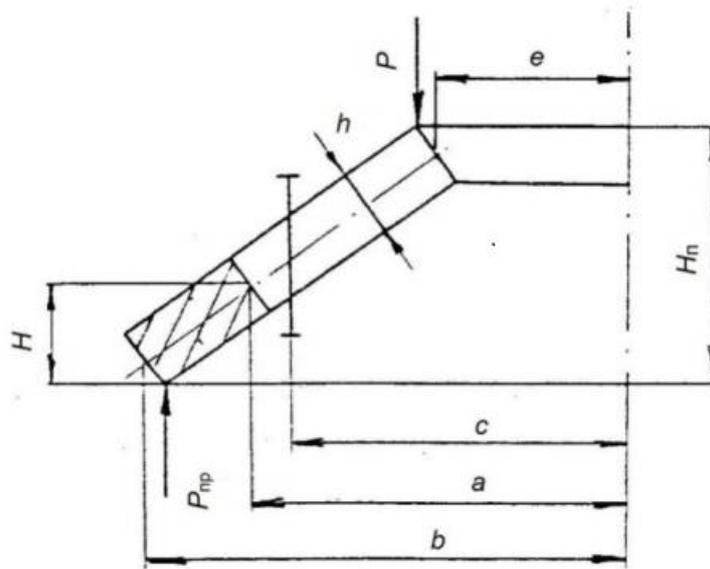


Рисунок 4 – Расчетная схема для определения параметров пружины

Расчеты ведутся в предположении о недеформируемости сечения пружины.

Усилие пружины:

$$P_{np} = \frac{\pi E' h}{6(b-c)^2} f \cdot \ln \frac{b}{a} \left[\left(H - f \frac{b-a}{b-c} \right) \left(H - 0,5 f \frac{b-a}{b-c} \right) + h^2 \right], \text{ Н} \quad (1.15)$$

где,

$$E' = \frac{E}{1 - \mu^2}; \quad E \sim 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \quad \mu = 0,26 \quad (1.16)$$

При известных геометрических параметрах пружины, последовательно задавая деформацию $f = 1...10$ мм (с интервалом в 1 мм), рассчитывают соответствующие значения $P_{пр}$. По результатам расчетов строят характеристику пружины (рисунок 5).

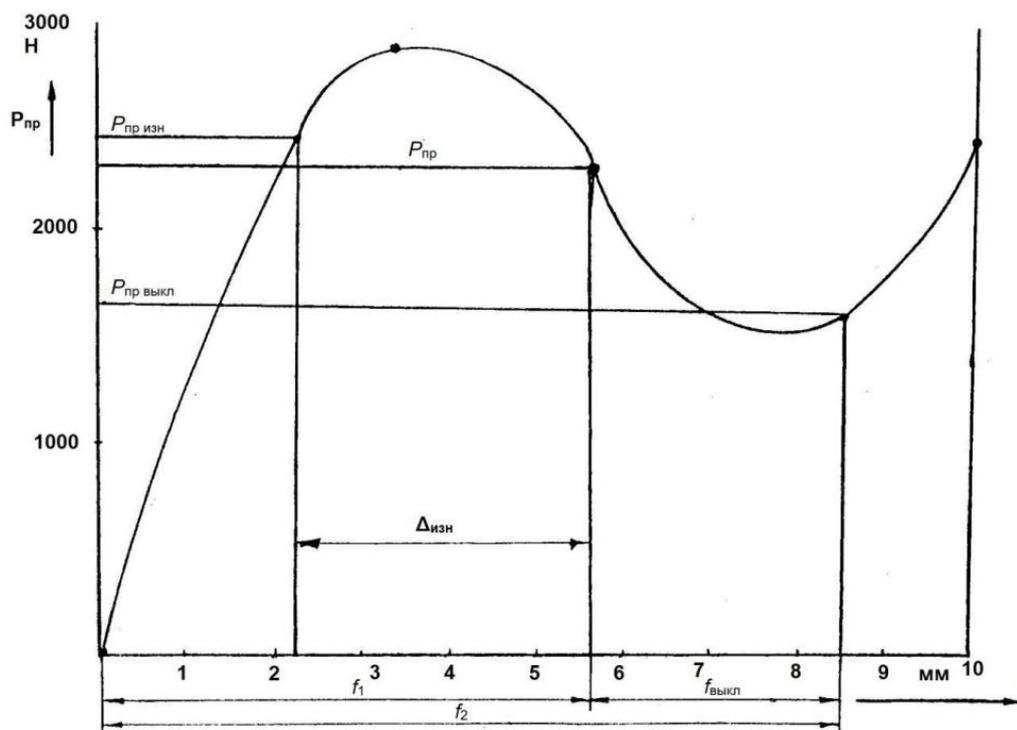


Рисунок 5 – Характеристика диафрагменной пружины

Далее производится оценка рабочего процесса включения сцепления при трогании автомобиля.

Оценка износостойкости рабочих поверхностей сцепления производится по двум косвенным показателям напряженности работы пары трения:

1. по удельной работе буксования ($L_{\sigma 0}$):

$$L_{\sigma 0} = \frac{L_{\sigma}}{\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \times i}, \text{ Дж/см}^2, \quad (1.17)$$

где удельная работа буксования при трогании автомобиля с места не должна превышать 70 Дж/см² для легковых, 120 Дж/см² для грузовых автомобилей;

2) по нагреву нажимного диска за одно включение (θ):

$$\tau^0 = \frac{\gamma L_{\bar{6}}}{481 m_{\text{НД}}}, \quad (1.18)$$

где, γ – коэффициент перераспределения теплоты ($\gamma = 0,5$ для одно-дискового сцепления; $\gamma = 0,25$ для двухдискового сцепления); $m_{\text{НД}}$, – масса нажимного диска.

Допускаемый нагрев нажимного диска $[\tau^0] = 10 \dots 15 \text{C}^0$.

1.3 Расчет элементов сцепления на прочность

Расчёт выполняют с целью проверки условий прочности:

$$\sigma \leq [\sigma]; \text{ и } \tau \leq [\tau], \quad (1.19)$$

где, σ , τ – соответственно фактические нормальное и касательное напряжения, МПа;

$[\sigma]$, $[\tau]$ – соответственно нормальное и касательное допускаемые напряжения, МПа.

1.3.1 Цилиндрические нажимные пружины

Исходные данные: средний диаметр D пружины, мм; диаметр d проволоки пружины, мм; усилие $P_{\Sigma \text{выкл}}$ при выключенном сцеплении, Н (рисунок 6).

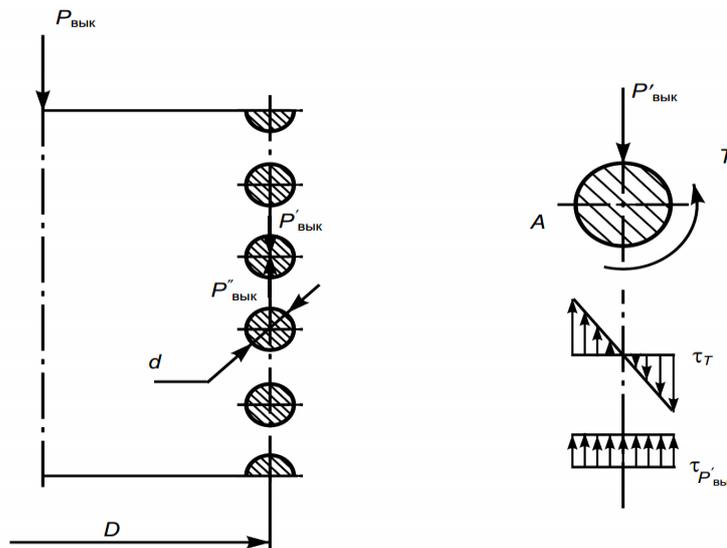


Рисунок 6 – Расчетная схема пружины

Порядок расчёта:

1. Переносят усилие $P_{\Sigma\text{выкл}}$ в центр сечения витка и определяют крутящий момент пары сил $P_{\Sigma\text{выкл}}$ и $P_{\Sigma\text{выкл}}^I$:

$$T = 0,5 \times P_{\Sigma\text{выкл}} \times D. \quad (1.20)$$

2. Максимальное касательное напряжение от момента:

$$\tau_T = T / W_p = 0,5 \times P_{\Sigma\text{выкл}} \times D / (\pi \times d^3 / 16) = 8 \times P_{\Sigma\text{выкл}} \times D / (\pi \times d^3) \quad (1.21)$$

3. Касательное напряжение от усилия $P_{\Sigma\text{выкл}}^I$

$$\tau_{P_{\Sigma\text{выкл}}^I} = 4 \times P_{\Sigma\text{выкл}}^I / (\pi \times d^2) \quad (1.22)$$

4. Максимальное касательное напряжение в точке A :

$$\tau_A = \tau_T + \tau_{P_{\Sigma\text{выкл}}^I} \quad (1.23)$$

5. Проверяют выполнение условия (1.19).

Материал пружин - стали 65Г, 85, 55ГС, 50С2, 60С2; допускаемое напряжение $[\tau] = 900$ МПа.

1.3.2 Диафрагменные нажимные пружины

Исходные данные: толщина h пружины, мм; радиусы r_a , r_b , r_3 , мм; угол подъёма сечения, град; усилие $P_{\Sigma\text{выкл}}$ (Н) при отношении $\psi / \alpha = 1$ (из характеристики пружины); передаточное число U_n лепестков пружины; число z_n лепестков; ширина t паза под заклёпку, мм; модуль упругости E первого рода, МПа; коэффициент Пуассона μ .

Расчёт на прочность ведут для сечения I – I (точка A) и сечения II – II (точка B) (см. рисунок 4).

Порядок расчёта:

1. Окружное напряжение растяжения/сжатия в точке A от изгиба пружины

$$\sigma_{p/c} = E \left\{ k_1 \left[1 - (r_b - r_a) / (r_A \ln(r_b / r_a)) \right] \psi (1 - \psi / 2) \pm k_2 h \psi / (2r_A) \right\} / (1 - \mu^2) \quad (1.24)$$

где «минус» соответствует сжимающему усилию на внешней стороне;

«плюс» – растягивающему напряжению, возникающему на внутренней стороне неразрезной части пружины;

r_a – радиус расположения точки A ,

$$r_A = r_a + 3 \text{ мм}; \quad (1.25)$$

k_1 , k_2 – коэффициенты концентрации напряжений для выключенного сцепления, $k_1 = 1,21$; $k_2 = 1,7$.

Расчёт ведут для отношений ψ/α , соответствующих полностью выключенному сцеплению, для ψ/α_{\min} и для плоской пружины, у которой $\psi/\alpha = 1$.

2. Напряжения в точке B . Напряжения растяжения и изгиба достигают наибольшего значения при переходе пружины через плоское положение, т. е. при $\psi/\alpha = 1$.

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = E[(r_d - r_a) \times \alpha^2 + h \times \alpha] / [(1 - \mu^2) \times 2 \times r_a], \quad (1.26)$$

где, r_d – радиус центра поворота осевого сечения, мм.

$$r_d = (r_b - r_a) / \ln(r_b / r_a) \quad (1.27)$$

Напряжение изгиба:

$$\sigma_u = [P_{\text{вык}}(r_a - r_3)] / (z_l W_l), \quad (1.28)$$

где, $P_{\text{вык}}$ – усилие на подшипнике муфты выключения при $\psi/\alpha = 1$, Н;

W_l – момент сопротивления поперечного сечения основания лепестка пружины, мм³.

$$P_{\text{вык}} = P_{\text{нж}} / U_l, \quad (1.29)$$

$$W_l = b \times h^2 / 6, \quad (1.30)$$

где, b – ширина основания лепестка, мм.

$$b = (2 \times \pi \times r_a - z_l \times m) / z_l. \quad (1.31)$$

Суммарное максимальное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_u \quad (1.32)$$

3. Сравнивают максимальное напряжение с пределом текучести материала (Таблица 1).

Таблица 1- Предел текучести пружинных сталей

| | | | | | | | |
|-------------|--------|---------|--------|-------|-----|-------|-------|
| Марка стали | 65 | 70 | 85 | 55ГС | 65Г | 55С2 | 20С2А |
| ст, МПа | 785 | 830 | 1000 | 980 | 785 | 1175 | 1370 |
| Марка стали | 60С2ХА | 60С2ХФА | 50ХГФА | 50ХВА | | 50ХФА | |
| ст, МПа | 1570 | 1665 | 1175 | | | | |

1.3.3. Пружины гасителя крутильных колебаний

Исходные данные: момент сцепления $M_{сц}$, Н·м; радиус приложения усилия к пружине R , мм; число пружин z_n^I ; средний диаметр пружин D , мм; диаметр проволоки пружины d , мм; число ведомых дисков.

Порядок расчёта:

1. Максимальное сжимающее усилие на одну пружину

$$P_{\max} = \gamma^I \times (1,2 \div 1,3) \times M_{сц} \times 10^3 / (r \times z_n^I), \quad (1.33)$$

где, γ^I – коэффициент, учитывающий долю момента сцепления на один ведомый диск, $\gamma^I = 1$ для однодискового сцепления; $\gamma^I = 0,5$ для двухдискового сцепления.

2. Касательное напряжение в пружине

$$\tau = 8 \times P_{\max} \times D \times k_k / (\pi \times d^3), \quad (1.34)$$

где, k_k – коэффициент, учитывающий кривизну витка пружины,

$$k_k = [(4 \times c - 1) / (4 \times c - 4)] + 0,615 / c, \quad (1.35)$$

где, c – индекс пружины

$$c = D / d \quad (1.36)$$

Ориентировочное значение параметров пружин: $z_n^I = 6 \dots 8$; $d = 3 \dots 4$ мм;

$D = 15 \dots 18$ мм; $c = 5,5 \dots 9,5$.

3. Проверяют выполнение условия (1.19).

Материал – пружинные стали, допускаемое напряжение $[\tau] = 900$ МПа.

1.3.4 Фрикционные диски

Расчёт дисков выполняют с целью проверки условия износостойкости

$$q \leq [q], \quad (1.37)$$

где, $q, [q]$ – соответственно, фактическое и допускаемое давления на фрикционные накладки, МПа.

Исходные данные: наружный D_n и внутренний $d_{вн}$ диаметры фрикционных накладок, мм; усилие цилиндрической пружины при выключенном сцеплении $P_{вык}$, Н; число пружин z_n^I ; усилие $P_{нж}$ нажимного диска, соответствующее отношению $(\psi / \alpha)_{\max}$ тарельчатой пружины, Н.

Порядок расчёта:

1. Нажимное усилие на фрикционные накладки:

– для цилиндрических пружин

$$P_n = P_{вык} \times z_n^I; \quad (1.38)$$

– для диафрагменной пружины

$$P_n = P_{нж} = f \times [(\psi / \alpha)_{\max}]. \quad (1.39)$$

2. Давление на фрикционные накладки

$$q = 4 \times P_n / [\pi \times (D_n^2 - d_{вн}^2)]. \quad (1.40)$$

3. Проверяют выполнение условия (1.18). Допускаемое удельное давление $[q] = 0,15 \dots 0,25$ МПа (меньшие значения – для сцеплений грузовых автомобилей и автобусов, большие – для сцеплений легковых автомобилей).

2. Механическая коробка переключения передач (МКПП)

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 основные параметры автомобиля.

2.1 Определение основных параметров автомобиля

К основным параметрам автомобиля относятся: мощность двигателя- $N_{ен}$, масса (или вес) автомобиля - $m_{авт}$ ($G_{авт}$), масса груза (или вес) – $m_{гр}$ ($G_{гр}$), размеры и количество колес и др.

Их нужно определить по исходным данным.

Также по исходным данным выбираем передаточные числа КПП и главной передачи (для ориентира).

Определение мощности автомобильного двигателя – $N_{ен}$.

Потребную мощность двигателя автомобиля для движения с заданной скоростью – V_{max} в заданных дорожных условиях - ψ определяют по следующей формуле:

$$N_{ен} = \frac{V_{max} \times \psi (m_{авт} + m_{гр}) \times 9,81 + K_a \times F \times V_{max}^2}{10^3 \times \eta_{мп}}, \text{ кВт} \quad (2.1)$$

где, V_{max} – макс. скорость движения, м/с;

ψ – коэф. суммарного дорожного сопротивления, принимается равным 0,03...0,04;

$m_{ав}$, $m_{гр}$ – соответственно масса автомобиля и масса груза, кг;

$K_в$ – коэф. сопротивления воздуха, Н*с²/м⁴;

F – площадь сечения автомобиля, м²;

$\eta_{тр}$ – к.п.д. трансмиссии автомобиля, $\eta_{тр} = 0,9$.

На автомобиле все колеса применяются одинаковые. При их выборе учитываются: нагрузка на одно колесо, условие работы и колесная формула.

Для автомобилей 4К2 – нагрузка на одно переднее колесо будет:

$$G_{n1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_{к}}{2}, \text{ Н} \quad (2.2)$$

На одно заднее колесо:

$$G_{к1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_{к}}{4}, \text{ Н} \quad (2.3)$$

Для автомобилей 6К4, на одно заднее колесо будет:

$$G_{n1} = \frac{m_n \times 9,81 \times \lambda_{к}}{8}, \text{ Н} \quad (2.4)$$

Для автомобилей 4К4:

$$G_{n1} \approx G_{к1} = \frac{m_n \times 9,81}{4}, \text{ Н} \quad (2.5)$$

Для автомобилей 6К6:

$$G_{n1} \approx G_{к1} = \frac{m_n \times 9,81}{6}, \text{ Н} \quad (2.6)$$

где, m_n – полная масса автомобиля.

2.2 Определение передаточных чисел трансмиссии автомобиля

Автомобильные трансмиссии часто включают только два узла – коробку передач и главную передачу. Кроме того, автомобильные коробки передач имеют прямую передачу, как правило, это 4-ая или 5-ая передача:

$$i_{тр} = i_{к.п.} \times i_0 = 1 \times i_0 \quad (2.7)$$

Для случая, когда в КПП всего 4 передачи и 4-ая – прямая, передаточное число главной передачи определяется из условия обеспечения максимальной скорости на прямой передаче:

$$i_0 = 0,105 \times \frac{n_{ен} \times r_k}{V_{max}} \quad (2.8)$$

где, r_k – радиус колес, м;

$n_{ен}$ – номинальные числа оборотов кол. вала двигателя, об/мин.

Определение передаточного числа коробки передач начинают с первой передачи. Передаточное число самой низшей передачи должно удовлетворять следующим требованиям:

– обеспечить преодоление повышенных дорожных сопротивлений с учетом возможных подъемов.

Для этого на ведущих колесах должна быть достаточно большая касательная сила тяги:

$$P_{кmax} = \frac{M_{e max} \times i_1 \times i_0 \times \eta_{mp}}{r_k} \geq 9,81 \times m_n \times \psi_{max} \quad (2.9)$$

Отсюда:

$$i_1 \geq \frac{m_n \times \psi_{max} \times r_k}{M_{e max} \times i_0 \times \eta_{mp}} \quad (2.10)$$

где, ψ_{max} – максимальный коэф. суммарного дорожного сопротивления;

С другой стороны, передаточное число на 1–ой передаче не должно быть слишком большим, чтобы ведущие колеса автомобиля при передаче $P_{кmax}$ не буксовали.

$$P_{кmax} = \frac{M_{e max} \times i_1 \times i_0 \times \eta_{mp}}{r_k} \times P_{\varphi max} = 9,81 \times \varphi_{max} \times \lambda_k \times m_n \quad (2.11)$$

Отсюда:

$$i_1 = \frac{9,81 \times \varphi_{max} \times \lambda_k \times m_n \times r_k}{M_{e max} \times i_0 \times \eta_{mp}} \quad (2.12)$$

где: φ_{max} – коэфф. сцепления ведущих колес автомобиля в хороших дорожных условиях, $\varphi_{max} \approx 0,75 \div 0,85$;

λ_k – коэфф. распределения массы на ведущие колеса, $\lambda_k \approx 0,65 \div 0,70$;

$M_{e\max}$ – наибольший крутящий момент автомобильного двигателя, Нм.

Определив i_1 , можно приступить к выбору остальных, используя для этого 1-метод – метод геометрической прогрессии.

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{1}{i_1}} \quad (2.13)$$

где: n – количество передач

Далее:

$$i_2 = i_1 \times q \quad (2.14)$$

$$i_3 = i_2 \times q = i_1 \times q^2 \quad (2.15)$$

$$i_4 = 1 \quad (2.16)$$

$$i_5 = i_4 \times q \quad (2.17)$$

Передаточные числа трансмиссии автомобиля будут:

$$i_{mp1} = i_1 \times i_0 \quad (2.18)$$

$$i_{mp2} = i_2 \times i_0 \quad (2.19)$$

$$i_{mp3} = i_3 \times i_0 \quad (2.20)$$

$$i_{mp4} = i_4 \times i_0 \quad (2.21)$$

$$i_{mp5} = i_5 \times i_0 \quad (2.22)$$

2.3 Определение конструктивных параметров КПП

Определение межосевого расстояния:

$$a_w = k_a \times \sqrt[3]{M_{e\max} \times i_1}, \text{ мм} \quad (2.23)$$

где, k_a – эмпирический коэффициент, $k_a = [8,9 \div 9,3]$;

$M_{e\max}$ – максимальный крутящий момент двигателя;

передаточное число первой передачи.

Округляем до ближайшего целого числа.

Определение рабочей ширины зубчатых венцов:

$$b_w = (0,19 \div 0,23) \times a_w, \text{ мм} \quad (2.24)$$

Определение нормального модуля зубчатых колес:

В соответствии с рядами модулей зацепления зубчатых колес косозубого зацепления:

$$m_n = [2 \div 2,75] \quad (2.25)$$

Определение угла наклона линии зубьев:

$$\beta = \arcsin\left(\frac{\pi \times m_n}{b_w}\right), \text{ град} \quad (2.26)$$

где m_n - нормальный модуль зубчатых колес;

b_w - рабочая ширина зубчатых венцов.

Определение окружного модуля зубчатой передач:

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (2.27)$$

где m_n - нормальный модуль зубчатых колес;

β - угол наклона линии зубьев.

Определение числа зубьев:

$$z = \frac{2 \times a_w \times \cos \beta}{m_n} \quad (2.28)$$

Определение диаметров шестерни и колеса:

Определение делительного диаметра:

$$d = \frac{m}{\cos \beta} \times z, \text{ мм} \quad (2.29)$$

Определение диаметра впадины шестерни передачи:

$$d_f = d - 2,5 \times m, \text{ мм} \quad (2.30)$$

Определение диаметра вершины зубьев шестерни:

$$d_a = d + 2 \times m, \text{ мм} \quad (2.31)$$

2.4 Расчет деталей КПП на прочность

Проверка зубьев на контактную прочность.

Расчет контактных напряжений:

$$\sigma_H = \frac{270}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_H \times M_{\text{вых}} \times (i_1 + 1)^3}{b_w \times i_1^2}}, \text{ МПа} \quad (2.32)$$

где, $M_{\text{вых}}$ - максимальный крутящий момент на вторичном валу (I передача)

$$M_{\text{вых}} = M_{\text{emax}} \times i_1, \text{ Нм} \quad (2.33)$$

K_H – коэффициент нагрузки.

Расчет допускаемых контактных напряжений:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}}{S_H} \times K_{HL} \times Z_R \times Z_V, \text{ МПа} \quad (2.34)$$

где, - предел контактной выносливости;

- коэффициент долговечности,

- коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев,

- коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатых колес,

- коэффициент безопасности,

Определить материал зубчатых колес, термообработку, твердость поверхности зубьев.

$$\sigma_{H \lim b}^{6U} = 23 \times HRC \quad (2.35)$$

$$\sigma_{H \lim b}^{6M} = 23 \times HRC \quad (2.36)$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \times (\sigma_{H \lim b}^{6U} + \sigma_{H \lim b}^{6M}) \quad (2.37)$$

Условие прочности:

Условие контактной прочности выполнено.

Проверка зубьев на изгибную прочность.

Расчет изгибных напряжений:

$$\sigma_F = \frac{K_F \times F_t \times Y_F}{b_w \times m_n}, \text{ МПа} \quad (2.38)$$

где F_t - окружная сила,

$$F_t = \frac{2 \times M_{e \max} \times 10^3 \times i_{mp1}}{d}, \text{ Н} \quad (2.39)$$

– коэффициент нагрузки, K_F ;

– коэффициент формы зуба, Y_F .

Расчет допускаемых изгибных напряжений:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \times Y_S \times Y_R, \text{ МПа} \quad (2.40)$$

где $\sigma_{F \lim b}$ - предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующей базовому числу циклов напряжений,

- коэффициент безопасности,
- коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений,
- коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба,

Условие прочности: .

Приложение 1

Исходные данные для расчета сцепления

Легковые автомобили

| Параметры | Марки автомобилей | | | | |
|---|-------------------|---------|----------------|----------|--------|
| | BMW e92 330d | Audi A3 | Mercedes -benz | ВАЗ 2108 | ГАЗ 69 |
| Тип двигателя | Дизель с турбо. | Бензин | Дизель | Бензин | Бензин |
| Максимальный крутящий момент двигателя , Нм | 500 | 200 | 250 | 109 | 127 |
| Наружный радиус ведомого диска сцепления , мм | 240 | 230 | 240 | 190 | 225 |
| Внутренний радиус ведомого диска сцепления , мм | 180 | 150 | 160 | 130 | 150 |
| Масса ведомого диска сцепления , кг | 2 | 1,8 | 2,1 | 0,8 | 1,25 |
| Число пар трения | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 |
| Коэффициент трения, | 0,3 | | | | |
| Зазор в выключенном сцеплении , мм | 2 | 2 | 1,8 | 2,3 | 2,5 |
| Толщина накладки , мм | 4 | 4 | 4,5 | 5 | 4,5 |

Тракторы

| Параметры | Марки тракторов | | | | |
|---|------------------------|-----------------------|----------------|-----------------------|------------|
| | Кировец K744 | CLAAS Arion 410 | Foton TA704 | Бела- русь 3022 | МТЗ- 80 |
| Тип двигателя | Дизель с турбонаддувом | | | | Дизель |
| Максимальный крутящий момент двигателя , Нм | 1280 | 1650 | 1270 | 1300 | 1298 |
| Наружный радиус ведомого диска сцепления , мм | 400 | 300 | 280 | 400 | 340 |
| Внутренний радиус ведомого диска сцепления , мм | 300 | 240 | 205 | 300 | 200 |
| Масса ведомого диска сцепления , кг | 7,2 | 6 | 5,1 | 6,5 | 5 |
| Число пар трения | 3 | 3 | 3 | 2 | 2 |
| Коэффициент трения | 0,3 | | | | |
| Зазор в выключенном сцеплении , мм | 2,8 | 2,8 | 3 | 3 | 3 |
| Толщина накладки сцепления , мм | 6,3 | 6,3 | 6 | 6,3 | 5,9 |

Грузовые автомобили.

| Параметры | Марки автомобилей | | | | |
|--|--------------------|-----------------|---------------|--------|-------------|
| | УАЗ-452 Буханка | Газель Некст | Камаз 6520 | ГАЗ-53 | ЗИЛ- 130 |
| Тип двигателя | Бензин | | Дизель | Бензин | |
| Максимальный крутящий момент двигателя, Нм | 166,7 | 182 | 1600 | 284,5 | 402 |
| Наружный радиус ведомого диска сцепления, мм | 240 | 225 | 430 | 300 | 340 |
| Внутренний радиус ведомого диска сцепления, мм | 160 | 150 | 240 | 164 | 186 |
| Масса ведомого диска сцепления, кг | 1,9 | 1,25 | 4 | 3,2 | 3,7 |
| Число пар сцепления, | 2 | 2 | 4 | 2 | 2 |
| Коэффициент трения, | 0,3 | | | | |
| Зазор в выключенном сцеплении, мм | 2 | 2 | 2,8 | 2,5 | 2,5 |
| Толщина накладки, мм | 5 | 4,8 | 6 | 5,8 | 6 |

Приложение 2

Исходные данные для расчета КПД

Легковые автомобили

| Параметры | Примеры | | | | |
|---|--------------|-----------|---------------|----------|-----------|
| | BMW e92 330d | Audi A3 | Mercedes-benz | ВАЗ 2108 | ГАЗ - 69 |
| Максимальная скорость, V_{\max} , км/час | 250 | 240 | 202 | 148 | 90 |
| Масса авто: без груза/ полная, $m_{\text{ав}}/ m_{\text{п}}$, кг/кг | 1600/2005 | 1235/1785 | 1600/2100 | 900/1350 | 1525/1960 |
| Площадь сечения, F , м^2 | 2,4 | 2,52 | 2,52 | 2,8 | 3,3 |
| Радиус колеса, $r_{\text{к}}$, м | 0,37 | 0,37 | 0,37 | 0,29 | 0,33 |
| Номинальное число оборотов, $n_{\text{ен}}$, об/мин | 4000 | 3500 | 4200 | 3400 | 2000 |
| Твердость поверхности зубьев НРС | От 48 до 53 | | | | |
| Количество передач, n | 6 | 6 | 6 | 5 | 3 |

Тракторы

| Параметры | Примеры | | | | |
|---|-----------------|-----------------------|----------------|-------------------|------------|
| | Кировец К744 | CLAAS Axion 410 | Foton TA704 | Беларус ь 3022 | MTЗ- 80 |
| Максимальная скорость, V_{\max} , км/час | 28 | 30 | 32 | 39,5 | 36 |
| Масса, кг | 14000 | 13060 | 3240 | 11500 | 6500 |
| Площадь сечения, F , м ² | 10,64 | 9,86 | 4,94 | 8,3 | 4,86 |
| Радиус колеса, r_k , м | 0,62 | 0,66 | 0,54 | 0,67 | 0,54 |
| Номинальное число оборотов, $n_{\text{ен}}$, об/мин | 1900 | 1600 | 2200 | 1300 | 1200 |
| Твердость поверхности зубьев, HRC | От 56 до 63 | | | | |
| Количество передач, n | 16 | 16 | 8 | 36 | 18 |

Грузовые автомобили.

| Параметры | Примеры | | | | |
|--|--------------------|-----------------|-----------------|---------------|----------------|
| | УАЗ-452 Буханка | Газель Некст | Камаз 6520 | ГАЗ-53 | ЗИЛ- 130 |
| Максимальная скорость, V_{\max} , км/час | 127 | 130 | 90 | 90 | 90 |
| Масса авто: без груза/ полная, $m_{ав}$ / $m_{п}$, кг/кг | 1820/ 3070 | 2060/ 3500 | 13000/ 33000 | 3200/ 7700 | 4980/ 10980 |
| Площадь сечения, F , м ² | 4,68 | 5,25 | 7,5 | 5,28 | 6 |
| Радиус колеса, r_k , м | 0,35 | 0,36 | 0,5 | 0,44 | 0,44 |
| Номинальное число оборотов, $n_{ен}$, об/мин | 2300 | 2700 | 3400 | 3200 | 3000 |
| Твердость поверхности зубьев HRC | От 50 до 56 | | | | |
| Количество передач, n | 5 | 5 | 5 | 4 | 5 |

Литература

1. Вахламов, В.К. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства автомобилей: учеб. пособие / В.К. Вахламов . -М. : Академия, 2009. -560 с. - (Высшее профессиональное образование). -Библиогр.: с. 551 -ISBN 978-5-7695-6608-0.
2. Болштянский, А.П. Основы конструкции автомобиля [Текст] : учеб. пособие / Болштянский А.П. , Ю.А. Зензин, В.Е. Щерба . -М. : Легион-Автодата, 2005. -312 с. : ил.. -ISBN 5-88850-211-1.
3. Хечумов, Р.А. Применение метода конечных элементов к расчету конструкций: Учеб. пособие / Р.А. Хечумов, Х. Кепплер, В.И. Прокопьев . -М. : Изд-во Ассоциации строительных вузов, 1994. -353 с : ил. -ISBN 5-87829-013-8.
4. Эксплуатационно-технические свойства и применение автомобильных топлив, смазочных материалов и спецжидкостей: Сб. статей. Вып. 9. -М. : Транспорт, 1977. -152 с. -(Гос. науч.-исслед. ин-т автомобильного транспорта НИИАТ).
5. Конструкция тракторов и автомобилей/А. М. Гуревич, А. К- Болотов, В. И. Судницын,— М.: Агропромиздат, 1989.— 368 с.: ил.— (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
6. Конструкция тракторов и автомобилей/А. М. Гуревич, А. К- Болотов, В. И. Судницын,— М.: Агропромиздат, 1989.— 368 с.: ил.— (Учебники и учеб. пособия для студентов высш. учеб. заведений).
7. Краткий автомобильный справочник. - 10-е изд., перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1985. - 220 с., ил., табл.
8. Осепчугов В.В., Фрумкин А.К. Автомобиль: Анализ конструкций, элементы расчета. – М.: Машиностроение, 1989. – 304 с.
9. Автомобильные транспортные средства./ Под ред. Д.П.Великанова. – М.: Транспорт, 1977. – 326 с.
10. Микнас В. Автомобильные сцепления, трансмиссии, приводы. М.: Машиностроение, 2012. – 304 с.

11. Хельдт П.М. Автомобильные сцепления и коробки передач. М.: Транспорт, 1977. – 154 с.
12. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.
13. <http://www.autoprospect.ru/uaz/3151-2206/7-1-rabochaya-tormoznaya-sistema.html>
14. https://ozlib.com/806144/tehnika/rulevoy_privod
15. <http://www.autowp.ru>