

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ
ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ**

Основы проектирования тракторов и автомобилей

Направление подготовки (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»

Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК

Форма обучения очная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций	3
1.1 Лекция № 1 Предпосылки к расчету и расчетные режимы	3
1.2 Лекция № 2 Расчет шатунно-поршневой группы	4
1.3 Лекция № 3 Расчет корпуса двигателя и коленчатого вала.....	8
1.4 Лекция № 4 Основы расчета турбокомпрессора.....	13
1.5 Лекция № 5 Расчет элементов системы смазки и охлаждения.....	16
1.6 Лекция № 6 Расчет элементов сцепления и коробки передач.....	18
1.7 Лекция № 7 Расчет карданной передачи и главной передачи, дифференциала	28
1.8 Лекция № 8 Расчет рулевого управления и тормозной системы	38
2. Методические материалы по выполнению лабораторных работ	56
2.1 Лабораторная работа № ЛР-1 Расчет компрессора.....	56
2.2 Лабораторная работа № ЛР-2 Расчет турбины.....	56
2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 Расчет элементов топливной системы дизеля....	65
2.4 Лабораторная работа № ЛР-4 Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения.....	67
2.5 Лабораторная работа № ЛР-5 Расчет элементов сцепления.....	72
2.6 Лабораторная работа № ЛР-6 Расчет элементов коробки передач.....	79
2.7 Лабораторная работа № ЛР-7 Расчет карданной и главной передач	97
2.8 Лабораторная работа № ЛР-8 Расчет элементов рулевого управления.....	133
2.9 Лабораторная работа № ЛР-9 Расчет элементов тормозных систем.....	144

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1.1 Лекция №1 (2часа).

Тема: «Предпосылки к расчету и расчетные режимы»

1.1.1 Вопросы лекции:

1. Общие сведения.
2. Расчетные режимы.
3. Расчет деталей с учетом переменной нагрузки
4. Общие технические требования к конструкции тракторов и автомобилей.

1.1.2 Краткое содержание вопросов:

1. Общие сведения.

Расчет деталей с целью определения напряжений и деформаций, возникающих при работе двигателя, производится по формулам сопротивления материалов и деталей машин. До настоящего времени большинство из используемых расчетных выражений дают лишь приближенные значения напряжений.

Усилия от температурных нагрузок, возникающие в результате выделения тепла при сгорании рабочей смеси и трения, снижают механическую прочность материалов и вызывают дополнительные напряжения в сопряженных деталях при их различном нагревании и различном линейном (или объемном) расширении.

2. Расчетные режимы.

Величина и характер изменения основных нагрузок, действующих на детали двигателя, зависят от эксплуатационного режима работы двигателя. Обычно рассчитывают детали для режимов, на которых они работают в наиболее тяжелых условиях.

Для карбюраторных двигателей (рис. 1, а) за основные расчетные принимают режимы:

- 1) максимального крутящего момента $M_{e\max}$ при частоте вращения $n_M = (0,4 \div 0,6) \cdot n_N$, когда давление газов достигает наибольшего значения $p_{z\max}$, а силы инерции сравнительно малы;
- 2) номинальной мощности N_{eN} при частоте n_N , когда все расчеты деталей производятся от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;
- 3) максимальной частоты вращения при холостом ходе $n_{x.x\max} = (1,05 \div 1,20) \cdot n_N$, когда силы инерции достигают наибольших значений, а давление газов незначительно или даже равно нулю.

Для быстроходных дизелей (рис. 1, б) принимают расчетные режимы:

- 1) номинальной мощности N_{eN} при частоте вращения n_N , когда давление достигает максимального значения $p_{z\max}$, а детали рассчитывают от совместного действия газовых и инерционных нагрузок;
- 2) максимальной частоты вращения при холостом ходе $n_{x.x\max} = (1,04 \div 1,07) \cdot n_N$, при котором силы инерции достигают наибольших значений.

При расчетах на режиме номинальной мощности условно принимают, что максимальная газовая сила P_z действует совместно с максимальной инерционной силой в в.м.т. Величину максимальной газовой силы определяют по тепловому расчету для режима номинальной мощности с учетом скругления индикаторной диаграммы.

При расчетах на режиме максимальной частоты вращения при холостом ходе давлением газов пренебрегают.

3. Расчет деталей с учетом переменной нагрузки

Практически все детали автомобильных и тракторных двигателей даже на установившихся режимах работают в условиях переменных нагрузок. Влияние не только максимальных величин нагрузок, но и характера их изменения по времени на работоспособность деталей автомобильных и тракторных двигателей значительно увеличивается при повышении частоты вращения и степени сжатия. В связи с этим ряд ответственных деталей современных двигателей рассчитывают на статическую прочность от

действия максимальной силы и на усталостную прочность от действия постоянно изменяющихся нагрузок.

Влияние на усталостную прочность детали ее формы, размеров и качества обработки поверхности учитывают следующими величинами:

- 1) коэффициентами концентрации напряжений: теоретическим $\alpha_{k\sigma}$ и эффективным k_σ (k_τ), учитывающими местное повышение напряжений в связи с изменением формы детали (отверстия, выточки, галтели, резьбы и т. п.);
- 2) масштабным коэффициентом ε_M , учитывающим влияние абсолютных размеров тела на предел усталости;
- 3) коэффициентом поверхностной чувствительности ε_L , учитывающим влияние состояния поверхности детали на предел прочности.

При сложном напряженном состоянии общий запас прочности детали при совместном действии на нее касательных и нормальных напряжений

$$n = n_\sigma \cdot n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} \quad (19)$$

где n_σ и n_τ - частные коэффициенты запаса прочности.

Для определения минимального общего запаса прочности следует в формулу (19) подставить минимальные значения n_σ и n_τ . Влияние температуры на усталостную прочность сказывается в том, что с ее повышением предел усталости обычно падает у гладких образцов и у образцов с концентраторами.

Величина допускаемого запаса прочности зависит от качества материала, вида деформаций, условий работы, конструкции, характера действующих нагрузок и других факторов. От правильного установления допускаемого напряжения зависит прочность и безопасность проектируемой конструкции, количество затрачиваемого материала.

1.2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Расчет шатунно-поршневой группы»

1.2.1 Вопросы лекции:

1. Методика расчет поршня.
2. Методика расчет поршневых колец.
3. Методика расчет поршневого пальца.
4. Методика расчета поршневой головки.
5. Методика расчета кривошипной головки.
6. Методика расчета стержня шатуна.
7. Методика расчета шатунных болтов.

1.2.2 Краткое содержание вопросов:

1. Методика расчет поршня.

Наиболее напряженным элементом поршневой группы является поршень, воспринимающий высокие газовые, инерционные и тепловые нагрузки, поэтому при его изготовлении к материалу предъявляются повышенные требования. Поршни автомобильных и тракторных двигателей изготавливают в основном из алюминиевых сплавов

Поверочный расчет элементов поршня осуществляется без учета переменных нагрузок, величина которых учитывается при установлении соответствующих допускаемых напряжений. Рассчитывают днище, стенку головки, верхнюю кольцевую перемычку, опорную поверхность и юбку поршня.

Днище поршня рассчитывается на изгиб от действия максимальных газовых усилий $P_{Z \max}$ как равномерно нагруженная круглая плита, свободно опирающаяся на цилиндр. Для карбюраторных двигателей наибольшее давление газов достигается при работе на режиме максимального крутящего момента. Для дизелей максимальное давление газов обычно достигается при работе на режиме максимальной мощности.

В целях предотвращения заклинивания поршней при работе двигателя размеры диаметров головки D_Γ

и юбки $D_{Ю}$ поршня определяют, исходя из наличия необходимых зазоров $\Delta_{Г}$ и $\Delta_{Ю}$ между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками $\Delta_{Г} = (0,006 \div 0,008) \cdot D$ и $\Delta_{Ю} = (0,001 \div 0,002) \cdot D$, а для чугунных поршней $\Delta_{Г} = (0,004 \div 0,006) \cdot D$ и $\Delta_{Ю} = (0,001 \div 0,002) \cdot D$. Установив $\Delta_{Г}$ и $\Delta_{Ю}$, определяют $D_{Г} = D - \Delta_{Г}$ и $D_{Ю} = D - \Delta_{Ю}$.

Правильность установленных размеров $D_{Г}$ и $D_{Ю}$ проверяют по формулам

$$\Delta'_{Г} = D \cdot [1 + \alpha_{у} \cdot (T_{у} - T_0)] - D_{Г} \cdot [1 + \alpha_{н} \cdot (T_{Г} - T_0)] \quad (11)$$

$$\Delta'_{Ю} = D \cdot [1 + \alpha_{у} \cdot (T_{у} - T_0)] - D_{Ю} \cdot [1 + \alpha_{н} \cdot (T_{Ю} - T_0)] \quad (12)$$

где $\Delta'_{Г}$ и $\Delta'_{Ю}$ — диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня; мм;

При получении отрицательных значений $\Delta'_{Г}$ или $\Delta'_{Ю}$ (натяг) поршень непригоден к работе. В этом случае необходимо увеличить $\Delta_{Г}$ или $\Delta_{Ю}$ и соответственно уменьшить $D_{Г}$ или $D_{Ю}$ или предусмотреть разрез юбки поршня. При нормальной работе поршня $\Delta'_{Г} = (0,002 \div 0,0025) \cdot D$ и $\Delta'_{Ю} = (0,0005 \div 0,0015) \cdot D$.

2. Методика расчет поршневых колец.

Поршневые кольца работают в условиях высоких температур и значительных переменных нагрузок. Изготавливают их из серого или легированного чугуна. Для форсированных двигателей компрессионные кольца изготавливают из легированных сталей.

Основными конструктивными параметрами поршневых колец являются: отношение диаметра цилиндра к радиальной толщине кольца D/t ; отношение разности между величинами зазоров замка кольца в свободном и рабочем состояниях к толщине кольца A_0/t ; высота кольца a .

Расчет колец заключается: а) в определении среднего давления кольца на стенку цилиндра, которое должно обеспечивать достаточную герметичность камеры сгорания и не должно резко увеличивать потери мощности двигателя на трение колец о стенки цилиндра; б) в построении эпюры давления кольца по окружности; в) в определении напряжений изгиба, возникающих в сечении, противоположном замку, при надевании кольца на поршень и в рабочем состоянии; г) в установлении монтажных зазоров в прямом замке кольца.

3. Методика расчет поршневого пальца.

Во время работы двигателя поршневой палец подвергается воздействию переменных нагрузок, приводящих к возникновению напряжений изгиба, сдвига, смятия и овализации. В соответствии с указанными условиями работы к материалам, применяемым для изготовления пальцев, предъявляются требования высокой прочности и вязкости. Этим требованиям удовлетворяют цементированные малоуглеродистые и легированные стали.

Максимальные напряжения в пальцах карбюраторных двигателей возникают при работе на режиме максимального крутящего момента, а в пальцах дизелей — при работе на номинальном режиме.

Касательные напряжения (МПа) от среза пальца в сечениях, расположенных между бобышками и головкой шатуна:

$$\tau = 0,85 \cdot P \cdot (1 + \alpha + \alpha^2) / [(1 - \alpha^4) \cdot d_n^2]$$

Для автомобильных и тракторных двигателей $[\tau] = 60 \div 250$ МПа.

Нижние пределы относятся к тракторным двигателям, а верхние — к пальцам, изготовленным из легированной стали.

Максимальная овализация пальца (наибольшее увеличение горизонтального диаметра $\Delta d_{n \max}$, мм) наблюдается в его средней, наиболее и напряженной части:

$$\Delta d_{n \max} = \frac{1,35 \cdot P}{E \cdot I_n} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3],$$

Напряжения, возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях, определяют для горизонтальной точки 1 и 2 при $\varphi = 0^\circ$ и вертикальной (точки 3 и 4 при $\varphi = 90^\circ$) плоскостей по следующим формулам:

на внешней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 1, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 0^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(2+\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} - \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3]$$

на внешней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 3, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{\alpha 90^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(2+\alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2} + \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3]$$

на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости (точки 2, $\psi = 0^\circ$)

$$\sigma_{i 0^\circ} = -\frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} + \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3]$$

на внутренней поверхности пальца в вертикальной плоскости (точки 4, $\psi = 90^\circ$)

$$\sigma_{i 90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{(1+2 \cdot \alpha) \cdot (1+\alpha)}{(1-\alpha)^2 \cdot \alpha} - \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot [0,1 - (\alpha - 0,4)^3]$$

Наибольшее напряжение овализации возникает на внутренней поверхности пальца в горизонтальной плоскости, не должно превышать $300 \div 350$ МПа.

4. Методика расчета поршневой головки.

Конструкция шатунов, применяемых в автомобильных и тракторных двигателях, разнообразна и зависит в основном от типа двигателя и расположения цилиндров. Расчетными элементами шатунной группы являются: поршневая и кривошипная головки, стержень шатуна и шатунные болты.

При работе двигателя шатун подвергается воздействию знакопеременных газовых и инерционных сил, а в отдельных случаях эти силы создают ударные нагрузки. Поэтому шатуны изготавливают из углеродистых или легированных сталей, обладающих высоким сопротивлением усталости. Шатуны карбюраторных двигателей изготавливают из стали марок 40, 45, 45Г2, а дизелей — из стали с более высокими пределами прочности и текучести 40Х, 18ХНВА, 49ХНМА. Для повышения усталостной прочности шатуны после штамповки подвергают механической и термической обработке — полированию, обдувке дробью, нормализации, закалке и отпуску.

Поршневая головка шатуна рассчитывается на:

а) усталостную прочность в сечении $I - I$ от действия инерционных сил (без учета запрессованной втулки), достигающих максимальных значений при работе двигателя на режиме максимальной частоты вращения при холостом ходе;

б) напряжения, возникающие в головке от воздействия на нее запрессованной втулки;

в) усталостную прочность в сечении $A - A$ (место перехода головки шатуна в стержень — заделка головки) от действия суммарных (газовых и инерционных) сил и запрессованной втулки. Расчет в этом случае производится для того режима работы двигателя, при котором амплитуда изменения суммарных сил максимальна.

Напряжения от суммарного натяга на внешней и внутренней поверхностях поршневой головки определяются по формуле Ляме:

$$\sigma'_a = p \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_r^2 - d^2}$$

$$\sigma'_i = p \cdot \frac{d_r^2 + d^2}{d_r^2 - d^2}$$

Значения σ'_a и σ'_i могут достигать 100—150 МПа.

Суммарные напряжения, вызываемые сечении $A - A$ газовыми и инерционными силами и запрессованной втулкой, изменяются по асимметричному циклу, а минимальным запасом прочности обладает наружное волокно, для которого

$$\sigma_{\max} = \sigma'_a + \sigma_{aj};$$

$$\sigma_{\min} = \sigma'_a + \sigma_{асжс}$$

Запас прочности поршневой головки шатуна в сечении $A - A$ определяется по уравнениям

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_{\sigma} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2$$

$$\sigma_{\dot{a}\dot{e}} = \sigma_{\dot{a}} \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_{\dot{a}} \cdot \varepsilon_{\dot{e}})$$

Если $\sigma_{\dot{a}\dot{e}} / \sigma_{\dot{o}} > (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma})$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу усталости

$$\dot{i}_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{\dot{a}\dot{e}} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\dot{o}}).$$

Если $\sigma_{\dot{a}\dot{e}} / \sigma_{\dot{o}} < (\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}) / (1 - \beta_{\sigma})$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу текучести

$$\dot{i}_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{\dot{a}\dot{e}} + \sigma_{\dot{o}}).$$

Запас прочности поршневых головок изменяется в пределах 2,5—5,0.

Повышение запаса прочности и снижение напряжений внешнего волокна достигаются за счет уменьшения угла заделки до $\varphi_{\text{ш.з.}} = 90^\circ$ и увеличения радиуса дуги сопряжения головки со стержнем

5. Методика расчета кривошипной головки.

Точный расчет кривошипной головки весьма затруднен вследствие невозможности полного учета влияния конструктивных факторов. Приближенный расчет кривошипной головки шатуна сводится к определению напряжения изгиба в среднем сечении $II - II$ крышки головки от инерционных сил P_{jp} (МН), имеющих максимальное значение в начале впуска ($\varphi = 0^\circ$) при работе двигателя на режиме максимальной частоты вращения при холостом ходе:

$$P_{jp} = -\omega_{x.x \max}^2 \cdot R \cdot [(m_n + m_{\text{ш.н.}}) \cdot (1 + \lambda) + (m_{\text{ш.к.}} - m_{\text{кр}})] \cdot 10^{-6}$$

Напряжение изгиба крышки (МПа) с учетом совместной деформации вкладышей

$$\sigma_{\text{из}} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_{\delta}}{(1 + J_B / J) \cdot W_{\text{из}}} + \frac{0,4}{F_{\Gamma}} \right]$$

Значение $\sigma_{\text{из}}$ изменяется в пределах 100 — 300 МПа.

6. Методика расчета стержня шатуна.

Основными конструктивными параметрами стержня шатуна кроме длины $L_{III} = R / \lambda$ являются размеры его среднего сечения $B - B$ (см. рис. 1).

Стержень шатуна рассчитывают на усталостную прочность в среднем сечении $B - B$ от действия знакопеременных суммарных сил (газовых и инерционных), возникающих при работе двигателя на режимах $n = n_n$ или $n = n_M$. Обычно расчет ведется для режима максимальной мощности. Запас прочности сечения определяется в плоскости качания шатуна и в перпендикулярной плоскости. Условием равнопрочности стержня шатуна в обеих плоскостях является $n_x = n_y$.

Сила, растягивающая шатун, достигает максимального значения в начале впуска (в в.м.т.) и также определяется по результатам динамического расчета или по формуле

$$P_p = P_{\Gamma} + P_j = [p_r \cdot F_{II} - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)] \cdot 10^{-6}$$

От сжимающей силы $P_{сж}$ в сечении $B - B$ возникают максимальные напряжения сжатия и продольного изгиба (МПа):

в плоскости качания шатуна

$$\sigma_{\max x} = K_x \cdot P_{сж} / F_{cp},$$

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания:

$$\sigma_{\max y} = K_y \cdot P_{сж} / F_{cp},$$

Для современных автомобильных и тракторных двигателей напряжения $\sigma_{\max x}$ и $\sigma_{\max y}$ (МПа) не должны превышать:

Для углеродистых сталей.....160—250

Для легированных сталей.....200—350

Запасы прочности стержня шатуна в плоскости качания n_x и в перпендикулярной плоскости n_y определяются по уравнениям

$$n_x = \sigma_{-1p} / (\sigma_{акх} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{mx})$$

$$n_y = \sigma_{-1p} / (\sigma_{аку} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{my})$$

Для шатунов автомобильных и тракторных двигателей значения n_x и n_y не должны быть ниже 1,5.

7. Методика расчета шатунных болтов.

В четырехтактных двигателях болты, стягивающие половинки кривошипной головки шатуна, подвергаются растяжению от действия сил инерции, поступательно движущихся масс поршня и шатуна и вращающихся масс, расположенных над плоскостью разъема кривошипной головки. Величину этих сил инерции определяют по формуле (6). Кроме того, болты испытывают растяжение от предварительной затяжки.

Шатунные болты должны обладать высокой механической прочностью и надежностью. Изготавливают их из сталей 35Х, 40Х, 35ХМА, 37ХНЗА. При больших напряжениях затяжки болты изготавливают, из легированной стали с более высокими пределами текучести — 18ХНВА, 20ХНЗА, 40ХН, 40ХНМА.

При работе двигателя силы инерции P_{jp} стремятся разорвать болты. В связи с этим они должны быть затянуты настолько, чтобы не нарушена плотность соединения при действии этой силы.

Запасы прочности болта определяют по уравнениям

Среднее напряжение и амплитуды цикла

$$\sigma_{\sigma} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2,$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2,$$

$$\sigma_{\dot{a}\dot{e}} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_i \cdot \varepsilon_f),$$

пределу усталости

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)$$

пределу текучести

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ак} + \sigma_m)$$

Для шатунных болтов значения запаса прочности не должно быть ниже 2.

1.3 Лекция №3 (2 часа).

Тема: «Расчет корпуса двигателя и коленчатого вала»

1.3.1 Вопросы лекции:

1. Методика расчета блок-картера.
2. Методика расчета гильзы цилиндра.
3. Методика расчета головки блока цилиндров.
4. Методика расчета шпильки головки блока.
5. Общие сведения.
6. Определение удельного давления на поверхности шеек.
7. Расчет коренных и шатунных шеек.
8. Расчет щека.

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Методика расчета блок-картера.

У большей части современных автомобильных и тракторных двигателей блок цилиндров выполнен заодно с верхней частью картера называется блок-картерном. К блок-картеру крепят и в нем размещают различные механизмы и отдельные детали двигателя. При работе двигателя блок-картер воспринимает значительные динамические и тепловые нагрузки. Схема передачи сил давления газов через элементы блока определяет силовую схему блок-картера. В современных автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили следующие силовые схемы: с несущим блоком цилиндров; с несущим блоком рубашек и с несущими силовыми шпильками.

При несущем блоке цилиндров силы давления газов передаются через головку блока цилиндром и рубашкам, представляющим собой единую отливку. Головку блока крепят к блок-картеру с помощью шпилек

или болтов, ввертываемых в блок цилиндров.

При несущем блоке рубашек силы давления газов растягивают в осевом направлении только рубашку, а вставные гильзы цилиндров испытывают только радиальное давление от газовых сил. Головки блока крепят к блок-картеру шпильками, ввертываемыми в тело блока рубашек.

В схемах с несущими силовыми шпильками силы давления газов передаются силовым шпилькам, которые стягивают головку блока и цилиндра. Обычно длинные силовые шпильки проходят через головку и блок цилиндров и ввертываются в верхнюю часть картера.

В двигателях с воздушным охлаждением применяют в основном две силовые схемы соединения головки блока, цилиндра и картера: 1) с несущими силовыми шпильками и 2) с несущим цилиндром.

Материалом для блок-картера обычно служит серый чугун СЧ44; СЧ40, СЧ15-32 и СЧ32, а также алюминиевые сплавы АСЛ4 и СЗ-26 (силумин).

Расчет блок-картера на прочность представляет большие трудности в определении действующих усилий из-за сложности конфигурации и здесь не приводится.

2. Методика расчета гильзы цилиндра.

Гильзы цилиндров являются наиболее нагруженными деталями двигателя. Они испытывают напряжение от действия сил газов, бокового давления поршня и тепловых нагрузок. Тяжелые условия работы гильз цилиндров приводят к необходимости использовать для их изготовления высококачественные легированные чугуны СЧ28-48 и СЧ35-56 или азотируемую сталь 38ХМЮА.

Основные конструктивные размеры гильз устанавливают с учетом получения необходимой прочности и жесткости, обеспечивающей отсутствие овализации цилиндра при сборке двигателя и во время работы. Толщину $\delta_{г.р.}$ чугунной стенки гильзы обычно принимают по экспериментальным данным.

Толщину стенки гильзы, выбранную конструктивно, проверяют по формуле, применяемой для расчета цилиндрических сосудов:

$$\delta_{г.р.} = 0,5 \cdot D \cdot \left(\sqrt{(\sigma_{\Sigma} + 0,4 \cdot p_z) / \sigma_{\Sigma} - 1,3 \cdot p_z} \right) - 1$$

При расчете гильзы цилиндров на прочность определяют напряжения только от основных нагрузок: максимального давления газов, бокового давления поршня и перепада температур в стенке.

Наиболее опасной нагрузкой является максимальное давление сгорания $p_{z \max}$, вызывающее растягивающее напряжение по образующей цилиндра и по его кольцевому сечению

Суммарные напряжения от давления газов и перепада температур:
на наружной поверхности гильзы цилиндра

$$\sigma'_{\Sigma} = \sigma_p + \sigma_t;$$

на внутренней поверхности

$$\sigma''_{\Sigma} = \sigma_p - \sigma_t$$

Суммарное напряжение σ'_{Σ} в чугунной гильзе не должно превышать 100—130 МПа, а в стальной — 180—200 МПа.

3. Методика расчета головки блока цилиндров.

Головка блока цилиндров представляет собой деталь сложной конфигурации. Конструкция головки и ее основные размеры зависят от размеров впускных и выпускных клапанов, свечей, форсунок, цилиндров и формы камеры сгорания. В автомобильных и тракторных двигателях с жидкостным охлаждением головки цилиндров обычно изготавливают в виде общей отливки для одного ряда цилиндров, а в двигателях с воздушным охлаждением устанавливают индивидуальные головки или головки, объединяющие два соседних цилиндра.

Головки блока цилиндров работают в условиях воздействия на них больших знакопеременных нагрузок и высоких температур, вызывающих значительные напряжения. Вследствие сложности конструктивных форм, определяющихся влиянием различных факторов, а также невозможности точного учета всех действующих на головку сил расчет ее на прочность является весьма условным. В связи с этим в практике двигателестроения при конструировании головок блока основные размеры их принимают по опытным данным.

Материал для изготовления головки блока должен обладать повышенной прочностью как в отношении механических, так и тепловых нагрузок. Этим требованиям в большей степени удовлетворяют алюминиевые сплавы АО5 и серые чугуны СЧ15-32, СЧ28-48 с легирующими присадками. В двигателях с воздушным охлаждением головки цилиндров изготавливают из сплавов АС9, АЛ5 и АК4.

Головка блока должна быть достаточно жесткой, чтобы не допустить коробления седел клапанов и других элементов головки при работе двигателя. Жесткость конструкции головки обеспечивается за счет соответствующего выбора ее основных размеров.

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_{z \max} / F_{x-x},$$

Напряжение разрыва σ_p изменяется в пределах 10—15 МПа. Низкие значения допускаемых напряжений связаны с появлением больших тепловых нагрузок при работе двигателя, которые не учитываются формулой определения напряжения разрыва.

4. Методика расчета шпильки головки блока.

Силовые шпильки служат для соединения головки блока с блок-картером. Они работают в условиях воздействия на них сил от предварительной затяжки, давления газов и нагрузок, возникающих из-за неравенства температур и коэффициентов линейного расширения материалов головки блока, блок-картера и шпилек. Количество силовых шпилек, их конструктивные размеры и предварительная затяжка должны обеспечивать надежное уплотнение газового стыка на всех режимах работы двигателя.

Материалом для изготовления шпилек в карбюраторных двигателях и дизелях служат, углеродистые стали с высоким пределом упругости и высоколегированные стали (18ХНМА, 18ХНВА, 20ХНВА, 40ХНМА и др.). Использование материалов с высоким пределом упругости способствует уменьшению остаточных деформаций, возникающих при работе двигателя, что обеспечивает хорошую герметичность газового стыка.

При нерабочем состоянии и холодном двигателе силовые шпильки нагружены силой предварительной затяжки P_{np} , которую по опытным данным принимают в виде следующей приближенной зависимости:

$$P_{np} \approx m \cdot (1 - \chi) \cdot P'_{z \max}$$

При работе двигателя кроме усилия затяжки на шпильки действует растягивающая сила давления газов, достигающая наибольшего значения в момент сгорания.

При изготовлении головки и блок-картера из алюминиевых сплавов в стальных шпильках при работе двигателя появляются дополнительные тепловые нагрузки. Они возникают при повышении температуры из-за различия коэффициентов линейного расширения материалов шпилек и стягиваемых деталей. Тепловая деформация деталей увеличивает давление в стыке и нагрузку на шпильки.

Максимальные и минимальные напряжения в шпильке определяют по наименьшему сечению стержня и по внутреннему диаметру резьбы (МПа):

$$\sigma'_{\max} = P_{p \max} / F_0 \quad \text{и} \quad \sigma'_{\min} = P_{p \min} / F_0;$$

$$\sigma_{\max} = P_{p \max} / F_{0p} \quad \text{и} \quad \sigma_{\min} = P_{p \min} / F_{0p},$$

Амплитуды и средние напряжения цикла (МПа):

$$\sigma'_a = (\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}) / 2 \quad \text{и} \quad \sigma'_m = (\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}) / 2;$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2 \quad \text{и} \quad \sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2.$$

Величина

$$\sigma_{ак} = \sigma_a \cdot k_{\sigma} / (\varepsilon_M \cdot \varepsilon_{II})$$

Запасы прочности шпильки определяют по уравнениям,

Если $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} < \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$, то запас прочности шпильки определяется по пределу текучести;

$$n_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{ак} + \sigma_m)$$

Если $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$, то запас прочности шпильки определяется по пределу усталости;

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)$$

Допускаемые запасы прочности изменяются в пределах: $n_{\sigma} = 2,5 \div 4,0$ и $n_{T\sigma} = 1,5 \div 2,5$.

5. Общие сведения.

Коленчатый вал — наиболее сложная в конструктивном отношении и наиболее напряженная деталь двигателя, воспринимающая периодические нагрузки от сил давления газов, сил инерции и их моментов. Действие этих сил и моментов приводит к возникновению в материале коленчатого вала значительных напряжений скручивания, изгиба растяжения-сжатия. Кроме того, периодически изменяющиеся моменты вызывают крутильные колебания вала, которые создают дополнительные напряжения кручения.

Таким образом, из-за исключительно сложных и тяжелых условий работы коленчатого вала предъявляются высокие и разнообразные требования к механическим свойствам материалов, применяемых для изготовления коленчатых валов. Материал коленчатого вала должен обладать высокой прочностью и вязкостью, большой сопротивляемостью износу и усталостным напряжениям, сопротивлением действию

ударных нагрузок и твердостью. Такими свойствами обладают правильно обработанные углеродистые и легированные стали, а также высококачественный чугун. Коленчатые валы отечественных автомобильных и тракторных двигателей изготавливают из сталей 40, 45, 45Г2, 50, специального чугуна, а для форсированных двигателей — из высоколегированных сталей 18ХНВА, 40ХНМА и др.

При расчете коленчатого вала принимается, что:

кривошип (один или два) свободно лежит на опорах;

опоры и точки приложения сил проходят через средние плоскости шеек;

весь пролет (один или два) между опорами представляет собой абсолютно жесткую балку.

Коленчатый вал обычно рассчитывают для номинального режима ($n = n_n$) с учетом одновременного действия следующих сил и моментов.

Согласно статистическим данным ширина щек коленчатых валов автомобильных и тракторных двигателей изменяется в пределах $(1,0 \div 1,25) \cdot D$ для карбюраторных двигателей и $(1,05 \div 1,30) \cdot D$ — для дизелей, а толщина щек — в пределах соответственно $(0,20 \div 0,22) \cdot D$ и $(0,24 \div 0,27) \cdot D$.

6. Определение удельного давления на поверхности шеек.

Величина удельного давления на рабочую поверхность шейки определяет условия работы подшипника и срок его службы. При работе подшипников стремятся не допускать выдавливания масляного слоя разрушения антифрикционного материала и ускоренного износа шеек вала.

Расчет шеек ведется от действия средних и максимальных результирующих всех сил, нагружающих шейки.

Среднее удельное давление (МПа):

на шатунную шейку

$$k_{ш.ш.ср} = R_{ш.ш.ср} / (d_{ш.ш} \cdot l'_{ш.ш})$$

на коренную шейку

$$k_{к.ш.ср} = R_{к.ш.ср} / (d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш}), \text{ или } k_{к.ш.ср} = R_{к.ш.ср}^{np} / (d_{к.ш} \cdot l'_{к.ш})$$

Величина среднего удельного давления достигает значений:

Для карбюраторных двигателей.....4—12 МПа

Для дизелей.....6—16 МПа

Наибольшее давление на шейки определяется по аналогичным формулам от действия максимальных результирующих сил $R_{ш.ш.макс}$, $R_{к.ш.макс}$ или $R_{к.ш.макс}^{np}$. Значения максимальных удельных давлений на шейки

$k_{макс}$ (МПа) изменяются в пределах:

Для рядных карбюраторных двигателей.....7—20

Для V-образных карбюраторных двигателей.....18—28

Для дизелей.....20—42

7. Расчет коренных и шатунных шеек.

Расчет коренных шеек

Коренные шейки рассчитывают только на кручение. Максимальные и минимальные значения скручивающих моментов определяют с помощью построения диаграмм или составления таблиц набегающих моментов, последовательно подходящих к отдельным коренным шейкам. Для составления таблиц используют данные динамического расчета.

Набегающие моменты и крутящие моменты отдельных цилиндров алгебраически суммируют с учетом порядка работы двигателя, начиная от первого цилиндра.

Максимальные и минимальные касательные напряжения (МПа) переменного цикла коренных шеек:

$$\tau_{макс} = M_{к.ш.макс} / W_{тк.ш};$$

$$\tau_{мин} = M_{к.ш.мин} / W_{тк.ш},$$

По известным $\tau_{макс}$ и $\tau_{мин}$ определяют запас прочности коренной шейки по формулам.

Среднее напряжение и амплитуды напряжений

$$\tau_m = (\tau_{макс} + \tau_{мин}) / 2;$$

$$\tau_a = (\tau_{макс} - \tau_{мин}) / 2;$$

$$\tau_{ак} = \tau_a \cdot k_{\tau} / (\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}),$$

$$\frac{\tau_{ак}}{\tau_m} > \frac{\beta_{\tau} - a_{\tau}}{1 - \beta_{\tau}}, \text{ тогда запас прочности коренной шейки определяются по пределу усталости:}$$

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (\tau_{ak} + a_{\tau} \cdot \tau_m)$$

Эффективный коэффициент концентрации напряжений при расчете принимают с учетом наличия в коренной шейке масляного отверстия. Для приближенных расчетов можно принять $k_{\tau} / (\varepsilon_{M\tau} \cdot \varepsilon_{П\tau}) = 2,5$.

Запасы прочности коренных шеек имеют значения:

Для карбюраторных двигателей.....3—5

Для дизелей без наддува.....4—5

Для дизелей с наддувом.....2—4

2 Расчет шатунных шеек

Шатунные шейки рассчитывают на кручение и изгиб. Скручивание шатунной шейки происходит под действием набегающего момента $M_{к.ш.и}$, а изгиб — под действием изгибающих моментов в плоскости кривошипа M_Z и в перпендикулярной плоскости M_T . Так как максимальные значения скручивающего и изгибающих моментов не совпадают по времени, запасы прочности шейки от кручения и изгиба определяют независимо друг от друга, а затем их суммируют, определяя общий запас прочности.

Для определения максимально нагруженной шейки строят диаграмму или составляют таблицу набегающих моментов для каждой шатунной шейки.

На основании данных табл. определяют значения максимальных $M_{ш.ш.и \max}$ и минимальных $M_{ш.ш.и \min}$ скручивающих моментов для наиболее нагруженной шейки.

Экстремальные значения касательных напряжений цикла (МПа):

$$\tau_{\max} = M_{ш.ш.и \max} / W_{ш.ш.и};$$

$$\tau_{\min} = M_{ш.ш.и \min} / W_{ш.ш.и};$$

Запас прочности n_{τ} определяется так же, как и для коренной шейки, с учетом наличия концентрации напряжений от масляного отверстия

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2;$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2;$$

$$\sigma_{ak} = \sigma_a \cdot \frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{M\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}}.$$

Запас прочности шатунной шейки от нормальных напряжений определяется по пределу усталости (при $\sigma_m < 0$):

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{ak} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

Общий запас прочности шатунной шейки

$$n_{ш.ш.и} = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}$$

Запас прочности n_{σ} по изгибу и общий запас прочности $n_{ш.ш.и}$ шатунной шейки определяют по формулам, приведенным в лекции 1.

Запас прочности $n_{ш.ш.и}$:

Для автомобильных двигателей.....2,0—3,0

Для тракторных.....3,0—3,5

Методика расчета шатунной шейки V-образного двигателя с двумя шатунами, расположенными рядом на одной шейке, аналогична вышеприведенной, а расчет шатунной шейки в некоторых случаях производят для трех сечений: по масляным отверстиям и по среднему сечению шейки.

8. Расчет щек.

Щеки коленчатого вала воспринимают сложные переменные напряжения: касательные от кручения и нормальные от изгиба и растяжения-сжатия. Наибольшие напряжения возникают в местах перехода шейки к щеку в галтелях (сечение А — А,

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2;$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) / 2;$$

$$\sigma_{ак} = \frac{\sigma_a \cdot k_{\sigma}}{\varepsilon_{М\sigma} \cdot \varepsilon_{П\sigma}}.$$

Так как $\frac{\sigma_{ак}}{\sigma_m} > \frac{\beta_{\sigma} - \alpha_{\sigma}}{1 - \beta_{\sigma}}$, то запас прочности щеки от нормальных напряжений определяют по пределу усталости:

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (\sigma_{ак} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_m)$$

Суммарный запас прочности щеки

$$n_{\text{щ}} = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}$$

При определении запаса прочности щеки от нормальных напряжений n_{σ} коэффициент концентрации в галтелях определяют по таблицам и графикам в зависимости от отношения радиуса перехода шейки в щеку к толщине щеки.

Суммарный запас $n_{\text{щ}}$ прочности щеки определяют по формуле

$$n_{\text{щ}} = n_{\sigma} \cdot n_{\tau} / \sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2},$$

Для автомобильных двигателей..... не менее 2,0—3,0

Для тракторных двигателей..... 3,0—3,5

1.4 Лекция №4 (2 часа).

Тема: «Основы расчета турбокомпрессора»

1.4.1 Вопросы лекции:

1. Компрессор.
2. Входное устройство и рабочее колесо.
3. Диффузоры и воздухоборник.
4. Основные параметры компрессора.
5. Газовая турбина.
6. Направляющий аппарат.
7. Рабочее колесо.

1.4.2 Краткое содержание вопросов:

1. Компрессор.

В настоящее время наиболее распространенным типом центробежного компрессора, применяемого для турбокомпрессоров, является радиально-осевой компрессор полуоткрытого типа с радиальным расположением лопаток на выходе из рабочего колеса.

Компрессор рассчитывают для одного режима — или номинального или максимального крутящего момента.

Основными параметрами, характеризующими работу центробежной ступени, являются степень повышения давления в компрессоре π_K и массовый расход воздуха G_B .

Эффективность ступени оценивается *изоэнтропическим (адиабатическим)* к. п.д. $\eta_{ад.к}$ — отношением работы адиабатического сжатия к действительной работе сжатия. При проектировании компрессора надо исходить из требований ГОСТ 9658—66, устанавливающего значения к. п. д. в зависимости от наружного диаметра D_2 колеса компрессора.

2. Входное устройство и рабочее колесо.

Температуры потока на выходе и входе патрубка компрессора (сечение $I-I$ и $a_{BX} - a_{BX}$) принимают равными, т. е. $Ta_{BX} = T_0$, К. Это условие выполняет, если пренебречь теплообменом с окружающей средой при движении воздуха от входного сечения патрубка к выходному.

С целью снижения потерь энергии во входном устройстве ему придают форму конфузора, обеспечивающего непрерывное ускорение потока вдоль оси входного патрубка.

Для оценки напорных качеств компрессора используют коэффициент напора $\overline{H}_{ад.к}$, характеризующий эффективность использования окружной скорости колеса для совершения адиабатической работы сжатия и представляющий отношение адиабатической работы сжатия $L_{ад.к}$ (Дж/кг) к квадрату окружной скорости u_2 (м/с) на наружном диаметре колеса

Параметры воздуха в выходном сечении $I-I$ (рис. 1) патрубка можно определить, если задаться абсолютной скоростью C_1 потока в этом сечении. Величина абсолютной скорости C_1 потока перед колесом может изменяться в широких пределах ($C_1 = 60 \div 150$) м/с. Большие значения абсолютной скорости C_1 принимают для компрессоров с высокими окружными скоростями ($u_2 = 300 \div 500$) м/с. При осевом входе потока осевая составляющая абсолютной скорости C_{1a} перед колесом принимается равной абсолютной скорости C_1 т. е. $C_{1a} = C_1$.

Одним из основных конструктивных параметров компрессора является отношение D_1/D_2 , называемое *относительным диаметром* колеса на входе. Для большинства созданных конструкций центробежных компрессоров $D_1/D_2 = 0,5 \div 0,7$. Отношение D_1/D_2 выбирают предельно наибольшим для уменьшения габаритных размеров компрессора.

При определении давления p_2 воздушного потока на выходе из колеса величину показателя политропы сжатия воздуха n_k определяют по эмпирическим зависимостям или принимают по опытным данным. В выполненных конструкциях компрессоров $n_k = 1,4 \div 1,6$.

Существующие малоразмерные компрессоры выполняют с относительной шириной колеса $\overline{B} = B/D_2 = 0,25 \div 0,35$. Ширина колеса B зависит в основном от технологии изготовления и геометрических размеров колеса. Чем меньше D_2 , тем труднее обеспечить плавный поворот потока в меридиональном сечении, тем шире должно быть колесо. Ориентировочно можно принять $\overline{B} \leq 0,3$ при $D_2 > 110$ мм и $\overline{B} \geq 0,3$ при $D_2 \leq 110$ мм. Однако увеличение \overline{B} свыше 0,35 не приводит к заметному повышению к. п. д. компрессора.

3. Диффузоры и воздухосборник.

Воздушный поток на выходе из колеса имеет высокую кинетическую энергию. В диффузоре кинетическая энергия преобразуется в потенциальную за счет торможения потока.

Ширина b_3 безлопаточной части диффузора принимается по известному значению высоты b_2 лопаток компрессора на выходе, т. е. $b_3 = (0,90 \div 1,0) \cdot b_2$. Если за безлопаточным диффузором следует лопаточный, то принимают $b_3 = b_2$.

При газодинамическом расчете лопаточного диффузора по принятым конструктивным размерам определяют температуру, давление и скорость движения воздушного потока в межлопаточных каналах.

Применение лопаточного диффузора позволяет повысить максимальное значение к. п. д. и коэффициента напора компрессора по сравнению с безлопаточным диффузором за счет уменьшения потерь.

Из лопаточного диффузора центробежного компрессора воздух поступает в воздухосборник, позволяющий подвести поток к впускному трубопроводу с минимальными потерями энергии.

Скорость потока в улитке можно понизить, выполнив выходной патрубок воздухосборника диффузорным (рис. 3). В этом случае несколько повышается давление p_5 .

4. Основные параметры компрессора.

Давление p_5 на выходе из улитки компрессора соответствует давлению p_k наддувочного воздуха перед входом во впускной трубопровод двигателя, т. е. принимают $p_5 = p_k$.

Полученное давление p_5 на выходе из компрессора не должно отличаться от принятого в тепловом расчете двигателя давления p_k более чем на 2—4%. В противном случае необходимо произвести повторный расчет компрессора, изменив параметры, определяющие его напор.

Полученное значение к. п. д. компрессора должно удовлетворять требованиям ГОСТ 9658—66 (табл.) для нагнетателей данного типоразмера.

Величина $\overline{H}_{ад.к}$ не должна отличаться от принятого в расчете $\overline{H}_{ад.к}$ более чем на 2—4%.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_k = L_{ад.к} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{ад.к}$$

5. Газовая турбина.

В комбинированных двигателях внутреннего сгорания применяют осевые и радиальные турбины. В автомобильных и тракторных двигателях в основном используют малоразмерные одноступенчатые радиальные турбины. При небольших расходах газа и высоких окружных скоростях радиальные турбины имеют более высокий к. п. д., чем осевые. Поэтому в соответствии с ГОСТ 9658—66 радиальные турбины применяют для турбокомпрессоров ТКР-7 — ТКР-23 (см. табл.). Осевые турбины применяют при диаметрах колес турбокомпрессоров 180 мм и выше.

Рабочие колеса газовых турбин выполняются обычно осерадиальными. Такая конструкция колеса обеспечивает наиболее полное срабатывание энергии выпускных газов.

При газодинамическом расчете турбины исходными данными являются результаты предыдущих расчетов (теплого расчета двигателя и компрессора).

В свободном турбокомпрессоре совместная работа газовой турбины и компрессора обеспечивается

Для оценки к. п. д. турбины η_T можно воспользоваться рекомендациями ГОСТ 9658—66 (табл.) в соответствии с принятым типоразмером турбокомпрессора (см. расчет компрессора). Общий к. п. д. η_T турбины включает все механические потери в турбокомпрессоре.

Эффективность турбокомпрессора оценивают коэффициентом полезного действия, представляющим собой произведение к. п. д. турбины и компрессора.

Таким образом, к. п. д. турбокомпрессора

$$\eta_{TK} = \eta_T \cdot \eta_{ад.к}, \quad (21)$$

Для современных турбокомпрессоров $\eta_{TK} = 0,48 \div 0,62$. p_T

Давление газа перед турбиной определяют из баланса мощности на валу турбокомпрессора ($N_K = N_T$)

6. Направляющий аппарат.

В направляющем аппарате турбин автомобильных и тракторных двигателей обычно срабатывается лишь часть подводимой энергии газа. Поэтому они являются реактивными. Перераспределение теплоперепада в ступени турбины характеризуем степенью реактивности ρ_T , которая представляет отношение теплоперепада, срабатываемого в рабочем колесе, к общему теплоперепаду. Для радиально-осевых турбин оптимальная степень реактивности $\rho_T = 0,45 \div 0,55$.

Наружный диаметр рабочего колеса

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / (\pi \cdot n_T)$$

Входной диаметр направляющего аппарата определяется величиной D_0 / D_1 , которая в выполненных конструкциях турбин изменяется в пределах 1,3—1,5:

$$D_0 = D_1 \cdot (D_0 / D_1)$$

Ширина лопаток (м) направляющего аппарата определяется из уравнения неразрывности:

$$b'_1 = \frac{G_T}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1},$$

7. Рабочее колесо.

В межлопаточных каналах одноступенчатого рабочего колеса процесс преобразования потенциальной энергии газового потока в кинетическую заканчивается.

$$N_T = \frac{L_{ад.Т} \cdot G_T}{1000} \cdot \eta_T,$$

должна соответствовать мощности, N_K потребляемой компрессором, т. е. $N_T = N_K$.

Расчетное значение величины η_T не должно отличаться более чем на 2—4% от ранее принятого значения при определении адиабатической работы газа в турбине. В противном случае требуется повторить

расчет, изменив газодинамические и конструктивные параметры турбины.

Мощность, развиваемая турбиной (кВт):

$$N_T = \frac{L_{ад.т} \cdot G_T}{1000} \cdot \eta_T,$$

должна соответствовать мощности, N_k потребляемой компрессором, т. е. $N_T = N_k$.

1.5 Лекция №5 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения»

1.5.1 Вопросы лекции:

1. Методика расчета масляного насоса.
2. Методика расчета центрифуги.
3. Методика расчета масляного радиатора.
4. Методика расчета жидкостного насоса.
5. Методика расчета жидкостного радиатора.
6. Методика расчета вентилятора.

1.5.2 Краткое содержание вопросов:

1. Методика расчета масляного насоса.

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение его отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателей применяют систему смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Большинство автомобильных и тракторных двигателей имеют комбинированную систему смазки. Одним из элементов системы смазки является масляный насос.

Масляный насос служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя. По конструктивному исполнению, масляные насосы бывают шестеренчатые, и винтовые. Шестеренчатые насосы отличаются простотой устройства, компактностью, надежностью в работе и являются наиболее распространенными в автомобильных и тракторных двигателях.

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен. Этому расчету предшествует определение циркуляционного расхода масла в системе.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод масляного насоса:

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{м.н} \cdot 10^3)$$

2. Методика расчета центрифуги.

Масляная центрифуга представляет собой центробежный фильтр тонкой очистки масла от механических примесей.

В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили двухсопловые центрифуги с гидрореактивным приводом. Действие этого привода основано на использовании реакции струй масла, вытекающих из сопел. Отличаясь простотой устройства и обслуживания при эксплуатации, центрифуги с гидрореактивным приводом обеспечивают высокие угловые скорости вращения ротора и, следовательно, качественную очистку масла.

Расчет центрифуги заключается в определении необходимого давления масла перед центрифугой и частоты вращения ее ротора. В современных центрифугах подача масла под давлением 0,25—0,6 МПа обеспечивает вращение ротора со скоростью 5000—8000 об/мин.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод центрифуги:

$$N_u = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{р.ц} \cdot R \cdot n}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{V_{р.ц}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \right)$$

3. Методика расчета масляного радиатора.

Масляный радиатор представляет собой теплообменный аппарат для охлаждения масла, циркулирующего в системе двигателя. Различают два типа радиаторов: воздушно-масляные с воздушным охлаждением и жидкостно - масляные — с жидкостным охлаждением. Ниже приводится расчет жидкостно -

масляного радиатора.

Количество тепла, отводимого жидкостью от радиатора:

$$Q_m = K_m \cdot F_m \cdot (T_{m.cp} - T_{вод.cp}), \quad \text{Дж/с}$$

Количество тепла (Дж/с), отводимого маслом от двигателя:

$$Q_m = c_m \cdot \rho_m \cdot V_{\text{ц}} \cdot (T_{m.вх} - T_{m.вых}) \cdot 10^3,$$

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая жидкостью:

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m \cdot (T_{m.cp} - T_{вод.cp})},$$

4. Методика расчета жидкостного насоса.

Жидкостной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции жидкости в системе охлаждения. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Расчетная производительность насоса ($\text{м}^3/\text{с}$) определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{ж.p} = G_{ж} / \eta,$$

где $\eta = 0,8 \div 0,9$ — коэффициент подачи.

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}} \quad (2)$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток жидкостного насоса изменяется в пределах $b_1 = 0,010 \div 0,035$ м, а на выходе — $b_2 = 0,004 \div 0,025$ м

$$\text{Мощность, потребляемая жидкостным насосом: } N_{B.H} = \frac{G_{ж.p} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_m},$$

где $\eta_m = 0,7 \div 0,9$ — механический к.п.д. жидкостного насоса.

Величина $N_{B.H.}$ составляет 0,5 – 1,0% от номинальной мощности двигателя.

5. Методика расчета жидкостного радиатора.

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения жидкости, поступающей от нагретых деталей двигателя.

Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения необходимой для передачи тепла от воды к окружающему воздуху

Поверхность охлаждения радиатора (м^2)

$$F = \frac{Q_B}{K \cdot (T_{ср.ж} - T_{ср.возд})},$$

Из-за трудности аналитического определения величины K [$\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$] его значения обычно принимают по опытным данным:

Для легковых автомобилей.....140—180

Для грузовых автомобилей и тракторов.....80—100

Подставив в уравнение значения $T_{ср.ж}$, $T_{ср.возд}$, K и Q_B , определяют поверхность охлаждения радиатора (м^2):

$$F = \frac{Q_B}{\{K \cdot [(T_{ж.вх} - \Delta T_{ж} / 2) - (T_{возд.вх} + \Delta T_{возд} / 2)]\}}.$$

6. Методика расчета вентилятора.

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от

радиатора. Производительность вентилятора ($\text{м}^3/\text{с}$) $G_{\text{возд}} = \frac{Q_B}{\rho_{\text{возд}} \cdot c_{\text{возд}} \cdot \Delta T_{\text{возд}}}$,

Для подбора вентилятора кроме его производительности необходима знать аэродинамическое сопротивление воздушной сети. В рассматриваемой, системе оно складывается из сопротивлений, вызываемых потерями на трение и местными потерями. Для автомобильных и тракторных двигателей сопротивление воздушного тракта принимается $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \div 1000$ Па.

По заданной производительности вентилятора и величине $\Delta p_{\text{тр}}$ находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора:

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \cdot \eta_B),$$

Для этого фронтную площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

$$\text{Диаметр вентилятора } D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{F_{\text{фр. рад}} / \pi},$$

Частота вращения вентилятора (об/мин) при известной окружной скорости

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / (\pi \cdot D_{\text{вент}})$$

1.6 Лекция №6 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов сцепления и коробки передач»

1.6.1 Вопросы лекции:

1. Требования, классификация, применяемость.
2. Рабочий процесс.
3. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений.
4. Привод сцепления.
5. Нагрузки в сцеплении.
6. Требования, классификация, применяемость.
7. Анализ и оценка конструкций коробок передач.
8. Синхронизаторы.
9. Нагрузки в коробке передач.

1.6.2 Краткое содержание вопросов:

1. Требования, классификация, применяемость.

Сцепление служит для кратковременного разъединения двигателя и трансмиссии и плавного их соединения, а также для предохранения их от перегрузок. Отсоединение двигателя от коробки передач уменьшает инерционные массы, связанные с ведущим валом коробки, вследствие чего уменьшаются динамические нагрузки при переключении передач. Плавное соединение двигателя с трансмиссией необходимо:

- чтобы двигатель не заглох,
- чтобы не было рывка (особенно при трогании с места).

Сцепление применяют в трансмиссии с зубчатой непланетарной коробкой передач. При наличии планетарной коробки сцепление отсутствует, хотя фрикционные элементы, обеспечивающие плавность включения передач, имеют место. Особенность сцепления заключается в том, что оно обслуживает все передачи, в то время как фрикционные элементы – одну или часть ступеней коробки. Иногда и в непланетарных коробках имеются фрикционные элементы, но они не называются сцеплением.

В современных автомобилях наибольшее распространение получило дисковое фрикционное сцепление. Сцепление должно передавать большой крутящий момент силами трения, величина которых зависит от:

1. состояния трущихся поверхностей,
2. температуры,
3. нажимной силы.

Требования, предъявляемые к фрикционным сцеплениям:

1. Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.
2. Плавность и полнота включения.

3. Чистота выключения.
4. Минимальный момент инерции ведомых частей.
5. Хороший отвод теплоты от трущихся поверхностей.
6. Предохранение трансмиссии от перегрузок.
7. Поддержание нажимного усилия в заданных пределах.
8. Легкость управления.
9. Хорошая уравновешенность.

2. Рабочий процесс.

При трогании автомобиля с места, а также при переключении передач мощность двигателя расходуется:

- на преодоление внешних сопротивлений и разгон, $N_{\text{пол}}$
- на трение в сцеплении, $N_{\text{бук}}$

$$N_e = N_{\text{пол}} + N_{\text{бук}}$$

Рассмотрим рабочий процесс сцепления при трогании автомобиля с места. Угловая скорость коленчатого вала двигателя в процессе включения сцепления задается водителем и может:

- увеличиваться,
- уменьшаться,
- оставаться постоянной.

Опытные водители стремятся поддержать угловую скорость постоянной.

Угловая скорость ведомого вала сцепления ω_c растёт от нуля в момент времени t_1 , когда фрикционный момент M_f станет равным моменту внешних сопротивлений M_c , до равенства $\omega_{\text{дв}} = \omega_c$ в момент времени t_2 , что соответствует полному включению сцепления. Весь период от начала включения до момента t_2 сцепление буксует.

Для расчета работы буксования рассмотрим двухмассовую модель автомобиля.

Работа двигателя за время включения сцепления

$$L_{\text{дв}} = \int_0^{t_2} M_f \omega_{\text{дв}} dt$$

Полезная работа двигателя, затрачиваемая на преодоление внешних сопротивлений и разгон автомобиля за время включения сцепления

$$L_{\text{пол}} = \int_0^{t_2} M_c \omega_c dt$$

Работа буксования сцепления за период его включения

$$L_{\text{бук}} = L_{\text{дв}} - L_{\text{пол}} = \int_0^{t_2} M_f (\omega_{\text{дв}} - \omega_c) dt$$

$$\int_0^{t_2} (\omega_{\text{дв}} - \omega_c) dt = \int_0^{\varphi_2} d\varphi$$

Расчет работы буксования представляет определенные трудности, так как $M_{\text{дв}}$, M_f и M_c являются переменными величинами и, как правило, нелинейными.

С каким-то допущением можно принять $M_{\text{дв}}$, M_c величинами постоянными. Фрикционный момент имеет ярко выраженный пик. Это объясняется тем, что к силам нажатия пружин добавляется сила инерции поступательного движения нажимного диска. Чем быстрее отпускается педаль сцепления, тем больше пиковое значение M_f . Обычно максимальное значение фрикционного момента в несколько раз превышает среднее значение момента, передаваемого сцеплением. Чем больше темп включения сцепления, тем меньше время и работа буксования сцепления и больше динамические нагрузки на трансмиссию. Работу буксования сцепления рассчитывают, обычно, по эмпирическим формулам.

3. Анализ и оценка конструкций фрикционных сцеплений.

Анализ и оценку конструкций проведем в соответствии с требованиями, которые к ним предъявляются.

1. Надежная передача крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Сцепление автомобиля должно обеспечивать передачу крутящего момента, превышающего эффективный крутящий момент двигателя. При износе фрикционных пар усилие нажимных пружин уменьшается, и сцепление может пробуксовывать. Длительное буксование сцепления выводит его из строя.

Максимальное значение фрикционного момента принимают равным

$$M_{фmax} = M_{ен0},$$

Чем больше масса автомобиля, тем больше динамические нагрузки и, соответственно, закладывают большее значение коэффициента запаса.

Момент $M_{ф}$, передаваемый сцеплением, создается в результате взаимодействия поверхностей трения

$$M_{ф} = K_{тр} R_{пр} R_{ср} i$$

2. Плавность и полнота включения.

Наиболее высокую плавность включения имеют многодисковые сцепления. В одно- и двухдисковых сцеплениях плавность включения достигается:

1. применением фрикционных материалов, обеспечивающих плавное нарастание силы трения,
2. использованием упругих ведомых дисков:
 - разрезной диск,
 - пластинчатые пружины между диском и фрикционными накладками,
3. созданием упругих элементов в механизме выключения (лепестки диафрагменной пружины),
4. применением гасителя крутильных колебаний (его влияние незначительно).

Для обеспечения полноты включения предусматривают определенный зазор между выжимным подшипником и концами рычагов выключения (соответствует свободному ходу педали сцепления с механическим приводом). При значительном износе трущихся поверхностей рычаги выключения упираются в выжимной подшипник, что препятствует созданию необходимого нажимного усилия (не обеспечивается полнота включения).

3. Чистота выключения.

Полное разъединение двигателя и трансмиссии обеспечивается отводом нажимного диска на определенное расстояние. Величина отвода нажимного диска $S = \sum S_i$

Имеются различные конструктивные решения для отвода промежуточного диска:

1. Установка промежуточного диска на одинаковом расстоянии от маховика и нажимного диска.

По мере износа трущихся поверхностей зазор между парами трения увеличивается.

2. Отвод промежуточного диска на определенное расстояние

Чистота выключения и полнота включения обеспечиваются монтажной и эксплуатационной регулировками. Монтажная регулировка предусматривает точную установку концов отжимных рычагов в одной плоскости. Это предотвращает перекося нажимного диска. В сцеплениях с диафрагменной пружиной необходимость в такой регулировке отпадает. Эксплуатационная регулировка должна обеспечивать определенный свободный ход педали сцепления, который по мере износа трущихся поверхностей уменьшается. Величина свободного хода педали 20...40мм.

В сцеплениях с периферийным расположением пружин число пружин должно быть кратным числу отжимных рычагов.

3. Минимальный момент инерции ведомых частей.

Он необходим для:

- уменьшения ударных нагрузок на зубья шестерен,
- уменьшения работы трения в синхронизаторах при переключении передач.

Момент инерции ведомого диска определяется:

- а) диаметром диска (не более 400мм),
- б) массой фрикционных накладок (толщина накладок находится в пределах 3,3...4,7мм).

4. Предохранение трансмиссии от динамических перегрузок.

Динамические нагрузки могут быть:

- единичными (пиковыми),
- периодическими.

Пиковые нагрузки возникают:

1. при резком включении сцепления,
2. при резком торможении (сцепление включено),
3. при наезде на неровность.

Наибольшие пиковые нагрузки возникают при резком включении сцепления.

В этом случае сцепление должно передать момент

$$M_{ф} = M_{е} - J_{дв} \omega_{дв} = M_{е} + M_{ин}.$$

Таким образом, момент от сил инерции зависит:

1. от угловой скорости $\omega_{дв}$ коленчатого вала двигателя,
2. от крутильной жесткости трансмиссии

Крутящий момент, передаваемый гасителем при максимальной деформации пружин, равен:

$$M_{г} = (1,2...1,3) M_{фmax}.$$

Кроме поглощения энергии крутильных колебаний, гаситель уменьшает вероятность возникновения в трансмиссии резонансных явлений за счет снижения частоты собственных колебаний трансмиссии. Для гашения колебаний низкой частоты, возникающих при небольшой скорости движения необходимо уменьшать жесткость пружин гасителя, что трудно осуществить конструктивно.

5. Хороший отвод теплоты от поверхностей трения.

При длительном буксовании температура трущихся поверхностей достигает 300^оС, но уже при 200^оС коэффициент трения снижается примерно в 2 раза. Для отвода теплоты предусматривается вентиляция картера сцепления. Предохранение нажимных пружин от нагрева обеспечивается термоизоляционными прокладками.

6. Поддержание нажимного усилия в заданных пределах. По мере износа фрикционных накладок нажимной диск перемещается вперед, деформация и нажимное усилие пружин уменьшаются. Поддержание нажимного усилия в расчетных пределах обеспечивается:

1. регулировкой нажимного диска в эксплуатации,
2. применением диафрагменных пружин,
3. изменением жесткости нажимных пружин.

Сцепление с диафрагменной пружиной имеет определенные преимущества по сравнению со сцеплением, имеющим периферийное расположение пружин:

1. Сокращение числа деталей примерно в два раза.
2. Уменьшение длины сцепления в результате совмещения одной деталью функций нажимной пружины и рычагов выключения.
3. Диафрагменная пружина обеспечивает равномерное распределение усилия по всей площади накладок.

4. Центробежные силы не искажают упругую характеристику пружины.

5. При выключенном сцеплении усилие, необходимое для удержания педали сцепления, снижается примерно на 30%.

Сцепления с цилиндрическими нажимными пружинами (центральной или периферийными) имеют линейную упругую характеристику. Поддержанию нажимного усилия в определенных пределах способствует снижение жесткости пружин

7. Легкость управления

Легкость управления обеспечивается конструкцией сцепления и привода. Процесс управления можно разделить на три этапа:

1. выключение сцепления,
2. удержание сцепления выключенным,
3. включение сцепления.

Реальными путями снижения усилия на педали сцепления являются:

1. Уменьшение коэффициента запаса сцепления. Этот способ применим, если нажимное усилие мало изменяется при износе фрикционных накладок.
2. Увеличение коэффициента трения – подбором материала накладок.
3. Совершенствование конструкции привода:
 - увеличение КПД привода,
 - применение усилителей в приводе,
 - применение полуцентробежных и центробежных сцеплений,
 - применение гидромукта,
 - автоматическое управление сцеплением. В этом случае водитель полностью освобождается от управления сцеплением.

8. Хорошая уравновешенность

Сцепление должно быть уравновешено. Обычно его уравновешивают в сборе с маховиком, поэтому изменять положение кожуха относительно маховика не следует.

Основные элементы фрикционного сцепления:

Нажимной диск – передает часть крутящего момента от маховика ведомому диску. Для этого он должен быть связан с маховиком в тангенциальном направлении и иметь возможность перемещения в осевом направлении при включении и выключении сцепления.

Рычаги выключения сцепления иногда устанавливают на игольчатых подшипниках. Благодаря этому уменьшаются потери на трение при управлении сцеплением. Однако из-за неудовлетворительной смазки имеет место значительный износ отверстий рычагов под действием нагруженных иголок, т.к. угол поворота рычагов невелик. С целью снижения износа концов рычагов, в которые упирается выжимной подшипник, к ним прикрепляется опорная шайба.

Ведомый диск сцепления, состоящий из ступицы, диска с фрикционными накладками и гасителя крутильных колебаний подвергается статической балансировке. Для предотвращения коробления диска от нагрева в нем выполняют радиальные прорезы, разделяющие его на сектора. Если сектора поочередно развернуть в разные стороны и крепление фрикционных накладок осуществить к секторам, повернутым в одну сторону, можно существенно повысить плавность включения сцепления.

Фрикционные накладки должны отвечать ряду требований:

1. Высокий коэффициент трения, мало изменяющийся от температуры, давления, скорости буксования. В зависимости от материала накладок коэффициент трения находится в пределах $K_{тр} = 0,28 \dots 0,62$.

2. Высокие износоустойчивость и прочность. Накладки должны выдерживать без разрыва угловую скорость в два раза превышающую максимальную.

3. Плавное нарастание силы трения пропорционально нажимному усилию.

4. Достаточную термостойкость и теплопроводность. Температура накладок не должна превосходить при длительной работе 200°C , при кратковременной – 350°C .

До недавнего времени для фрикционных сцеплений применялись асбофрикционные накладки состоящие из асбеста, наполнителя и связующего. В настоящее время применяются безасбестовые накладки или накладки с минимальным количеством асбеста.

4. Привод сцепления.

Основным параметром привода является общее передаточное число.

Оно включает:

- передаточное число рычагов выключения,
- передаточное число педального привода,
- передаточное число гидропривода (если таковой имеется).

Общее передаточное число привода (при отсутствии усилителя).

$$I_{пр} = \frac{P_{пр}}{P_{пед}}$$

Педа́ль сцепле́ния может быть верхней или нижней. Верхняя педаль сцепления имеет нижнюю опору и применяется при механическом приводе, нижняя педаль имеет верхнюю опору - применяется при гидроприводе. Нижняя педаль обеспечивает большее передаточное число, проще обеспечивается герметизация салона. Гидропривод обеспечивает связь между сцеплением и педалью гибкими шлангами, что очень удобно при откидывающейся кабине грузового автомобиля. Если у автомобиля с откидывающейся кабиной применяется механический привод сцепления его конструкция существенно усложняется.

В отдельных случаях применяют автоматический привод сцепления, который срабатывает при воздействии водителя на рычаг коробки передач. Такой привод должен обеспечивать:

- плавное нарастание фрикционного момента и, следовательно, плавное трогание автомобиля с места,
- поддерживать режим, при котором сцепление включено не полностью.

Автоматический привод обычно дублируется педальным приводом

5. Нагрузки в сцеплении.

Наружный диаметр накладок $D = 160 \dots 420 \text{ мм}$.

Внутренний диаметр накладок $d = 110 \dots 220 \text{ мм}$

Момент, передаваемый сцеплением, определится

$$M_{\phi} = R_{кр} K_{тр} R_{ср} i$$

Расчет периферийных цилиндрических пружин

Число пружин должно быть кратным числу рычагов выключения. Нажимное усилие пружин

определится:
$$P_{пр} = \frac{M_{сн} \beta}{K_{тр} R_{ср} i}$$

Усилие одной пружины

$$P_{пр1} = \frac{P_{пр}}{Z_{пр}} \leq 800 \text{ Н}$$

Усилие и деформация пружины взаимосвязаны

$$P_{пр1} = \frac{\Delta l G d_n^4}{8 n_{рв} D_v^3}$$

Касательные напряжения

$$\tau_{пр} = \frac{8 P_{пр1} D_v}{\pi d_n^3} \quad [\tau] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$$

Расчет диафрагменной нажимной пружины

Усилие пружины

$$P_{np} = \frac{\pi E h f_{np}}{6(1-\mu^2)(b-c)^2} \ln \frac{b}{a} \left[(H - f_{np} \frac{b-a}{b-c})(H - 0.5f_{np} \frac{b-a}{b-c}) + h^2 \right]$$

Наибольшие напряжения испытывают элементы пружины со стороны внутреннего диаметра при повороте пружины на угол α , т.е. когда пружина становится плоской.

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{из}$$

Напряжение растяжения

$$\sigma_p = \frac{E}{1-\mu^2} \frac{(d-a)a^2 - ha}{2a}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{P_{вык}(a-e)}{n_l W_l}$$

Для пружин применяют высокоуглеродистые легированные стали **65Г, 85Г, 60С2**. Допускаемые напряжения **$[\sigma] = 700...800 \text{ МПа}$**

Фрикционные диски

Основным параметром дисков является удельное давление

$$p_o = \frac{4P_{np}}{\pi(D^2 - d^2)}$$

Удельное давление находится в пределах **$P_o = 0,15...0,25 \text{ МПа}$**

Пружины гасителя крутильных колебаний

Максимальное усилие, сжимающее одну пружину

$$P_{np1} = \frac{(1,2...1,3)M_{e \max} \beta}{r_{прг} Z_{прг}}$$

Касательные напряжения

$$\tau = \frac{8P_{np} D_v}{\pi d_{np}^3} K_{кв}$$

Рычаги выключения сцепления

Напряжение изгиба

$$\sigma_{из} = \frac{P_{np} L}{I_p n_p W_{из}}$$

$[\sigma_{из}] = 300 \text{ МПа}$ – сталь 10, сталь 15,

$[\sigma_{из}] = 150 \text{ МПа}$ – ковкий чугун.

Ступица ведомого диска

Шлицы рассчитывают на смятие и срез.

Напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{P_{ш}}{F \alpha_{ш}}$$

$P_{ш}$ – усилие смятия шлицев

$$P_{ш} = \frac{M_{e \max} \beta}{r_{ср}}$$

Напряжение среза

$$\tau = \frac{P_{ш}}{L_{ш} b_{ш} z_{ш} \alpha_{ш}}$$

Материал ступицы – сталь 40Х **$[\sigma_{см}] = 15...30 \text{ МПа}$** **$[\tau] = 5...15 \text{ МПа}$**

Работа буксования сцепления

Работу буксования сцепления вычисляют по эмпирической формуле:

$$1) L_6 = \frac{M_{e \max} J_a \omega_{дв} b_6}{273(M_{e \max} - M_c)}$$

$$2) L_6 = \frac{0,5 J_a M_{e \max} \omega_{дв}^2}{M_{e \max} - M_c}$$

M_c – момент сопротивления движению при трогании с места, приведенный к валу сцепления,

$$M_c = \frac{K_{\text{дор}} g m_a R_3}{I_o I_k}$$

J_a – момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$J_a = \frac{K_{\text{взм}} m_a R_3^2}{(I_o I_k)^2}$$

Удельная работа буксования сцепления

$$L_{\text{б уд}} = L_{\text{б}} / F_{\text{нс}}$$

$L_{\text{б уд}} = 50...70 \text{ Дж/см}^2$ – легковые автомобили,

$L_{\text{б уд}} = 15...120 \text{ Дж/см}^2$ – грузовые автомобили,

$L_{\text{б уд}} = 10...40 \text{ Дж/см}^2$ – автопоезда.

Нагрев деталей сцепления

$$\Delta T = \frac{\gamma L_{\text{б}}}{m_{\text{дет}} c_{\text{дет}}}$$

$$\Delta T = 10...15^\circ$$

6. Требования, классификация, применяемость.

Коробка передач служит для изменения крутящего момента по величине и направлению и передачи его на ведущий мост, а также для длительного разъединения двигателя и трансмиссии. К коробкам передач предъявляются следующие требования:

1. Обеспечение оптимальных тягово-скоростных и топливно-экономических свойств автомобиля.
2. Бесшумность при работе и переключении передач.
3. Легкость управления.
4. Высокий КПД.
5. Общие требования.

По характеру изменения передаточного числа коробки передач подразделяют на:

По конструктивной схеме ступенчатые коробки передач бывают:

Ступенчатые коробки передач выполняют:

По числу ступеней коробки бывают:

По типу зубчатого зацепления:

По способу переключения передач:

По способу управления:

Бесступенчатые передачи разделяют на:

Гидравлические передачи бывают

Электромеханические передачи нашли применение на автомобилях большой грузоподъемности (карьерные самосвалы).

7. Анализ и оценка конструкций коробок передач.

Коробку передач можно оценить рядом параметров:

1. Диапазон передаточных чисел

$$K_I = I_{k1}/I_{km}$$

2. Плотность ряда передаточных чисел – величина, обратная знаменателю геометрической прогрессии.

$$P_d = I_{kn}/I_{kn+1}$$

3. Уровень шума.

Шум, возникающий при работе коробки передач, зависит от качества изготовления деталей и сборки, типа зубчатых пар, жесткости валов и картера.

4. Легкость управления.

Оценочные показатели:

- сложность манипуляций при переключении передач,
- усилие на рычаге управления.

5. Металлоемкость конструкции.

Оценочным параметром является удельная масса – отношение массы коробки передач к мощности двигателя:

Ступенчатые КП

- легковые автомобили - **0,3...0,5 кг/кВт,**

- грузовые автомобили - **0,5...2,0 кг/кВт.**

Гидромеханические КП - **0,35...2,0 кг/кВт.**

Электрохимические - **5,0...10,0кг/кВт.**

6. Ресурс.

Пробег до капитального ремонта составляет:

- легковые автомобили - **125...250 тыс.км,**

- грузовые автомобили - **250...500 тыс. км.**

Двухвальные коробки передач

Трехвальные коробки передач

Многовальные коробки передач

Способы включения передач

1. Включение передач при помощи подвижных зубчатых колес (кареток). Зубчатые колеса, в этом случае, выполняют прямозубыми, что увеличивает ударные нагрузки на зубья и шумность работы. Такой способ включения передач, в настоящее время, применяется ограниченно, главным образом для включения первой передачи и заднего хода, когда автомобиль неподвижен.

2. При наличии косозубых шестерен постоянного зацепления передачи включаются зубчатыми муфтами. В этом случае ударные нагрузки, возникающие при включении передач, распределяются по всем зубьям муфты, что снижает нагрузку на отдельно взятый зуб. Однако такая конструкция не снижает шума в процессе переключения передач. Кроме того, также как и при использовании подвижных шестерен, усложняется процесс переключения передач (двойной жим сцепления, перегазовка при переходе на пониженную передачу).

3. С помощью синхронизатора.

8. Синхронизаторы.

Синхронизатор служит для выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов (обычно зубчатая муфта) перед включением передачи. Коробка передач может быть полностью синхронизирована, иногда синхронизаторы устанавливают только для высших передач.

Инерционный синхронизатор включает следующие элементы:

-выравнивающий – фрикционный элемент (чаще всего конусная пара, иногда многодисковый фрикцион). Он поглощает энергию касательных сил инерции вращающихся масс, связанных с ведомым валом сцепления.

- блокирующий – устройство, препятствующее перемещению зубчатой муфты до полного выравнивания угловых скоростей соединяемых элементов.

-включающий – зубчатая муфта

Для выравнивания угловых скоростей на поверхности конусов необходимо создать момент трения

$$M_{тр} = J_n \frac{d\omega}{dt}$$

Проинтегрируем выражение для момента трения

$$\int_0^t M_{тр} dt = J_n \int_{\omega_1}^{\omega_2} d\omega$$

Если принять **$M_{тр} = const$**

$$M_{тр} = \frac{J_n (\omega_1 - \omega_2)}{t}$$

$$M_{тр} = \frac{J_n \omega_c}{t} \left(\frac{1}{I_{kn+1}} - \frac{1}{I_{kn}} \right)$$

Тогда

Работа трения синхронизатора затрачивается на поглощение (или сообщение) кинетической энергии вращающихся деталей

$$L_{тр} = 0,5 J_n (\omega_1 - \omega_2)^2 = 0,5 J_n \omega_c^2 \left(\frac{1}{I_{kn+1}} - \frac{1}{I_{kn}} \right)^2$$

Синхронизатор обычно оценивают по удельной работе буксования

$$L_{тр уд} = L_{тр} / F_{тр}$$

- легковые автомобили 0,03...0,10 МДж/см²,

- грузовые автомобили 0,05...0,40 МДж/см²,

Нижние пределы соответствуют высшим передачам, верхние – низшим.

Время синхронизации находится в пределах:

t = 0,3...1,0с – легковые автомобили

t = 0,5...2,0с – грузовые автомобили

Работа трения сопровождается выделением теплоты. За одно выключение температура синхронизатора повышается на

$$\Delta T = \frac{\gamma_c L_{тр}}{m_c c_c}$$

$$\Delta T = 15...30^\circ C$$

Блокирующее устройство

В качестве примера рассмотрим устройство с блокирующими пальцами.

За счет трения конуса синхронизатора появляется окружная сила, прижимающая блокирующие элементы

$$P_6 = M_{тр} / r_6$$

С увеличением Q растет $M_{тр}$ и, следовательно, увеличивается P_x

$$Q = \frac{M_{тр} \sin \delta}{K_{тр} r_{cp}} < P_x = \frac{M_{тр}}{r_6 \tan \beta}$$

$$\tan \beta < \frac{K_{тр} r_{cp}}{r_6 \sin \delta}$$

Отсюда

Если в конструкции синхронизатора $r_{cp} \cong r_6$ $\tan \beta < K_{тр} / \sin \delta$

Параметры синхронизатора:

$K_{тр} = 0,06...0,1$ – коэффициент трения бронзы по стали при наличии смазки,

$\delta = 6...12^\circ$

$\beta = 25...40^\circ$

Включение передачи происходит после выравнивания угловых скоростей синхронизируемых деталей. Прижимающее действие окружной силы P_6 прекращается – происходит разблокировка синхронизатора. Под действием силы Q конусное кольцо поворачивается в нейтральное положение, и зубчатая муфта свободно входит в зацепление с зубчатым колесом.

9. Нагрузки в коробке передач.

Рассмотрим нагрузки, действующие на валы и шестерни, на примере трехвальной коробки передач

На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

- окружная $P_{пз} = \frac{M_{емакс}}{r_{пз}}$ - осевая $P_{хпз} = P_{пз} \tan \beta$

- радиальная $P_{рпз} = \frac{P_{пз} \tan \alpha}{\cos \beta}$ - нормальная $P_{нпз} = \frac{P_{пз}}{\cos \alpha \cos \beta}$

На зубья шестерен **п-ой** передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{е max} I_{kn}}{r_n}$$

- окружная

- осевая $P_{хн} = P_n \tan \beta$ - радиальная $P_{рн} = \frac{P_n \tan \alpha}{\cos \beta}$

- нормальная $P_n = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta}$

Расчет зубчатых колес

Зубчатые зацепления характеризуют:

- нормальный модуль (прямозубые колеса)

$$m_n = \frac{d}{z}$$

Межосевое расстояние равно

$$A_o = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}$$

Нормальный модуль выбирают в зависимости от передаваемого крутящего момента:

$M_{кmax}, Нм$	$m_n, мм$
100...200	2,25...2,50
201...400	2,60...3,75
401...600	3,76...4,25
601...800	4,26...4,50
801...1000	4,60...6,00

В автомобильных коробках передач применяются, как правило, колеса с корригированными зубьями, что повышает их прочность. Высота головки зуба $h = 0.8m_n$.

Угол профиля зуба $\alpha = 20^\circ$.

Значения нормального модуля определены ГОСТом. Величина нормального модуля для зубчатых колес различных передач может быть различной.

Угол наклона зубьев:

$\beta = 25...40^\circ$ – легковые автомобили,

$\beta = 20...25^\circ$ – грузовые автомобили.

Зубчатые колеса рассчитывают по формуле Люиса, которая учитывает деформацию зубьев от изгиба и сжатия

$$\sigma_n = \frac{P}{ybt_n}$$

$$[\sigma_n] = 700...800 \text{ МПа}$$

Износ зубьев определяется величиной контактного напряжения, которое можно найти по формуле Герца

$$\sigma_k = 0,418 \cos \beta \sqrt{\frac{PE}{b \sin \alpha \cos \alpha} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}$$

$E = 2 \times 10^5 \text{ МПа}$ – модуль упругости

$$[\sigma_k] = 1000...1200 \text{ МПа}$$

Расчет валов

Валы автомобильных коробок передач рассчитывают на жесткость и прочность. Диаметр вала предварительно определяют по эмпирической формуле: - первичный вал

$$d \approx 12,83 \sqrt{\frac{M_{k \max}}{g}}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$d \approx 0,45 A_o$$

Последовательность расчета:

1. Вычертить схему сил, приложенных к зубчатым колесам.
2. Определить реакции опор на всех передачах, действующие в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и геометрически их сложить.
3. Построить эпюры изгибающих моментов и определить наибольшие изгибающий и крутящий моменты.
4. Определить суммарное напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_\Sigma = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + M_{кр}^2}}{0,1d^3}$$

Для шлицеванных валов принимается внутренний диаметр шлицев.

$[\sigma_\Sigma] = 250...400 \text{ МПа}$ – для валов, изготовленных из хромоникелевых сталей.

5. Определить стрелу прогиба Y и угол перекоса зубчатого колеса θ в двух плоскостях:

Прогиб в вертикальной плоскости

$$Y_v = (P_p + R_{AB}) \frac{b^2 L}{3EJ_z} - P_x r \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_z}$$

- первичный вал

вертикально-продольной и горизонтально-продольной.

$$\text{- промежуточный и вторичный валы} \quad Y_v = P_p \frac{a^2 b^2}{3LEJ_z} - P_x r \frac{ab(a-b)}{3LEJ_z} + \frac{b}{L} Y_{ov}$$

Прогиб в горизонтальной плоскости

$$Y_r = (P - R_{AG}) \frac{b^2 L}{3EJ_z}$$

- первичный вал

$$Y_r = P \frac{a^2 b^2}{3LEJ_z} - \frac{b}{L} Y_{or}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$\text{Суммарный прогиб} \quad Y = \sqrt{Y_v^2 + Y_r^2} \leq 0,2 \text{ мм}$$

$$[Y_в] = (0,05...0,10)\text{мм} \quad [Y_r] = (0,10...0,15)\text{мм}$$

Угол перекоса зубчатого колеса относительно горизонтальной оси:

- первичный вал

$$\Theta_r = (P_p + R_{AB}) \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_y} - P_{xr} \frac{a + 3b}{3EJ_y}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$\Theta_r = P_{xr} \frac{a^2 - ab + b^2}{3LEJ_y} + P_p \frac{ab(b - a)}{3LEJ_y} - \frac{Y_{ов}}{L}$$

Угол перекоса зубчатого колеса относительно вертикальной плоскости:

- первичный вал

$$\Theta_v = (P - R_{AG}) \frac{b(2a + 3b)}{6EJ_y}$$

- промежуточный и вторичный валы

$$\Theta_v = P \frac{ab(b - a)}{3EJ_y} - \frac{Y_{ог}}{L}$$

Перекося зубчатых колес относительно вертикальной точки относительно горизонтальной осей не должен превышать **$\theta \leq 0,002$ рад.**

Проверка вала на скручивание

$$\varphi = \frac{M_{кр} L}{1000 G J_p g}$$

- сплошной вал $J_p = \frac{\pi d^4}{32}$,

- полый вал $J_p = 0,1(d^4 - d_0^4)$

$[\varphi] = 0,25...0,35^\circ$ на один погонный метр вала.

Допустимый угол скручивания

Расчет подшипников на долговечность

Критерием оценки подшипника является базовая долговечность, соответствующая 90% надежности.

Базовая долговечность (в млн. оборотов) определяется

$$L_6 = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Динамическая грузоподъемность подшипника

$$C_{дин} = P_{эрез} \sqrt[p]{L}$$

Должно соблюдаться условие **$C_{дин} \leq C_{табл}$**

1.7 Лекция №7 (2 часа).

Тема: «Расчет карданной передачи и главной передачи, дифференциала»

1.7.1 Вопросы лекции:

1. Требования, классификация, применяемость карданной передачи.
2. Карданная передача с асинхронными шарнирами.
3. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей.
4. Нагрузки в карданных передачах.
5. Требования, классификация, применяемость главных передач и дифференциалов.
6. Уровень шума главных передач.
7. Нагрузки в главных передачах.
8. Кинематические и динамические связи в дифференциале.
9. Нагрузки в дифференциалах.

1.7.2 Краткое содержание вопросов:

1. Требования, классификация, применяемость карданной передачи.

Карданная передача применяется для силовой связи механизмов, вала которых не соосны или расположены под углом, при этом взаимное положение их может меняться. Карданные передачи могут иметь несколько карданных шарниров, соединенных валами и промежуточные опоры.

Требования, предъявляемые к карданным передачам:

Классификация карданных шарниров

1. Передача крутящего момента без создания дополнительных нагрузок в трансмиссии.
2. Возможность передачи крутящего момента с обеспечением равенства угловых скоростей ведущего и ведомого валов.

3. Высокий КПД.

4. Бесшумность.

5. Общие требования.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых валов применяют:

1. полукарданный шарнир,

2. полный карданный шарнир.

Полукарданный шарнир применяют при соединении несоосных валов, если несоосность изменяется в процессе движения. Полукарданные шарниры бывают:

1. упругими,

2. жесткими.

Упругий полукарданный шарнир (упругая муфта) допускает передачу крутящего момента от одного вала к другому, расположенному под некоторым углом (до 10°) благодаря деформации упругого звена.

- снижение динамических нагрузок при резком изменении частоты вращения,

- не требуют обслуживания в процессе эксплуатации.

Достоинствами упругого полукарданного шарнира являются:

Жесткий полукарданный шарнир компенсирует неточности монтажа и допускает угол перекоса не более 2° . Недостатками такого шарнира являются:

- шум при работе,

- быстрый износ,

- сложность конструкции.

По конструкции шарниры равных угловых скоростей выполняют:

- шариковыми,

- сдвоенными,

- кулачковыми,

- шиповыми.

По исполнению карданные передачи бывают:

- закрытыми,

- открытыми.

Для соединения механизмов автомобиля применяют различные карданные передачи. Одновальная карданная передача включает два карданных шарнира и компенсирующее (шлицевое) соединение, т.к. меняется расстояние между шарнирами. Такая передача применяется на легковых автомобилях с короткой базой и колесной формулой 4х2.

Двухвальную карданную передачу применяют на автомобилях с длинной базой и колесной формулой 4х2. В передаче имеются два карданных вала, три карданных шарнира и промежуточная опора.

Три одновальных карданных передачи используют на автомобилях повышенной проходимости с колесной формулой 4х4, для соединения коробки передач с раздаточной коробкой, а также для соединения раздаточной коробки с задним и передним ведущими мостами.

Четыре одновальных и одна двухвальная карданная передача используются в трансмиссии автомобиля высокой проходимости с колесной формулой 6х6. В случае применения проходного редуктора среднего ведущего моста трансмиссия автомобиля будет содержать только четыре одновальных карданных передачи.

Для привода управляемых и одновременно ведущих управляемых колес применяют одновальные карданные передачи с шарнирами равных угловых скоростей.

2. Карданная передача с асинхронными шарнирами.

Асинхронный карданный шарнир (Рис.3.5) состоит из двух вилок 5 и 9, крестовины 7 с игольчатыми подшипниками 3 и сальниками 4. Стаканы подшипников 2 удерживаются в вилках крышками 1, закрепленными болтами 10 со стопорной пластиной. Для смазки подшипников иногда устанавливают масленку 8. В этом случае в крестовине устанавливается предохранительный клапан 6.

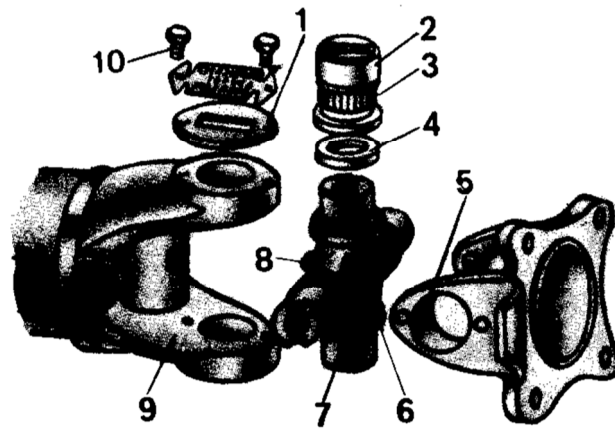


Рис.3.5 Асинхронный карданный шарнир

Из теории механизмов известно соотношение углов поворота ведущего и ведомого валов жесткого карданного шарнира с двумя фиксированными осями качания (Рис.3.6).

$$\text{tg}\beta = \text{tg}\alpha / \cos\gamma$$

Так как $\cos^2 \beta = \frac{1}{\text{tg}^2 \beta + 1}$ и $\text{tg}^2 \beta = \frac{\text{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma}$ получим:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\left(\frac{\text{tg}^2 \alpha}{\cos^2 \gamma} + 1\right) \cos^2 \alpha \cos \gamma} = \frac{\cos \gamma}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cos \gamma}{1 - \cos^2 \alpha \sin^2 \gamma}$$

Отсюда

Если $\omega_1 = \text{const}$, ω_2 изменяется по косинусоидальному закону с периодом π

$$K_{\text{кард}} = \frac{\omega_{2 \max} - \omega_{2 \min}}{\omega_1}$$

Степень неравномерности вращения ведомого вала оценивается коэффициентом неравномерности

С увеличением γ коэффициент неравномерности интенсивно возрастает. плоскости представлена на рис.3.7.

Карданная передача с двумя карданными шарнирами и валами, расположенными в одной

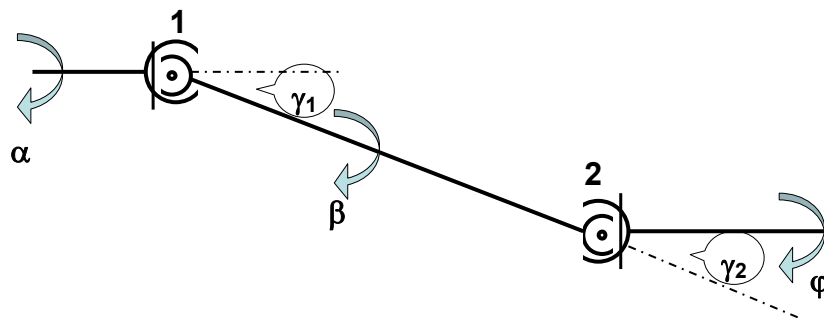


Рис.3.7 Карданная передача с двумя шарнирами

Рассмотрим соотношение между углами поворота ведущего и ведомого валов. Для такой карданной передачи ведущие вилки карданных шарниров располагают под углом $\pi/2$ друг к другу.

1-ый шарнир $\text{tg}\beta = \frac{\text{tg}\alpha}{\cos \gamma_1} \quad \frac{1}{\text{tg}\beta} = \frac{\cos \gamma_1}{\text{tg}\alpha}$

2-ой шарнир $\text{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \varphi\right) = \frac{\text{tg}\left(\frac{\pi}{2} + \beta\right)}{\cos \gamma_2} \quad \frac{1}{\text{tg}\beta} = \frac{\cos \gamma_2}{\text{tg}\varphi}$

$$\frac{\cos \gamma_1}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{\cos \gamma_2}{\operatorname{tg} \varphi} \quad \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\cos \gamma_1}{\cos \gamma_2}$$

Отсюда и, если $\gamma_1 = \gamma_2$, то $\varphi = \alpha$.

Применяемые на современных автомобилях шарниры неравных угловых скоростей на игольчатых подшипниках удовлетворяют предъявляемым к ним требованиям при условии:

1. шарнир имеет рациональную конструкцию,
2. строгого соблюдения технологии производства,
3. обеспечения надежной смазки.

Кпд карданного шарнира зависит от угла γ между валами. Увеличением γ Кпд резко снижается. Поэтому силовой агрегат и ведущий мост иногда устанавливают в продольной плоскости с наклоном в $2...3^\circ$. Однако уменьшать γ до нуля недопустимо, появляется бринелирующее действие игл. Иглы должны перекатываться по шипу крестовины. Бринелирующее воздействие игл возрастает с увеличением суммарного межиглового зазора. Считается, что суммарный межигловой зазор должен быть меньше половины диаметра иглы (\varnothing иглы $2...3\text{мм}$).

Большое значение имеет надлежащее смазывание шлицевого соединения. Обычно шлицевое соединение закрывают гофрированным резиновым чехлом. При отсутствии смазки и наличии абразива в шлицевом соединении осевое усилие при передаче крутящего момента $M_k = 2,0\text{кНм}$ может достигать величины $P_x = 20,0\text{кН}$.

3. Карданная передача с шарнирами равных угловых скоростей.

В основе всех конструкций карданных шарниров равных угловых скоростей лежит единый принцип – *точки контакта, через которые передаются окружные силы, находится в биссекторной плоскости валов.*

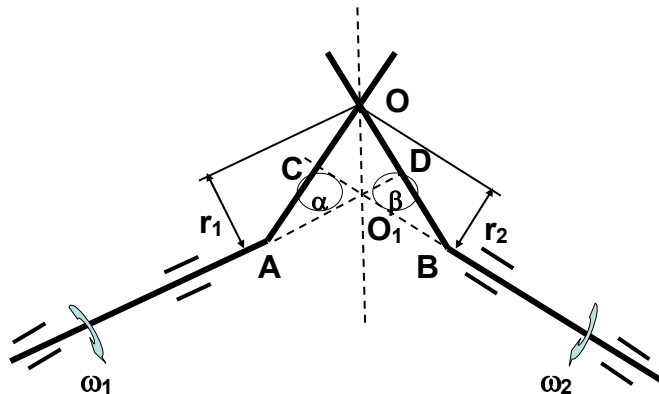


Рис.3.8 Схема карданного шарнира равных угловых скоростей

Окружная скорость точки контакта O $V_o = \omega_1 r_1$ и $V_o = \omega_2 r_2$, т.е.

$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2$, $r_1 = AO \sin \alpha$ и $r_2 = BO \sin \beta$. Тогда $\omega_1 AO \sin \alpha = \omega_2 BO \sin \beta$

Так как $\omega_1 = \omega_2$, следовательно $AO = BO$ и $\alpha = \beta$, т.е. точка O лежит в биссекторной плоскости.

Шарниры равных угловых скоростей применяются в приводе ведущих управляемых колес. Наибольшее распространение получили шариковые шарниры.

Шестишариковый карданный шарнир с делительными канавками (типа «Бирфильд») на наружном конце карданного вала привода передних ведущих колес автомобиля ВАЗ-2108.

Шарнир равных угловых скоростей типа «Бирфильд» удовлетворительно работает при значении угла между валами $\gamma = 45^\circ$. При малых углах γ $K_{пд\text{шарн}} > 0,99$, если $\gamma = 30^\circ \Rightarrow K_{пд\text{шарн}} = 0,97$. Ресурс этого типа шарниров составляет примерно 150 тыс.км. Основной причиной преждевременного выхода из строя шарнира является повреждение защитного резинового чехла.

Универсальный шестишариковый карданный шарнир (типа ГКН) устанавливается на внутреннем конце карданного вала (Рис.3.11). Он позволяет компенсировать изменение длины карданного вала при деформации подвески.

Сдвоенный карданный шарнир (Рис.3.12) может применяться в приводе ведущих управляемых колес.

Дисковый кулачковый карданный шарнир (Рис.3.13) применяется в приводе ведущих управляемых колес на автомобилях большой грузоподъемности (КамАЗ-4310, Урал-4320, КрАЗ-260 и др.).

Кпд такого шарнира ниже, по сравнению с шариковыми, так как для их элементов характерно трение скольжения. В эксплуатации наблюдается значительный нагрев шарнира, а иногда и задиры деталей шарниров в результате неудовлетворительного подвода смазочного материала.

Дисковый карданный шарнир представляет собой два шарнира неравных угловых скоростей с фиксированными осями качания. Благодаря наличию развитых поверхностей взаимодействующих деталей

шарнир способен передавать значительный по величине крутящий момент при обеспечении угла между валами $\gamma = 45...50^\circ$.

4. Нагрузки в карданных передачах.

Шипы крестовины проверяют по напряжениям изгиба и смятия, а крестовину – по напряжению разрыва. Вилка шарнира испытывает напряжения изгиба и скручивания.

При малом угле излома вала карданный шарнир передает крутящий момент

$$M_p = M_{\text{emax}} I_{k1}.$$

Крестовина

Напряжение изгиба шипа крестовины
$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{M_p I_{\text{ш}}}{0,4 r d_{\text{ш}}^3} \quad [\sigma_{\text{ш}}] = 300 \text{ МПа}$$

Напряжение среза шипа крестовины
$$\tau = \frac{2 M_p}{\pi r d_{\text{ш}}^3} \quad [\tau] = 60...80 \text{ МПа}$$

Напряжение крестовины на разрыв силами **P2** в сечении А-А площадью **2F**

$$\sigma_p = \frac{\sqrt{2} M_p}{4 r F} \quad [\sigma_p] = 100...150 \text{ МПа}$$

Вилка крестовины

Напряжение изгиба вилки
$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{c M_p}{2 r W_{\text{ш}}} \quad [\sigma_{\text{ш}}] = 60...80 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения вилки
$$\tau = \frac{a M_p}{2 r W_{\text{кр}}} \quad [\tau] = 120...150 \text{ МПа},$$

Игольчатые подшипники

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник определяется выражением:

$$P_p \leq 7900 \frac{z_{\text{ш}} l_{\text{ш}} d_{\text{ш}}}{3 \sqrt{\frac{n_{\text{м}}}{I_{k1}} \text{tg} \gamma}}$$

Напряжение в контакте шариков с канавками
$$\sigma_{\text{к}} = 5100 \left(\frac{P}{d_{\text{ш}}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

Шариковый карданный шарнир

Расчетный крутящий момент $M_p = M_{\text{emax}} I_{k1}$

$[\sigma_k] = 2500...3500 \text{ МПа}$ Материал шариков ШХ15

Карданный вал

Карданный вал испытывает изгибающие, скручивающие и осевые нагрузки. Изгибающие нагрузки возникают в результате неуравновешенности карданного вала. Неуравновешенность возрастает при износе шлицевого соединения и подшипников шарниров и приводит к вибрациям и шуму. Карданный вал подвергается тщательной динамической балансировке на специальных балансировочных стендах. Допустимый дисбаланс зависит, в основном, от частоты вращения вала и находится в пределах **15...100 гсм**. Кроме этого проверяется биение карданного вала с шарнирами. Оно составляет **0,3...1,5 мм**.

Пусть в статическом положении ось вала смещена относительно оси вращения на расстояние **e**. При угловой частоте вращения ω под действием центробежных сил вал прогибается на величину **f**. Величина центробежной силы определится $P_{\text{ц}} = m_{\text{в}}(e+f)\omega^2$, где $m_{\text{в}}$ – масса вала. Центробежная сила уравнивается силой упругости $P_{\text{у}} = c_{\text{ш}} f$, $c_{\text{ш}}$ – изгибная жесткость вала. $m_{\text{в}}\omega^2(e+f) = c_{\text{ш}} f$

$$f = \frac{m_{\text{в}} e \omega^2}{c_{\text{ш}} - m_{\text{в}} \omega^2}.$$

Если $c_{\text{ш}} - m_{\text{в}} \omega^2 = 0$, то $f \rightarrow \infty$. Критическая угловая скорость

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{c_{\text{ш}}}{m_{\text{в}}}} \quad n_{\text{кр}} = \frac{30 \omega_{\text{кр}}}{\pi}$$

Изгибная жесткость вала
$$c_{\text{ш}} = \frac{g m_{\text{в}}}{f} = \frac{q_{\text{в}} L_{\text{в}}}{f}$$

Прогиб вала определится
$$f = \frac{5 q_{\text{в}} L_{\text{в}}^4}{384 E J_{\text{ш}}}$$
. $J_{\text{ш}}$ – момент инерции поперечного сечения вала

Скручивающие нагрузки зависят от крутящего момента, передаваемого валом. Кроме того, в трансмиссии возникают крутильные колебания, которые в случае резонанса могут быть значительными и

даже разрушающими. Крутильные колебания гасятся демпфером в механизме сцепления. Применение упругих карданных шарниров (ВАЗ) также способствует поглощению энергии крутильных колебаний.

Трубчатый карданный вал изготавливают из малоуглеродистой стали (сталь 15, сталь 20), не подвергая его закалке, Толщина стенок составляет 2,0...3,5 мм. Напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_{e\max} I_{k1} d_n}{0,2(d_n^4 - d_b^4)} \quad [\tau_{кр}] = 100...120 \text{ МПа}$$

составляет: $\tau_{кр} = \frac{M_{e\max} I_{k1}}{0,2d_n^3} \quad [\tau_{кр}] = 160...200 \text{ МПа}$

Сплошные валы применяют в приводе управляемых колес. Напряжение кручения

Угол закручивания карданного вала можно определить

$$\Theta = \frac{M_{e\max} I_{k1} L_b}{J_o G} \frac{180}{\pi} \quad J_o - \text{момент инерции сечения вала,}$$

$$J_o = \frac{\pi(d_n^4 - d_b^4)}{64d_n} \quad - \text{трубчатый вал,}$$

$$J_o = \frac{\pi d_n^4}{64} \quad - \text{сплошной вал,}$$

G = 850 ГПа – модуль упругости при кручении. Допустимый угол закручивания вала –

Шлицевое соединение

7...8° на 1 погонный метр.

Напряжение смятия шлицев

$$\sigma_{см} = \frac{8M_{e\max} I_{k1}}{(d_{шн}^2 - d_{шв}^2)L_{ш}Z_{ш}} \quad [\sigma_{см}] = 150...200 \text{ МПа}$$

Напряжение среза $\tau_{ср} = \frac{M_{e\max} I_{k1}}{d_{шв}L_{ш}b_{ш}Z_{ш}} \quad [\tau_{ср}] = 150...200 \text{ МПа}$

Осевые нагрузки в карданной передаче возникают в шлицевом соединении. Смазочный материал не удерживается в шлицевом соединении, и перемещения происходят в условиях граничного трения. Коэффициент трения при этом составляет **K_{тр} = 0,2...0,4**. Осевые силы являются одной из главных причин снижения долговечности карданной передачи (в 2...3 раза меньше долговечности автомобиля). Осевая сила определяется

$$P_x = \frac{4M_{e\max} I_{k1} K_{тр}}{d_{шн} + d_{шв}}$$

Осевую нагрузку можно снизить:

- увеличивая диаметр шлицев,
- уменьшая коэффициент трения.

Существенно снизить осевые нагрузки в карданной передаче можно за счет кинематического согласования подвески и карданной передачи. При этом можно добиться минимальных перемещений в шлицевом соединении.

5. Требования, классификация, применяемость главных передач и дифференциалов.

Главная передача служит для увеличения крутящего момента и передачи его к ведущим колесам. Передаточное число главной передачи рассчитывают, исходя из обеспечения максимальной скорости движения.

$$V_{\max} = \frac{\pi R_3 n_n}{30 I_o I_{km}} \Rightarrow I_o = \frac{\pi R_3 n_n}{30 V_{\max} I_{km}}$$

К главным передачам предъявляются следующие требования:

1. Минимальные размеры по высоте (с целью увеличения дорожного просвета).
2. Минимальная шумность.
3. Общие требования.

По количеству пар шестерен главные передачи различают:

По типу шестерен главные передачи бывают:

Цилиндрические главные передачи могут быть:

Конические главные передачи бывают:

Двойные главные передачи выполняют:

Бортовая передача может быть:

По типу зацепления бортовые передачи различают:

По числу ступеней главные передачи бывают:

Коническая передача имеет, как правило, спиральный зуб. Передаточное число конической передачи

$$I_o = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Так как нормальные модули и углы наклона зубьев у шестерни и колеса одинаковы $I_o = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_n}{d_n}$. Угол

наклона зубьев составляет $\beta - 30...40^\circ$. Благодаря этому увеличивается

Ведущая коническая шестерня 1 выполнена заодно с валом. Ведомая шестерня 2 закреплена на корпусе дифференциала. Жесткость передачи достигается за счет крепления ведущего вала на трех опорах 3 и 4. Предварительный натяг конических подшипников регулируется изменением толщины втулки 5. Зацепление шестерен регулируется прокладками 6 под фланцем стакана подшипников.

Преимущества конической главной передачи:

1. высокий КПД,
2. технологичность изготовления,
3. относительно невысокие требования к качеству смазывающих материалов.

Гипоидная главная передача, в отличие от конической, имеет перекрещивающиеся оси зубчатых колес (Рис.4.2). При этом ось шестерни смещается относительно оси колеса на величину E вниз или вверх. При нижнем смещении зубья шестерен имеют левое направление спирали, при верхнем – правое. Передаточное число гипоидной передачи

$$I_o = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_n \cos \beta_2}{d_n \cos \beta_1}$$

Передаточное число гипоидной передачи

$$I_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{P_2 \cos \beta_2}{P_1 \cos \beta_1}$$

Центральная двойная главная передача позволяет реализовать большее по величине передаточное число ($I_o = 7...12$). Передачи этого типа применяются на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности. Схемы компоновки таких передач различны.

Такая схема позволяет укоротить карданный вал, но увеличивает угол наклона валов. Ведущая коническая шестерня установлена консольно, что предъявляет повышенные требования к подшипникам. Ведомое коническое колесо смонтировано на одном валу с косозубой конической шестерней. Угол наклона зубьев и направление наклона спирали выбирают так, чтобы уравновесить осевую силу, действующую на коническое колесо при движении вперед. Осевая сила на коническом колесе

$$P_{\text{хк}} = \frac{M_{\text{е max}} I_{\text{к1}}}{r_{\text{нк}} \cos \beta_{\text{к}}} (\text{tg} \alpha_{\text{к}} \sin \delta_{\text{к}} + \sin \beta_{\text{к}} \cos \delta_{\text{к}})$$

Осевая сила на цилиндрической шестерне

$$P_{\text{хц}} = \frac{M_{\text{е max}} I_{\text{к1}} I_{\text{кон}} \text{tg} \beta_{\text{ц}}}{r_{\text{нц}}}$$

Для обеспечения условия $P_{\text{хк}} = P_{\text{хц}}$ необходимо, чтобы угол наклона зубьев цилиндрической шестерни был равен

$$\text{tg} \beta_{\text{ц}} = \frac{r_{\text{нц}} (\text{tg} \alpha_{\text{к}} \sin \delta_{\text{к}} + \sin \beta_{\text{к}} \cos \delta_{\text{к}})}{r_{\text{нк}} I_{\text{кон}} \cos \beta_{\text{к}}}$$

При движении задним ходом осевые силы конической и цилиндрической шестерни складываются, что нужно иметь ввиду при выборе подшипников

Разнесенная главная передача

Центральный редуктор в виде конической или гипоидной передачи с небольшим передаточным числом ($I_{\text{цр}} = 2...3$) и два редуктора, размещенных по бортам автомобиля, применяют на грузовых автомобилях полной массы более 14т и автомобилях повышенной проходимости.

Центральная двухступенчатая главная передача

Двухступенчатые главные передачи применяются на грузовых автомобилях большой грузоподъемности, предназначенных для работы на дорогах со сложным рельефом или на городских автобусах при неравномерной загрузке. Такая передача удваивает число передач и в 1,5...2,0 раза увеличивает диапазон передаточных чисел трансмиссии.

6. Уровень шума главных передач.

Уровень шума характеризует конструктивное и технологическое совершенство, а также эксплуатационное состояние главной передачи. Технологически снижение шума обеспечивается:

1. точностью изготовления зубьев,
2. шероховатостью поверхности зубьев,
3. условиями смазки.

Точность зацепления зависит от конструкции главной передачи и регулировки в процессе эксплуатации. Уровень шума главной передачи определяет:

1. надежность, износостойкость,
2. КПД главной передачи.

На уровень шума влияют:

Жесткость картера главной передачи. Картер главной передачи литой и крепится к балке моста с помощью фланца. Такая конструкция облегчает монтаж и регулировку зацепления.

1. **Установка конической пары.** Она должна обеспечивать минимальные радиальные и осевые смещения шестерни в пределах $\pm 0,075$ мм. Для ведомой конической шестерни допускается смещение 0,25 мм.

Установка вала ведомой шестерни.

Смазывание главной передачи

В главной передаче должно быть предусмотрено хорошее смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления. Это обеспечивается, в основном, захватыванием масла зубьями ведомого колеса из масляного резервуара картера главной передачи.

Регулировка конической пары.

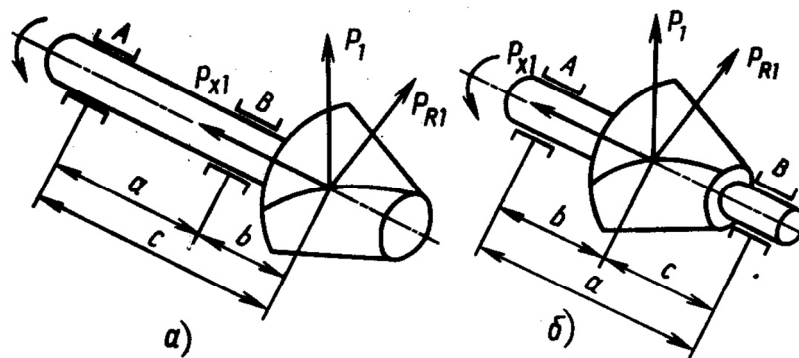
В процессе эксплуатации зазор в зацеплении конической пары в результате износа увеличивается. Не допускается уменьшать зазор перемещением одного из зубчатых колес. Это приведет к изменению положения пятна контакта и ускоренному изнашиванию зубьев. По этой же причине нельзя заменять одно зубчатое колесо. Зубчатые колеса заменяются комплектно.

Смазывание главной передачи

В главной передаче должно быть предусмотрено хорошее смазывание зубьев конической пары в зоне зацепления. Это обеспечивается, в основном, захватыванием масла зубьями ведомого колеса из масляного резервуара картера главной передачи.

7. Нагрузки в главных передачах.

Силы, действующие на зубья колес, валы и подшипники возникают в зацеплении конической пары. Для определения этих сил рассмотрим схемы установки вала ведущей шестерни – консольная установка (рис. а) и установка с дополнительной опорой (рис. б).



Нормальная сила, действующая на зубья шестерен, представлена тремя составляющими:

- P_1 – окружная,
- P_{R1} – радиальная,
- P_{x1} – осевая (индексы 1 и 2 относятся соответственно к шестерне и колесу)

Силы в зацеплении конической пары

Шестерня

$$P_1 = \frac{M_{\phi} I_o I_{k1}}{r_{o1}}$$

Окружная сила

$$P_{R1} = \frac{P_1 (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1)}{\cos \beta}$$

Радиальная сила

$$P_{x1} = \frac{P_1 (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \mp \sin \beta \cos \delta_1)}{\cos \beta}$$

Осевая сила

Колесо

Окружная сила $P_2 = P_1$.

Радиальная сила $P_{R2} = P_{R1}$.

Осевая сила $P_{x2} = P_{p1}$.

Силы в зацеплении гипоидной передачи

Шестерня

Силы, действующие на шестерню, определяются по тем же формулам, что и для конической передачи.

Колесо

$$P_2 = \frac{P_1 \cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

Окружная сила

$$P_{x2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_2 \mp \sin \beta_2 \cos \delta_2)$$

Осевая сила

$$P_{r2} = \frac{P_1}{\cos \beta_1} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 \pm \sin \beta_2 \sin \delta_2)$$

Радиальная сила

Реакции опор

Реакции опор необходимы для расчета валов и подшипников. Формулы для расчета реакции опор идентичны как для консольной установки зубчатых колес, так и для установки колеса между опорами (рис. 4.22а и б).

Шестерня

$$R_A = \frac{\sqrt{(P_1 b)^2 + (P_{p1} b - P_{x1} r_o)^2}}{a} \quad R_B = \frac{\sqrt{(P_1 c)^2 + (P_{p1} c + P_{x1} r_o)^2}}{a}$$

Реакции опор определяются по аналогичным формулам подстановкой соответствующих значений сил.

В качестве материалов для зубчатых колес применяют легированные, цементуемые или нитроцементуемые закаливаемые стали 15ХН3А, 20ХН3А, 20ХНМ, 30ХГТ, 12Х2Н4А. Допустимые напряжения составляют:

- на изгиб $[\sigma_n] = 500 \dots 700$ МПа,
- контактные напряжения $[\sigma_k] = 1000 \dots 1200$ МПа.

Причинами выхода из строя главных передач, чаще всего, являются:

- износ зубьев более 70%,
- усталостное выкрашивание (питтинг) более 20%,
- поломки зубьев менее 5%.

Ресурс главных передач до капитального ремонта составляет:

- 125...250 тыс. км для легковых автомобилей,
- 200...500 тыс. км для грузовых автомобилей.

Типы и передаточные числа главных передач ряда автомобилей приведены ниже:

ВАЗ – 1111	Цилиндрическая.	$I_o = 4,538$
ЗАЗ – 1102	Цилиндрическая.	3,588
ВАЗ – 2108	Цилиндрическая.	3,94(4,13)
ГАЗ – 3102	Гипоидная.	3,90
ЗИЛ – 4104	Гипоидная.	3,62
ГАЗ – 53А	Гипоидная.	6,83
ГАЗ – 4301	Гипоидная.	5,85
ЗИЛ-431410	Двойная центральная (конич. и цилиндр.)	6,32
ЗИЛ-433100	Гипоидная.	5,29(7,17)
КамАЗ-5320	Двойная центральная (конич. и цилиндр.)	7,22(6,53; 5,94)
МАЗ-6422	Двойная разнесенная (конич. и планетарн.)	6,33
КрАЗ-260	Двойная центральная (конич. и планетарн.)	8,173
Урал 4320	Двойная центральная (конич. и цилиндр.)	7,32
ЛАЗ-4202	Двойная разнесенная (конич. и планетарн.)	6,55
ЛиАЗ-677	Двойная центральная (конич. и цилиндрич.)	7,61

8. Кинематические и динамические связи в дифференциале.

Кинематические связи в дифференциале

Дифференциал представляет собой трехзвенный планетарный механизм с двумя степенями свободы. Он состоит из:

- водила (коробка дифференциала),
- сателлиты,
- полуосевые шестерни. На рис. 4.24 представлены шестеренчатые дифференциалы с постоянным соотношением крутящих моментов.

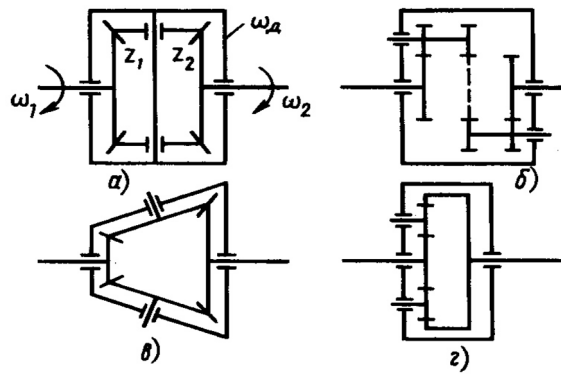


Рис. 4.24 Схемы шестеренчатых дифференциалов

Здесь показаны конический и цилиндрический симметричные дифференциалы (рис. 4.24а и б), конический и цилиндрический несимметричные дифференциалы (рис. 4.24в и г).

Для вывода уравнения кинематики дифференциала воспользуемся приемом остановки водила. Тогда внутреннее передаточное число (кинематический параметр) дифференциала будет равно:

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{\omega_1 - \omega_d}{\omega - \omega_d}$$

Силовые соотношения в дифференциале

Из условия равновесия дифференциала: $M_1 + M_2 = M_d$,

Тогда
$$M_1 \omega_1 + M_2 \omega_2 = \frac{M_d (\omega_1 + \omega_2)}{2} - N_{\text{прод}}.$$

Коэффициент блокировки дифференциала

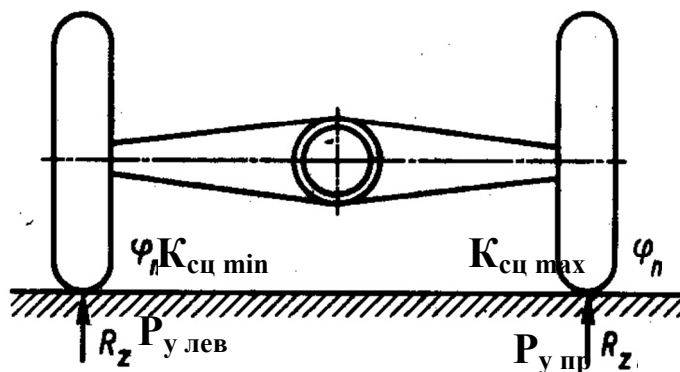
Коэффициентом блокировки дифференциала называется отношение момента на отстающей полуоси к моменту на забегающей.

$$K_\delta = \frac{M_{\text{от}}}{M_{\text{заб}}}$$

изменяется в пределах $K_\delta = 1 \dots \infty$; $K_\delta = 1$, если $M_{\text{от}} = M_{\text{заб}}$ и $K_\delta = \infty$, если $M_{\text{заб}} = 0$.

Влияние дифференциала на проходимость автомобиля

Он характеризует распределение крутящего момента между полуосями или мостами (бортами), и Симметричный дифференциал существенно снижает проходимость автомобиля, если одно его колесо (или мост) имеет малое сцепление с опорной поверхностью. Рассмотрим схему ведущего заднего моста автомобиля (рис. 4.25). Пусть нормальные реакции на колесах $P_{y \text{ лев}} = P_{y \text{ пр}}$, а коэффициент сцепления у левого колеса $K_{\text{сц min}}$ значительно меньше, чем у правого $K_{\text{сц max}}$.



Симметричный дифференциал заднего моста поровну распределяет подводимый к нему Рассчитаем суммарную касательную силу тяги для двух случаев движения автомобиля: крутящий момент (дифференциал разблокирован, $K_\delta = 1$). Касательная сила тяги на

1. левом колесе равна:

$$P_{\text{к лев}} = K_{\text{сц min}} P_{y \text{ лев}}$$

Дифференциал заблокирован. Касательная сила тяги на левом колесе равна $P_{\text{к лев}} = K_{\text{сц min}} P_y$

2. $P_{y \text{ уз}}$, значительно больше, т.е. проходимость автомобиля будет выше.

на правом – $P_{\text{к пр}} = K_{\text{сц max}} P_{y \text{ пр}}$. Суммарная касательная сила тяги, $P_{\text{к}} = (K_{\text{сц min}} + K_{\text{сц}}$

Определим оптимальное значение коэффициента блокировки дифференциала

$$K_\delta = M_{\text{пр}} / M_{\text{лев}}$$

Моменты, подводимые от дифференциала к колесам, можно рассчитать как сумму момента от силы сцепления плюс момент от силы сопротивления качению, обусловленной радиальной деформацией шины:

$$M_{\text{лев}} = K_{\text{сц min}} P_{\text{у лев}} R_3 + f P_{\text{у лев}} R_3$$

$$M_{\text{пр}} = K_{\text{сц max}} P_{\text{у пр}} R_3 + f P_{\text{у пр}} R_3$$

9. Нагрузки в дифференциалах.

В конических дифференциалах определяют нагрузки на зубья сателлитов, полуосевых шестерен, крестовину и нагрузки со стороны сателлитов на корпус дифференциала. Нагрузку на зуб сателлита и полуосевой шестерни определяют из условия равномерного распределения окружной силы между всеми сателлитами, при этом каждый сателлит передает усилие двумя зубьями.

Окружная сила, действующая на один сателлит

$$P_c = \frac{M_{e \max} I_{k1} I_o}{r_1 n_c}$$

Материал сателлитов и полуосевых шестерен – сталь **18ХГТ, 25ХГМ, 20ХН2М** $[\sigma_n] = 500 \dots 800$ МПа.
Шип крестовины (**18ХГТ, 20ХН3А**) под сателлитом рассчитывают на:

$$\text{смятие} \quad \sigma_{cm} = \frac{P_c}{dl_1} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ МПа},$$

$$\text{срез} \quad \tau_{cp} = \frac{4P_c}{\pi d^2} \quad [\tau_{cp}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}.$$

определяет напряжение смятия

$$\sigma_{cm} = \frac{P_{xc}}{F} \quad [\sigma_{cm}] = 10 \dots 20 \text{ МПа}$$

Напряжение смятия шипа в месте крепления в корпусе дифференциала под действием окружной

$$\text{силы} \quad P_o = \frac{M_{e \max} I_{k1} I_o}{r_2 n_c}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{P_o}{dl_2} \quad [\sigma_{cm}] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$$

1.8 Лекция №8 (2 часа).

Тема: «Расчет рулевого управления и тормозной системы»

1.8.1 Вопросы лекции:

1. Требования, классификация, применяемость тормозных систем.
2. Тормозной механизм.
3. Тормозной привод.
4. Оптимальное распределение тормозных сил.
5. Нагрузки в элементах тормозных систем.
6. Требования, классификация, применяемость рулевого управления.
7. Основные технические параметры рулевого управления.
8. Рулевые механизмы.
9. Рулевые приводы.
10. Рулевые усилители.

1.8.2 Краткое содержание вопросов:

1. Требования, классификация, применяемость тормозных систем.

Тормозная система служит для принудительного снижения скорости движения, удержания автомобиля на месте, а также предотвращения повышения скорости при движении под уклон. Требования к тормозным системам регламентированы правилами №13 ЕЭК ООН:

1. Минимальный тормозной путь и максимальное замедление.
2. Сохранение устойчивости при торможении (поперечное линейное отклонение, угловое отклонение, углы складывания автопоезда).
3. Стабильность тормозных свойств при неоднократном торможении.
4. Минимальное время срабатывания привода.
5. Следящее действие тормозного привода (пропорциональность между усилием, прикладываемым к педали, и усилием, действующим на тормозной механизм со стороны привода).
6. Малая работа управления тормозной системой. Максимальное усилие на педали $P_{тп} = 500 \dots 700$ Н, полный ход тормозной педали $S_{тп} = 80 \dots 180$ мм
7. Отсутствие звука, запаха (органолептических явлений).
8. Надежность в течение гарантированного ресурса.
9. Сигнализация в случае появления неисправности.
10. Общие требования.

Автомобиль должен иметь:

- ☐ Основную (рабочую) тормозную систему, которая должна обеспечивать максимальное замедление $J_z \text{ max} = 7 \dots 9 \text{ м/с}^2$.
- ☐ Запасную тормозную систему, эффективность которой должна составлять не менее 30% от основной.
- ☐ Стояночную тормозную систему, которая должна удерживать полностью груженный автомобиль на уклоне в 24%. На легковых автомобилях и грузовых малой и средней грузоподъемности функцию запасной тормозной системы может выполнять стояночная тормозная система.
- ☐ Вспомогательную тормозную систему (обязательна для автобусов с полной массой $m_a > 5.0$ т и грузовых с полной массой $m_a > 12.0$ т). Вспомогательная тормозная система должна обеспечивать движение полностью груженого автомобиля под уклон в 7% протяженностью 6,0 км со скоростью не более 30 км/ч.

Торможение автомобиля может осуществляться:

- созданием касательной силы на колесе,
- в неколесным торможением.

На грузовых автомобилях применяются:

- барабанные колодочные тормоза на всех колесах,
- дисковые тормоза на всех колесах (в последнее время на иномарках).
- механическими, применяют для стояночного тормоза,
- гидравлическими, получили широкое распространение,
- пневматическими, применяют на большегрузных автомобилях,
- комбинированными:

- ☐ пневмогидравлическими,
- ☐ электропневматическими,
- ☐ электрогидравлическими.

2. Тормозной механизм.

Критериями оценки тормозных механизмов являются:

Коэффициент тормозной эффективности – отношение тормозного момента к условному моменту от сил тормозного привода

$$K_z = \frac{M_{\text{тор}}}{P_{\text{пр}} r_{\text{тр}} i}$$

Тормозная эффективность оценивается отдельно для движения вперед и назад. трения. Эту зависимость представляют графиком статической характеристики тормозного

Стабильность – зависимость коэффициента тормозной эффективности от коэффициента механизма. Лучшей стабильностью обладают тормозные механизмы, имеющие линейную зависимость.

Уравновешенность – тормозные механизмы не создают дополнительную нагрузку на подшипники колеса.

Дисковые тормозные механизмы

Дисковый тормоз с плавающей скобой

Дисковый тормоз с неподвижной скобой

Тормозной момент дискового тормозного механизма равен

$$M_{\text{тр}} = 2P_{\text{пр}} K_{\text{тр}} r_{\text{ср}}$$

Коэффициент эффективности

$$K_z = M_{\text{тр}} / (2P_{\text{пр}} r_{\text{ср}}) = K_{\text{тр}}$$

Достоинством дискового тормозного механизма является хорошая стабильность (линейный характер статической характеристики, рис.6.5). Стабильности, в настоящее время, отдается предпочтение перед эффективностью, потому что необходимый тормозной момент можно получить за счет увеличения приводных сил, применяя усилитель или увеличивая диаметр рабочего цилиндра.

Кроме того, преимуществами дискового тормозного механизма являются:

1. Меньшая чувствительность к попаданию воды. Давление накладок в 3...4 раза больше, чем у барабанного тормозного механизма, что способствует быстрому удалению влаги.
2. Благодаря малому ходу поршня, возможно увеличение передаточного числа тормозного привода.
3. Хорошее охлаждение тормозного диска. Для более интенсивного охлаждения диска в нем часто выполняют радиальные канавки.
4. Меньшая масса по сравнению с барабанным тормозным механизмом.

В качестве недостатков дискового тормозного механизма следует отметить:

1. Дисковый тормозной механизм неуравновешен. Силы трения, действующие на диск, нагружают подшипники колеса.

2. Тормозные накладки в дисковом тормозном механизме изнашиваются более интенсивно, чем в барабанном.

Конструкция дискового тормозного механизма обеспечивает быструю и легкую замену тормозных колодок.

Барабанные тормозные механизмы

Рабочий процесс барабанного колодочного тормоза.

Оценка конструкций барабанных колодочных механизмов.

Существует несколько типов барабанных колодочных механизмов:

1. с равными приводными силами и односторонним расположением опор (рис.6.8,а);
2. с равными приводными силами и разнесенными опорами (рис.6.8,б);
3. с равными перемещениями колодок (рис.6.8,в);
4. с большим самоусилением (сервотормоз, рис.6.8,г).

Для анализа силового взаимодействия тормозных колодок с барабаном примем допущения:

1. накладки располагаются симметрично относительно горизонтальной оси,
2. равнодействующие элементарных нормальных сил проходят через центр тормозного механизма.

опор. Схема сил, действующих на колодки, и статическая характеристика этого механизма

Тормозной механизм с равными приводными силами и односторонним расположением

представлены на рис.6.9.

$P' = P'' = P_{np}$ – приводные силы,

Обозначения на рисунке:

P'_n, P''_n – равнодействующие нормальных сил, действующих на колодки,

P'_τ, P''_τ – силы трения, действующие на колодки,

P'_x, P''_x, P'_y, P''_y – реакции опор.

Составим уравнение равновесия – сумма моментов сил относительно точки опоры для активной колодки

$$P_{np}h + P'_\tau r_\delta - \kappa_0 P'_n a = 0$$

Определим равнодействующую сил трения

$$P'_\tau = P_{np} \frac{K_{mp} h}{\kappa_0 a - K_{mp} r_\delta}$$

Момент трения, создаваемый активной колодкой

$$M'_{mp} = P'_\tau r_\delta = P_{np} r_\delta \frac{K_{mp} h}{\kappa_0 a - K_{mp} r_\delta}$$

$$M''_{mp} = P''_\tau r_\delta = P_{np} \frac{K_{mp} h}{\kappa_0 a + K_{mp} r_\delta}$$

Момент трения, создаваемый пассивной колодкой

Тормозной момент, создаваемый обеими колодками

$$M_{mp} = M'_{mp} + M''_{mp} = P_{np} r_\delta \left(\frac{K_{mp} h}{\kappa_0 a - K_{mp} r_\delta} + \frac{K_{mp} h}{\kappa_0 a + K_{mp} r_\delta} \right)$$

Реакции опор:

Активной колодки

$$P'_y = P'_\tau \quad P'_x = P'_n - P_{np} \quad P'_n = \frac{P'_\tau}{K_{mp}} = \frac{P_{np} h}{\kappa_0 a - K_{mp} r_\delta}$$

Пассивной колодки

$$P_y'' = P_\tau'' \quad P_x'' = P_n'' - P_{np} \quad P_n'' = \frac{P_{np} h}{\kappa_o a + K_{mp} r_\delta}$$

$$\frac{M_{mp}'}{M_{mp}''} = \frac{\kappa_o a + K_{mp} r_\delta}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

1. Отношение тормозных моментов, создаваемых активной и пассивной колодками
Для сравнительной оценки различных тормозных механизмов примем следующие допущения – $a \approx r_\delta$; $\kappa_o = 1$; $K_{тр} = 0,35$. Оценку тормозного механизма выполним по следующим параметрам:

Для принятых допущений $\frac{M_{mp}'}{M_{mp}''} = \frac{1 + K_{mp}}{1 - K_{mp}} = \frac{1,35}{0,65} \approx 2$, т.е. активная колодка

2. Коэффициент тормозной эффективности

$$K_z = \frac{2K_{mp}}{1 - K_{mp}^2} = 0,8$$

3. Тормозная эффективность не зависит от направления движения.

4. Статическая характеристика тормозного механизма нелинейна, что говорит о недостаточной стабильности.

5. Тормозной механизм неуравновешен, $P'_n \neq P''_n$; $P'_\tau \neq P''_\tau$.

Тормозной механизм с равными приводными силами и разнесенными опорами. Схема и статическая характеристика механизма представлены на рис.6.10. В этом тормозном механизме обе колодки активные, поэтому создаваемые ими моменты одинаковы

$$M_{mp}' = M_{mp}'' = \frac{P_{np} r_\delta K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r}$$

Суммарный момент тормозного механизма

$$M_{тор} = 2P_{np} r_\delta \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$$

Оценка тормозного механизма:

1. Давление на обе накладки одинаково, обе накладки имеют одинаковый износ.

2. Коэффициент тормозной эффективности

$$K_z = 2K_{тр} / (1 - K_{тр}) = 1,08,$$

т.е. тормозной момент несколько больше приводного.

3. На заднем ходу эффективность тормозного механизма примерно в 2 раза меньше, поэтому его применяют только для передних колес.

4. Тормозной механизм уравновешен.

Тормозной механизм с равными перемещениями колодок. Схема сил и статическая характеристика показаны на рис.6.11. Разжимной кулак имеет симметричный профиль, поэтому перемещения и деформации колодок и тормозного барабана одинаковы. Поэтому нормальные силы и силы трения одинаковы на обеих колодках. Активная колодка воспринимает меньшую приводную силу, чем пассивная.

$$P'_n = P''_n; \quad P'_\tau = P''_\tau; \quad P' \neq P''.$$

Момент трения: активной колодки $M_{mp}' = \frac{P' K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta}$

пассивной колодки $M_{mp}'' = \frac{P'' K_{mp} h}{\kappa_o a + K_{mp} r}$.

Суммарный тормозной момент

$$M_{тор} = K_{mp} h r_\delta \left(\frac{P'}{\kappa_o a - K_{mp} r_\delta} + \frac{P''}{\kappa_o a + K_{mp} r_\delta} \right)$$

Оценка тормозного механизма:

1. Давления на колодки одинаковы, следовательно, обе накладки имеют одинаковый износ.

2. Коэффициент тормозной эффективности $K_z = 2K_{тр}$, т.е. тормозной момент меньше приводного. Тормозной механизм недостаточно эффективен.

3. Тормозная эффективность не зависит от направления движения.

4. Статическая характеристика линейна, тормозной механизм стабилен.

5. Тормозной механизм уравновешен.

Тормозной механизм с большим самоуслением (сервотормоз). Схема сил и статическая характеристика механизма показаны на рис.6.12.

Момент трения, создаваемый первой активной колодкой

$$M_{mp}^I = \frac{P^I K_{mp} r_{\delta} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

создаваемый ею

$$M_{mp}^{II} = \frac{P_x^I K_{mp} r_{\delta} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

Приводное усилие, действующее на вторую активную колодку $P'' = P_x^I$. Момент трения,

Реакция подвижной опоры на первую активную колодку определится

$$P_x^I = P_n^I - P^I = \frac{P^I h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}} - P^I$$

Тогда

$$P'' = P^I \left(\frac{h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}} - 1 \right) \approx 2P^I, \text{ т.е. приводная сила на второй активной колодке}$$

примерно в два раза больше, чем на первой. Суммарный тормозной момент

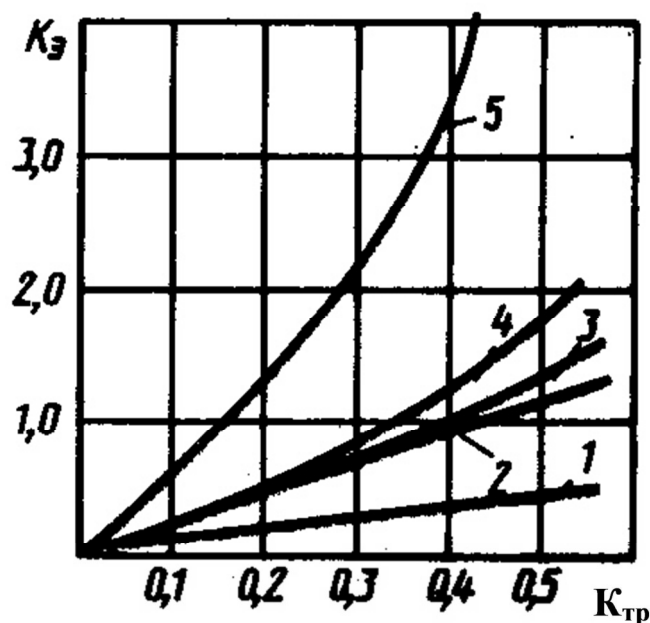
$$M_{тор} = M_{mp}^I + M_{mp}^{II} \approx 3P^I r_{\delta} \frac{K_{mp} h}{\kappa_o a - K_{mp} r_{\delta}}$$

Оценка тормозного механизма:

1. Давления на накладки неодинаковы, поэтому накладки второй активной колодки изнашиваются интенсивнее.
2. Коэффициент тормозной эффективности равен $K_{\varepsilon} = \frac{4K_{mp}}{(1 - K_{mp})^2} \approx 3,31$
3. Сервотормоз одностороннего действия примерно в 3 раза эффективнее при движении вперед. Эффективность двустороннего тормоза не зависит от направления движения.
4. Стабильность, по сравнению с другими тормозными механизмами, самая низкая.
5. Тормозной механизм не уравновешен.

Сервотормоз используют в качестве трансмиссионного тормозного механизма, как колесный тормоз он не нашел применения.

Для сравнения тормозной эффективности различных тормозных механизмов на рис.6.14 приведен сводный график



3. Тормозной привод.

Механический тормозной привод

Механический тормозной привод имеет существенные недостатки:

1. Сложность компоновки на автомобиле.
2. Трудоемкий уход (периодическое регулирование и смазывание).
3. Низкий кпд.

В связи с этими недостатками механический тормозной привод применяется для стояночной тормозной системы.

На легковых автомобилях в качестве стояночного тормозного механизма используют тормозные механизмы задних колес. В этом случае применяют рычажно-тросовый привод

На грузовых автомобилях стояночный тормозной механизм может устанавливаться в трансмиссии (автомобили ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ-500) или в качестве стояночной тормозной системы используют тормозные механизмы рабочей тормозной системы (КамАЗ). На автомобилях КамАЗ привод стояночной тормозной системы пневматический.

Расчет механического привода.

Расчетный момент трансмиссионного тормоза $M_{\text{тор тр}}$ меньше расчетного момента колесного тормозного механизма и определяется выражением

$$M_{\text{тор тр}} = K_{\text{сц}} g m_3 \frac{R_3}{I_o}$$

По величине тормозного момента $M_{\text{тор тр}}$ можно определить сумму приводных сил $(P' + P'')$. Силовое передаточное число привода определится

$$I_{\text{пр}} = \frac{P' + P''}{Q}$$

Исходя из конструктивной схемы привода силовое передаточное число равно

$$I_{\text{пр}} = 2 \frac{l_{\text{бе}}}{a_{\text{сп}}} K n \partial_{\text{пр}}$$

Гидравлический тормозной привод

Тормозной гидропривод применяется на легковых автомобилях и на грузовых полной массой до 7,5т. Гидропривод имеет определенные преимущества по сравнению с другими типами приводов:

1. Малое время срабатывания.
2. Равенство приводных сил на механизмах левого и правого колес,
3. Возможность распределения приводных сил между механизмами передних и задних колес.
4. Удобство компоновки.

К недостаткам гидропривода следует отнести:

5. Высокий кпд ($K_{\text{пд, пр}} \leq 0.95$).
1. Низкий кпд при отрицательных температурах.
2. Выход из строя при нарушении герметичности привода.
3. Отказ в работе при попадании воздуха в гидропривод.

На современных автомобилях обязательно применение двухконтурного гидропривода. Типовые схемы двухконтурных гидроприводов приведены на рис.6.29.

Наиболее простая схема двухконтурного гидропривода применена на автомобиле ВАЗ-2101 (рис.6.29а). В этом приводе применен главный тормозной цилиндр типа «Тандем». Передняя секция связана трубопроводом с задним тормозным контуром, задняя – с передним контуром. Регулятор тормозных сил 1 препятствует возникновению юза задних колес при торможении. Если автомобиль снабжен дисковыми тормозными механизмами на передних колесах и барабанными на задних, в тормозном контуре передних колес может быть установлен клапан задержки. Его назначение – обеспечить одновременное начало торможения всех колес. Это связано с тем, что в барабанном тормозном механизме нужно вначале создать давление в приводе, чтобы преодолеть усилие стяжных пружин. В дисковых тормозных механизмах растормаживающих пружин нет.

В настоящее время широкое распространение получила диагональная схема гидропривода (рис.6.30). Она применяется на переднеприводных автомобилях ВАЗ, ЗАЗ, «Ауди» и многих других. В этой схеме один контур связывает тормозные механизмы переднего левого и заднего правого колес, другой контур – переднего правого и заднего левого колес. При выходе из строя одного из контуров сохраняется 50% тормозной эффективности. Нормами ЕЭК ООН установлено сохранение тормозной эффективности не менее 30%. Диагональный тормозной привод требует наличия отрицательного плеча обкатки управляемых колес, иначе автомобиль будет разворачиваться при торможении.

Усилители тормозных гидроприводов

Для снижения усилия, прикладываемого к тормозной педали, тормозные гидроприводы часто снабжаются усилителями. Наибольшее распространение получили вакуумные усилители. К усилителям предъявляются два основных требования:

1. пропорциональность между усилием на тормозной педали и тормозным моментом (силовое следящее действие),
2. возможность управления тормозной системой при выходе усилителя из строя или при неработающем двигателе.

ТОРМОЗНОЙ ПНЕВМОПРИВОД

Тормозной пневмопривод применяется на грузовых автомобилях средней и большой грузоподъемности и на автобусах. Преимуществами тормозного пневмопривода являются:

- легкость управления,
- удобство привода тормозной системы прицепа,
- возможность использования сжатого воздуха для различных целей.

Недостатки пневмопривода:

- сложность изготовления и обслуживания,
- высокая стоимость,
- постоянная затрата мощности на привод компрессора,
- большое время срабатывания (в 5...10 раз больше, чем у гидропривода).

Пневмопривод состоит из элементов:

- питающих (компрессор, ресиверы),
- управляющих (тормозные краны, клапаны управления тормозами прицепа),
- исполнительных (тормозные камеры),
- регулирующих (регулятор давления, регулятор тормозных сил),
- улучшающих эксплуатационные качества и надежность (влагоотделитель, защитные клапаны, ускоряющий клапан, клапан контрольного вывода и др.),
- сигнальных (контрольные лампы, зуммер).

Пневмопривод должен иметь не менее двух независимых контуров и вывод для торможения прицепа. В качестве примера на рис. 6.36 приведена схема пневмооборудования тягача, которая включает пять автономных контуров:

- контур привода тормозных механизмов передних колес,
- контур привода тормозных механизмов задних колес,
- контур привода стояночного тормоза,
- контур привода тормоза-замедлителя,
- контур аварийного растормаживания стояночного тормоза

Давление в тормозной системе тягача составляет 0,75...0,80 МПа, а в однопроводной системе привод прицепа на 0,20...0,25 МПа ниже, что обеспечит более быстрое время срабатывания тормозов прицепа. Однопроводная система имеет существенный недостаток — «истощаемость». При неоднократных торможениях на длительных спусках воздух из ресивера расходуется. Давление в ресивере прицепа падает, не получая зарядки от компрессора.

Приборы тормозного пневмопривода

Компрессор. На грузовых автомобилях с тормозным пневмоприводом применяют двухцилиндровые одноступенчатые компрессоры с жидкостным охлаждением. Привод осуществляется клиноременной или зубчатой передачей. Производительность компрессора на различных автомобилях составляет от 100 до 400 л/мин. При достижении давления в пневмосистеме $p_{воз} = 0,75...0,80$ МПа регулятор давления сообщает нагнетательную магистраль с атмосферой. Когда давление воздуха снизится до $p_{воз} = 0,62...0,65$ МПа, регулятор перекроет выход воздуха в атмосферу и компрессор снова начинает нагнетать воздух в пневмосистему.

Регулятор давления (рис. 6.41) предназначен для:

- регулирования давления воздуха в пневмосистеме,
- предохранения пневмосистемы от перегрузки избыточным давлением,
- очистки сжатого воздуха от влаги и масла,
- обеспечения накачки шин.

Водоотделитель (рис. 6.42) служит для выделения конденсата из сжатого воздуха и удаления его из питающей части привода. Водоотделитель установлен между компрессором и регулятором давления (на рис. 6.36 водоотделитель не показан).

Предохранитель от замерзания служит для предотвращения замерзания конденсата в трубопроводах и приборах пневматического тормозного привода

Двойной защитный клапан (рис. 6.44) служит для:

- разделения магистрали, идущей от компрессора, на два самостоятельных контура,
- автоматического отключения одного из контуров в случае нарушения его герметичности и сохранения сжатого воздуха в исправном контуре,

- сохранения сжатого воздуха в обоих контурах, если нарушена герметичность магистрали, идущей от компрессора.

Тройной защитный клапан предназначен для:

- разделения сжатого воздуха на два основных и один дополнительный контуры,
- автоматического отключения контура в случае нарушения его герметичности,
- сохранения сжатого воздуха во всех контурах в случае нарушения герметичности питающей магистрали,
- питания дополнительного контура от основных.

Воздушные баллоны предназначены для накопления сжатого воздуха, питания им приборов пневматического тормозного привода, а также питания других потребителей сжатого воздуха. Кран слива конденсата предназначен для принудительного слива конденсата из воздушного баллона, а также для выпуска воздуха из него при необходимости.

Двухсекционный тормозной кран предназначен для управления исполнительными механизмами двухконтурного привода рабочей тормозной системы.

Кран управления стояночным тормозом предназначен для управления пружинными энергоаккумуляторами привода стояночной и запасной тормозных систем.

Пневматический кран с кнопочным управлением служит для подачи и отключения сжатого воздуха. Один кран управляет системой автоматического оттормаживания пружинных энергоаккумуляторов, другой управляет пневмоцилиндрами моторного тормоза.

Клапан ограничения давления служит для уменьшения давления в тормозных камерах передних колес при торможениях с малой интенсивностью (для улучшения управляемости автомобиля на скользкой дороге), а также для быстрого выпуска воздуха из тормозных камер при растормаживании.

Регулятор тормозных сил служит для автоматического регулирования давления сжатого воздуха, подводимого при торможении к тормозным камерам задних колес, в зависимости от загрузки автомобиля.

Упругий элемент регулятора тормозных сил предназначен для предотвращения повреждения регулятора, если перемещение мостов относительно рамы больше допустимой величины.

Ускорительный клапан служит для уменьшения времени срабатывания привода запасного тормоза за счет сокращения длины магистрали впуска сжатого воздуха в пружинные энергоаккумуляторы и выпуска воздуха из них через ускорительный клапан в атмосферу.

Двухмагистральный перепускной клапан предназначен для управления одним исполнительным механизмом с помощью двух независимых органов управления.

Тормозная камера типа 24 предназначена для преобразования энергии сжатого воздуха в работу приведения в действие тормозных механизмов передних колес.

Тормозная камера типа 20/20 с пружинным энергоаккумулятором предназначена для приведения в действие тормозных механизмов задних колес при включении рабочей, запасной или стояночной тормозной системы.

Пневматические цилиндры приводят в действие механизмы моторного тормоза.

Клапан контрольного вывода предназначен для присоединения контрольно-измерительных приборов при проверке давления, а также для отбора сжатого воздуха.

Датчик падения давления предназначен для замыкания электрических цепей ламп и звукового сигнала (зуммера) аварийной сигнализации при падении давления в воздушных баллонах.

Одинарный защитный клапан служит для предохранения тормозного привода автомобиля-тягача от потери сжатого воздуха в случае повреждения питающей магистрали, связывающей автомобиль с прицепом.

Клапан управления тормозами прицепа с двухпроводным приводом приводит в действие привод тормозов прицепа при нажатии на тормозную педаль, а также при повороте рукоятки крана управления стояночным тормозом.

Клапан управления тормозами прицепа с однопроводным приводом предназначен для приведения в действие привода тормозов

Разобщительный кран предназначен для перекрытия пневматической магистрали, соединяющей тягач с прицепом.

Соединительная головка типа «Палм» предназначена для соединения магистралей двухпроводного привода тормозов прицепа.

Соединительная головка типа «А» служит для соединения магистралей однопроводного привода.

Тормозной электропневмопривод

Недостатком пневмопривода является большое время срабатывания. Наиболее сильно это сказывается на тормозной динамике длинномерных автопоездов. Максимальная длина автопоезда в нашей стране не должна превышать 24м. Повышенное время срабатывания привода приводит к увеличению тормозного пути и может привести к нарушению устойчивости многосеменного автопоезда.

4. Оптимальное распределение тормозных сил.

Уравнение равновесия дифференциального поршня имеет вид:

$$\frac{P_n \pi d_2^2}{4} - P_n \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} = 0$$

Оптимальное распределение тормозных сил между передними и задними колесами обеспечивает минимальный тормозной путь. Тормозные силы на колесах должны быть максимально возможными по условиям сцепления. Оптимальное отношение тормозных сил на передних и задних колесах определяется выражением

$$\frac{Prn_{\max}}{Prz_{\max}} = \frac{P_{yn}}{P_{yz}} = \frac{X_{cm} + K_{cy} h}{L - X_{cm} - K_{cy} h}$$

Оптимальное отношение тормозных сил зависит от коэффициента сцепления и от полезной нагрузки, т.к. при изменении загрузки автомобиля будут меняться координаты центра масс. Оптимальная зависимость тормозной силы задних колес от тормозной силы передних колес представлена на рис.6.67. Здесь принято, что тормозные силы на передних и задних колесах равны при одинаковых давлениях в приводе (т.е. при отсутствии регулятора тормозных сил, кривая III). Графики построены для груженого (кривая II) и порожнего (кривая I) автомобиля. Коэффициент сцепления принят постоянным. Из графика видно, что в значительном диапазоне имеет место перетормаживание задних колес ($P_{r3} > K_{cy} P_{yz}$), особенно для порожнего автомобиля. Это может привести к блокировке задних колес и их заносу. Отсюда возникает необходимость регулирования тормозных сил.

Регуляторы тормозных сил могут быть статическими и динамическими. Статические регуляторы ограничивают давление в приводе задних колес только в зависимости от усилия, приложенного к тормозной педали. Динамические регуляторы ограничивают давление в приводе задних колес как от усилия на тормозной педали, так и от нормальной нагрузки на задние колеса. **Статические регуляторы тормозных сил** выполняют с клапаном ограничителем давления или с пропорциональным клапаном. Принципиальная схема и статическая характеристика регулятора тормозных сил с клапаном ограничения давления, установленного в приводе задних колес, приведена на рис. 6.68.

На рис. 6.68 P_n и P_z – давление в приводе передних и задних колес. Здесь же приведены графики:

I – оптимального распределения давлений для порожнего автомобиля,

II – оптимального распределения давлений для груженого автомобиля,

III – зависимости давления в приводе задних колес от командного давления (в приводе передних колес).

шариковый клапан. определится $P_n = \frac{4P_{np}}{\pi d_1^2}$.

Командное давление, при котором закрывается

При дальнейшем увеличении командного давления P_n дифференциальный поршень поднимется вверх и шариковый клапан откроется. Давление в приводе задних колес P_z будет повышаться до тех пор, пока усилие на дифференциальный поршень сверху не превысит усилия снизу и шариковый клапан закроется. При этом давление в тормозном приводе задних колес будет меньше командного давления. Из условия равновесия дифференциального поршня при закрытом шариковом клапане

$$\frac{P_z \pi d_2^2}{4} - P_n \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} = 0$$

получим $P_z = P_n \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) + \frac{4P_{np}}{\pi d_2^2}$.

Динамические регуляторы могут выполняться с отсечным клапаном, с пропорциональным клапаном или лучевыми. Регуляторы с отсечным клапаном не получили распространения, т.к. они обеспечивают значительное недотормаживание задних колес.

Динамический регулятор с пропорциональным клапаном (рис. 6.71) нашел применение на легковых автомобилях с тормозным гидроприводом. Этот регулятор отличается от статического (рис. 6.69) тем, что дифференциальный поршень соединяется с задним мостом автомобиля упругой связью. На схеме этап связи условно показана в виде пружины с усилием P_p . Статическая характеристика динамического регулятора с пропорциональным клапаном показана на рис. 6.72. При нажатии на тормозную педаль давление P_n в приводе передних колес (командное давление) увеличивается.

Уравнение равновесия сил, действующих на дифференциальный поршень:

$$\frac{P_z \pi d_2^2}{4} - P_n \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right) - P_{np} - P_p = 0$$

Отсюда давление в приводе задних колес определится:

$$P_3 = \frac{P_n \left(\frac{\pi d_2^2}{4} - \frac{\pi d_1^2}{4} \right)}{\frac{\pi d_2^2}{4}} + \frac{P_{np}}{\frac{\pi d_2^2}{4}} + \frac{P_p}{\frac{\pi d_2^2}{4}}$$

Чем меньше нагрузка на задний мост, тем раньше включится регулятор. Наклон регуляторных прямых определяется отношением площадей дифференциального поршня и не зависит от нагрузки на задний мост.

Лучевой регулятор тормозных сил для пневмопривода (рис. 6.51) применяется на **Антиблокировочные системы (АБС, ABS).**

Назначение АБС – обеспечение оптимальной тормозной эффективности (минимального тормозного пути) в случае возможной блокировки колес при сохранении устойчивости и управляемости автомобиля. Коэффициент сцепления эластичного колеса зависит не только от состояния опорной поверхности, но и от степени скольжения колеса, а также от других факторов. На величину коэффициента сцепления влияют скорость колеса при торможении, а также свойства эластичного колеса (рисунок протектора, давление воздуха и др.). На рис. 6.75 приведен график зависимости удельной тормозной силы K_{yt} (коэффициента сцепления в продольном направлении $K_{снх}$) и коэффициента сцепления в поперечном направлении $K_{снз}$ (штриховая линия) от коэффициента скольжения при торможении на различных дорогах.

Удельная тормозная сила $K_{ym} = \frac{P_r}{P_{ук}}$ равна отношению тормозной силы к нормальной реакции

на колесо.

При торможении с максимальной интенсивностью удельная тормозная сила равна коэффициенту сцепления в продольном направлении

$$K_{yt} = K_{снх}$$

Коэффициент скольжения колеса определяется

$$K_s = \frac{V - \omega_k R_o}{V}$$

Основной задачей АБС является поддержание коэффициента скольжения колес при торможении вблизи $K_{скр}$. Для этого необходимо автоматически регулировать тормозной момент, подводимый к колесу. Существует много разнообразных конструкций АБС. Наибольшее распространение получили электронные АБС. Любая АБС включает следующие элементы:

- **датчики** выдают информацию об угловой скорости колеса, давлении рабочего тела в тормозном приводе, замедлении автомобиля и др.,
- **блок управления** обрабатывает поступившую информацию и дает команду исполнительным механизмам,
- **исполнительные механизмы** (модуляторы давления) снижают, повышают или поддерживают на постоянном уровне давление в тормозном приводе.

Разработано большое число принципов (алгоритмов функционирования), по которым работают АБС. Наибольшее распространение получил алгоритм функционирования по замедлению тормозящего колеса. Уравнение движения тормозящего колеса имеет вид:

$$M_{сц} - M_{тор} = J_k \epsilon_k$$

При нажатии на тормозную педаль тормозной момент на колесе увеличивается (участок 0-1-2). Так как $M_{тор} > M_{сц}$, угловое ускорение колеса будет отрицательным, коэффициент скольжения колеса увеличивается. Наибольший рост замедления колеса будет на участке 1-2, когда разность $(M_{тор} - M_{сц})$ увеличивается в результате снижения $M_{сц}$. Резкий рост замедления колеса свидетельствует о том, что скольжение колеса стало больше критического $K_{скр}$. Блок управления в точке 2 дает команду модулятору на снижение давления в тормозном приводе. По данной команде («уставке») тормозной момент снижается и в точке 3 будет равным моменту, создаваемому сцеплением колеса с дорогой $M_{тор} = M_{сц}$. Угловое замедление колеса $\epsilon_k = 0$. Нулевое значение замедления является второй «уставкой», по которой блок управления дает команду модулятору на поддержание постоянного давления в тормозном приводе. В этой фазе $M_{сц} > M_{тор}$ и, следовательно, угловое ускорение колеса $\epsilon_k > 0$. Колесо начинает ускоряться. Максимальное значение ускорения будет в точке 4, когда разность $(M_{сц} - M_{тор})$ будет максимальной. В точке 4 (третья «уставка») блок управления дает команду модулятору на увеличение давления в тормозном приводе. Идеализированный график изменения параметров торможения во времени представлен на рис. 6.77.

Работа АБС может проходить по двух- или трехфазному циклу:

- первая фаза – нарастание давления,
- вторая фаза – сброс давления,
- третья фаза – поддержание давления постоянным. Трехфазный цикл расходует меньше рабочего тела, однако модулятор более сложен по конструкции. Алгоритм реализации трехфазного цикла представлен на рис. 6.78

Схемы АБС автомобилей

Существует несколько схем АБС автомобилей. Наилучшей, с точки зрения тормозной эффективности, является схема с автономным регулированием каждого колеса (рис. 6.79а). В данном случае на каждое колесо устанавливается датчик частоты вращения и в тормозном приводе каждого колеса – модулятор и электронный блок управления. В схеме АБС (рис. 6.79б) регулируется торможение двух задних колес. Для этого используют два колесных датчика и по одному модулятору и блоку управления. В этой схеме можно реализовать «низкопороговое» или «высокопороговое» регулирование. «Низкопороговое» регулирование предусматривает управление тормозящим колесом, находящимся в худших условиях по сцеплению. Поэтому тормозные возможности другого колеса используются неполностью. Однако, в данном случае, тормозные силы колес равны, что обеспечивает лучшую курсовую устойчивость.

«Высокопороговое» регулирование, т.е. управление колесом, находящимся в лучших по сцеплению условиях, обеспечивает более высокую тормозную эффективность, однако курсовая устойчивость несколько снижается. Неуправляемое колесо в этом случае циклически блокируется.

АБС автомобиля с тормозным пневмоприводом

Схема АБС для двухконтурного тормозного привода, регулирующей торможение только задних колес приведена на рис. 6.80а. Она имеет один модулятор 8, один блок управления 6 и два колесных датчика 7. В связи с увеличением расхода сжатого воздуха при работе АБС пневмосистема автомобиля имеет дополнительный ресивер. Схема модулятора, работающего по трехфазному циклу, показана на рис. 6.80б.

Процесс работы модулятора:

1. **Фаза нарастания давления.** При нажатии на педаль тормоза воздух из основного ресивера поступает в канал 13 модулятора. Обмотки электромагнитных клапанов обесточены, клапан 14 открыт, а клапан 16 закрыт. Сжатый воздух поступает в полость А и перемещает поршень 12 вниз. Атмосферный клапан 11 закрывается, а клапан сжатого воздуха 9 открывается. Сжатый воздух из дополнительного ресивера II через каналы 17 и 10 поступает в тормозные камеры.
2. **Фаза сброса давления.** Блок управления дает сигнал на растормаживание, запитывая обмотки электромагнитных клапанов. Клапан 14 закрывается, а клапан 16 открывается. Воздух из полости А выходит в атмосферу. Поршень 12 поднимается вверх, прерывая связь ресивера II с тормозными камерами. Воздух из тормозных камер через открытый атмосферный клапан 11 выходит в атмосферу.
3. **Фаза поддержания давления на постоянном уровне.** Блок управления обесточивает обмотку клапана 16. Выход воздуха из полости А перекрывается и поршень 12 останавливается. Под действием пружины атмосферный клапан 11 закрывается, изолируя тормозную камеру от атмосферы.

АБС автомобиля с гидроприводом

Возможны два варианта гидропривода с АБС – замкнутый и разомкнутый. **Замкнутый** (гидростатический) **гидропривод** позволяет изменять объем, заполняемый рабочей жидкостью, в процессе торможения. Для этого модулятор давления (рис. 6.81) имеет дополнительную камеру. Модулятор работает по двухфазному циклу.

1. **Фаза нарастания давления.** Обмотка электромагнитного клапана отключена. Под действием пружины 2 якорь 3 с плунжером 4 находится в крайнем правом положении. При нажатии на педаль тормоза давление рабочей жидкости, создаваемое в главном тормозном цилиндре, через вывод II и открытый клапан 6 передается в рабочие тормозные цилиндры через вывод I.

2. **Фаза сброса давления.** Блок управления запитывает обмотку 1 электромагнита. Якорь 3 с плунжером 4 перемещается влево, увеличивая объем камеры 7. Клапан 6 закрывается, изолируя модулятор от главного тормозного цилиндра. Из-за увеличения объема камеры 7 давление жидкости в рабочих цилиндрах падает.

Разомкнутый гидропривод (привод высокого давления) имеет гидронасос высокого давления и гидроаккумуляторы. Гидропривод высокого давления (рис. 6.82) обеспечивает более высокое быстродействие.

Для двухконтурного тормозного привода необходима установка двух автономных гидроаккумуляторов. Рабочее давление в гидроаккумуляторах составляет 14...15 МПа. Управление тормозной системой обеспечивается двухсекционным клапаном 6, обеспечивающим следящее действие (пропорциональность между усилием на тормозной педали и давлением жидкости в рабочих цилиндрах). При нажатии на педаль тормоза давление жидкости от гидроаккумуляторов передается модуляторам 2.

Электронные блоки 3 управляют модуляторами в зависимости от сигналов колесных датчиков. При необходимости гидронасос 7 подзаряжает гидроаккумуляторы до требуемого давления. Модуляторы давления работают по двухфазному циклу:

1. **Фаза нарастания давления.**

Блок управления АБС отключает катушку соленоида от источника тока (рис. 6.83а). Золотник под действием пружины занимает крайнее верхнее положение. При нажатии на педаль тормоза рабочая жидкость из гидроаккумулятора через выводы I и II поступает к рабочим тормозным цилиндрам.

2. **Фаза сброса давления.**

Блок управления запитывает катушку электромагнитного клапана. Якорь соленоида перемещает золотник в нижнее положение (рис. 6.83б). Вывод II рабочих цилиндров сообщается с каналом слива III.

Датчики

В зависимости от алгоритма АБС применяются различные датчики, дающие информацию о скорости или ускорении автомобиля, давлении рабочего тела в тормозном приводе. Наибольшее распространение получили бесконтактные индуктивно-частотные датчики (рис. 6.84).

Блок управления АБС

Наибольшее распространение получили электронные блоки управления, имеющие малую инерционность. Электронный блок управления позволяет учитывать инерционность элементов тормозной системы, скорость автомобиля, упругие свойства шин и другие факторы. Электронные блоки могут быть аналоговыми, цифровыми или комбинированными. Более высокое качество регулирования тормозного момента на колесе обеспечивают цифровые блоки. Электронный блок усложняется рядом дополнительных устройств:

- защита от внешних электромагнитных полей,
- защита от коротких замыканий внешних цепей,
- сигнализация о неисправности АБС и др.

5. Нагрузки в элементах тормозных систем.

Расчет колесных тормозных механизмов

По заданной интенсивности торможения определяется сумма тормозных моментов всех колес автомобиля

$$\Sigma M_{тр} = j_3 m_a R_3$$

$$\Sigma M_{тр} = K_{сг} g m_a R_3$$

Сумму тормозных моментов можно определить, исходя из сцепных свойств автомобиля определяются по формулам:

Для двухосных автомобилей тормозные моменты для передних $M_{трп}$ и задних $M_{трз}$ колес

$$M_{трп} = \frac{j_3 m_a R_3}{2} \left(\frac{X_{цм} + \frac{j_3 h}{g}}{L} \right) \quad M_{трз} = \frac{j_3 m_a R_3}{2} \left(\frac{L - X_{цм} - \frac{j_3 h}{g}}{L} \right)$$

$$p_{нак} = \frac{g m_a}{\Sigma F_{нак}}$$

Удельная нагрузка на тормозные накладки

Средние значения удельного давления на тормозные накладки барабанных тормозных механизмов составляют:

- для легковых автомобилей $p_{нак} = 10...20 \text{ Н/см}^2$,
- для грузовых автомобилей $p_{нак} = 20...40 \text{ Н/см}^2$,
- для автобусов $p_{нак} = 25...40 \text{ Н/см}^2$.

соответственно выше.

Удельная работа трения

$$q_o = \frac{A}{\Sigma F_{нак}}$$

Средние значения для удельной работы:

- легковые автомобили $q_o = 1...2 \text{ кДж/см}^2$,
- грузовые автомобили и автобусы $q_o = 0,6...0,8 \text{ кДж/см}^2$.

Нагрев тормозного барабана (диска) за одно торможение

$$\Delta T = \frac{m_k V^2}{2 m_o C}$$

Нагрев барабана за одно торможение не должен превышать 20° .

Расчетная схема гидропривода приведена на рис. 6.85.

Тормозной гидропривод

Наибольшее давление рабочей жидкости при служебном торможении составляет 4,0...6,0 МПа и при экстренном торможении достигает максимума – 10,0 МПа. В гидроприводе высокого давления давление жидкости в гидроаккумуляторе составляет 10,0 МПа и более. Исходя из максимального давления в приводе,

усилие на педали определится

$$P_{пед} = \frac{\pi d_{гц}^2 p_{жэ}}{4 I_{нпр} K n \delta_{нпр}}$$

Ход педали для двухосного автомобиля рассчитывается по формуле

$$S_{ned} = \frac{2d_{pцп}^2 (\Delta S_n^i + \Delta S_n^u) + 2d_{pцз}^2 (\Delta S_3^i + \Delta S_3^u)}{d_{ц}^2} I_{nпр} K_o + \Delta S_{xx}$$

Полный ход педали включает запас хода (30...40% полного хода) для компенсации износа накладок. Для легковых автомобилей полный ход не должен превышать 150мм. Наибольшее усилие на педали тормоза должно быть $P_{пед} < 500Н$.

Тормозной пневмопривод (рис. 6.86)

момента. Тормозной момент с равными перемещениями колодок обеспечивает равные моменты, создаваемые колодками, а приводные силы не равны. Задавшись максимальным тормозным моментом (по сцеплению колеса с дорогой) и учитывая отношение приводных сил $\frac{P''}{P'} = \frac{1 + K_{mp}}{1 - K_{mp}}$, можно найти момент на

валике разжимного кулака (без учета трения) $M_b = (P' + P'')r$

$r = \text{const}$ – для эвольвентного профиля кулачка.

Усилие на штоке тормозной камеры $P_{шт} = M_b / l$. Давление воздуха в полости тормозной камеры $p_b = P_{шт} / F_1$. Усилие, действующее на поршень тормозного крана $P_{пор} = p_b F_2 + P_{пр}$. Усилие на тормозной педали $P_{пед} = P_{пор} b / a$.

Допустимое усилие на тормозной педали для грузового автомобиля

$$[P_{пед}] \leq 700 Н$$

Полный ход педали тормоза не должен превышать 180мм.

1. Требования, классификация, применяемость рулевого управления.
2. Основные технические параметры рулевого управления.
3. Рулевые механизмы.
4. Рулевые приводы.
5. Рулевые усилители.
6. Нагрузки в элементах рулевого управления.

6. Требования, классификация, применяемость рулевого управления.

Рулевое управление должно обеспечивать изменение направления движения автомобиля (но не реверс). От рулевого управления в значительной степени зависит безопасность движения, поэтому к нему предъявляются достаточно высокие требования:

1. Возможно меньшее значение минимального радиуса поворота (высокая маневренность).
2. Малые усилия на рулевом колесе (легкость управления, высокий прямой кпд).
3. Силовое и кинематическое следящее действие:
 - усилие, прикладываемое к рулевому колесу пропорционально моменту сопротивления повороту управляемых колес,
 - соответствие между углом поворота рулевого колеса и углами поворота управляемых колес.
4. Минимальная передача толчков на рулевое колесо от ударов управляемых колес о неровности дороги (низкий обратный кпд).
5. Минимальное боковое скольжение колес при повороте.
6. Оптимальная упругая характеристика:
 - высокая чувствительность,
 - невозможность возникновения автоколебаний управляемых колес.
7. Кинематическая согласованность элементов рулевого управления с подвеской (для исключения самопроизвольного поворота управляемых колес при деформации упругих элементов).
8. Минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес.
9. Высокая надежность.
10. Общие требования.

В автомобилях, которые должны обладать повышенной маневренностью и проходимостью (городской внедорожник) иногда все колеса выполняют управляемыми. Это обеспечивает снижение минимального радиуса поворота и одновременно уменьшает сопротивление движению при повороте. Двухосный автомобиль с передними управляемыми колесами при повороте прокладывает четыре колеи (каждое колесо движется по своей траектории). При наличии всех управляемых колес они движутся по двум колеям (передние и задние колеса одного борта по одной колее). При движении по хорошей дороге управление задних колес, обычно, блокируют.

7. Основные технические параметры рулевого управления.

1. Минимальный радиус поворота автомобиля – расстояние от центра поворота до продольной оси.

$$R_{min} = L / \tan \alpha_{max}$$

2. Общий КПД рулевого управления

Общий КПД рулевого управления можно представить

$$K_{пдру} = K_{пдрм} + K_{пдрп}$$

3. Угловое передаточное число рулевого управления – это отношение элементарного угла поворота рулевого колеса к полусумме элементарных углов поворота наружного и внутреннего колес

Передаточное число рулевого привода – это отношение плеч рычагов привода. Оно находится в пределах $i_{рп} = 0,85 \dots 2,0$. В процессе поворота рулевого колеса положение поворотных рычагов меняется, поэтому будет изменяться передаточное число привода.

4. Силовое передаточное число рулевого управления есть отношение суммы сил сопротивления повороту управляемых колес к усилию на рулевом колесе. Его можно определить как отношение момента сопротивления повороту управляемых колес M_c к моменту на рулевом колесе $M_{рк}$ $i_c = M_c / M_{рк}$. Силовое передаточное число характеризует легкость управления. При проектировании автомобиля регламентируют минимальное и максимальное усилие на рулевом колесе:

$$P_{ркmin} = 60 \text{ кН}, P_{ркmax} = 120 \text{ кН}$$

5. Параметры рулевого колеса. Момент, прикладываемый к рулевому колесу равен $M_{рк} = P_{рк} D_{рк} / 2$, здесь $D_{рк}$ – диаметр рулевого колеса: $D_{рк} = 380 \dots 425$ мм – легковые и грузовые автомобили малой грузоподъемности.

Удобство управления автомобилем зависит от расположения рулевого колеса:

1. Рулевое колесо расположено в вертикальной плоскости. В этом случае можно обеспечить наибольшую скорость вращения рулевого колеса (хорошая маневренность автомобиля). Следует отметить, что резкий вход в поворот на большой скорости может привести к потере управляемости.

2. Рулевое колесо расположено в горизонтальной плоскости. При таком положении колеса водитель сможет обеспечить наибольшее усилие на рулевом колесе

8. Рулевые механизмы.

Рулевой механизм обеспечивает, в основном, передаточное число рулевого управления и включает в себя:

- ☐ рулевую пару (рулевую передачу),
- ☐ рулевой вал,
- ☐ рулевую колонку,
- ☐ рулевое колесо.

Требования, предъявляемые к рулевым механизмам:

1. Высокий КПД в прямом направлении (передача усилия от рулевого колеса) – обеспечивает легкость управления.
2. Несколько сниженный КПД в обратном направлении (передача усилия от управляемых колес) – обеспечивает снижение толчков, передаваемых на рулевое колесо.
3. Обратимость рулевой пары (рулевой механизм не должен препятствовать стабилизации управляемых колес).
4. Минимальный (нулевой) зазор в зацеплении рулевой пары при малых углах поворота управляемых колес.
5. Возможность регулировки зазора в зацеплении рулевой пары.
6. Заданный характер изменения передаточного числа.
7. Травмобезопасность.
8. Общие требования.

Параметры оценки рулевого механизма

1. КПД рулевого механизма

$$K_{пдрп} = 1 - M_{тр} / M_{рк}$$

Потери на трение в рулевом механизме составляют около 50% всех потерь на трение в рулевом управлении.

2. Снижение интенсивности толчков на рулевое колесо

Резкие толчки, передаваемые на рулевое колесо, могут выбить его из рук водителя, что приведет к потере управляемости. Для снижения интенсивности или исключения возможности передачи толчков на рулевое колесо применяют следующие конструктивные мероприятия:

- 1) уменьшают обратный КПД,
- 2) увеличивают передаточное число рулевого механизма при нейтральном положении управляемых колес,
- 3) уменьшают плечо обкатки управляемых колес,
- 4) увеличивают, до определенной величины, податливость рулевого управления,
- 5) применяют амортизирующее устройство в рулевом управлении,
- 6) устанавливают усилитель руля, воспринимающий и поглощающий толчки от управляемых колес.

3. Зазоры в рулевом механизме

Оптимальная зависимость изменения зазора в зацеплении рулевой пары от угла поворота рулевого колеса показана на рис.5.1.

Причинами увеличения свободного хода рулевого колеса может быть увеличение зазора:

1. в подшипниках управляемых колес,
2. в шкворнях или шаровых опорах,
3. в шарнирах рулевого привода,
4. в подшипниках рулевого вала,
5. в зацеплении рулевой пары,
6. в результате слабой затяжки сошки руля на валу сошки,
7. в результате слабого крепления картера рулевого механизма.

Травмобезопасные рулевые механизмы

Рулевой механизм может быть причиной серьезной травмы водителя при лобовом столкновении, когда весь рулевой механизм перемещается в сторону водителя. Водитель может получить травму при резком перемещении вперед в результате лобового столкновения.

Энергопоглощающим элементом рулевого механизма может служить сильфон, соединяющий рулевое колесо с рулевым валом (рис.5.11).

При лобовом столкновении рулевой вал складывается, при этом перемещение рулевого колеса внутрь салона незначительно. Складывание рулевого вала сопровождается некоторым поглощением энергии удара на деформацию кронштейна крепления. Особенность крепления кронштейна заключается в том, что два передних болта 1 крепят кронштейн через пластинчатые шайбы, которые при ударе деформируются и проваливаются через прямоугольные отверстия кронштейна. Энергия затрачивается на деформацию кронштейна, который выворачивается относительно задних болтов 1.

9. Рулевые приводы.

Под рулевым приводом понимается система валов, рычагов, тяг, обеспечивающая передачу усилия от сошки (рейки) рулевого механизма к управляемым колесам.

Требования, предъявляемые к рулевому приводу:

1. Правильное соотношение углов поворота управляемых колес.
2. Отсутствие автоколебаний управляемых колес.
3. Отсутствие самопроизвольного поворота управляемых колес при колебаниях автомобиля на подвеске.

Рулевой привод включает:

1. Рулевую трапецию.
2. Рычаги и тяги, связывающие рулевой механизм с трапецией.
3. Рулевой усилитель (если он имеется).

В зависимости от компоновки рулевую трапецию располагают перед передней осью автомобиля (передняя рулевая трапеция, рис.5.15а) или за осью (задняя рулевая трапеция, рис. 5.15б).

Для определения геометрических размеров трапеции используют графические методы. Вначале задаются размерами поперечной тяги и поворотных рычагов. Пересечение продолжений поворотных рычагов находится на расстоянии $0,7L$ от передней оси для задней трапеции и на расстоянии L для передней трапеции (рис. 5.16).

Оптимальным считают отношение длины поворотного рычага m к длине поперечной тяги n равным:

$$\frac{m}{n} = 0.12 \dots 0.16$$

Численные значения m и n находят из подобия треугольников (рис. 5.17).

Обозначив M колею по шкворням, получим:

$$\frac{l}{l-m} = \frac{0.5M}{0.5n} \quad nl = M(l-m)$$

Учитывая, что $m = (0.12 \dots 0.16)n$ и $l = \sqrt{0.25M^2 + 0.49L^2}$, получим уравнение с одним неизвестным.

$$n \sqrt{0.25M^2 + 0.49L^2} = M \left[\sqrt{0.25M^2 + 0.49L^2} - (0.12 \dots 0.16)n \right]$$

Зная параметры автомобиля M, L , решают уравнение относительно n .

Поперечная тяга. Поперечную тягу изготавливают из бесшовной трубы.

Материал – сталь 20, сталь 35. Длина поперечной тяги может изменяться при регулировке схождения колес.

Нахождение параметров рулевой трапеции с учетом бокового увода шин затруднительно, так как продольное смещение мгновенного центра поворота зависит от скорости движения, радиуса поворота и боковой жесткости шин. Существует ряд аналитических способов определения параметров рулевой трапеции, которые дают приближенные значения искомых величин.

Продольная тяга связывает сошку с поворотным рычагом. Перемещение продольной тяги и оси колеса при деформации подвески должно быть согласовано. В противном случае возникает

самопроизвольный поворот управляемых колес. Расположение рулевого механизма 1 за осью передних колес (рис.5.20а) приводит к «рысканию» управляемых колес при вертикальных и угловых колебаниях автомобиля.

Упругая характеристика рулевого управления

При абсолютно жестком рулевом управлении имеет место жесткая кинематическая связь между углом поворота рулевого колеса и углами поворота управляемых колес. Угловое передаточное число, характеризующее эту связь, называют кинематическим. Кинематическим передаточным числом привода называется отношение элементарного углового перемещения сошки руля к среднему угловому перемещению управляемых колес.

КПД рулевого привода

Кпд рулевого привода оценивает потери передаваемой мощности в шарнирах рулевых тяг и шкворнях. Для автомобилей с одной управляемой осью потери на трение от общих потерь в рулевом управлении составляют:

- в шкворнях – 40...50%,
- в шарнирах тяг – 10...15%,
- в рулевом механизме – 35...50%.

Кпд рулевого привода находится в пределах $\text{Кпдрп.} = 0,92...0,95$.

Общий кпд рулевого управления равен $\text{Кпдру} = \text{Кпдрм} \cdot \text{Кпдрп}$ и составляет:

- для автомобилей с одной управляемой осью 0,70...0,85,
- для автомобилей с 2-мя и более управляемыми осями 0,50...0,70.

10. Рулевые усилители.

Усилители руля применяются на всех типах автомобилей. Они обеспечивают:

- облегчение управления автомобилем,
- повышают маневренность,
- увеличивают безопасность при разрыве шин (способствуют удержанию автомобиля на заданной траектории).

Однако им присущи и некоторые недостатки:

- повышенный износ шин,
- ухудшение стабилизации управляемых колес.

Усилитель руля состоит:

- источник питания (компрессор, гидронасос, аккумуляторная батарея или генератор),
- распределительное устройство,
- исполнительное устройство (пневмоцилиндр, гидроцилиндр, мотор-редуктор).

Требования, предъявляемые к усилителям руля:

1. Обеспечение кинематического и силового следящего действия. Кинематическое следящее действие – это пропорциональность между углом поворота рулевого колеса и углом поворота управляемых колес. Другими словами, усилитель должен работать только то время, когда водитель вращает рулевое колесо. Силовое следящее действие – это пропорциональность между моментом, приложенным к рулевому колесу и моментом сопротивления повороту управляемых колес. Это свойство усилителя иногда называют «чувством дороги».
2. Сохранение возможности управления автомобилем в случае выхода усилителя из строя.
3. Обеспечение минимального времени срабатывания усилителя.
4. Минимальное влияние на стабилизацию управляемых колес.

Усилители руля можно классифицировать по нескольким признакам.

По виду применяемого рабочего тела:

- гидравлические,
- пневматические,
- электрические.

По компоновке элементов:

- интегральные (все элементы в одном агрегате),
- раздельноагрегатные (все элементы размещены отдельно),
- совмещенные:

1. распределительное и исполнительное устройства в одном агрегате, рулевой механизм – отдельно,
2. распределительное устройство и рулевой механизм в одном агрегате, исполнительное устройство – отдельно.

По конструкции распределителя гидроусилители руля бывают:

- золотниковые,
- клапанные.

В зависимости от устройств золотникового распределителя:

- с реактивными камерами,
- с реактивными камерами и центрирующими пружинами,
- с центрирующими пружинами.

Гидроусилители руля с золотниковым распределителем получили достаточно широкое распространение. К достоинствам гидроусилителей руля следует отнести:

- небольшие размеры благодаря высокому рабочему давлению (6...10 МПа)
 - малое время срабатывания (0,2...2,4 с),
 - поглощение ударов и толчков, воспринимаемых управляемыми колесами от неровностей дороги.
- Пневмоусилители в настоящее время применяются крайне редко. К их недостаткам следует отнести:
- большое время срабатывания (в 5...10 раз больше, чем у гидроусилителей)
 - низкое рабочее давление (0,6...0,8 МПа).

В настоящее время все более широкое распространение получают электроусилители руля. Их отличает:

- малое время срабатывания,
- компактность,
- небольшое усилие на рулевом колесе (не более 35 кН),
- малое влияние на стабилизацию управляемых колес.

Критерии оценки гидроусилителей руля

Гидроусилители руля оцениваются несколькими критериями:

Силовая статическая характеристика представляет собой зависимость усилия на рулевом колесе от момента сопротивления повороту управляемых колес.

Коэффициент эффективности усилителя руля – это отношение усилия на рулевом колесе без усилителя к усилию на рулевом колесе при работающем усилителе.

$$\varepsilon = \frac{P_{\text{рк}}}{P_{\text{рк}} - P_y}$$

$\varepsilon_{\text{max}} = 10...15$.

Показатель чувствительности – характеризует усилие на рулевом колесе и угол поворота его, необходимые для включения усилителя в работу. Усилие на рулевом колесе при включении усилителя составляет **20...50 Н**.

Для включения усилителя в работу рулевое колесо необходимо повернуть на угол **10...15°**.

Показатель реактивного действия – это отношение усилия, создаваемого усилителем, к моменту сопротивления повороту управляемых колес $\rho = \frac{P_y}{M_c}$. Он характеризует силовое следящее действие

усилителя, обеспечивающее «чувство дороги». Его величина принимается в пределах

$\rho = 0,02...0,05 \text{ Н} / \text{Нм}$.

Показатель обратного включения усилителя – это усилие, передаваемое от управляемых колес, необходимое для перемещения корпуса золотника, при котором происходит включение усилителя в работу

Компоновка элементов гидроусилителя руля

В настоящее время нашли применение несколько схем компоновок гидроусилителя руля. Каждой из них присущи свои преимущества и недостатки.

Схема А характеризуется тем, что рулевой механизм РМ, гидрораспределитель ГР, гидроцилиндр ГЦ выполнены в виде одного агрегата

В схеме Б (рис. 5.25) распределитель объединен в одном блоке с гидроцилиндром. Рулевой механизм выполнен отдельно.

В схеме В (рис. 5.26) распределитель располагается перед рулевым механизмом, а гидроцилиндр выполнен отдельно.

Схему Г отличает раздельное размещение всех элементов гидроусилителя. Так выполнен усилитель автомобиля ГАЗ-66 (рис. 5.28).

Конструкция элементов гидроусилителя руля

Золотниковые распределители во всех рассмотренных ранее схемах имеют открытый центр. При нейтральном положении золотника центральный канал распределителя открыт и масло циркулирует по кругу: насос – распределитель – бачок – насос. Нашли применение на автомобилях распределители с закрытым центром

Роторные распределители получают все большее распространение в последнее время. При вращении рулевого колеса поворачивается золотник, направляя масло от насоса в соответствующую полость гидроцилиндра. Когда золотник находится в нейтральном положении, масло циркулирует по кругу: насос – распределитель – бачок – насос.

Гидронасосы, применяемые на автомобилях, различны по конструкции. Чаще всего применяются лопастные насосы, иногда шестеренные или героторные (шестерни внутреннего зацепления), редко плунжерные. Привод насоса производится от коленвала двигателя клиновым ремнем или зубчатой передачей. Подача гидронасоса должна обеспечивать заполнение гидроцилиндра при максимальной скорости вращения рулевого колеса и минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. Для различных автомобилей она находится в пределах **6...60 л/мин** при частоте вращения коленвала **500...1000 об/мин**. Давление, создаваемое насосом, находится в пределах **6...10 МПа**. Мощность, потребляемая насосом, составляет **2...4%** от мощности двигателя. В качестве рабочей жидкости в гидроусилителях применяют специальные масла с противозадирными и стабилизирующими присадками.

Силовой цилиндр изготавливается заодно целое с корпусом рулевого механизма (ЗИЛ-130, КамАЗ-5320, рис. 5.24) или выполняется в виде отдельного агрегата

Для рабочих цилиндров определяют:

- наибольшие касательные напряжения $\tau = \frac{p_{ж} D_{ц}}{2t}$,

- наибольшие нормальные напряжения $\sigma = \frac{p_{ж} D_{ц}}{4t}$,

$p_{ж}$ – давление рабочей жидкости,

Для выполненных конструкций при **$p_{ж} = 7,0 \text{ МПа}$** напряжения составляют:

$\tau = 40...55 \text{ МПа}, \sigma = 20...27,5 \text{ МПа}.$

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1-2 (4 часа).

Тема: «Расчет компрессора и турбины»

2.1.1 Цель работы: Изучить методику расчета компрессора и турбины

2.1.2 Задачи работы:

1. Рассчитать компрессор
2. Рассчитать турбину

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Инженерный калькулятор

2.1.4 Описание (ход) работы:

1. Расчет компрессора.

Параметры окружающей среды и физические константы для воздуха приняты по данным теплового расчета.

Компрессор радиально-осевой с лопаточным диффузором, одноступенчатый.

Массовый расход воздуха через двигатель, кг/с

$$G_B = \frac{\alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0 \cdot G_T}{36 \cdot 10^2},$$

где $\varphi_{II} = 1,0$ — коэффициент продувки; $\alpha = 1,6 \div 1,8$ — коэффициент избытка воздуха, дизель с наддувом;
 $l_0 = 14,452$ кг возд/кг топл. — количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива;

G_T — часовой расход топлива, кг/ч.

Плотность воздуха на входе в компрессор, кг/м³;

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_0)$$

где R_B — удельная газовая постоянная воздуха, $R_B = 287$ Дж/(кг К).

Объемный расход воздуха через компрессор, м³/с

$$Q_B = G_B / \rho_0$$

Расчет входного устройства и рабочего колеса. Температура воздуха в сечении a_{BX} — a_{BX} (см. рисунок 1).

$$T_{aBX} = T_0$$

Давление воздуха в сечении a_{BX} — a_{BX}

$$p_{aBX} = p_0 - \Delta p_{BC},$$

где $\Delta p_{BC} = 0,002 \div 0,006$ — потери давления на всасывании в компрессор, МПа.

Степень повышения давления воздуха в компрессоре

$$\pi_k = p_k / p_{aBX},$$

где $p_k = 0,15 \div 0,20$ МПа — давление наддувочного воздуха.

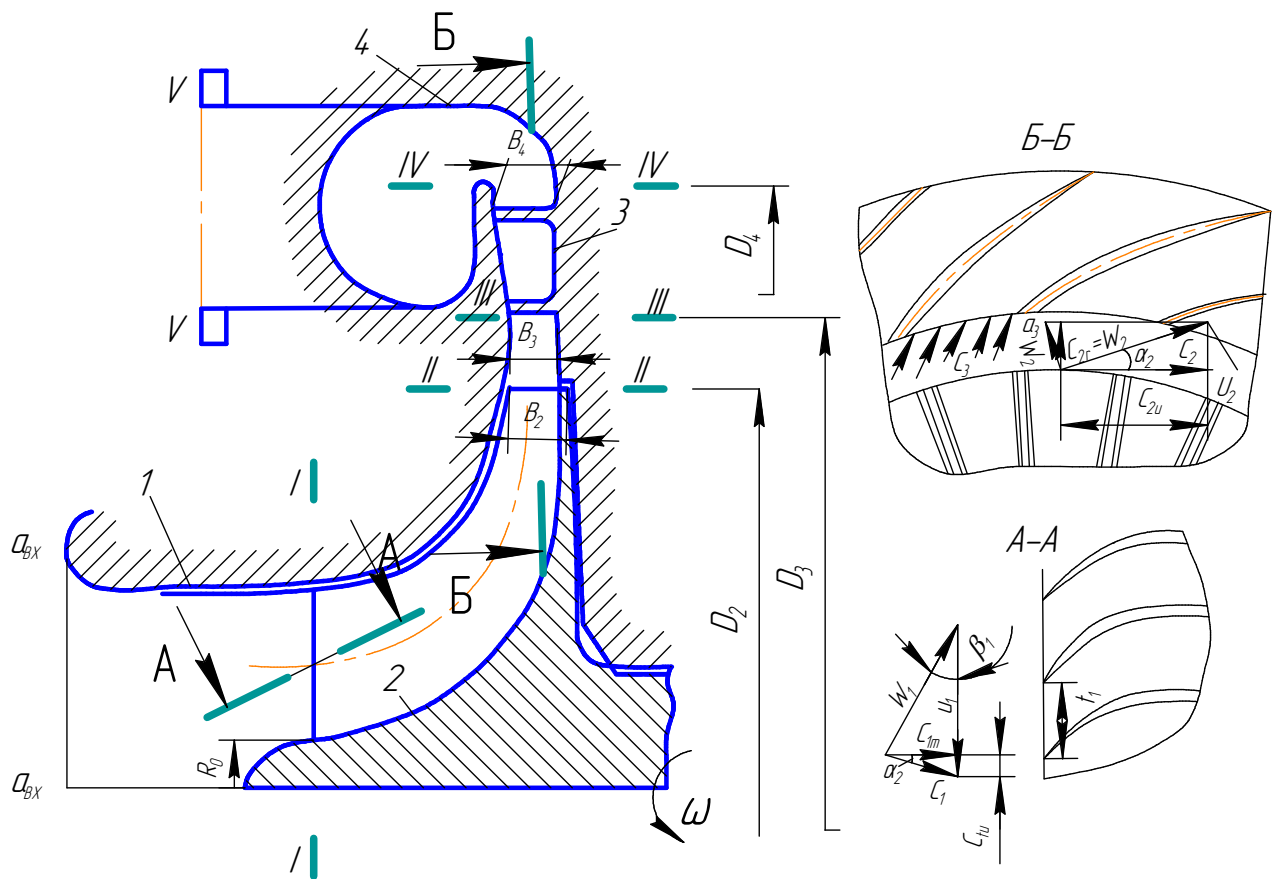


Рис.1. Схема проточной части центробежного компрессора с лопастным диффузором.

По известным значениям Q_B и π_κ используя графические зависимости (см. рисунок 2), определяем типоразмер турбокомпрессора, а по таблице 1 находим номинальный базовый диаметр колеса компрессора — D_2 .

Адиабатическая работа сжатия в компрессоре, Дж/кг

$$L_{ад.к} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot (\pi_\kappa^{(k-1)/k} - 1)$$

где $k = 1,4$ - показатель политропы.

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора, м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{ад.к}}{\overline{H}_{ад.к}}},$$

где $\overline{H}_{ад.к} = 0,56 \div 0,64$ — коэффициент напора.

Частота вращения колеса компрессора, об/мин

$$n_\kappa = 60 \cdot u_2 / (\pi \cdot D_2)$$

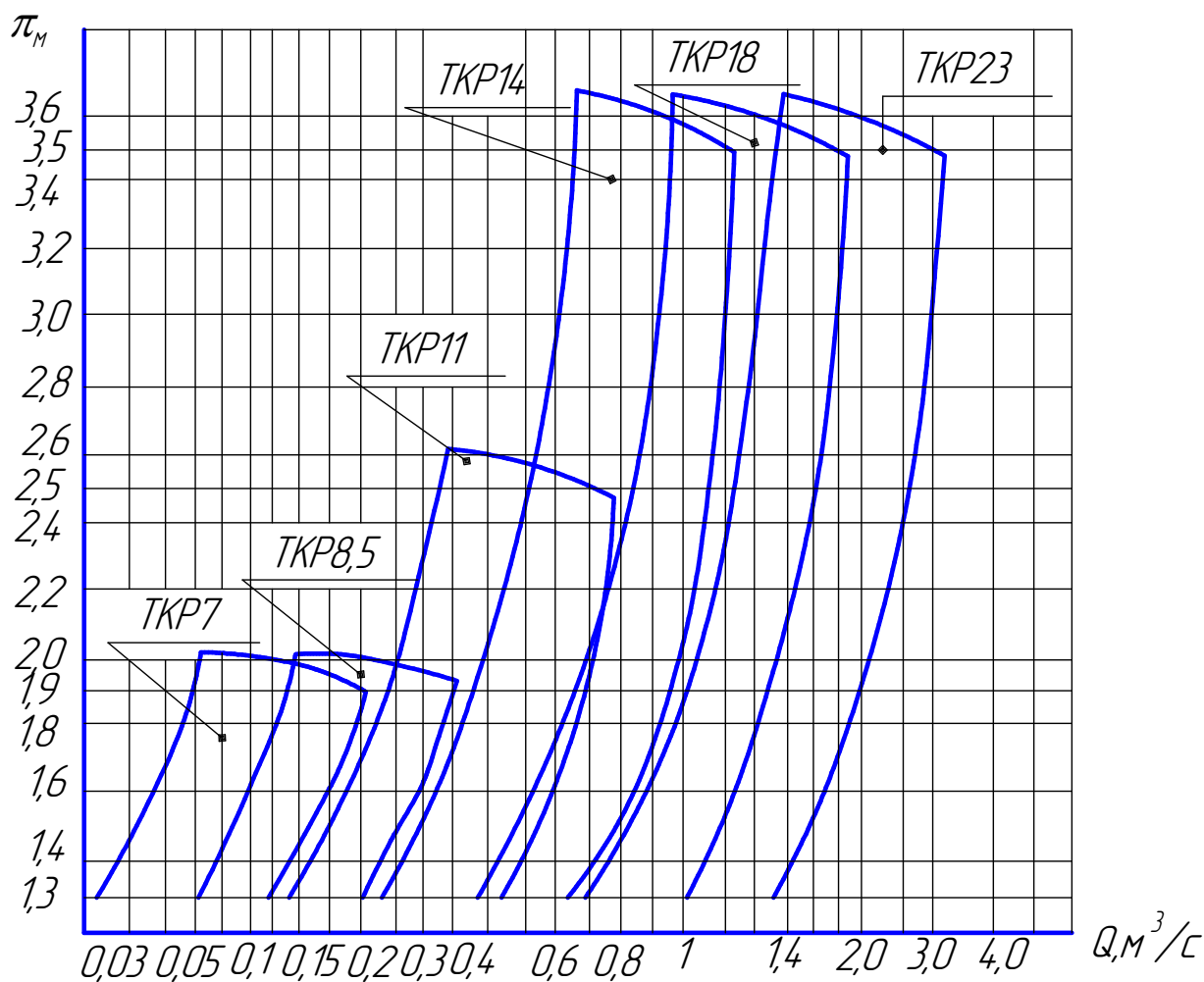


Рисунок 2. Расходные характеристики турбокомпрессора по ГОСТ 9658-66.

Температура воздуха на входе в колесо компрессора (сечение $I - I$), К

$$T_1 = T_{aBX} + \frac{c_{aBX}^2 - c_1^2}{2 \cdot c_p}$$

где $c_{aBX} = 30 \div 50$ м/с — скорость воздуха во входном сечении; $c_1 = 60 \div 150$ м/с — абсолютная скорость потока перед колесом; $c_p = 1005$ — теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(кг К).

Потери в воздухоподводящем патрубке компрессора, Дж/кг

$$L_{rBX} = \xi_{BX} \cdot c_1^2 / 2$$

где $\xi_{BX} = 0,03 \div 0,06$ — коэффициент потерь для патрубков с осевым входом.

Показатель политропы n_{BX} на участке входа воздуха в компрессор определяем из выражения

$$\frac{n_{BX}}{n_{BX} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{rBX}}{R_B \cdot (T_1 - T_{aBX})}$$

Давление перед колесом компрессора, МПа

$$p_1 = p_{aBX} \cdot (T_1 / T_{aBX})^{n_{BX} / (n_{BX} - 1)}$$

Плотность воздуха в сечении $I - I$, кг/м³

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_1).$$

Площадь поперечного сечения $I - I$, м²

$$F_1 = G_B / (c_1 \cdot \rho_1).$$

Диаметр рабочего колеса на входе в компрессор, мм

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{0,785 \cdot (1 - (D_0 / D_1)^2)}}$$

где $D_0 / D_1 = 0,25 \div 0,60$ — отношение диаметра втулки колеса к его диаметру на входе.

Диаметр втулки рабочего колеса компрессора, мм

$$D_0 = D_1 \cdot D_0 / D_1.$$

Относительный диаметр втулки рабочего колеса,

$$\overline{D_0} = D_0 / D_2.$$

Относительный диаметр колеса на входе,

$$\overline{D_1} = D_1 / D_2.$$

Относительный средний диаметр на входе в колесо

$$\overline{D_{1cp}} = \sqrt{\frac{\overline{D_0}^2 + \overline{D_1}^2}{2}}.$$

Коэффициент мощности для осерадальных колес

$$\mu = 1 / \left[1 + \frac{2}{3} \cdot \frac{\pi}{z_k} \cdot \frac{1}{1 - \overline{D_{1cp}}^2} \right]$$

где $z_k = 12 \div 16$ — число лопаток рабочего колеса компрессора. Для колес малых диаметров $D_2 = 70 \div 110$ мм принимают меньшее значение z_k .

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе из колеса, м/с

$$c_{2u} = \mu \cdot u_2$$

Радиальная составляющая абсолютной скорости, м/с

$$c_{2r} = (0,25 \div 0,40) \cdot u_2.$$

Абсолютная скорость воздуха на выходе из колеса (см. рисунок 1), м/с

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2r}^2}.$$

Обычно $c_2 = (0,90 \div 0,97) \cdot u_2$.

Температура воздуха на выходе из колеса, К

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \mu^2 / 2) \cdot u_2^2 / c_p$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Давление воздуха на выходе из колеса, МПа

$$p_2 = p_1 \cdot (T_2 / T_1)^{n_k / (n_k - 1)}.$$

где $n_k = 1,4 \div 1,6$ — показателем политропы сжатия в рабочем колесе

Плотность воздуха за рабочим колесом, кг/м³

$$\rho_2 = p_2 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_2).$$

Высота лопаток рабочего колеса на диаметре D_2 (см. рисунок 1), мм

$$b_2 = G_B / (\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2).$$

Относительная высота лопаток в выходном сечении колеса

$$\overline{b}_2 = b_2 / D_2.$$

Относительная ширина колеса компрессора

$$\overline{B} = B / D_2,$$

где $B = 0,0275 \div 0,033$ — ширина колеса компрессора, м.

Расчет диффузоров и воздухооборника. Ширину лопаток диффузора принимаем равной высоте лопаток колеса на выходе (см. рисунок 1)

$$b_3 = b_2.$$

Абсолютная скорость на выходе из безлопаточного диффузора, м/с

$$c_3 = \frac{c_2}{D_3} \cdot \frac{b_2}{b_3}$$

где $\overline{D}_3 = 1,05 \div 1,20$ — относительный наружный диаметр диффузора.

Отношение c_2 / c_3 не должно превышает $1,08 \div 1,25$.

Наружный диаметр безлопаточного диффузора, м

$$D_3 = D_2 \cdot \overline{D}_3$$

Давление за лопаточным диффузором, МПа

$$p_4 = p_{aBX} \cdot \pi_\kappa$$

Температура воздуха за лопаточным диффузором, К

$$T_4 = T_2 \cdot (p_4 / p_2)^{(n_\partial - 1) / n_\partial}$$

где $n_\partial = 1,6 \div 1,8$ - показатель политропы сжатия в диффузорах.

Скорость воздуха на выходе из лопаточного диффузора, м/с

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (T_4 - T_2) \cdot 2 \cdot c_p}$$

Наружный диаметр лопаточного диффузора (см. рисунок 1) находится в пределах $D_4 = (1,35 \div 1,70) \cdot D_2$.

Ширина лопаточного диффузора на выходе, мм

$$b_4 = b_3 + (D_4 - D_3) \cdot \operatorname{tg} \nu / 2$$

где $\nu = 5 \div 6^\circ$ — угол раскрытия стенок лопаточного диффузора.

Скорость воздуха на выходе из воздухохборника, м/с

$$c_5 = c_4$$

Потери в воздухохборнике (улитке) Дж/кг

$$L_{рул} = \xi_{ул} \cdot c_4^2 / 2,$$

где $\xi_{ул} = 0,1 \div 0,3$ — коэффициент потерь в воздухохборнике.

Давление на выходе из улитки, МПа

$$p_5 = p_4 \cdot \left(1 - \frac{L_{рул}}{R_B \cdot T_5} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)},$$

где $T_5 = T_4$ — температура на выходе из улитки.

Давление воздуха в компрессоре можно повысить, если выходной патрубок воздухохборника будет диффузорным (см. рисунок 3).

Расчет основных параметров компрессора.

Конечное давление p_5 на выходе из компрессора не должно отличается от принятого p_κ более чем на $2 \div 4\%$.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_\kappa = p_5 / p_{aBX}$$

Адиабатический к. п. д. компрессора

$$\eta_{ад.к} = T_0 \cdot (\pi_\kappa^{(k-1)/k} - 1) / (T_5 - T_0),$$

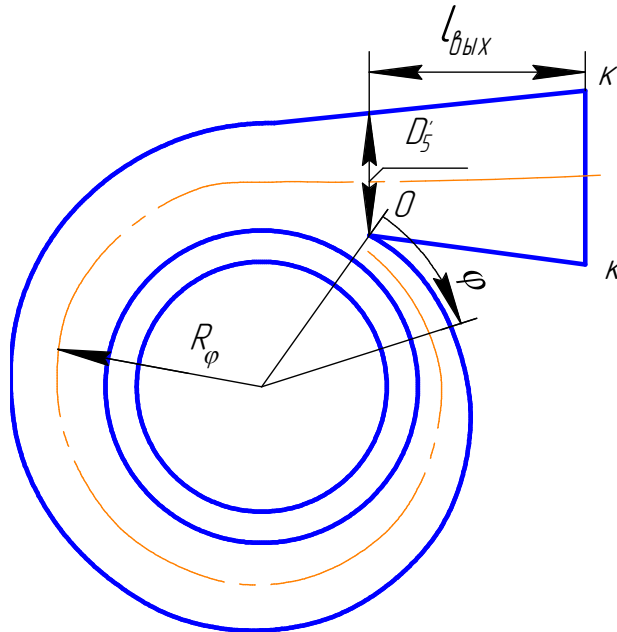


Рис. 3. Схема улитки.

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления, Дж/кг

$$L_{ад.к} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot (\pi_k^{(k-1)/k} - 1)$$

Коэффициент напора

$$\bar{H}_{ад.к} = L_{ад.к} / u_2^2$$

Величина $\bar{H}_{ад.к}$ не должно отличаться от принятого в расчете $\bar{H}_{ад.к}$ более чем на 2–4 %.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, кВт

$$N_k = L_{ад.к} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{ад.к}.$$

2. Расчет турбины.

Количество выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя кг/с

$$G_T = G_B \cdot [1 + 1/(\alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0)].$$

Давление газа в выпускном патрубке зависит от системы наддува и изменяется в четырехтактных двигателях в пределах $p_p = (0,80 \div 0,92) \cdot p_k$. Имея в виду, что p_p должно быть выше давления p_T перед турбиной.

Температура газа перед турбиной при $\varphi_{II} = 1$, К

$$T_T = T_p = \frac{1}{m} \cdot T_b \cdot \left[1 + \frac{p_p}{p_b} \cdot (m-1) \right],$$

где T_p — температура газа в выпускном патрубке; $m = 1,3 \div 1,5$ — показатель политропы расширения в процессе выпуска; $T_b = 1000 \div 1200$ К — температура в конце процесса расширения; $p_b = 0,2 \div 0,5$ МПа — значения давления в конце процесса расширения;

Необходимо иметь в виду, что температура газа перед турбиной при длительной работе двигателя не должно превышать значений приведенных в таблице 1.

Противодавление за турбиной $p_2 = (1,02 \div 1,05) \cdot p_0$ МПа.

Показатель изэнтропы k_T выпускных газов рассчитывают по температуре газа, составу топлива и коэффициенту избытка воздуха. Для четырехтактных двигателей $k_T = 1,33 \div 1,35$.

Молекулярная масса газа перед турбиной находится с учетом параметров, определенных в тепловом расчете дизеля, кг/кмоль

$$\mu_T = \mu_B \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_{II} \cdot l_0};$$

где $\mu_0 = 1,037$ — коэффициент молекулярного изменения свежей смеси; $\mu_B = 28,96$ кг/кмоль — масса 1 кмоль воздуха.

Газовая постоянная выпускных газов Дж/(кг К)

$$R_\Gamma = R / \mu_\Gamma;$$

где $R = 8315$ Дж/кмоль град — универсальная газовая постоянная.

В соответствии с определенным ранее типом турбокомпрессора, принимаем для расчета изобарную радиальную турбину с к.п.д. η_T равным принимают из таблицы 1.

Давление газа перед турбиной, МПа

$$p_T = \frac{p_2}{\left(1 - \frac{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \cdot L_{ад.к} \cdot G_B}{\eta_T \cdot \eta_{ад.к} \cdot R_\Gamma \cdot T_T \cdot G_\Gamma} \right)^{k_\Gamma / (k_\Gamma - 1)}}$$

Для четырехтактных двигателей $p_\kappa / p_T = 1,1 \div 1,2$.

Расчет направляющего аппарата (сопла).

Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине, Дж/кг

$$L_{ад.Т} = L_{ад.к} \cdot G_B / (\eta_T \cdot \eta_{ад.к} \cdot G_\Gamma)$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате, Дж/кг

$$L_c = (1 - \rho_T) \cdot L_{ад.Т}$$

где $\rho_T = 0,45 \div 0,55$ — степень реактивности.

Абсолютная скорость газа перед рабочим колесом, м/с

$$c_1 = \varphi_c \cdot \sqrt{2 \cdot L_c},$$

где $\varphi_c = 0,92 \div 0,96$ — коэффициент скорости.

Температура газа за направляющим аппаратом, К

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_\Gamma \cdot R_\Gamma \cdot (k_\Gamma - 1)}.$$

Число Маха

$$M_1 = \frac{c_1}{\sqrt{k_\Gamma \cdot R_\Gamma \cdot T_1}}$$

Если $M_1 < 1$, то поток газа — дозвуковой и сопло турбины должно быть конфузурного типа (суживающееся).

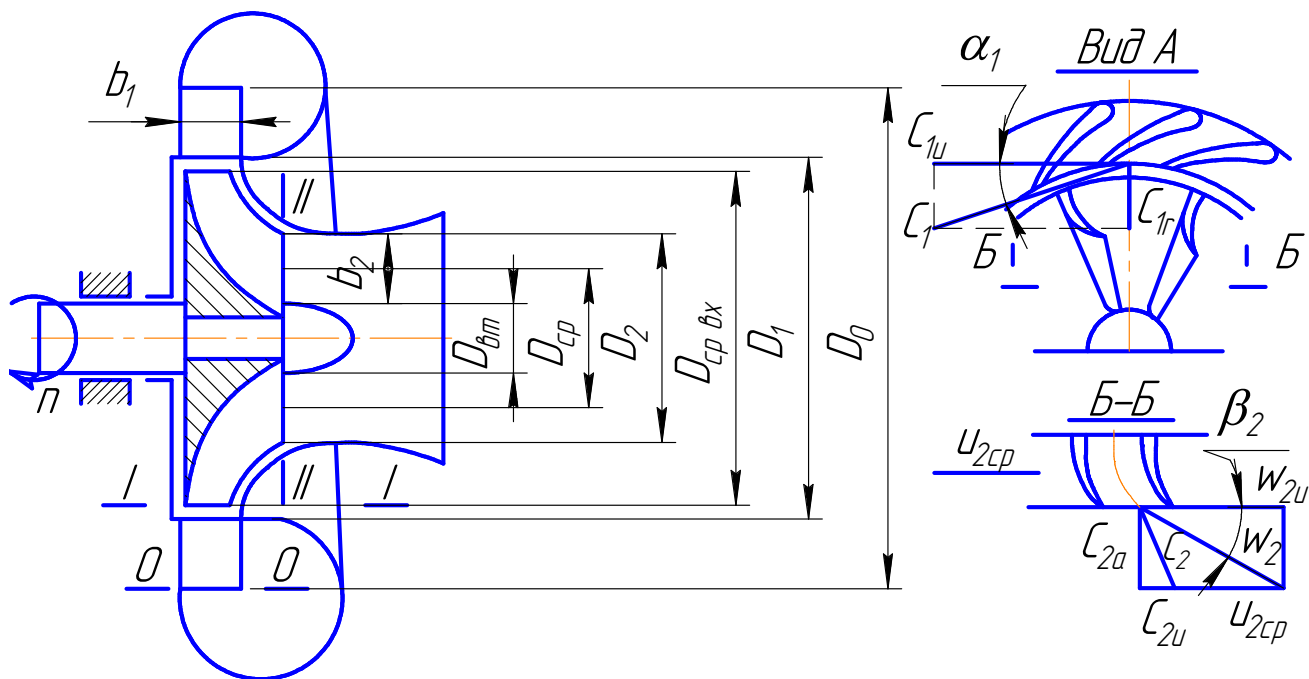


Рисунок 4. Схема проточной части радиальной турбины

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа перед рабочим колесом (см. рисунок 4), м/с

$$c_{1r} = c_1 \cdot \sin \alpha_1;$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

где $\alpha_1 = 12 \div 27^\circ$ — угол выхода потока из направляющего аппарата.

Угол входа потока на лопатки рабочего колеса

$$\beta_1 = 90^\circ + \arctg \cdot \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}},$$

где u_1 — окружная скорость на наружном диаметре колеса.

С целью повышения к. п. д. турбины принимают $u_1 > c_{1u}$ приблизительно на $9 \div 10 \%$.

Условная адиабатическая скорость истечения газа, м/с

$$c_{ad} = \sqrt{2 \cdot L_{ad.T}}.$$

Параметр быстроходности турбины

$$x = u_1 / c_{ad},$$

лежит в диапазоне $0,65—0,70$.

Относительная скорость потока перед колесом, м/с

$$\omega_1 = c_{1r} / \sin \beta_1.$$

Наружный диаметр рабочего колеса, мм

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / (\pi \cdot n_T).$$

Необходимо иметь в виду, что $n_T = n_k$.

Потери энергии в направляющем аппарате, Дж/кг

$$\Delta L_c = \left(\frac{1}{\varphi_c^2} - 1 \right) \cdot \frac{c_1^2}{2}$$

Входной диаметр направляющего аппарата определяется величиной D_0 / D_1 , которая в выполненных конструкциях турбины изменяется в пределах $1,3 \div 1,5$, мм

$$D_0 = D_1 \cdot (D_0 / D_1).$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} + \frac{\Delta L_c}{R_\Gamma \cdot (T_T - T_1)}.$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата, МПа

$$p_1 = p_T \cdot \left(\frac{T_1}{T_T} \right)^{n_c / (n_c - 1)}$$

Плотность газового потока, кг/м³

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_\Gamma \cdot T_1)$$

Ширина лопаток направляющего аппарата, мм

$$b'_1 = \frac{G_\Gamma}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1}.$$

Расчет рабочего колеса. Адиабатическая работа расширения газа в колесе турбины, Дж/кг

$$L_{p.k} = \rho_T \cdot L_{ад.T}.$$

Данные расчета конструктивных параметров рабочего колеса запишем в таблицу 2.

Относительная скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с

$$\omega_2 = \psi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot L_{p.k} - u_1^2 \cdot (1 - \overline{D}_{2cp}^2)},$$

где $\psi = 0,80 \div 0,85$ — коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе турбины;

$\overline{D}_{2cp} = D_{2cp} / D_1$ — относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе.

Окружная скорость на диаметре D_{2cp} , м/с

$$u_{2cp} = \pi \cdot D_{2cp} \cdot n_T / 60.$$

Считая выход потока газа осевым ($c_2 = c_{2a}$), из треугольника скоростей (см. рисунок 4) находим величину абсолютной скорости на выходе из колеса, м/с

$$c_2 = \sqrt{\omega_2^2 - u_{2cp}^2}.$$

Температура газа на выходе из колеса, К

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_\Gamma \cdot R_\Gamma / (k_\Gamma - 1)} \cdot \left[(1 - \alpha_f) \cdot u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right],$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Адиабатический к. п. д. турбины без учета потерь с выходной скоростью

$$\eta'_{ад.T} = \frac{T_T - T_2}{T_T \cdot \left[1 - (p_2 / p_T)^{(k_\Gamma - 1) / k_U} \right]}.$$

Адиабатический к. п. д. турбины с учетом потерь с выходной скоростью

$$\eta_{ад.T} = \eta'_{ад.T} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{ад.T}}$$

Общий к. п. д. турбины

$$\eta_T = \eta_{ад.T} \cdot \eta_{TK.mex},$$

где $\eta_{TK.mex} = 0,92 \div 0,96$ — механический к. п. д. турбокомпрессора.

Расчетное значение величины η_T не должно отличаться более чем на $2 \div 4\%$. В противном случае требуется повторить расчет, изменив газодинамические и конструктивные параметры турбины.

К. п. д. турбокомпрессора

$$\eta_{TK} = \eta_T \cdot \eta_{ад.к}.$$

Мощность, развиваемая турбиной, кВт

$$N_T = \frac{L_{ад.T} \cdot G_\Gamma}{1000} \cdot \eta_T$$

Основные параметры и размеры	Типоразмеры					
	ТКР-7	ТКР-8,5	ТКР-11	ТКР-14	ТКР-18	ТКР-23
Номинальный базовый диаметр колеса компрессора, мм Степень повышения давления	70	85	110	140	180	230
	1,3-1,9		1,3-2,5		1,3-3,5	
Температура газов перед турбиной при длительной работе, °C не более	650					
Максимальная температура газов перед турбиной, допускается в течении 1 ч, °C не более	700					
К.п.д. компрессора на заданном режиме, не менее: с лопастным диффузором с безлопастным диффузором К.п.д. турбины, не менее	Применение лопаточного диффузора не рекомендуется			0,75	0,76	0,78
				0,72	0,72	0,74
	0,66	0,68	0,70	0,74	0,76	0,76
	0,70	0,72	0,74			

должна соответствовать мощности N_K , потребляемой компрессором т.е. $(N_T = N_K)$.

Таблица 1

Таблица 2

Параметры	Значение, м
Внутренний диаметр при $D_2 / D_1 = 0,70 \div 0,82$	$D_2 = D_1 \cdot (D_2 / D_1)$
Втулочный диаметр при $D_{BT} / D_1 = 0,2 \div 0,3$	$D_{BT} = D_1 \cdot (D_{BT} / D_1)$
Среднеквадратичный диаметр колеса на выходе	$D_{2cp} = \sqrt{(D_2^2 + D_{BT}^2) / 2}$
Ширина лопаток колеса на входе	$b_1 = b'_1$
Ширина колеса при $B / D_1 = 0,30 \div 0,35$	$B = D_1 \cdot (B / D_1)$

2.3 Лабораторная работа №3 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов топливной системы дизеля»

2.3.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов топливной системы дизеля

2.3.2 Задачи работы:

1. Рассчитать топливный насос высокого давления
2. Рассчитать форсунку

2.3.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Инженерный калькулятор

2.3.4 Описание (ход) работы:

1. Топливный насос высокого давления

Топливный насос высокого давления является основным конструктивным элементом системы питания дизелей.

По результатам теплового расчета дизеля определяем диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления.

Цикловая подача, мм³/цикл

$$V_{\text{ц}} = \frac{G_T \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T},$$

где τ - тактность двигателя; i - число цилиндров; плотность топлива $\rho_T = 0,842 \text{ г/см}^3$

Теоретическая подача секции топливного насоса мм³/цикл

$$V_T = V_{\text{ц}} / \eta_n,$$

где $\eta_n = 0,70 \div 0,90$ - коэффициент подачи насоса.

Полная производительность топливного насоса, мм³/цикл

$$V_n = (2,5 \div 3,2) \cdot V_T.$$

Диаметр плунжера, мм

$$d_{\text{пл}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot S_{\text{пл}} / d_{\text{пл}}}},$$

где отношение $S_{\text{пл}} / d_{\text{пл}}$ изменяется в пределах $1,0 \div 1,7$.

Диаметр плунжера должен быть не менее 6 мм.

Полный ход плунжера, мм

$$S_{\text{пл}} = d_{\text{пл}} \cdot S_{\text{пл}} / d_{\text{пл}}$$

Основные конструктивные параметры топливных насосов высокого давления должны находиться в соответствии с ГОСТ 10578-74.

Диаметр плунжера $d_{\text{пл}}$, мм ...5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12.

Ход плунжера $S_{\text{пл}}$, мм ...7; 8; 9; 10; 12; 16; 20.

Активный ход плунжера, мм

$$S_{\text{акт}} = 4 \cdot V_T / (\pi \cdot d_{\text{пл}}^2).$$

2. Расчет форсунки

По результатам теплового расчета дизеля и топливного насоса высокого давления определяем диаметр сопловых отверстий форсунки.

Время истечения топлива, с

$$\Delta t = \Delta \varphi / (6 \cdot n)$$

где $\Delta \varphi = 15 \div 25^\circ$ - угол поворота коленчатого вала, град.

Среднее давление газа в цилиндре в период впрыска, МПа

$$p_{\text{ц}} = (p_c'' + p_z) / 2$$

где $p_c'' = (1,15 \div 1,25) \cdot p_c$, здесь $p_c = 5,5 \div 9,0$ - давление в конце сжатия.

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия, м/с

$$\omega_{\text{ф}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_T \cdot 10^3} \cdot (p_{\text{ф}} - p_{\text{ц}}) \cdot 10^6},$$

где $p_{\text{ф}}$ - среднее давление впрыска топлива, $p_{\text{ф}} = 15 \div 40$ МПа,

Величина средней скорости истечения топлива лежит в пределах $150 \div 300$ м/с.
Суммарная площадь сопловых отверстий, мм²

$$f_c = \frac{V_u}{\mu_\phi \cdot \omega_\phi \cdot \Delta t \cdot 10^3},$$

где $\mu_\phi = 0,65 \div 0,85$ - коэффициент расхода топлива.

Диаметр соплового отверстия, мм

$$d_c = \sqrt{4 \cdot f_c / (\pi \cdot m)},$$

где m - число сопловых отверстий.

Марка двигателя	Марка форсунки	Число отверстий m	Диаметр сопла d_c , мм
Д-20	ФШ1 × 14	1	3,6
СМД-14	ФШ2 × 25	1	2,0
КДМ-46	КДМ	1	0,645
ЯМЗ-240	ЯЗТА	4	0,32
Д-12А	-	6	0,25

2.4 Лабораторная работа №4 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения»

2.4.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов системы смазки и элементов системы охлаждения

2.4.2 Задачи работы:

1. Рассчитать основные размеры шестерен масляного насоса
2. Рассчитать центрифугу
3. Рассчитать масляный радиатор
4. Рассчитать водяной насос
5. Рассчитать поверхности охлаждения водяного радиатора
6. Рассчитать вентилятор

2.4.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Инженерный калькулятор

2.4.4 Описание (ход) работы:

Количество тепла, отводимого маслом от двигателя, кДж/с

$$Q_m = 0,026 \cdot Q_0,$$

где $Q_0 = H_u \cdot G_T / 3,6 \cdot 10^3$ – общее количество теплоты, введенный в двигатель с топливом, кДж/с;

$H_u = 42,44$ – низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг топл.; G_T – часовой расход топлива, кг/ч.

Циркуляционный расход масла, м³/с

$$V_u = \frac{Q_m}{\rho_m \cdot c_m \cdot \Delta T_m},$$

где $c_m = 2,094$ – теплоемкость масла, кДж/(кг К); $\rho_m = 900$ – плотность масла, кг/м³; $\Delta T_m = 10 \div 15$ – температура нагрева масла в двигателе, К.

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе, м³/с

$$V' = 2 \cdot V_{\text{ц}}$$

Расчетная производительность насоса, м³/с

$$V_p = V' / \eta_n,$$

где $\eta_n = 0,6 \div 0,8$ – объемный коэффициент подачи.

Диаметр начальной окружности шестерни

$$D_0 = z \cdot m,$$

где $z = 6 \div 12$ – число зубьев шестерни; $m = 3 \div 6$ – модуль зацепления, мм; $h = 2 \cdot m$ – высота зуба, мм.

Диаметр внешней окружности шестерни, м

$$D = m \cdot (z + 2).$$

Частота вращения шестерни (насоса), об/мин

$$n_n = u_n \cdot 60 / (\pi \cdot D),$$

где $u_n = 8 \div 10$ – окружная скорость на внешнем диаметре шестерни, м/с.

Длина зуба шестерни, м

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_n}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса

$$N_n = V_p \cdot p / (\eta_{\text{м.н}} \cdot 10^{-3}),$$

где $p = 0,3 \div 0,7$ – рабочее давление масла в системе, МПа; $\eta_{\text{м.н}} = 0,85 \div 0,90$ – механический к.п.д. масляного насоса.

2. Расчет центрифуги.

Произвести расчет двухсопловой неполнопоточной центрифуги с гидрореактивным приводом для дизеля.

Производительность центрифуги, м³/с

$$V_{\text{р.ц}} = 0,2 \cdot V_{\text{ц}},$$

где $V_{\text{ц}}$ – циркуляционный расход масла в системе,

Площадь отверстия сопла, м²

$$F_c = \pi \cdot d_c^2 / 4,$$

где $d_c = 2$ – диаметр сопла центрифуги, мм.

Частота вращения ротора центрифуги в минуту

$$n = \frac{\frac{\rho_{\text{м}} \cdot V_{\text{р.ц}}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_{\text{м}} \cdot V_{\text{р.ц}} \cdot R^2}{30}},$$

где $\varepsilon = 0,9 \div 1,1$ – коэффициент сжатия струи масла; R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора (таблица $D/2$) м; $a = (5 \div 20) \cdot 10^{-4}$ – момент сопротивления в начале вращения ротора, Н м; $b = (0,03 \div 0,10) \cdot 10^{-4}$ (Н м)/(об/мин).

Качественная очистка масла достигается при $n = 4500 \div 6500$ об/мин.

Давление масла перед центрифугой

$$p_1 = \rho_{\text{м}} \cdot \left[\frac{V_{\text{р.ц}}^2 - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)} \right],$$

где r_0 – радиус оси ротора, (таблица) м; $\alpha = 0,78 \div 0,86$ – коэффициент расхода масла через сопло;

$\psi = 0,1 \div 0,2$ – коэффициент гидравлических потерь.

Мощность, затрачиваемая на привод центрифуги

$$N_u = \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.ц} \cdot R \cdot n}{30 \cdot 10^3} \cdot \left(\frac{V_{p.ц}}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R \right).$$

3. Расчет масляного радиатора.

Определение поверхности охлаждения жидкостно-масляного радиатора.

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей жидкости

$$K_m = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{мен} + 1/\alpha_2},$$

где $\alpha_1 = 800 \div 1400$ – коэффициент теплоотдачи от масла к стенке радиатора, Вт/(м² К); $\delta = 0,0002$ – толщина стенки радиатора, м; $\alpha_2 = 2300 \div 4100$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающей жидкости, Вт/(м² К); $\lambda_{мен}$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м К)

Для латуни и алюминиевых сплавов.....80-125

Для нержавеющей стали.....10-20

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая охлаждающей жидкостью, м²

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m \cdot (T_{м.ср} - T_{вод.ср})},$$

где Q_m – количества тепла, отводимого маслом от двигателя, Дж/с; $T_{м.ср} = 348 \div 363$ – средняя температура масла в радиаторе, К; $T_{ж.ср} = 343 \div 358$ – средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Наименование	Марка двигателя			
	ЗИЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Производительность $V_{p.ц}$, дм ³ /с	0,125	0,117	0,13	0,167
Частота вращения n , об/мин	5000	6000	6000	6000
Диаметр ротора d_p , мм.	105	110	110	115
Диаметр оси d_0 , мм	15,25	16,8	16,8	16,0
Расстояние между соплами D , мм	56	70	76	80

4. Расчет водяного насоса

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения, м³/с

$$G_{ж} = \frac{Q_B}{c_{ж} \cdot \rho_{ж} \cdot \Delta T_{ж}},$$

где $c_{ж} = 4187$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости; $\rho_{ж} = 1000$ кг/м³ – средняя плотность охлаждающей жидкости; $\Delta T_{ж} = 6 \div 12$ К – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе; $Q_B = C \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot (1/\alpha)$ – теплота, передаваемая охлаждающей среде,

здесь C – коэффициент пропорциональности (для четырехтактного двигателя $C = 0,45 \div 0,53$); i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра см; m – показатель степени (для четырехтактного двигателя $m = 0,6 \div 0,7$); n – частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин; α – коэффициент избытка воздуха;

Расчетная производительность насоса, м³/с

$$G_{ж.р} = G_{ж} / \eta,$$

где $\eta = 0,8 \div 0,9$ – коэффициент подачи насоса.

Радиус входного отверстия крыльчатки, м

$$r_1 = \sqrt{G_{ж.р} / (\pi \cdot c_1) + r_0^2},$$

где $c_1 = 1 \div 2$ – скорость охлаждающей жидкости на выходе, м/с; $r_0 = 0,01 \div 0,02$ – радиус ступицы крыльчатки, м.

Окружная скорость потока охлаждающей жидкости на выходе из колеса, м/с

$$u_2 = \sqrt{1 + \operatorname{tg} \alpha_2 \cdot \operatorname{ctg} \beta_2} \cdot \sqrt{p_{ж} / (\rho_{ж} \cdot \eta_h)},$$

где α_2 и β_2 – углы между направлениями скорости c_2 , u_2 и ω^2 (рисунок 1), $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$, $\beta_2 = 12 \div 50^\circ$; $p_{ж} = (5 \div 15) \cdot 10^4$ – напор, создаваемый насосом, Па; $\eta_h = 0,6 \div 0,7$ – гидравлический к.п.д.

Радиус крыльчатки колеса на выходе, м

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / (\pi \cdot n_{в.н}),$$

где $n_{в.н}$ – частота вращения крыльчатки в минуту, величина $n_{в.н}$ принимается примерно на 20% меньше номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

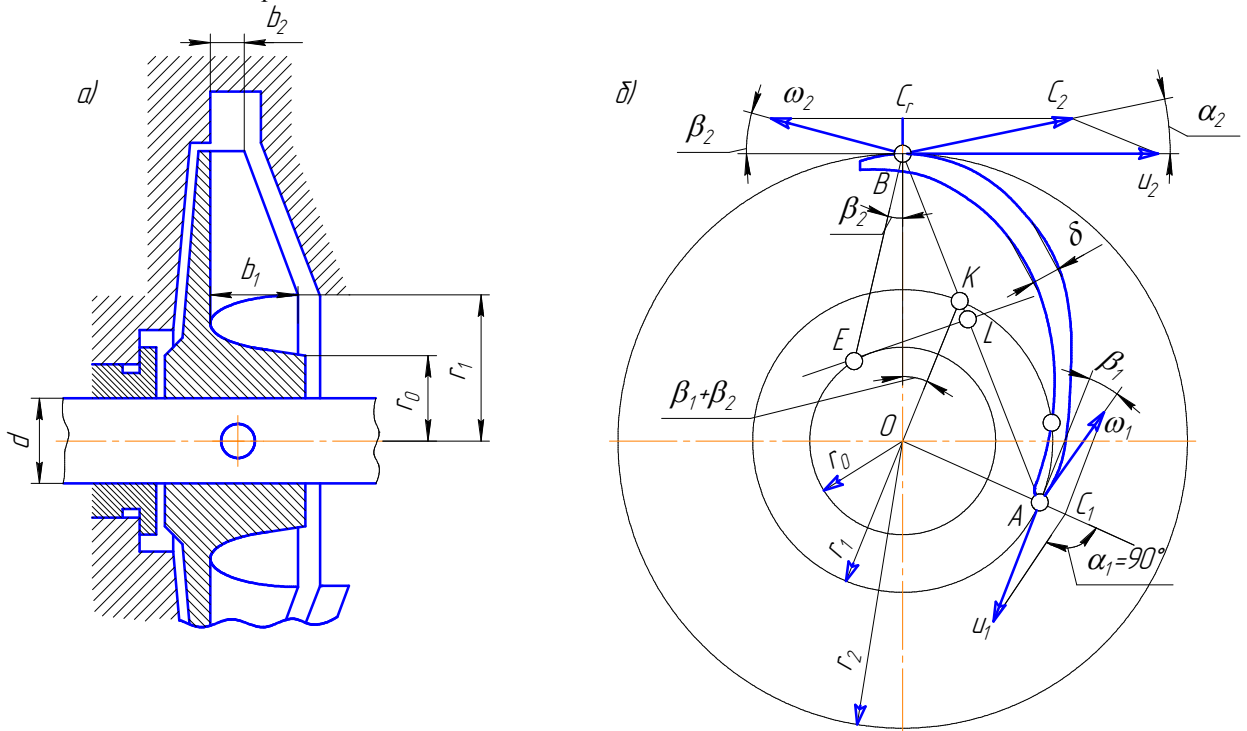


Рисунок 1. Схема построения профиля лопатки водяного насоса

Окружная скорость входа потока, м/с

$$u_1 = u_2 \cdot r_1 / r_2$$

Угол между скоростями c_1 и u_1 принимается $\alpha_1 = 90^\circ$, при этом

$$\operatorname{tg} \beta_1 = c_1 / u_1 \Rightarrow \beta_1$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис 1 а), м

$$b_1 = \frac{G_{ж.р}}{(2 \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin \beta_1) \cdot c_1},$$

$$b_2 = \frac{G_{ж.р}}{(2 \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin \beta_2) \cdot c_r},$$

где $z = 3 \div 8$ – число лопаток на крыльчатке; $\delta_1 = \delta_2 = 0,003 \div 0,005$ толщина лопатки у входа и выхода, м; c_r – радиальная скорость потока на выходе из колеса, м/с

$$c_r = \frac{p_{ж} \cdot \operatorname{tg} \alpha_2}{\rho_{ж} \cdot \eta_h \cdot u_2}.$$

Ширина лопаток на входе для крыльчаток водяного насоса изменяется в пределах $b_1 = 0,010 \div 0,035$ м, а на выходе $b_2 = 0,004 \div 0,025$ м.

Мощность, потребляемая водяным насосом, кВт

$$N_{B.H} = \frac{G_{ж.р} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_m},$$

где $\eta_m = 0,7 \div 0,9$ – механический к.п.д. водяного насоса.

Величина $N_{B.H.}$ составляет 0,5 – 1,0% от номинальной мощности двигателя.

5. Расчет поверхности охлаждения водяного радиатора

Количество воздуха, проходящего через радиатор

$$G'_{возд} = Q_{возд} / (c_{возд} \cdot \Delta T_{возд}),$$

где $Q_{возд} = Q_B$ – количество тепла, отводимого от двигателя и передаваемого от охлаждающей жидкости к охлаждающему воздуху, Дж/с; $c_{возд} = 1000$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость воздуха; $\Delta T_{возд} = 20 \div 30$ – температурный перепад воздуха в решетке радиатора, К.

Массовый расход охлаждающей жидкости, проходящий через радиатор

$$G'_{ж} = G_{ж} \cdot \rho_{ж},$$

где $G_{ж}$ – объемный расход охлаждающей жидкости, проходящей через радиатор.

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор

$$T_{ср.возд} = \frac{T_{возд.вх} + (T_{возд.вх} - \Delta T_{возд})}{2},$$

где $T_{возд.вх} = 313$ – расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.возд} = 323 \div 328$ К.

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе

$$T_{ср.ж} = \frac{T_{ж.вх} + (T_{ж.вх} - \Delta T_{ж})}{2},$$

где $T_{ж.вх} = 353 \div 368$ – температурный режим системы жидкостного охлаждения, К;

$\Delta T_{ж} = 6 \div 12$ – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{ср.ж} = 358 \div 365$ К.

Поверхность охлаждения радиатора

$$F = \frac{Q_B}{K \cdot (T_{ср.ж} - T_{ср.возд})},$$

где K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² К)

Для легковых автомобилей 140-180

Для грузовых автомобилей и тракторов 80-100.

6. Расчет вентилятора.

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе

$$\rho_{возд} = p_0 \cdot 10^6 / (R_B \cdot T_{ср.возд}),$$

где R_B – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг К); $R_B = 287$ Дж/(кг К).

Производительность вентилятора

$$G_{возд} = G'_{возд} / \rho_{возд}$$

где $G'_{возд}$ – количество воздуха, проходящего через радиатор

Фронтальная поверхность радиатора

$$F_{фр.рад} = G_{возд} / \omega_{возд},$$

где $\omega_{возд} = 6 \div 24$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора, без учета скорости движения автомобиля или трактора, м/с.

Соответственно диаметр, м и окружная скорость вентилятора, м/с

$$D_{\text{вент}} = 2 \cdot \sqrt{F_{\text{фр.пад}} / \pi} ;$$

$$u = \psi_{\text{л}} \cdot \sqrt{\Delta p_{\text{тр}} / \rho_{\text{возд}}} ,$$

где $\Delta p_{\text{тр}} = 600 \div 1000$ – сопротивление воздушного тракта; $\psi_{\text{л}}$ – коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{\text{л}} = 2,8 \div 3,5$, для криволинейных $\psi_{\text{л}} = 2,2 \div 2,9$).

Частота вращения вентилятора с отдельным приводом

$$n_{\text{вент}} = 60 \cdot u / (\pi \cdot D_{\text{вент}})$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора

$$N_{\text{вент}} = G_{\text{возд}} \cdot \Delta p_{\text{тр}} / (1000 \cdot \eta_{\text{в}})$$

где $\eta_{\text{в}}$ – к.п.д. вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_{\text{в}} = 0,32 \div 0,40$, а для литых $\eta_{\text{в}} = 0,55 \div 0,65$).

2.5 Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов сцепления»

2.5.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов сцепления

2.5.2 Задачи работы:

1. Рассчитать нажимный усилитель сцепления
2. Рассчитать периферийные пружины
3. Рассчитать пружины гасителя крутильных колебаний
4. Рассчитать ступицы ведомого диска
5. Рассчитать привод сцепления
6. Рассчитать рычаги выключения сцепления
7. Рассчитать работу буксования сцепления
8. Рассчитать нагрев нажимного диска

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Персональный компьютер
2. Программа Mathcad

2.5.4 Описание (ход) работы:

РАСЧЕТ НАЖИМНОГО УСИЛИЯ СЦЕПЛЕНИЯ

Расчетный момент сцепления

$$M_{\text{ф}} = M_{\text{ен}} \beta$$

$M_{\text{ен}}$ – номинальный крутящий момент двигателя

$$M_{\text{ен}} := 324,0 \text{ Нм}$$

β – коэффициент запаса сцепления

$\beta = 1,5 \dots 2,5$ для транспортных тракторов

$\beta = 2,5 \dots 3,5$ для тракторов с/х назначения

$$M_{\phi} := M_{\text{ен}} \cdot \beta$$

M_{ϕ} Фрикционный момент муфты сцепления $N_{\text{м}}$

Момент передаваемый сцеплением определяется

$$M_{\phi} = K_{\text{тр}} P_{\text{пр}} R_{\text{ср}} i$$

$K_{\text{тр}}$ - коэффициент трения

$K_{\text{тр}} = 0,28 \dots 0,62$ - для материала накладок

$P_{\text{пр}}$ - усилие нажимных пружин

i - число пар трения

$i = 2$ - однодисковое сцепление

$i = 4$ - двухдисковое сцепление

$R_{\text{ср}}$ - средний радиус ведомого диска

$$R_{\text{ср}} = \frac{D^3 - d^3}{3(d^2 - d^2)} \times 10^{-3}$$

D - наружный диаметр фрикционных накладок

d - внутренний диаметр фрикционных накладок

Наружный диаметр фрикционного кольца можно определить

$$D_{\text{н}} = 10 \sqrt{\frac{10 M_{\text{е max}}}{A_{\phi \partial}}}$$

$M_{\text{е max}}$ - максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{\text{е max}} := 385.6 N_{\text{м}}$$

$A_{\phi \partial} = 1,9$ - колесные тягачи

$A_{\phi \partial} = 2,5$ - трактора с/х назначения

Окружная скорость ведомого диска при максимальной частоте вращения

$$V_{\phi \partial} = \frac{\omega_{\text{max}} D_{\text{н}}}{2}$$

- дизель

$$\omega_{\text{max}} = \omega_{\text{н}} + 15$$

- двигатель с искровым зажиганием

$$\omega_{\text{max}} = 1.2 \omega_{\text{н}}$$

$\omega_{\text{н}}$ - номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_{\text{н}} := \frac{\pi \cdot n_{\text{н}}}{30}$$

Тип двигателя - дизель $T_{\text{д}} = 0$

- двигатель с искровым зажиганием $T_{\text{д}} = 1$

$$V_{\phi \partial} := \frac{\omega_{\text{max}} \cdot D_{\text{н}}}{2}$$

Должно соблюдаться условие $V_{\phi \partial} < 65 \dots 70$ м/с

Принимаем наружный диаметр фрикционных накладок по прототипу

Внутренний диаметр фрикционных накладок находится в пределах

$$d_{\text{вн}} = 110 \dots 220 \text{ мм}$$

Следует иметь в виду, чем больше $M_{\text{ен}}$, тем больше размеры гасителя

крутильных колебаний и, соответственно, должен быть больше

внутренний диаметр фрикционных накладок.

Средний радиус ведомого диска

$$R_{\text{ср}} := \frac{(D_{\text{Н}}^3 - d_{\text{ВН}}^3) \cdot 10^{-3}}{3 \cdot (D_{\text{Н}}^2 - d_{\text{ВН}}^2)}$$

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении

$$P_{\text{пр}} := \frac{M_{\phi}}{K_{\text{тр}} \cdot R_{\text{ср}} \cdot i}$$

Расчет периферийных пружин

Усилие нажимных пружин при включенном сцеплении $P_{\text{пр}}$ Н

Число нажимных пружин $Z_{\text{пр}} = 9...16$ должно быть кратным числу отжимных рычагов.

Усилие одной пружины при включенном сцеплении не должно превышать **800 Н**.

$$P_{\text{пр1}} := \frac{P_{\text{пр}}}{Z_{\text{пр}}}$$

Жесткость пружины определяется параметрами пружины

$$c_{\text{пр}} = \frac{G d_{\text{п}}^4}{8 n_{\text{рв}} D_{\text{в}}^3}$$

.

G - модуль сдвига, $G := 8.5 \cdot 10^4$ МПа

$d_{\text{п}}$ - диаметр проволоки $d_{\text{п}} = 3,0...4,5$ мм

$n_{\text{рв}}$ - число рабочих витков $n_{\text{рв}} = 7...9$

Полное число витков

$$n_{\text{пв}} := n_{\text{рв}} + 1.5$$

$D_{\text{в}}$ - средний диаметр витка $D_{\text{в ср}} = 24...32$

Жесткость пружины

$$c_{\text{пр}} := \frac{G \cdot d_{\text{п}}^4}{8 \cdot n_{\text{рв}} \cdot D_{\text{в}}^3}$$

Деформация пружины при включенном сцеплении

$$\Delta l_1 := \frac{P_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр}}}$$

Число пар трения i

Величина отвода нажимного диска $S_{\text{нд}} := 0.7 \cdot i$

Деформация пружины при выключенном сцеплении $\Delta l_2 := \Delta l_1 + S_{\text{нд}}$

Усилие нажимных пружин при выключенном сцеплении

$$P_{\text{прmax}} := Z_{\text{пр}} \cdot c_{\text{пр}} \cdot \Delta l_2$$

Напряжение среза проволоки

$$\tau_{\text{пр}} := \frac{8 \cdot P_{\text{прmax}} \cdot D_{\text{в}}}{\pi \cdot d_{\text{п}}^3 \cdot Z_{\text{пр}}}$$

Допускаемое напряжение $[\tau] = 700...900$ МПа

значения – транспортным тракторам.

Проверка фрикционных накладок по давлению

Основным расчетным параметром фрикционных дисков является давление, как отношение нажимного усилия к площади поверхности трения.

Нажимное усилие при включенном сцеплении $P_{\text{пр}}$ Н

Наружный диаметр фрикционных накладок $D_{\text{Н}}$ мм

Внутренний диаметр фрикционных накладок $d_{\text{ВН}}$: мм

Давление на фрикционные накладки

$$p_0 := \frac{4 \cdot P_{\text{пр}}}{\pi \cdot (D_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2)}$$

В существующих конструкциях $[p_0] = 0,15 \dots 0,25$ МПа.

Меньшие значения давления соответствуют с/х тракторам, большие

Расчет пружин гасителя крутильных колебаний

Зададимся некоторыми параметрами пружин из конструктивных соображений.

Число пружин $Z_{\text{прг}} = 6$ или 8 редко больше.

Диаметр проволоки $d_{\text{прг}} = 4,0 \dots 6,0$ мм

Средний диаметр витка $D_{\text{српрг}} = 16 \dots 22$ мм

Полное число витков $n_{\text{пг}} = 5 \dots 8$

Жесткость пружины $c_{\text{прг}} = 100 \dots 300$ Н/мм

Максимальное усилие, сжимающее одну пружину

$$P_{\text{прг} 1} = \frac{K_{\text{вн}} M_{\text{ф}}}{Z_{\text{прг}} r_{\text{прг}}}$$

Расчетный фрикционный момент сцепления

Коэффициент возможной перегрузки $K_{\text{вп}} = 1,2 \dots 1,3$

Радиус приложения усилия к пружине (расстояние от оси вращения до продольной оси пружины) ориентировочно можно определить.

$$r_{\text{прг}} = d_{\text{вн}} - \frac{D_{\text{српрг}}}{2} - \Delta r$$

Внутренний диаметр фрикционной накладки $d_{\text{вн}}$ мм

Расстояние по радиусу от внутреннего диаметра фрикционной накладки до наружного диаметра пружины, $\Delta r = 5 \dots 10$ мм

$$r_{\text{прг}} := \left(\frac{d_{\text{вн}}}{2} - \frac{D_{\text{српрг}}}{2} - \Delta r \right) \cdot 10^{-3}$$

$$P_{\text{прг}} := \frac{1,25 \cdot M_{\text{ф}}}{r_{\text{прг}} \cdot Z_{\text{прг}}}$$

Касательные напряжения в пружине рассчитывают с учетом кривизны витка. Обозначим отношение

$$c_{\Gamma} := \frac{D_{\text{српрг}}}{d_{\text{прг}}}$$

$$3,95 < c_{\Gamma} < 4,55$$

Коэффициент, учитывающий кривизну витка

$$K_{\text{кв}} := \frac{4 \cdot c_{\Gamma} - 1}{4 \cdot c_{\Gamma} - 4} + \frac{0,615}{c_{\Gamma}}$$

Касательные напряжения

$$\tau := \frac{8 \cdot P_{\text{прг}} \cdot D_{\text{српрг}} \cdot K_{\text{кв}}}{\pi \cdot d_{\text{прг}}^3}$$

Допустимое напряжение $[\tau] = 700 \dots 900$ МПа

Расчет ступицы ведомого диска

Расчетный фрикционный момент сцепления $M_{\text{ф}}$ Нм

Определим диаметр вала по впадинам шлицев

$$d_{1\text{кп}} := 12,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ф}}}{9,807}}$$

Выбираем шлицы по справочнику пример: 50x46x8x9

Наружный диаметр шлицев $D_{1\text{кп}}$ м

Внутренний диаметр шлицев $d_{1кп}$ м

Число шлицев $Z_{шл}$:

Ширина шлица $b_{шл}$ м

$r_{сршл} := 0.25 \cdot (D_{1кп} + d_{1кп})$ Средний радиус шлицев

Длина шлицев $l_{шл1кп}$: м

Коэффициент точности прилегания $\alpha_{шл}$

Усилие смятия шлицев $P_{шл1кп} := \frac{M_{\phi}}{r_{сршл}}$

Площадь смятия шлицев $F_{шл1кп} := 0.5 \cdot (D_{1кп} - d_{1кп}) l_{шл1кп} \cdot Z_{шл}$

Напряжение смятия шлицев $\sigma_{см1кп} := \frac{P_{шл1кп}}{F_{шл1кп} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$

Допустимое напряжение $[\sigma_{см}] = 150 \dots 300$ МПа

Напряжение среза шлицев $\tau_{1кп} := \frac{P_{шл1кп}}{Z_{шл} \cdot l_{шл1кп} \cdot b_{шл} \cdot \alpha_{шл} \cdot 10^6}$

Допустимое напряжение $[\tau] = 50 \dots 150$ МПа

Расчет привода сцепления

Усилие на педали должно быть при отсутствии усилителя не более

- 250 Н для транспортных тракторов

- 300 Н для тракторов с/х назначения

$P_{пед}$ Н

Максимальное усилие нажимных пружин $P_{прmax}$ Н

Передаточное число привода $I_{пр} := \frac{P_{прmax}}{P_{пед}}$

Передаточное число привода складывается

$$I_{пр} = I_{пед} I_{гпр} I_{вил} I_{вр}$$

$I_{пед}$ - передаточное число педального привода $I_{пед} = 3,5 \dots 4,5$

$I_{гпр}$ - передаточное число гидропривода зависит от соотношения диаметров главного и рабочего цилиндров

$d_{гц}$ - диаметр главного цилиндра $d_{гц} := 22.0$ мм

$d_{рц}$ - диаметр рабочего цилиндра $d_{рц} := 22.0$ мм

$$I_{гпр} := \frac{d_{гц}^2}{d_{рц}^2}$$

$I_{вил}$ - передаточное число вилки выключения сцепления

$$I_{вил} = 2,5 \dots 3,5$$

$I_{вр}$ - передаточное число выжимных рычагов

$$I_{вр} = 4,0 \dots 6,0$$

$$I_{пр} := I_{пед} \cdot I_{гпр} \cdot I_{вил} \cdot I_{вр}$$

Принимаем число кратное 5

Полный ход педали сцепления

$$S_{пед} = S_{нд} I_{пр} + \Delta^* I_{пед} I_{гпр} I_{вил}$$

Δ - зазор между рычагами выключения и выжимным подшипником

$$\Delta = 2,5...4,0 \text{ мм}$$

$$S_{\text{нд}} - \text{перемещение нажимного диска} \quad S_{\text{нд}} := 1.4 \text{ мм}$$

$$S_{\text{пед}} := S_{\text{нд}} \cdot I_{\text{пр}} + \Delta \cdot I_{\text{пед}} \cdot I_{\text{гпр}} \cdot I_{\text{вил}}$$

Полный ход педали сцепления должен быть в пределах 120...190 мм.

Максимальное усилие на педали

$$P_{\text{педмакс}} := \frac{P_{\text{прмакс}}}{I_{\text{пр}}}$$

Расчет рычагов выключения сцепления

Напряжения изгиба определяются выражением

$$\sigma_u = \frac{P_{\text{прмакс}} l}{I_{\text{вр}} n_{\text{вр}} W_{\text{вр}}}$$

$P_{\text{прмакс}}$ - максимальное усилие нажимных пружин

l - расстояние от точки приложения усилия выжимного подшипника до опасного сечения (места крепления или упора рычага)

$$l = 80...100 \text{ мм}$$

$n_{\text{вр}}$ - число выжимных рычагов

$$n_{\text{вр}} = 3...4$$

$I_{\text{вр}}$ - передаточное число выжимных рычагов

$W_{\text{вр}}$ - момент сопротивления изгибу

Для прямоугольного сечения рычага $b_{\text{вр}} \times h_{\text{вр}}$ момент сопротивления изгибу

$$b_{\text{вр}} := 0.015 \text{ м} \quad h_{\text{вр}} := 0.010 \text{ м}$$

$$W_{\text{вр}} := \frac{b_{\text{вр}} \cdot h_{\text{вр}}^2}{6}$$

$$\sigma_{\text{ври}} := \frac{P_{\text{прмакс}} \cdot l}{I_{\text{вр}} \cdot n_{\text{вр}} \cdot W_{\text{вр}} \cdot 10^6}$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 300 \text{ МПа} - \text{сталь 10, сталь 15}$$

$$[\sigma_{\text{и}}] = 150 \text{ МПа} - \text{ковкий чугун}$$

Работа буксования сцепления

Работу буксования сцепления определим по эмпирической формуле

$$L_6 = \frac{0,5 J_a M_{\text{е max}} \omega_{\text{дв}}^2}{M_{\text{е max}} - M_{\text{с}}}$$

Максимальный крутящий момент двигателя $M_{\text{е max}}$ Нм

J_a - момент инерции автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$J_a = \frac{K_{\text{вrm}} m_a R_z^2}{(I_o I_{k2})^2}$$

I_o - передаточное число главной передачи

Для тракторов с/х назначения расчеты ведут на первой передаче,

для транспортных тракторов - на первой или второй передаче. I_{k1}

$K_{\text{вrm}}$ - коэффициент вращающихся масс

$$K_{\text{вrm}} := 1.04 + 0.0015 \cdot (I_o \cdot I_{k1})^2$$

m_a - полная масса трактора

R_3 - радиус качения ведущего колеса

$$J_a := \frac{K_{врм} \cdot m_a \cdot R_3^2 \cdot 1000}{(I_o \cdot I_{k1})^2}$$

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя $n_H \frac{\text{об}}{\text{мин}}$

Угловая частота вращения коленчатого вала двигателя

$$\omega_H := \frac{\pi \cdot n_H}{30}$$

Работу буксования рассчитывают при частоте вращения коленчатого вала двигателя $\omega_{дв} = K_n \omega_H$, где $K_n = 0.6 \dots 0.7$

M_c - момент сопротивления движению автомобиля, приведенный к валу сцепления

$$M_c = \frac{K_{дор} g m_a R_3}{I_o I_{k2} K_{пдтр}}$$

$K_{дор}$ - приведенный коэффициент дорожного сопротивления, для хорошей дороги $K_{дор} = f$ в зависимости от типа движителя

$K_{пдтр}$ - механический КПД трансмиссии

$$K_{пдтр} := 0.895$$

$$M_c := \frac{K_{дор} \cdot m_a \cdot R_3 \cdot 9.807}{I_o \cdot I_{k1} \cdot K_{пдтр}}$$

Работа буксования сцепления

$$L_{\delta} := \frac{0.5 \cdot J_a \cdot M_{emax} \cdot \omega_{дв}^2}{(M_{emax} - M_c) \cdot 1000} \quad \text{Дж}$$

Суммарная площадь накладок сцепления

Наружный диаметр фрикционных накладок D_H см

Внутренний диаметр фрикционных накладок d_{BH} см

Число пар трения $i := 2$

$$F_{нак} := \frac{\pi \cdot (D_H^2 - d_{BH}^2) \cdot i}{4} \quad \text{см}^2$$

Удельная работа буксования сцепления

$$L_{буд} := \frac{L_{\delta}}{F_{нак}} \quad \frac{\text{Дж}}{\text{см}^2}$$

Допустимая удельная работа буксования

- для трактора с/х назначения $[L_{буд}] = 15 \dots 120 \text{ Дж/см}^2$

- для транспортного трактора $[L_{буд}] = 50 \dots 70 \text{ Дж/см}^2$

Нагрев нажимного диска

Повышение температуры нажимного диска за одно включение сцепления

$$\Delta T = \frac{K_{пт} L_{\delta}}{m_{нд} c_{нд}}$$

$K_{пт}$ - коэффициент перераспределения теплоты

- однодисковое сцепление $K_{пт} = 0.5$

- двухдисковое сцепление	$K_{\text{ПТ}} = 0,25$
$L_{\text{б}}$ - работа буксования сцепления	$\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{с}}$
$c_{\text{нд}}$ - теплоемкость чугуна	$\left(\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{°C}} \right)$
Наружный диаметр фрикционных накладок	$D_{\text{н}} \text{ см}$
Внутренний диаметр фрикционных накладок	$d_{\text{вн}} \text{ мм}$
Плотность чугуна	$\rho_{\text{ч}} := 7,5 \frac{\text{г}}{\text{см}^3}$
Толщина нажимного диска	$h_{\text{нд}} = 1,5 \dots 2,0 \text{ см}$
Масса нажимного диска	$m_{\text{нд}} := \frac{\pi \cdot \left[(D_{\text{н}} + 10)^2 - (d_{\text{вн}} - 10)^2 \right] \cdot h_{\text{нд}} \cdot \rho_{\text{ч}}}{4 \cdot 10^3}$
Нагрев нажимного диска	ΔT
О	$\Delta T := \frac{K_{\text{ПТ}} \cdot L_{\text{б}}}{m_{\text{нд}} \cdot c_{\text{нд}}}$
Допустимый нагрев нажимного диска за одно включение	$[\Delta T = 10 \dots 15^{\circ}]$

2.1 Лабораторная работа №6 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов коробки передач»

2.1.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов коробки передач

2.1.2 Задачи работы:

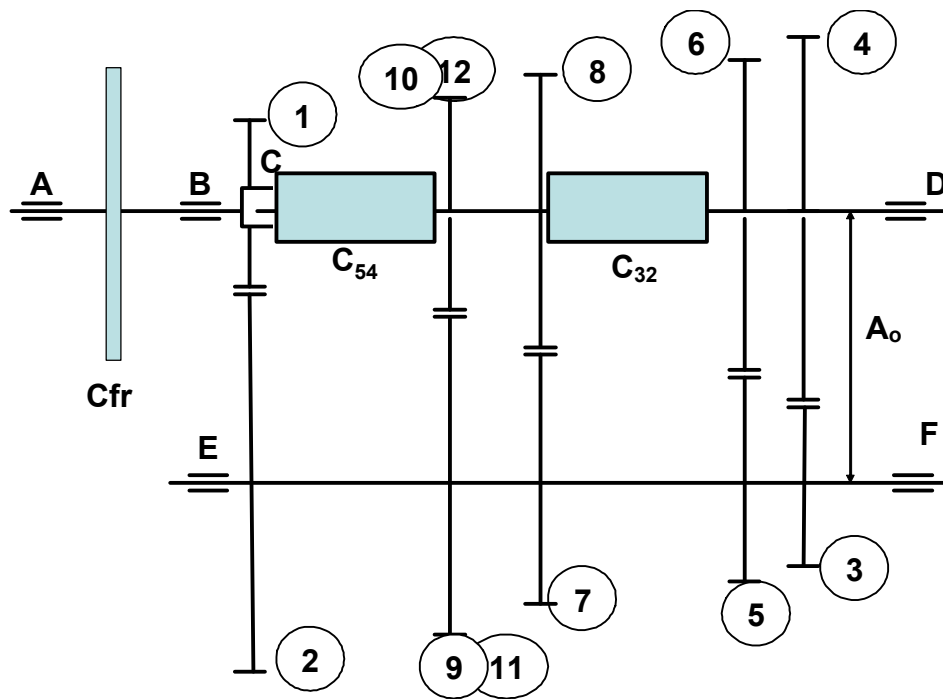
1. Рассчитать зубчатые колеса 3-х вальной КП
2. Рассчитать силы, действующих на зубчатые колеса 3-х вальной КП
3. Рассчитать зубчатые колеса на прочность
4. Рассчитать первичный вал (2-х вальная КП)
5. Рассчитать вал на прочность
6. Рассчитать углы перекося зубчатых колес

2.1.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Персональный компьютер
2. Программа Mathcad

2.1.4 Описание (ход) работы:

Кинематический расчет зубчатых колес 3-х вальной КП



Рекомендуемые значения нормального модуля

$M_{\phi}, \text{ Нм}$	100...200	201...400	401...600	601...800	801...1000
$m_n, \text{ мм}$	2,25...2,5	2,6...3,75	3,76...4,25	4,26...4,5	4,6...6,0

Кинематическая схема 3-х вальной коробки передач

C_{32}, C_{54} - синхронизаторы

C_{fr} - сцепление фрикционное

Максимальный момент, передаваемый сцеплением M_{ϕ} Нм

Все зубчатые колеса коробки передач выполним с одним нормальным модулем

m_n мм

Рассчитаем межосевое расстояние с учетом передаваемого момента

$$A_o = a \times \sqrt[3]{M_{\phi}}$$

$a = 14,5 \dots 16,0$ - для легковых автомобилей

$a = 17,0 \dots 21,5$ - для грузовых автомобилей

$$A_o := a \cdot \sqrt[3]{M_{\phi}} \quad A_o \text{ мм}$$

Округляем A_o мм

Угол наклона зубьев шестерен постоянного зацепления, в градусах β в радианах

$$\beta_p := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

$$\text{Сумма чисел зубьев пары, находящейся в зацеплении} \quad Z_{\text{сум}} := \frac{2 \cdot A_o \cdot \cos(\beta_p)}{m_n}$$

Примем $Z_{\text{сум}}$

Передаточное число КП на первой передаче I_{k1}

$$\text{Передаточное число шестерен постоянного зацепления} \quad I_{пз} := \sqrt{I_{k1}} \quad I_{пз} =$$

$$\text{Число зубьев пары постоянного зацепления} \quad Z_1 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_{пз} + 1}$$

Примем Z_1

$$Z_2 := Z_{\text{сум}} - Z_1$$

Фактическое передаточное число пары постоянного зацепления $I_{\text{пз}} := \frac{Z_2}{Z_1}$

Диаметры делительных окружностей пары постоянного зацепления $d_{\text{д1}} := \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)}$ мм

$$d_{\text{д2}} := 2 \cdot A_o - d_{\text{д1}} \text{ мм}$$

Для колес с коррегированными зубьями высота головки зуба составляет $h = 0.8m_n$.

Диаметры окружностей вершин $d_{\text{а1}} := d_{\text{д1}} + 1.6 \cdot m_n$ мм

$$d_{\text{а2}} := d_{\text{д2}} + 1.6 \cdot m_n \text{ мм}$$

Диаметры окружностей впадин $d_{\text{ф1}} := d_{\text{д1}} - 2.5 \cdot m_n$ мм

$$d_{\text{ф2}} := d_{\text{д2}} - 2.5 \cdot m_n \text{ мм}$$

Рассчитаем число зубьев шестерен 1, 2, 3, 4 (или 5) передач.

Для прямой передачи зубчатые колеса не нужны.

Передаточные числа пары шестерен для этих передач

$$I_n = I_{\text{кн}} / I_{\text{пз}}$$

Передаточные числа коробки передач $I_{\text{k2}} : I_{\text{k3}} : I_{\text{k4}} : I_{\text{k5}}$

Передаточные числа пары шестерен:

$$\text{- первая передача } I_1 := \frac{I_{\text{k1}}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- вторая передача } I_2 := \frac{I_{\text{k2}}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- третья передача } I_3 := \frac{I_{\text{k3}}}{I_{\text{пз}}}$$

$$\text{- четвертая передача } I_4 := \frac{I_{\text{k4}}}{I_{\text{пз}}}$$

Принимаем I_4

$$\text{- пятая передача } I_5 := \frac{I_{\text{k5}}}{I_{\text{пз}}}$$

Принимаем I_5

$$\text{Числа зубьев шестерен } Z_3 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_1 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_3$$

$$Z_4 := Z_{\text{сум}} - Z_3 \quad Z_5 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_2 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_5$$

$$Z_6 := Z_{\text{сум}} - Z_5 \quad \text{Принимаем } Z_6$$

$$Z_7 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_3 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_7$$

$$Z_8 := Z_{\text{сум}} - Z_7 \quad Z_9 := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_4 + 1} \quad \text{Принимаем } Z_9$$

$$Z_{10} := Z_{\text{сум}} - Z_9 \quad \text{Принимаем } Z_{10} \quad Z_{11} := \frac{Z_{\text{сум}}}{I_5 + 1} \quad Z_{11}$$

$$\text{Принимаем } Z_{12} := Z_{\text{сум}} - Z_{11}$$

$$\text{Принимаем } Z_{12}$$

Определим размеры шестерен

Первая передача

Делительные диаметры

$$d_{д3} := \frac{Z_3 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{д4} := 2 \cdot A_o - d_{д3} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a3} := d_{д3} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a4} := d_{д4} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f3} := d_{д3} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{f4} := d_{д4} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Вторая передача

Делительные диаметры

$$d_{д5} := \frac{Z_5 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{д6} := 2 \cdot A_o - d_{д5} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a5} := d_{д5} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a6} := d_{д6} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f5} := d_{д5} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{f6} := d_{д6} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Третья передача

Делительные диаметры

$$d_{д7} := \frac{Z_7 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{д8} := 2 \cdot A_o - d_{д7} \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a7} := d_{д7} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{a8} := d_{д8} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f7} := d_{д7} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

$$d_{f8} := d_{д8} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Четвертая передача

Делительные диаметры

$$d_{д9} := \frac{Z_9 \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{д10} := 2 \cdot A_o - d_{д9} \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{д10} : \text{мм}$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a9} := d_{д9} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{a9} : \text{мм}$

$$d_{a10} := d_{д10} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{a10} \text{ мм}$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f9} := d_{д9} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{f9} \text{ мм}$

$$d_{f10} := d_{д10} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{f10} \text{ мм}$

Пятая передача

Делительные диаметры

$$d_{д11} := \frac{Z_{11} \cdot m_n}{\cos(\beta_p)} \quad \text{мм}$$

$$d_{д12} := 2 \cdot A_o - d_{д11} \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{д12} \text{ мм}$

Диаметры окружностей вершин

$$d_{a11} := d_{д11} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{a11} \text{ мм}$

$$d_{a12} := d_{д12} + 1.6 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{a12} \text{ мм}$

Диаметры окружностей впадин

$$d_{f11} := d_{д11} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{f11} \text{ мм}$

$$d_{f12} := d_{д12} - 2.5 \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Принимаем $d_{f12} \text{ мм}$

Фактические значения передаточных чисел коробки передач: $I_{к1} := I_{пз} \cdot \frac{Z_4}{Z_3}$

Отклонение от расчетной величины

$$\Delta_1 := \frac{I_{к1} - I_{к1}}{I_{к1}} \quad I_{к2} := I_{пз} \cdot \frac{Z_6}{Z_5}$$

$$\Delta_2 := \frac{I_{к2} - I_{к2}}{I_{к2}}$$

$$I_{к3} := I_{пз} \cdot \frac{Z_8}{Z_7} \quad \Delta_3 := \frac{I_{к3} - I_{к3}}{I_{к3}}$$

$$I_{k4} := I_{пз} \cdot \frac{Z_{10}}{Z_9}$$

Принимаем $\Delta_4 := \frac{I_{к4} - I_{k4}}{I_{k4}}$

$$I_{к5} := I_{пз} \cdot \frac{Z_{12}}{Z_{11}}$$

Принимаем $\Delta_5 := \frac{I_{к5} - I_{k5}}{I_{k5}}$

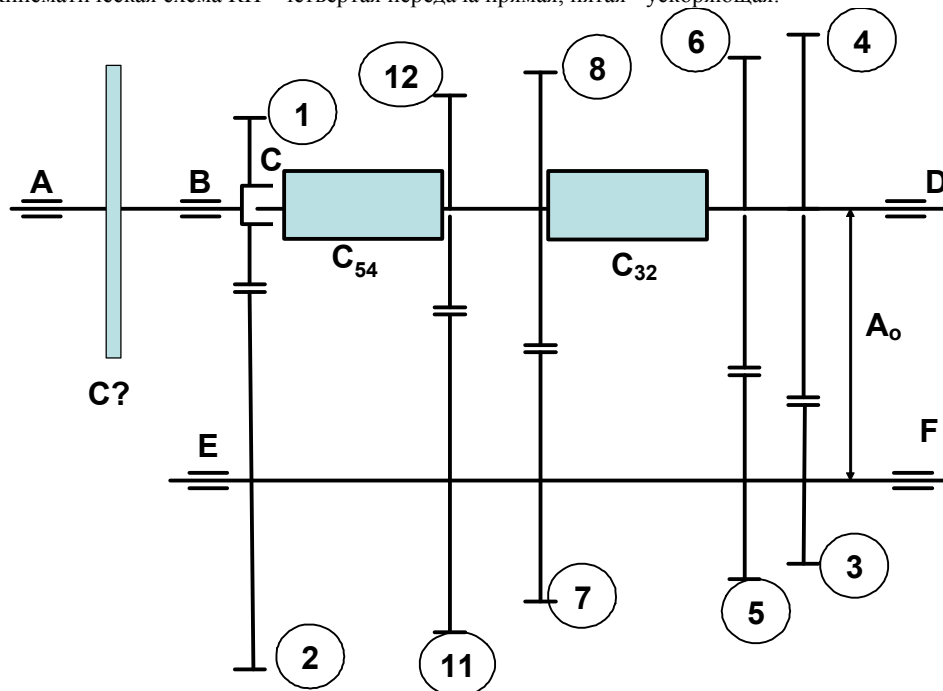
Отклонения от расчетных величин не должны превышать 5%.

Ширину зубчатых колес для всех передач принимаем одинаковой
Коэффициент ширины зубчатого колеса $K_{bш} = 5 \dots 8$

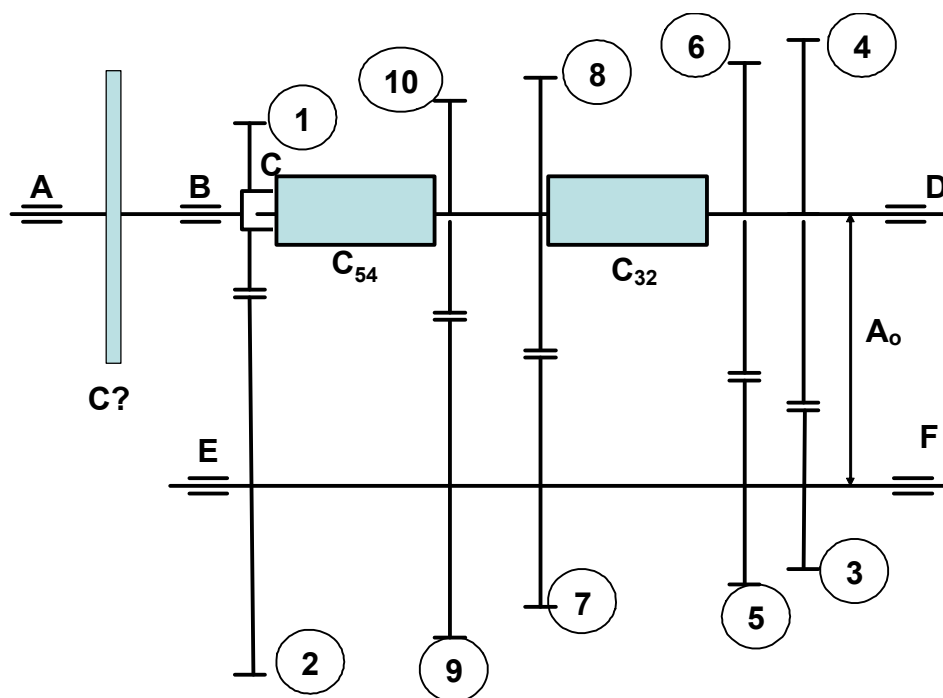
$$b_{ш} := K_{bш} \cdot m_n \quad \text{мм}$$

Расчет сил, действующих на зубчатые колеса 3-х вальной КП

Кинематическая схема КП - четвертая передача прямая, пятая - ускоряющая.



Кинематическая схема КП - пятая передача прямая.



На зубья шестерен постоянного зацепления привода промежуточного вала действуют силы:

$$P_{1,2} = \frac{M_{\text{е макс}}}{r_1}$$

$$P_{x1,2} = P_{1,2} \tan \beta$$

- окружная
- осевая

$$P_{n1,2} = \frac{P_{1,2}}{\cos \alpha \cos \beta}$$

$$P_{p1,2} = \frac{P_{1,2} \tan \alpha}{\cos \beta}$$

- радиальная
- нормальная

r_1 - радиус делительной окружности шестерни постоянного зацепления

α - угол профиля зуба

β - угол наклона зуба

На зубья шестерен n -ой передачи действуют силы:

$$P_n = \frac{M_{\text{е max}} I_{kn}}{r_n}$$

$$P_{xn} = P_n \tan \beta_n$$

- окружная
- осевая

$$P_{pn} = \frac{P_n \tan \alpha}{\cos \beta_n}$$

$$P_{nn} = \frac{P_n}{\cos \alpha \cos \beta_n}$$

- радиальная

- нормальная

$I_{кп}$ - передаточное число коробки на n -ой передаче

r_n - радиус делительной окружности зубчатого колеса n -ой передачи на вторичном валу

β_n - угол наклона зубьев шестерен n -ой передачи

Силы, действующие в зацеплении шестерен привода промежуточного вала

Диаметр делительной окружности шестерни привода промежуточного вала

$$d_{д1} := 97.1$$

мм

Угол наклона зубьев шестерен $\beta = 25^\circ$

$$\beta_p := 0.436$$

Угол зацепления шестерен $\alpha = 20^\circ$

$$\alpha_p := 0.349$$

Фрикционный момент

$$M_\phi := 486$$

мм

Окружное усилие

$$P_{12} := \frac{2000 \cdot M_\phi}{d_{д1}}$$

$$P_{12} = 1.001 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p12} := \frac{P_{12} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p12} = 4.019 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x12} := P_{12} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x12} = 4.664 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен первой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса первой передачи

$$d_{д4} := 218.5$$

мм

Передаточное число КП на первой передаче

$$I_{к1} := 5.04$$

Окружное усилие

$$P_{34} := \frac{2000 \cdot M_\phi \cdot I_{к1}}{d_{д4}}$$

$$P_{34} = 2.242 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p34} := \frac{P_{34} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p34} = 9.001 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x34} := P_{34} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x34} = 1.045 \times 10^4$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен второй передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса второй передачи

$$d_{д6} := 178.8$$

мм

Передаточное число КП на второй передаче

$$I_{к2} := 2.97$$

Окружное усилие

$$P_{56} := \frac{2000 \cdot M_{\phi} \cdot I_{к2}}{d_{д6}}$$

$$P_{56} = 1.615 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p56} := \frac{P_{56} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p56} = 6.482 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x56} := P_{56} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x56} = 7.522 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен третьей передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса третьей передачи

$$d_{д8} := 134.6$$

мм

Передаточное число КП на третьей передаче

$$I_{к3} := 1.71$$

Окружное усилие

$$P_{78} := \frac{2000 \cdot M_{\phi} \cdot I_{к3}}{d_{д8}}$$

$$P_{78} = 1.235 \times 10^4$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p78} := \frac{P_{78} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p78} = 4.957 \times 10^3$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x78} := P_{78} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x78} = 5.753 \times 10^3$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен четвертой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса четвертой передачи

Примечание- для прямой передачи условно принимаем $d_{д10} = 1000000$

$$d_{д10} := 1000000$$

мм

Передаточное число КП на четвертой передаче

$$I_{к4} := 1$$

Окружное усилие

$$P_{910} := \frac{2000 \cdot M_{\phi} \cdot I_{к4}}{d_{д10}}$$

$$P_{910} = 0.972$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p910} := \frac{P_{910} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p910} = 0.39$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x910} := P_{910} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x910} = 0.453$$

Н

Силы, действующие в зацеплении шестерен пятой передачи

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса пятой передачи

Примечание- если пятая передача прямая или она отсутствует условно принимаем $d_{д12} = 1000000$

$$d_{д12} := 1000000$$

мм

Передаточное число КП на пятой передаче

$$I_{к5} := 1$$

Окружное усилие

$$P_{1112} := \frac{2000 \cdot M_{\phi} \cdot I_{к5}}{d_{д12}}$$

$$P_{1112} = 0.972$$

Н

Радиальное усилие

$$P_{p1112} := \frac{P_{1112} \cdot \tan(\alpha_p)}{\cos(\beta_p)}$$

$$P_{p1112} = 0.39$$

Н

Осевое усилие

$$P_{x1112} := P_{1112} \cdot \tan(\beta_p)$$

$$P_{x1112} = 0.453$$

Н

Расчет зубчатых колес на прочность

Наиболее нагруженными являются зубчатые колеса первой передачи, поэтому прочностные расчеты выполним для этих колес.

Число зубьев шестерни первой передачи

$$Z_1 := 23$$

Напряжение от изгиба и сжатия можно определить по формуле Люиса

$$\sigma_n = \frac{P}{b t_n y}$$

P - окружное усилие на колесе,

b - ширина колеса,

t_n - шаг по делительной окружности

m_n - нормальный модуль

$$m_n := 4.0$$

мм

$$t_n := \pi \cdot m_n$$

$$t_n = 12.566$$

мм

y - коэффициент профиля зуба. Его можно рассчитать по эмпирической формуле с учетом приведенного числа зубьев.

Угол наклона зубьев

$$\beta_p := 0.43$$

$$Z_{пр} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_p)^3}$$

$$Z_{пр} = 30.626$$

Z₁ - число зубьев меньшего колеса первой передачи

$$y := 0.154 - \frac{1.23}{Z_{пр}} + \frac{3.33}{Z_{пр}^2}$$

$$y = 0.117$$

Окружное усилие на зубьях шестерен 1-ой передачи

$$P_{34} := 2242$$

Н

Ширина шестерни

$$b_{ш} := 32$$

мм

Напряжение от изгиба и кручения

$$\sigma_{\text{и}} := \frac{P_{34}}{b_{\text{ш}} \cdot t_n \cdot y}$$

$$\sigma_{\text{и}} = 47.495$$

МПа

$$[\sigma_{\text{и}}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Контактные напряжения можно определить по формуле Герца:

Модуль упругости для стали

$$E := 2 \cdot 10^5$$

МПа

Делительные диаметры зубчатых колес первой передачи

$$d_{\text{д3}} := 101.5$$

мм

$$d_{\text{д4}} := 218.5$$

мм

Угол зацепления

$$\alpha_p := 0.349$$

$$\sigma_k := 0.418 \cdot \cos(\beta_p) \cdot \sqrt{\frac{P_{34} \cdot E}{b_{\text{ш}} \cdot \sin(\alpha_p) \cdot \cos(\alpha_p)} \cdot \left(\frac{2}{d_{\text{д3}}} + \frac{2}{d_{\text{д4}}} \right)}$$

$$\sigma_k = 426.214$$

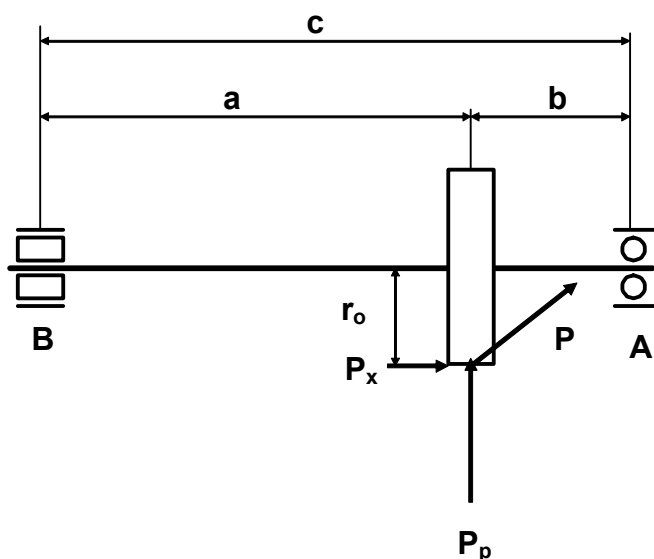
МПа

Допустимое контактное напряжение

$$[\sigma_k] = 1100 \dots 1300 \text{ МПа}$$

Расчет первичного вала (2-х вальная КП)

Схема сил, действующих на первичный вал на 1-ой передаче



Силы, действующие на шестерню

- окружная

- радиальная

- осевая

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Фрикционный момент

$$M_{\phi} := 486$$

Нм

Ширина шестерни

$$b_{ш} := 0.032$$

М

Межосевое расстояние

$$A_o := 0.16$$

М

Диаметр вторичного вала

$$d_{2кп} := 0.45 \cdot A_o$$

$$d_{2кп} = 0.072$$

М

Делительный диаметр шестерни 1-ой передачи

$$d_{д3} := 0.053$$

М

Расстояние между опорами первичного вала для 2-х вальной КП определяется из соотношения

$$c = \frac{d_{2кп}}{c_d}$$

где $c_d = 0,18 \dots 0,21$ Принимаем

$$c_d := 0.18$$

М

$$c := \frac{d_{2кп}}{c_d}$$

$$c = 0.4$$

М

Расстояние от шестерни до ближайшей опоры

$$b := 0.050$$

М

$$a := c - b$$

$$a = 0.35$$

мм

Реакции опор в вертикальной плоскости

$$R_{AB} := \frac{P_{p34} \cdot a}{c}$$

$$R_{AB} = 7.876 \times 10^3$$

Н

$$R_{BB} := \frac{P_{p34} \cdot b}{c}$$

$$R_{BB} = 1.125 \times 10^3$$

Н

Реакции опор в горизонтальной плоскости

$$R_{A\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot a}{c}$$

$$R_{A\Gamma} = 1.962 \times 10^4$$

Н

$$R_{B\Gamma} := \frac{P_{34} \cdot b}{c}$$

$$R_{B\Gamma} = 2.802 \times 10^3$$

Н

Максимальный изгибающий момент

$$M_{из} := \sqrt{\left[\frac{(P_{34} \cdot a \cdot b)}{c}\right]^2 + \left[\frac{(P_{p34} \cdot a - P_{x34} \cdot d_{д3} \cdot 0.5) \cdot b}{c} + P_{x34} \cdot d_{д3} \cdot 0.5\right]^2}$$

$$M_{из} = 1.169 \times 10^3$$

Нм

Диаметр вала с учетом суммарного напряжения от изгиба и кручения

Эквивалентный момент

$$M_{\vartheta} := \sqrt{M_{из}^2 + M_{\phi}^2}$$

$$M_{\vartheta} = 1.266 \times 10^3$$

Нм

Допускаемое напряжение

$$(\sigma) := 200$$

МПа

$$d_B := \sqrt[3]{\frac{M_{\vartheta} \cdot 1000}{0.1 \cdot (\sigma)}}$$

$$d_B = 39.854$$

мм

Примем

$$d_B := 38$$

мм

Шлицы 50x46x8x9 (см. Расчет сцепления) заменим на шлицы 42x38x8x7

Шлицы вала рассчитывают на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4M_{\text{к max}}}{(D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}})(D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}})L_{\text{ш}}Z_{\text{ш}}}$$

$D_{\text{ш}}$ и $d_{\text{ш}}$ - наружный и внутренний диаметр шлицев

$L_{\text{ш}}$ - длина шлицев

$Z_{\text{ш}}$ - число шлицев

Выбираем шлицы средней серии

$$Z_{\text{ш}} := 8$$

$$b_{\text{шл}} := 0.007$$

М

$$d_{\text{ш}} := 0.038$$

М

$$D_{\text{ш}} := 0.042$$

М

$$\sigma_{\text{см}} := \frac{M_{\phi} \cdot 4}{10^6 \cdot (D_{\text{ш}} + d_{\text{ш}}) \cdot (D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}}) \cdot b_{\text{ш}} \cdot Z_{\text{ш}}}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 23.73$$

МПа

$[\sigma_{\text{см}}] = 150 \dots 200$ МПа

Напряжение среза шлицев

$$\tau_{\text{ср}} := \frac{M_{\phi} \cdot 2}{(D_{\text{ш}} - d_{\text{ш}}) \cdot b_{\text{ш}} \cdot b_{\text{шл}} \cdot Z_{\text{ш}} \cdot 10^6}$$

$[\tau_{\text{ср}}] = 150 \dots 200$ МПа

$$\tau_{\text{ср}} = 135.603$$

МПА

РАСЧЕТ ВАЛОВ НА ПРОГИБ

Прогиб обычно рассчитывают для первичного и вторичного валов.

Диаметр промежуточного вала выбирают из конструктивных соображений, выполняя его в виде блока шестерен или заодно целое с ведущей шестерней первой передачи.

Диаметр первичного вала

$$d_{1\text{кп}} := 0.040$$

М

Диаметр вторичного вала

$$d_{2\text{кп}} := 0.055$$

М

Расстояние между опорами первичного вала

$$a_{\text{пв}} := 0.276$$

М

Расстояние между опорами вторичного вала

$$c_{\text{вв}} := 0.261$$

М

Расстояние от шестерни до опоры первичного вала

$$b_{\text{пв}} := 0.040$$

М

Расстояние от зубчатого колеса до опоры
вторичного вала

$$b_{BV} := 0.050$$

М

Делительный диаметр шестерни первичного вала

$$d_{d1} := 0.0971$$

М

Делительный диаметр зубчатого колеса
вторичного вала

$$d_{d4} := 0.2185$$

М

Силы, действующие в зацеплении шестерен

$$P_{12} := 10010$$

Н

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p12} := 4019$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x12} := 4664$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Реакции опоры В в горизонтальной и вертикальной плоскостях

$$R_{BГ} := 11460$$

Н

$$R_{BV} := 4600$$

Н

Модуль упругости для стали

$$E := 2.0 \cdot 10^5$$

МПа

Экваториальный момент инерции сечения первичного вала

$$J_{пвэ} := \frac{\pi \cdot d_{1кп}^4}{64}$$

$$J_{пвэ} = 1.257 \times 10^{-7}$$

М⁴

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{пвв} := \frac{(P_{p12} + R_{BV}) \cdot b_{пв}^2 \cdot a_{пв}}{3 \cdot E \cdot J_{пвэ} \cdot 10^3} - \frac{P_{x12} \cdot 0.5 \cdot d_{d1} \cdot b_{пв} \cdot (2 \cdot a_{пв} + 3 \cdot b_{пв})}{6 \cdot E \cdot J_{пвэ} \cdot 10^3}$$

$$Y_{пвв} = 0.01$$

мм

Экваториальный момент инерции сечения вторичного вала

$$J_{\text{ВВЭ}} := \frac{\pi \cdot d_{\text{КП}}^4}{64}$$

$$J_{\text{ВВЭ}} = 4.492 \times 10^{-7}$$

М⁴

Прогиб вторичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{\text{ВВВ}} := \frac{P_{\text{р34}} \cdot (c_{\text{ВВ}} - b_{\text{ВВ}})^2 \cdot b_{\text{ВВ}}^2}{3000 \cdot c_{\text{ВВ}} \cdot E \cdot J_{\text{ВВЭ}}} - \frac{P_{\text{х34}} \cdot d_{\text{д4}} \cdot (c_{\text{ВВ}} - b_{\text{ВВ}}) \cdot b_{\text{ВВ}} \cdot (c_{\text{ВВ}} - b_{\text{ВВ}} \cdot 2)}{6000 \cdot E \cdot J_{\text{ВВЭ}} \cdot c_{\text{ВВ}}} + \frac{b_{\text{ВВ}}}{c_{\text{ВВ}}} \cdot Y_{\text{ПВВ}}$$

$$Y_{\text{ВВВ}} = -0.011$$

мм

Прогиб первичного вала в горизонтальной плоскости

$$Y_{\text{ПВГ}} := \frac{(P_{12} - R_{\text{ВГ}}) \cdot b_{\text{ПВ}}^2 \cdot a_{\text{ПВ}}}{3000 \cdot E \cdot J_{\text{ПВЭ}}}$$

мм

$$Y_{\text{ПВГ}} = -8.493 \times 10^{-3}$$

Прогиб вторичного вала в горизонтальной плоскости

$$Y_{\text{ВВГ}} := \frac{P_{34} \cdot (c_{\text{ВВ}} - b_{\text{ВВ}})^2 \cdot b_{\text{ВВ}}^2}{3000 \cdot c_{\text{ВВ}} \cdot E \cdot J_{\text{ВВЭ}}} - \frac{b_{\text{ВВ}}}{c_{\text{ВВ}}} \cdot Y_{\text{ПВГ}}$$

$$Y_{\text{ВВГ}} = 0.037$$

мм

Допустимые значения прогиба:

- в вертикальной плоскости $Y_{\text{В}} = (0,05...0,10)\text{мм}$
- в горизонтальной плоскости $Y_{\text{Г}} = (0,10...0,15)\text{мм}$

Суммарный прогиб
первичного вала

$$Y_{\text{сумПВ}} := \sqrt{Y_{\text{ПВВ}}^2 + Y_{\text{ПВГ}}^2}$$

$$Y_{\text{сумПВ}} = 0.013$$

мм

вторичного вала

$$Y_{\text{сумВВ}} := \sqrt{Y_{\text{ВВВ}}^2 + Y_{\text{ВВГ}}^2}$$

$$Y_{\text{сумВВ}} = 0.039$$

мм

Допустимый суммарный прогиб $Y_{\text{сум}} < 0.20\text{мм}$.

УГЛЫ ПЕРЕКОСА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Расчеты выполняют для ведущей шестерни Z_1 первичного вала и ведомого зубчатого колеса Z_4 вторичного вала.

Диаметр первичного вала

$$d_{1\text{КП}} := 40$$

мм

Диаметр вторичного вала

$$d_{2кП} := 55$$

мм

$$a_{ПВ} := 276$$

мм

Расстояние между опорами первичного вала

$$c_{ВВ} := 261$$

мм

Расстояние между опорами вторичного вала

Расстояние от шестерни до опоры первичного вала

$$b_{ПВ} := 40$$

мм

Расстояние от зубчатого колеса до опоры

вторичного вала

$$b_{ВВ} := 50$$

мм

Делительный диаметр шестерни первичного вала

$$d_{д1} := 97.1$$

мм

Делительный диаметр зубчатого колеса

вторичного вала

$$d_{д4} := 218.5$$

мм

$$a_{ВВ} := c_{ВВ} - b_{ВВ}$$

Силы, действующие в зацеплении шестерен

$$P_{12} := 10010$$

Н

$$P_{34} := 22420$$

Н

$$P_{p12} := 4019$$

Н

$$P_{p34} := 9001$$

Н

$$P_{x12} := 4664$$

Н

$$P_{x34} := 10450$$

Н

Реакции опоры В в горизонтальной и вертикальной плоскостях

$$R_{АГ} := 1448$$

Н

$$R_{АВ} := 581$$

Н

Модуль упругости для стали

$$E := 2.0 \cdot 10^5$$

МПа

Экваториальный момент инерции сечения

- первичного вала

$$J_{ПВЭ} := 1.257 \cdot 10^5$$

мм⁴

- вторичного вала

$$J_{ВВЭ} := 1.257 \cdot 10^5$$

мм⁴

Прогиб первичного вала в вертикальной плоскости

$$Y_{ПВВ} := -0.013$$

мм

Угол перекоса зубчатого колеса Z₁ относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{1Г} := \frac{(P_{p12} + R_{AB}) \cdot (2 \cdot a_{ПВ} + 3 \cdot b_{ПВ}) \cdot b_{ПВ}}{6 \cdot E \cdot J_{ПВЭ}} - \frac{P_{x12} \cdot d_{д1} \cdot (a_{ПВ} + 3 \cdot b_{ПВ})}{6 \cdot E \cdot J_{ПВЭ}}$$

$$\Theta_{1Г} = -3.692 \times 10^{-4}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z₄ относительно горизонтальной оси

$$\Theta_{4Г} := \frac{P_{x34} \cdot d_{д4} \cdot (a_{ВВ}^2 - a_{ВВ} \cdot b_{ВВ} + b_{ВВ}^2)}{6 \cdot c_{ВВ} \cdot E \cdot J_{ВВЭ}} + \frac{P_{p34} \cdot a_{ВВ} \cdot b_{ВВ} \cdot (b_{ВВ} - a_{ВВ})}{3 \cdot c_{ВВ} \cdot J_{ВВЭ} \cdot E} - \frac{Y_{ПВВ}}{c_{ВВ}}$$

$$\Theta_{4Г} = 1.388 \times 10^{-3}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z₁ относительно вертикальной оси

$$\Theta_{1В} := \frac{(P_{12} - R_{AG}) \cdot b_{ПВ} \cdot (2 \cdot a_{ПВ} + 3 \cdot b_{ПВ})}{6 \cdot E \cdot J_{ПВЭ}}$$

$$\Theta_{1В} = 1.526 \times 10^{-3}$$

рад

Угол перекоса зубчатого колеса Z₄ относительно вертикальной оси

$$\Theta_{4В} := \frac{P_{34} \cdot a_{ВВ} \cdot b_{ВВ} \cdot (b_{ВВ} - a_{ВВ})}{3 \cdot c_{ВВ} \cdot E \cdot J_{ВВЭ}}$$

$$\Theta_{4В} = -1.935 \times 10^{-3}$$

рад

Перекося зубчатых колес не должен превышать $\Theta = 2 \times 10^{-3}$ рад.

2.7 Лабораторная работа №7 (2 часа).

Тема: «Расчет карданной и главной передач»

2.7.1 Цель работы: Изучить методику расчета карданной и главной передачи

2.7.2 Задачи работы:

1. Рассчитать асинхронный шарнир

2. Рассчитать шарнир равных угловых скоростей
3. Рассчитать карданный вал с ШРУС
4. Рассчитать крутящий момент
5. Рассчитать цилиндрическую передачу
6. Рассчитать коническую передачу
7. Рассчитать гипоидную передачу
8. Рассчитать конические роликоподшипники ведущего вала

2.7.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Персональный компьютер
2. Программа Mathcad

2.7.4 Описание (ход) работы:

РАСЧЕТ КАРДАННОГО АСИНХРОННОГО ШАРНИРА

Расчетный крутящий момент

$$M_p = M_\phi I_{k1}$$

$$I_{k1} := 7.442$$

Передаточное число коробки на первой передаче
Максимальный крутящий момент,
передаваемый сцеплением

$$M_\phi := 317$$

Нм

Номинальная частота вращения коленвала

$$n_H := 3200$$

об / мин

$$M_p := M_\phi \cdot I_{k1}$$

$$M_p = 2.359 \times 10^3$$

Нм

Частота вращения коленвала при максимальном
крутящем моменте

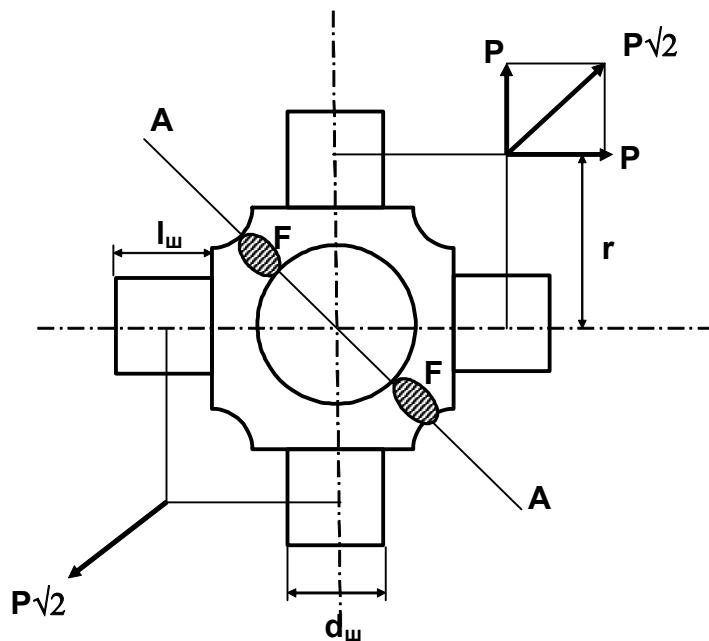
$$n_M := 1800 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Окружное усилие на крестовине карданного шарнира

$$P_{крест} = \frac{M_p}{2r}$$

r - радиус приложения силы

Расчет крестовины карданного шарнира



Напряжение изгиба щипа крестовины

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_p l_{\text{ш}}}{0.4 r d_{\text{ш}}^3}$$

Допустимое напряжение на изгиб

$$(\sigma_{\text{и}}) := 300$$

МПа

Примем $r = 2,5 l_{\text{ш}}$

Диаметр щипа определится

$$d_{\text{ш}} := \sqrt[3]{\frac{M_p}{(\sigma_{\text{и}}) \cdot 10^6}}$$

$$d_{\text{ш}} = 0.02$$

М

Выбираем подшипник 4024103

Внутренний диаметр подшипника

$$d_{\text{ш}} := 0.024$$

М

Длина иголок

$$l_{\text{и}} := 0.012$$

М

Диаметр иголок

$$d_{\text{и}} := 0.002$$

М

Число иголок

$$Z := 40$$

Длина щипа крестовины

$$l_{\text{ш}} := 2 \cdot l_{\text{и}}$$

$$l_{\text{ш}} = 0.024$$

М

Окружное усилие

$$P := \frac{M_p}{5 \cdot l_{\text{ш}}}$$

$$P = 1.966 \times 10^4$$

Н

Напряжение среза шипа крестовины

$$\tau := \frac{2 \cdot M_p}{5.0 \cdot l_{\text{ш}} \cdot \pi \cdot d_{\text{ш}}^2 \cdot 10^6}$$

$$\tau = 21.728$$

МПа

Допускаемое напряжение

$$[\tau] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$$

Напряжение крестовины на разрыв силами $1,41P$ в сечении А-А площадью $2F$

$$\sigma_p = \frac{\sqrt{2} \times M_p}{10 \times l_{\text{ш}} F}$$

$$(\sigma_p) := 100$$

МПа

Площадь крестовины F в сечении А-А

$$F := \sqrt{2} \cdot \frac{M_p}{10 \cdot l_{\text{ш}} \cdot \sigma_p \cdot 10^6}$$

$$F = 1.39 \times 10^{-4}$$

м²

Для прямоугольного сечения $F = b \times h$

Приняв

$$b := d_{\text{ш}} + 0.004$$

$$b = 0.028$$

м

получим

$$h := \frac{F}{b}$$

$$h = 4.965 \times 10^{-3}$$

м

Допустимая нагрузка на игольчатый подшипник

$$\gamma := 10$$

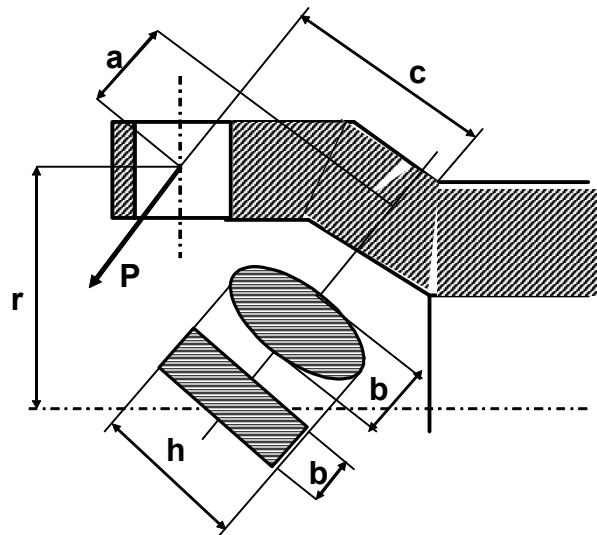
$$P_p := Z \cdot l_{\text{ш}} \cdot 7900 \cdot 10^4 \cdot \frac{d_{\text{ш}}}{\sqrt[3]{\tan(\gamma) \cdot \frac{n_{\text{м}}}{I_{\text{к1}}}}}$$

$$P_p = 2.813 \times 10^4$$

Н

$$P_p > P$$

Расчет вилки шарнира



$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{р}} c}{2r W_{\text{н}}}$$

Напряжение изгиба вилки

Допустимое напряжение

$$(\sigma_{\text{н}}) := 80$$

МПа

$W_{\text{н}}$ - момент сопротивления изгибу

$$c := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

плечо приложения силы

$$c = 0.036$$

м

$$W_{\text{н}} := c \cdot \frac{M_{\text{р}}}{5 \cdot l_{\text{ш}} \cdot (\sigma_{\text{н}}) \cdot 10^6}$$

$$W_{\text{н}} = 8.847 \times 10^{-6}$$

м³

Ширина вилки

$$h := 1.5 \cdot d_{\text{ш}}$$

$$h = 0.036$$

м

Выберем форму поперечного сечения вилки в опасном сечении

$x = 0$ - для прямоугольного сечения,

$x = 1$ - для эллиптического сечения

$$x := 1$$

Толщина вилки

$$b_1 := 6 \cdot \frac{W_{\text{н}}}{h^2}$$

$$b_2 := 10 \cdot \frac{W_{\text{н}}}{h^2}$$

$$b = 0.068$$

м

$$\tau_{\kappa} = \frac{M_p a}{2rW_{\kappa p}}$$

Напряжение кручения вилки

Допустимое напряжение

$$[\sigma_{\kappa}] = 120 \dots 150 \text{ МПа}$$

$W_{\kappa p}$ - момент сопротивления кручению

Для прямоугольного сечения $W_{\kappa p} = f(h/b)$

h/b	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
κ_W	0,208	0,231	0,246	0,258	0,267

$$\frac{h}{b} = 0.527$$

$$\kappa_W := 0.231$$

$$W_{\kappa p1} := \kappa_W \cdot b \cdot h^2$$

Для эллиптического сечения

$$W_{\kappa p2} := b \cdot \frac{h^2}{5}$$

$$W_{\kappa p} = 1.769 \times 10^{-5}$$

м³

$$\tau_{\kappa} = 66.667$$

МПа

$$\sigma_{\kappa} < [\sigma_{\kappa}] - \text{условие выполнено}$$

Шарнир равных угловых скоростей

Выберем диаметр шариков $d_{ш} = 20...30\text{мм}$

$$d_{ш} := 20$$

мм

Радиус окружности, образующей ось канавок

$$R_k = k \cdot d, \text{ где } k = 1,6...1,8$$

$$k := 1,7$$

$$R_k := k \cdot d_{ш}$$

$$R_k = 34$$

мм

Угол излома валов $\gamma = 30...35^\circ$

$$\gamma := 30$$

$$\gamma_p := \frac{\gamma \cdot \pi}{180}$$

$$\gamma_p = 0,524$$

Расчетный крутящий момент, передаваемый шарниром

$$M_p = M_\phi I_{k1} I_o$$

$$M_\phi := 396$$

Нм - максимальный крутящий момент двигателя

$$I_{k1} := 7,442$$

- передаточное число коробки на первой передаче

$$I_o := 6,45$$

- передаточное число главной передачи

$$M_p := M_\phi \cdot I_{k1} \cdot I_o$$

$$M_p = 1,901 \times 10^4$$

Нм

Окружное усилие, действующее на шарики

$$P := \frac{M_p}{6 \cdot R_k \cdot \cos(\gamma_p)}$$

$$P = 107,593$$

кН

Контактное напряжение

$$\sigma_k := 5100 \cdot \left(\frac{P}{d_{ш}^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\sigma_k = 3,292 \times 10^3$$

МПа

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_k] = 2500...3500\text{МПа}$

РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШНУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_n := 3200 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

Расчетный крутящий момент

$$M_p := 2359 \text{ Нм}$$

Напряжение кручения трубчатого вала

$$\tau_{кр} = \frac{M_p d_n}{0,2(d_n^4 - d_v^4)}$$

Допустимое напряжение

$$[\sigma_{кр}] = 100 \dots 120 \text{ МПа}$$

Размеры вала связаны с размерами игольчатых подшипников.

Длина иголок подшипника

$$l_{ш} := 0.012$$

м

d_H - наружный диаметр вала

$$d_H := 6 \cdot l_{ш}$$

$$d_H = 0.072$$

м

d_B - внутренний диаметр вала

$$d_B := d_H - 0.007$$

$$d_B = 0.065$$

м

Толщина стенок вала обычно составляет 2,0...3,5 мм.

$$\tau_{кр} := \frac{M_p \cdot d_H}{0,2 \cdot (d_H^4 - d_B^4) \cdot 10^6}$$

$$\tau_{кр} = 94.117$$

$$\text{МПа} < [\sigma_{кр}]$$

Длина карданного вала принимается из конструктивных соображений, так чтобы $L_B < L$

$$L_B := 2.0$$

м

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр} := 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_H^2 + d_B^2}}{L_B}$$

$$n_{кр} = 5.82 \times 10^3$$

об/мин

Максимальная частота вращения карданного вала

$$I_{км} := 1.0$$

$$n_{max} := 1.2 \cdot n_H \cdot I_{км}$$

$$n_{max} = 3.84 \times 10^3$$

об/мин

Должно соблюдаться условие

$$n_{кр} / n_{max} = 1,5 \dots 2,0$$

$$\frac{n_{кр}}{n_{max}} = 1.516$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_o}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_0 := \pi \cdot \frac{(d_H^4 - d_B^4)}{64 \cdot d_H}$$

$$J_0 = 6.152 \times 10^{-6}$$

м³

G - модуль упругости при кручении

$$G := 8.5 \cdot 10^4$$

МПа

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_0 \cdot 10^6}$$

$$\Theta = 0.517$$

о

Допускаемый угол закручивания 7...8° на 1м длины вала.

Расчет шлицев вала

Выбираем шлицы 8х46х50 $D_{шл} < d_B$

Внутренний диаметр шлицев

$$d_{шл} := 0.046$$

м

ШЛИЦЫ. Легкая серия.

Наружный диаметр шлицев

$$D_{шл} := 0.050$$

м

z	d	D	b				
6	23	26	6				
6	26	30	6				
6	28	32	7				
8	32	36	6				
8	36	40	7				
8	42	46	8				
8	46	50	9				
8	52	58	10				
8	56	62	10				
8	62	68	12				
10	72	78	12				
10	82	88	12				
10	92	98	14				
10	102	108	16				
10	112	120	18				

Ширина шлицев

$$b_{шл} := 0.009$$

м

$$z_{шл} := 8$$

Число шлицев

Длина шлицевой части вала

$$L_{шл} := 0.1$$

м

Напряжения смятия

$$\sigma_{смшл} := \frac{8 \cdot M_p \cdot 10^{-6}}{L_{шл} \cdot z_{шл} \cdot (D_{шл}^2 - d_{шл}^2)}$$

$$\sigma_{\text{сшл}} = 61.432$$

МПа

Допустимое напряжение $[\sigma_{\text{сшл}}] = 150 \dots 200$ МПа

Напряжения среза

$$\tau_{\text{сршл}} := 1 \cdot \frac{M_p}{d_{\text{шл}} \cdot L_{\text{шл}} \cdot b_{\text{шл}} \cdot z_{\text{шл}} \cdot 10^6}$$

$$\tau_{\text{сршл}} = 7.123$$

МПа

Допустимое напряжение $[\tau_{\text{сршл}}] = 150 \dots 200$ МПа

Осевая сила в шлицевом соединении

Коэффициент трения в шлицевом соединении $K_{\text{тр}} = 0,2 \dots 0,4$

$$K_{\text{тршл}} := 0.2$$

$$P_{\text{хшл}} := 4 \cdot M_p \cdot \frac{K_{\text{тршл}}}{D_{\text{шл}} + d_{\text{шл}}}$$

$$P_{\text{хшл}} = 1.966 \times 10^4$$

Н

Окружное усилие на крестовине

$$P := 1.966 \cdot 10^4$$

Н

Приведенная сила, действующая на шип крестовины

$$P_{\text{пр}} := \sqrt{P^2 + P_{\text{хшл}}^2}$$

$$P_{\text{пр}} = 2.78 \times 10^4$$

Н

Допустимая нагрузка на подшипник $P_p = 2,813 \cdot 10^4$ Н

$$P_{\text{пр}} \leq P_p$$

РАСЧЕТ КАРДАННОГО ВАЛА С ШРУС

Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя

$$n_H := 3200$$

об

мин

Расчетный крутящий момент

$$M_p := 2359$$

Нм

Напряжения кручения сплошного вала

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_p}{0,2 d_n^3}$$

Допустимое напряжение

$[\tau_{\text{кр}}] = 100 \dots 120$ МПа

$$(\tau_{\text{кр}}) := 120$$

МПа

d_n - наружный диаметр вала

$$d_H := \sqrt[3]{\frac{M_p}{0.2 \cdot (\tau_{кр}) \cdot 10^6}}$$

$$d_H = 0.046$$

м

Длина вала связана с размером колеи автомобиля.

$$L_B := 0.6$$

м

Критическая частота вращения вала

$$n_{кр} := 12 \cdot 10^4 \cdot \frac{\sqrt{d_H}^2}{L_B}$$

$$n_{кр} = 9.23 \times 10^3$$

об/мин

Передаточное число коробки на высшей передаче

$$I_{км} := 0.8$$

Передаточное число главной передачи

$$I_o := 4.45$$

Максимальная частота вращения карданного вала

$$n_{max} := \frac{1.2 \cdot n_H \cdot I_{км}}{I_o}$$

$$n_{max} = 690.337$$

об/мин

Должно соблюдаться условие

$$n_{кр} / n_{max} = 1,5 \dots 2,0$$

$$\frac{n_{кр}}{n_{max}} = 13.37$$

Угол закручивания карданного вала

$$\theta = \frac{M_p L_o}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Сплошной вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_H^3)}{64}$$

$$J_o = 4.825 \times 10^{-6}$$

м³

G - модуль упругости при кручении

$$G := 8.5 \cdot 10^4$$

МПа

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_p}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

$$\Theta = 0.198$$

о

Угол закручивания на 1м длины вала

$$\Theta_1 := \frac{\Theta}{L_B}$$

$$\Theta_1 = 0.33$$

Допускаемый угол закручивания $7...8^\circ$ на 1м длины вала.

Расчет шлицев вала

Выбираем шлицы 8х46х50 $D_{шл} < d_B$

Внутренний диаметр шлицев

$$d_{шл} := 0.046$$

м

Наружный диаметр шлицев

$$D_{шл} := 0.050$$

м

Ширина шлицев

$$b_{шл} := 0.009$$

м

$$z_{шл} := 8$$

Число шлицев

Длина шлицевой части вала

$$L_{шл} := 0.1$$

м

Напряжения смятия

$$\sigma_{смшл} := \frac{8 \cdot M_p \cdot 10^{-6}}{L_{шл} \cdot z_{шл} \cdot (D_{шл}^2 - d_{шл}^2)}$$

$$\sigma_{смшл} = 61.432$$

МПа

Допустимое напряжение $[\sigma_{см}] = 150...200$ МПа

Напряжения среза

$$\tau_{сршл} := 1 \cdot \frac{M_p}{d_{шл} \cdot L_{шл} \cdot b_{шл} \cdot z_{шл} \cdot 10^6}$$

$$\tau_{сршл} = 7.123$$

МПа

Допустимое напряжение $[\tau_{сршл}] = 150...200$ МПа

РАСЧЕТНЫЙ крутящий момент

$$I_{к1} := 7.442$$

- передаточное число коробки на 1-ой передаче

$$I_o := 6.45$$

- передаточное число главной передачи

$M_{emax} = 9550 N_e / n$ - максимальный крутящий момент двигателя

N_e - эффективная мощность двигателя при максимальном крутящем моменте

$$N_e = N_{en} K_n [2 + b(K_n - 1) - K_n^2]$$

$b = 1.0$ - двигатель с искровым зажиганием

$b = 1,13$ - дизель с непосредственным впрыском топлива

K_n - относительная частота вращения

$K_n = 0,5$ - двигатель с искровым зажиганием

$K_n = 0,6$ - дизель

$$b := 1.0$$

$$K_n := 0.5$$

$$N_{eH} := 102.9$$

кВт - номинальная
мощность

$$N_e := K_n \cdot N_{eH} \cdot \left[2 + b \cdot (K_n - 1) - K_n^2 \right]$$

$$N_e = 64.313$$

кВт

n - частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальном
крутящем моменте

$$n_H := 3100$$

об/мин - номинальная частота вращения

$$n := K_n \cdot n_H$$

$$M_{emax} := 9550 \cdot \frac{N_e}{n}$$

$$M_{emax} = 396.248$$

Нм

Тип главной передачи - одинарная a = 1
- двойная a = 2

$$a := 1$$

Расчетный крутящий момент для одинарной главной передачи или
цилиндрической пары двойной главной передачи

$$M_{kmax} := \begin{cases} M_{emax} \cdot I_{k1} & \text{if } a = 1 \\ (M_{emax} \cdot I_{k1} \cdot \sqrt{I_0}) & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$M_{kmax} = 2.949 \times 10^3$$

Нм

Расчетный крутящий момент для конической пары шестерен двойной
главной передачи принять как. для одинарной

РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

1. Определить межосевое расстояние

a = 14,5...16,0 - легковые автомобили

a = 17,0...21,5 - грузовые автомобили

$$a := 17.0$$

$$M_{kmax} := 7487$$

Нм

$$A_0 := a \cdot \sqrt[3]{M_{kmax}}$$

$$A_0 = 332.571$$

мм

Стандартные значения межосевых расстояний:

A₀ = 50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250;
260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400мм

$$A_0 := 320$$

мм

2. Предварительно определить основные размеры колеса

Передаточное число главной передачи

Передаточное число цилиндрической пары

$$I_0 := 6.45$$

$$I := \sqrt{I_0}$$

$$I = 2.54$$

Делительный диаметр

$$d_2 := 2 \cdot A_0 \cdot \frac{I}{I+1}$$

$$d_2 = 459.193$$

мм

Ширина колеса определяется величиной коэффициента ширины колеса, который для автомобильных редукторов находится в пределах 0,1...0,2

$$K_{\text{шк}} := 0.15$$

$$b_2 := K_{\text{шк}} \cdot A_0$$

$$b_2 = 48$$

мм

Округляем b_2 до ближайшего стандартного значения

$$b_2 = 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 63; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100 \text{ мм}$$

$$b_2 := 48$$

мм

3. Модуль передачи зависит от величины передаваемого крутящего момента

$$M_{\text{кmax}}, \text{ Нм} \quad 100 \dots 200 \quad 201 \dots 400 \quad 401 \dots 600 \quad 601 \dots 800 \quad 801 \dots 1000$$

$$m_n, \text{ мм} \quad 2,25 \dots 2,5 \quad 2,75 \dots 3,5 \quad 4,0 \quad 4,5 \quad 5,0 \dots 6,0$$

Величину нормального модуля принимают из стандартного ряда:

1 ряд - 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0 мм

2 ряд - 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0 мм

Предпочтение следует отдавать первому ряду.

$$m_n := 6.0$$

мм

4. Принимаем угол профиля зубьев

$$\alpha := 20$$

о

$$\alpha_{\text{рад}} := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$\alpha_{\text{рад}} = 0.349$$

5. Определим угол наклона зубьев и суммарное число зубьев

$\beta = 25 \dots 40^\circ$ - легковые автомобили

$\beta = 20 \dots 25^\circ$ - грузовые автомобили

$$\beta := 22$$

о

$$\beta_{\text{рад}} := \frac{\beta \cdot \pi}{180}$$

$$\beta_{\text{рад}} = 0.384$$

Суммарное число зубьев

$$Z_c := \frac{2 \cdot A_0 \cdot \cos\left(\frac{\beta \cdot 3.14}{180}\right)}{m_n}$$

$$Z_c = 98.907$$

Округляем

$$Z_c := 99$$

6. Число зубьев шестерни и колеса

Число зубьев шестерни

$$Z_1 := \frac{Z_c}{I + 1}$$

$$Z_1 = 27.969$$

Округляем

$$Z_1 := 28$$

Минимальное число зубьев шестерни

$$Z_{\min} := 17 \cdot \cos(\beta_{\text{рад}})^3$$

$$Z_{\min} = 13.55$$

Проверяем условие $Z_1 > Z_{\min}$

Число зубьев колеса

$$Z_2 := Z_c - Z_1$$

$$Z_2 = 71$$

7. Фактическое передаточное число

$$I_{\text{ф}} := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_{\text{ф}} = 2.536$$

Отклонение фактического передаточного числа от расчетного

$$\Delta I := \frac{I - I_{\text{ф}}}{I} \cdot 100$$

$$\Delta I = 0.156$$

%

8. Определим диаметры колес

Делительные диаметры:

- шестерни

- колеса

$$d_{\text{д1}} := \frac{Z_1 \cdot m_n}{\cos(\beta_{\text{рад}})}$$

$$d_{\text{д1}} = 181.194$$

мм

$$d_{\text{д2}} := 2 \cdot A_o - d_{\text{д1}}$$

$$d_{\text{д2}} = 458.806$$

мм

Диаметры окружности вершин зубьев:

- шестерни

$$d_{\text{а1}} := d_{\text{д1}} + 2 \cdot m_n$$

$$d_{\text{а1}} = 193.194$$

мм

- колеса

$$d_{a2} := d_{d2} + 2 \cdot m_n$$

$$d_{a2} = 470.806$$

мм

Диаметры окружности впадин зубьев:

- шестерни

$$d_{f1} := d_{d1} - 2.5 \cdot m_n$$

$$d_{f1} = 166.194$$

мм

- колеса

$$d_{f2} := d_{d2} - 2.5m_n$$

$$d_{f2} = 443.806$$

мм

9. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_k = \frac{Z_\sigma}{A_o} \sqrt{\frac{K_H M_{k \max} (I_\phi + 1)}{b_2 I_\phi}} \leq [\sigma_k]$$

$Z_\sigma = 8400$ - для косозубых передач

$$[\sigma_k] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

K_H - коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\nu} K_{H\beta} K_{H\alpha}$

$K_H = 1,01 \dots 1,22$ - для косозубых шестерен

Примем

$$K_H := 1.10$$

$$\sigma_k := \frac{8400}{A_o} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_{k \max} \cdot (I_\phi + 1)}{b_2 \cdot I_\phi}}$$

$$\sigma_k = 406.02$$

МПа

10. Определим силы в зацеплении шестерен

- окружная сила

$$P := \frac{2000 \cdot M_{k \max}}{d_{d1}}$$

$$P = 8.264 \times 10^4$$

Н

- радиальная сила

$$P_p := \frac{P \cdot \tan(\alpha_{\text{рад}})}{\cos(\beta_{\text{рад}})}$$

$$P_p = 3.244 \times 10^4$$

Н

- осевая сила

$$P_x := P \cdot \tan(\beta_{\text{рад}})$$

$$P_x = 3.339 \times 10^4$$

Н

11. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

- в зубьях колеса

$$\sigma_{H2} = \frac{K_F P}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon \leq [\sigma_H]$$

- в зубьях шестерни

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_H]$$

$$[\sigma_H] = 700 \dots 800$$

МПа

Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений в зависимости от приведенного числа зубьев

Z_V 17 20 25 30 40 60 80 100 и более

Y_{FS} 4.30 4.08 3.91 3.80 3.70 3.62 3.60 3.59

Приведенное число зубьев $Z_V = Z / \cos^3 \beta$

$$Z_{V1} := \frac{Z_1}{\cos(\beta_{\text{рад}})^3}$$

$$Z_{V1} = 35.129$$

$$Z_{V2} := \frac{Z_2}{\cos(\beta_{\text{рад}})^3}$$

$$Z_{V2} = 89.076$$

$$Y_{FS1} := 3.70$$

$$Y_{FS2} := 3.60$$

Y_β - коэффициент, учитывающий угол наклона зуба

$$Y_\beta := 1 - \frac{\beta}{100}$$

$$Y_\beta = 0.78$$

Проверить условие $Y_\beta > 0.7$

Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для косозубых передач

$$Y_\varepsilon := 0.65$$

K_F - коэффициент нагрузки $K_F = K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}$

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.45$ при изменении скорости от 1,0 до 10,0 м/с

Окружная скорость шестерен $V_{OK} = \omega_1 d_1 / 2$

ω_1 - угловая скорость вала шестерни

I_{k1} - передаточное число коробки на первой передаче

n_H - номинальная частота вращения коленвала двигателя

$$I_{k1} := 7.442$$

$$n_H := 3100$$

об

МИН

$$\omega_1 := \frac{\pi \cdot n_H}{30 \cdot I_{k1} \cdot \sqrt{I_0}}$$

$$V_{ок} := \frac{\omega_1 \cdot d_{д1}}{2000}$$

$$V_{ок} = 1.556$$

М

с

Принимаем

$$K_{FV} := 1.05$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

$$K_{F\beta} = 0.18 + 0.82K_{\beta 0}$$

$1.01 < K_{\beta 0} < 1.43$ в зависимости от твердости зубьев и степени

точности

$$K_{\beta 0} := 1.15$$

$$K_{F\beta} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{\beta 0}$$

$$K_{F\beta} = 1.123$$

$K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий влияние погрешностей

изготовления $1,0 < K_{F\alpha} < 1.6$

$$K_{F\alpha} := 1.20$$

$$K_F := K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$$

$$K_F = 1.415$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_{и2} := \frac{K_F \cdot P}{b_2 \cdot m_n} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon}$$

$$\sigma_{и2} = 741.076$$

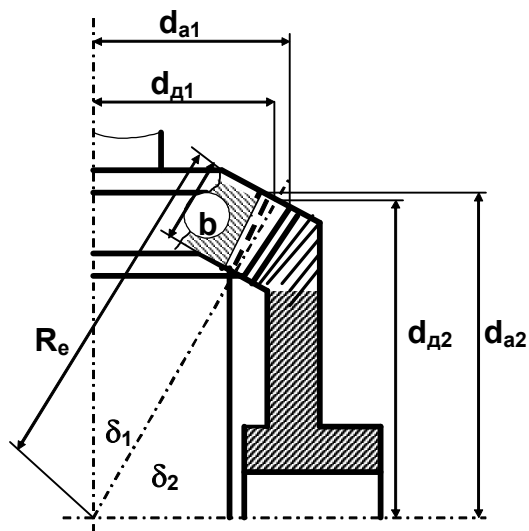
МПа

$$\sigma_{и1} := \sigma_{и2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{и1} = 761.661$$

МПа

РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{\text{кmax}} := 2948$$

Нм

$$n_H := 3100$$

об

мин

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{\text{д1п}} = K3 \sqrt{\frac{M_{\text{к max}}}{I \psi_m}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$$H < 350\text{HB} \quad K = 30$$

$$H > 45\text{HRC} \quad K = 22$$

$$K := 18$$

I - передаточное число конической пары

I = I₀ - для одинарной главной передачи

I₀ - передаточное число главной передачи

$$I_0 := 6.45$$

$$I = \sqrt{I_0}$$

- для двойной главной передачи

Введите a = 1 - для одинарной главной передачи

a = 2 - для двойной главной передачи

$$a := 2$$

$$I := \begin{cases} I_0 & \text{if } a = 1 \\ \sqrt{I_0} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$I = 2.54$$

ψ_н – коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$$

$$\psi_H = 1.191$$

$$d_{d1\Pi} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{kmax}}{I \cdot \psi_H}}$$

$$d_{d1\Pi} = 178.467$$

мм

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{cp} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{d1\Pi} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

$$V_{cp} = 0.894$$

$\frac{м}{с}$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{cp} < 5.0 м/с$ - не грубее 8

$V_{cp} < 5.1...10.0 м/с$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{d1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} M_{kmax}}{I \psi_H [\sigma_k]^2}}$$

K_{Hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

V_{cp} м/с 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

K_{Hv} 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

K_{Hv} 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

$$K_{Hv} := 1.01$$

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta 0}}$$

$$K_{H\beta} \geq 1.2$$

$K_{H\beta 0} = 1.44...1.48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{H\beta 0} := 1.45$$

$$K_{H\beta} := \sqrt{K_{H\beta 0}}$$

$$K_{H\beta} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000...1200 МПа$ - допустимое контактное напряжение

$$(\sigma_k) := 1200$$

МПа

$$d_{d1} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kmax}}{I \cdot \psi_H \cdot (\sigma_k)^2}}$$

$$d_{d1} = 154.638$$

мм

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.375$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 21.492$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e := \frac{d_{d1}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

$$R_e = 211.04$$

мм

Ширина шестерни

$$b_{ш} := 0.285 \cdot R_e$$

$$b_{ш} = 60.146$$

мм

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{SBH} \geq \frac{14 K_{FV} K_{F\beta} M_{k \max}}{d_{d1} b_{ш} \Psi_F [\sigma_H]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10 м/с

$$K_{FV} := 1.01$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0}$$

$$K_{F\beta 1} = 1.369$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

$$K_{F\beta} = 1.17$$

Ψ_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I$$

$$\Psi_F = 0.929$$

$$(\sigma_H) := 750$$

МПа

$$m_{SBH} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{k \max} \cdot 1000}{d_{d1} \cdot b_{ш} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_H)}$$

$$m_{SBH} = 7.523$$

мм

7. Число зубьев колес

$Z_{1\min} = 5 \dots 7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_1 := 12$$

$$Z_2 := Z_1 \cdot I$$

$$Z_2 = 30.476$$

Принимаем

$$Z_2 := 30$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{d1}}{Z_1}$$

$$m_s = 12.886$$

мм

Принимаем

$$m_s := 8$$

мм

8. Фактическое передаточное число

$$I_\phi := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_\phi = 2.5$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I_\phi}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.381$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 21.801$$

о

Принимаем

$$\delta_1 := 22$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_1$$

$$\delta_2 = 68$$

$$\delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

$$\delta_{2p} = 1.187$$

Делительные диаметры колес

$$d_{d1} := m_s \cdot Z_1$$

$$d_{d1} = 96$$

мм

$$d_{d2} := m_s \cdot Z_2$$

$$d_{д2} = 240$$

мм

Коэффициенты смещения

$$x_1 := 0.40$$

$$x_2 := 0.15$$

Внешние диаметры колес

$$d_{a1} := d_{д1} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{a1} = 113.054$$

мм

$$d_{a2} := d_{д2} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

$$d_{a2} = 245.652$$

мм

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{к\max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{д1} - b_{ш} \cdot \sin(\delta_{1p})$$

$$d_o = 73.662$$

мм

$$P_1 := \frac{2 \cdot M_{к\max} \cdot 1000}{d_o}$$

$$P_1 = 8.004 \times 10^4$$

Н

о

Угол зацепления

$$\alpha := 20$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

о

Угол наклона спирали

$$\beta := 22$$

$$\beta_p := \beta \cdot \pi 10$$

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_p) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

$$P_{x1} = 1.082 \times 10^4$$

Н

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_p)} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_p) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

$$P_{p1} = 2.705 \times 10^4$$

Н

Колесо

Окружная сила

$$P_2 := P_1$$

Осевая сила

$$P_{x2} := P_{p1}$$

Радиальная сила

$$P_{p2} := P_{x1}$$

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_K := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\Phi \cdot d_{d1}^3 \cdot \psi_H}}$$

$$\sigma_K = 742.511$$

МПа

$$\sigma_K < [\sigma_K] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{и2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{rmax} Y_{FS2}}{b_{ш} d_{d2} m_s \psi_F} \leq [\sigma_{и}]$$

Для шестерни

$$\sigma_{и1} = \sigma_{и2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_{и}]$$

$$[\sigma_{и}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений
и форму зуба

$$Y_{FS1} := 3.67$$

$$Y_{FS2} := 3.78$$

$$\sigma_{и2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_{ш} \cdot d_{d2} \cdot m_s \cdot \psi_F}$$

$$\sigma_{и2} = 333.745$$

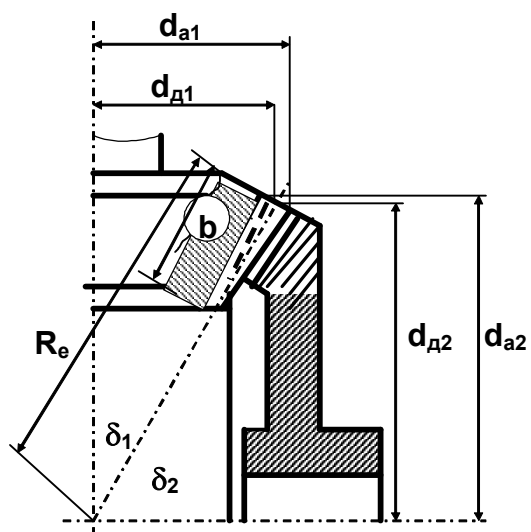
МПа

$$\sigma_{и1} := \sigma_{и2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{и1} = 324.033$$

МПа

РАСЧЕТ ГИПОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ



1. Расчетный крутящий момент и номинальная частота вращения

$$M_{\text{кmax}} := 2948$$

НМ

$$n_H := 3100$$

об

МИН

2. Предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.

$$d_{д1п} = K_3 \sqrt{\frac{M_{\text{к max}}}{I \psi_H}}$$

K - коэффициент, зависящий от твердости зубьев

$$H < 350\text{HB} \quad K = 30$$

$$H > 45\text{HRC} \quad K = 22$$

$$K := 18$$

I - передаточное число конической пары

I = I₀ - для одинарной главной передачи

I₀ - передаточное число главной передачи

$$I_0 := 6.45$$

$$I := I_0$$

ψ_H - коэффициент

$$\psi_H := 0.81 + 0.15 \cdot I$$

$$\psi_H = 1.778$$

$$d_{д1п} := K \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кmax}}}{I \cdot \psi_H}}$$

$$d_{д1П} = 114.461$$

мм

3. Определим окружную скорость на среднем делительном диаметре

$$V_{ср} := 0.857 \cdot \pi \cdot d_{д1П} \cdot n_H \cdot 6 \cdot 10^{-7}$$

$$V_{ср} = 0.573$$

$\frac{м}{с}$

Степень точности конических зубчатых колес с круговыми зубьями

$V_{ср} < 5.0 м/с$ - не грубее 8

$V_{ср} < 5.1...10.0 м/с$ - не грубее 7.

4. Уточненное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни

$$d_{д1} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} K_{H\beta} M_{к max}}{I \psi_H [\sigma_k]^2}}$$

K_{Hv} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$V_{ср} м/с$ 1,0 2,0 5,0 8,0 10,0

K_{Hv} 1,01 1,03 1,04 1,06 1,08 - степень точности 6

K_{Hv} 1,01 1,03 1,05 1,08 1,10 - степень точности 7

$$K_{Hv} := 1.01$$

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки

$$K_{H\beta} = \sqrt{K_{H\beta o}}$$

$$K_{H\beta} \geq 1.2$$

$K_{H\beta o} = 1.44...1.48$ - для конических шестерен со спиральными зубьями

$$K_{H\beta o} := 1.45$$

$$K_{H\beta} := \sqrt{K_{H\beta o}}$$

$$K_{H\beta} = 1.204$$

$[\sigma_k] = 1000...1200 МПа$ - допустимое контактное напряжение

$$(\sigma_k) := 1200$$

МПа

$$d_{д1} := 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{к max}}{I \cdot \psi_H \cdot (\sigma_k)^2}}$$

$$d_{д1} = 99.179$$

мм

Примем гипоидное смещение равным

$$E := 32$$

мм

$$K_r = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}$$

	$E, мм$	β_1	β_2
ВАЗ	31,75	51°17'	26°15'

ГАЗ-3102	39,7	50°	21°13'
ГАЗ-13	42	49°37'	26°
ГАЗ-53А	32	46°18'	34°04'
ЗИЛ-133Г	36	45°02'	33°48'

Коэффициент гипоидного смещения

Примем

$$K_{\Gamma} := 1.25$$

Диаметр делительной внешней окружности
гипоидной шестерни

$$d_{д1\Gamma} := d_{д1} \cdot K_{\Gamma}$$

$$d_{д1\Gamma} = 123.973$$

мм

5. Конусное расстояние и ширина зубчатого венца

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.154$$

$$\delta_1 := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 8.813$$

Внешнее конусное расстояние

$$R_e := \frac{d_{д1}}{2 \cdot \sin(\delta_{1p})}$$

$$R_e = 323.672$$

мм

Ширина шестерни

$$b_{ш} := 0.285 \cdot R_e$$

$$b_{ш} = 92.247$$

мм

Ширина гипоидной шестерни

$$b_{ш\Gamma} := b_{ш} \cdot K_{\Gamma}$$

$$b_{ш\Gamma} = 115.308$$

мм

6. Модуль передачи

Внешний торцовый модуль

$$m_{свв} \geq \frac{14K_{FV}K_{F\beta}M_{k\max}}{d_{д1\Gamma}b_{ш}\Psi_F[\sigma_H]}$$

K_{FV} - коэффициент внутренней динамической нагрузки

$K_{FV} = 1.01 \dots 1.08$ при изменении скорости от 1,0 до 10 м/с

$$K_{FV} := 1.01$$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений

$$K_{F\beta} = \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

при условии $K_{F\beta} > 1,15$

$$K_{F\beta 1} := 0.18 + 0.82 \cdot K_{H\beta 0}$$

$$K_{F\beta 1} = 1.369$$

$$K_{F\beta} := \sqrt{K_{F\beta 1}}$$

$$K_{F\beta} = 1.17$$

Ψ_F - коэффициент

$$\Psi_F := 0.65 + 0.11 \cdot I$$

$$\Psi_F = 1.36$$

$$(\sigma_H) := 750$$

МПа

$$m_{SBH} := \frac{14 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot 1000}{d_{d1r} \cdot b_{ш} \cdot \Psi_F \cdot (\sigma_H)}$$

$$m_{SBH} = 4.183$$

мм

7. Число зубьев колес

$Z_{1min} = 5...7$ - для конических передач с круговым зубом

$$Z_1 := 12$$

$$Z_2 := Z_1 \cdot I$$

$$Z_2 = 77.4$$

Принимаем

$$Z_2 := 30$$

Внешний торцовый модуль

$$m_s := \frac{d_{d1}}{Z_1}$$

$$m_s = 8.265$$

мм

Принимаем

$$m_s := 8$$

мм

8. Фактическое передаточное число

$$I_\phi := \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$I_\phi = 2.5$$

9. Окончательные значения размеров колес

Углы делительных конусов

$$\delta_{1p} := \operatorname{atan}\left(\frac{1}{I_\phi}\right)$$

$$\delta_{1p} = 0.381$$

$$\delta_{1p} := \frac{\delta_{1p} \cdot 180}{\pi}$$

о

$$\delta_1 = 21.801$$

о

Принимаем

$$\delta_1 := 22$$

$$\delta_2 := 90 - \delta_1$$

$$\delta_2 = 68$$

$$\delta_{2p} := \frac{\delta_2 \cdot \pi}{180}$$

$$\delta_{2p} = 1.187$$

Делительные диаметры колес

$$d_{d1} := m_s \cdot Z_1$$

$$d_{d1} = 96$$

мм

$$d_{d2} := m_s \cdot Z_2$$

$$d_{d2} = 240$$

мм

Коэффициенты смещения

$$x_1 := 0.40$$

$$x_2 := 0.15$$

Внешние диаметры колес

$$d_{a1} := d_{d1} + 1.64 \cdot (1 + x_1) \cdot m_s \cdot \cos(\delta_{1p})$$

$$d_{a1} = 113.054$$

мм

$$d_{a2} := d_{d2} + 1.64 \cdot (1 + x_2) m_s \cdot \cos(\delta_{2p})$$

$$d_{a2} = 245.652$$

мм

10. Силы в зацеплении

Шестерня

Окружная сила

$$P = \frac{2M_{k \max}}{d_o}$$

d_o - средний диаметр

$$d_o := d_{d1} - b_{ш} \cdot \sin(\delta_{1p})$$

$$d_o = 61.74$$

мм

$$P_1 := \frac{2 \cdot M_{k \max} \cdot 1000}{d_o}$$

$$P_1 = 9.55 \times 10^4$$

Н

о

Угол зацепления

$$\alpha := 20$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

о

Угол наклона спирали

$$\beta_1 := 22$$

$$\beta_{p1} := \frac{\beta_1 \cdot \pi}{180}$$

$$\beta_{p1} = 0.384$$

Осевая сила

$$P_{x1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{1p}) + \sin(\beta_{p1}) \cdot \cos(\delta_{1p}))$$

$$P_{x1} = 4.975 \times 10^4$$

Н

Радиальная сила

$$P_{p1} := \frac{P_1}{\cos(\beta_{p1})} \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{1p}) - \sin(\beta_{p1}) \cdot \sin(\delta_{1p}))$$

$$P_{p1} = 2.048 \times 10^4$$

Н

Колесо

$$\cos\beta_{p2} := \frac{\cos(\beta_{p1})}{K_r}$$

$$\cos\beta_{p2} = 0.742$$

Угол наклона спирали

$$\beta_{p2} := \arccos(\cos\beta_{p2})$$

$$\beta_{p2} = 0.735$$

$$\beta_2 := \frac{\beta_{p2}}{\pi} \cdot 180$$

о

$$\beta_2 = 42.12$$

Окружная сила

$$P_2 := \frac{P_1 \cdot \cos(\beta_{p2})}{\cos(\beta_{p1})}$$

Осевая сила

$$P_2 = 7.64 \times 10^4$$

Н

$$P_{x2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \sin(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \cos(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

$$P_{x2} = 6.063 \times 10^4$$

H

Радиальная сила

$$P_{p2} := \frac{P_1 \cdot (\tan(\alpha_p) \cdot \cos(\delta_{2p}) + \sin(\beta_{p2}) \cdot \sin(\delta_{2p}))}{\cos(\beta_{p1})}$$

$$P_{p2} = 7.809 \times 10^4$$

H

11. Проверка зубьев колес по контактным напряжениям

$$\sigma_K := 6.7 \cdot 10^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot M_{kmax}}{I_\phi \cdot d_{d1}^3 \cdot \psi_H}}$$

$$\sigma_K = 649.728$$

МПа

$$\sigma_K < [\sigma_K] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$$

12. Проверка зубьев колес по напряжениям изгиба

Для колеса

$$\sigma_{и2} = 2720 \frac{K_{FV} K_{F\beta} M_{rmax} Y_{FS2}}{b_{ш} d_{d2} m_s \psi_F} \leq [\sigma_{и}]$$

Для шестерни

$$\sigma_{и1} = \sigma_{и2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} \leq [\sigma_{и}]$$

$$[\sigma_{и}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$$

Y_{FS} - коэффициенты, учитывающие концентрацию напряжений и форму зуба

$$Y_{FS1} := 3.67$$

$$Y_{FS2} := 3.78$$

$$\sigma_{и2} := \frac{2720 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot M_{kmax} \cdot Y_{FS2}}{b_{ш} \cdot d_{d2} \cdot m_s \cdot \psi_F}$$

$$\sigma_{и2} = 148.758$$

МПа

$$\sigma_{и1} := \sigma_{и2} \cdot \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}}$$

$$\sigma_{и1} = 144.429$$

МПа

**РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ РОЛИКОПОДШИПНИКОВ
ВЕДУЩЕГО ВАЛА**

Базовая долговечность подшипника определяется

$$L_6 = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

C - динамическая грузоподъемность подшипника

P_3 - эквивалентная динамическая нагрузка

p - показатель степени, $p = 3,33$ - роликовый подшипник

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$p := 3.33$$

$$P_3 = (xK_B P_p + yP_{xp})K_\zeta K_T$$

P_p - радиальная нагрузка на подшипник

$$P_p := 2.705 \cdot 10^4$$

Н

P_x - осевая нагрузка на подшипник

$$P_x := 1.082 \cdot 10^4$$

Н

P_s - осевая составляющая другого подшипника

$$P_s = 0.83eP_p$$

e - параметр осевой нагрузки

$e = 1,5 \tan \alpha$ - для конических роликоподшипников

α - угол конуса подшипника

о

$$\alpha := 12$$

$$\alpha_p := \frac{\alpha \cdot \pi}{180}$$

$$e := 1.5 \cdot \tan(\alpha_p)$$

$$e = 0.319$$

$$P_s := 0.83 \cdot e \cdot P_p$$

$$P_s = 7.158 \times 10^3$$

Н

Расчетная осевая нагрузка на подшипник

$$P_{xp} := P_x + P_s$$

$$P_{xp} = 1.798 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp} := 1.082 \cdot 10^4$$

K_B - коэффициент вращающегося кольца

$K_B = 1,0$ - вращение внутреннего кольца

K_ζ - коэффициент безопасности

$$K_\zeta = 1,3 \dots 1,5$$

K_T - температурный коэффициент

$$K_B := 1.0$$

$$K_\zeta := 1.4$$

$$K_T := 1.0$$

x, y - коэффициенты радиальной и осевой нагрузок

$$U := \frac{P_x}{P_p}$$

$$U = 0.4$$

$$x := \begin{cases} 1.0 & \text{if } U \leq e \\ \frac{0.4}{\tan(\alpha_p)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$x = 1.882$$

$$y := \begin{cases} 0 & \text{if } U \leq e \\ \frac{0.4}{\tan(\alpha_p)} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$y = 1.882$$

Определим радиальную и осевую нагрузку на подшипник для всех передач

Передаточные числа коробки

$$I_{K1} := 7.442$$

$$I_{K2} := 4.125$$

$$I_{K3} := 2.295$$

$$I_{K4} := 1.473$$

$$I_{K5} := 1.0$$

Примечание - для 4-х ступенчатой КП ввести на 5-ой передаче любое число, отличное от нуля

1-я передача

$$P_{p1} := P_p$$

$$P_{p1} = 2.705 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp1} := P_{xp}$$

$$P_{xp1} = 1.082 \times 10^4$$

Н

$$P_{p2} := P_p \cdot \frac{I_{K2}}{I_{K1}}$$

2-я передача

$$P_{p2} = 1.499 \times 10^4$$

Н

$$P_{xp2} := P_{xp} \cdot \frac{I_{K2}}{I_{K1}}$$

$$P_{xp2} = 5.997 \times 10^3$$

Н

3-я передача

$$P_{p3} := P_p \cdot \frac{I_{k3}}{I_{k1}}$$

$$P_{p3} = 8.342 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp3} := P_{xp} \cdot \frac{I_{k3}}{I_{k1}}$$

$$P_{xp3} = 3.337 \times 10^3$$

Н

4-я передача

$$P_{p4} := P_p \cdot \frac{I_{k4}}{I_{k1}}$$

$$P_{p4} = 5.354 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp4} := P_{xp} \cdot \frac{I_{k4}}{I_{k1}}$$

$$P_{xp4} = 2.142 \times 10^3$$

Н

5-я передача

$$P_{p5} := P_p \cdot \frac{I_{k5}}{I_{k1}}$$

$$P_{p5} = 3.635 \times 10^3$$

Н

$$P_{xp5} := P_{xp} \cdot \frac{I_{k5}}{I_{k1}}$$

$$P_{xp5} = 1.454 \times 10^3$$

Н

Эквивалентная динамическая нагрузка на различных передачах

$$P_{\Sigma 1} := (x \cdot K_B \cdot P_{p1} + y \cdot P_{xp1}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\Sigma 1} = 9.977 \times 10^4$$

Н

$$P_{\Sigma 2} := (x \cdot K_B \cdot P_{p2} + y \cdot P_{xp2}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\Sigma 2} = 5.53 \times 10^4$$

Н

$$P_{\Sigma 3} := (x \cdot K_B \cdot P_{p3} + y \cdot P_{xp3}) \cdot K_6 \cdot K_T$$

$$P_{\Sigma 3} = 3.077 \times 10^4$$

Н

$$P_{\text{э4}} := (x \cdot K_{\text{в}} \cdot P_{\text{р4}} + y \cdot P_{\text{хр4}}) \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{т}}$$

$$P_{\text{э4}} = 1.975 \times 10^4$$

Н

$$P_{\text{э5}} := (x \cdot K_{\text{в}} \cdot P_{\text{р5}} + y \cdot P_{\text{хр5}}) \cdot K_{\text{б}} \cdot K_{\text{т}}$$

$$P_{\text{э5}} = 1.341 \times 10^4$$

Н

Средняя эквивалентная динамическая нагрузка

$$P_{\text{с}} = \sqrt{\frac{P_{\text{э1}}^p L_1 + P_{\text{э2}}^p L_2 + P_{\text{э3}}^p L_3 + P_{\text{э4}}^p L_4 + P_{\text{э5}}^p L_5}{L}}$$

L, L_1, L_2 и т.д. - число циклов работы общее, на первой, второй и т.д. передачах

$$L_1 = \frac{S_1 I_0}{2\pi R_s 10^3}$$

S - пробег автомобиля на одной передаче

$$S_1 = S_{\text{кр}} K_{\text{п1}}$$

$S_{\text{кр}}$ - пробег до капитального ремонта

$S_{\text{кр}} = 100...125$ тыс.км - легковые автомобили малого класса

$S_{\text{кр}} = 125...150$ тыс.км - легковые автомобили среднего класса

$S_{\text{кр}} = 200...250$ тыс.км - легковые представительского класса

$S_{\text{кр}} = 250...500$ тыс.км - грузовые автомобили

$K_{\text{п}}$ - доля пробега на одной передаче

$$S_{\text{кр}} := 300000$$

км

4-х ступенчатая КП

$$K_{\text{п1}} = 0,01$$

$$K_{\text{п2}} = 0,04$$

$$K_{\text{п3}} = 0,20$$

$$K_{\text{п4}} = 0,75$$

5-и ступенчатая КП

$$K_{\text{п1}} = 0,01$$

$$K_{\text{п2}} = 0,03$$

$$K_{\text{п3}} = 0,06$$

$$K_{\text{п4}} = 0,15$$

$$K_{\text{п5}} = 0,75$$

легковые

автомобили

4-х ступенчатая КП

$$K_{\text{п1}} = 0,01$$

$$K_{\text{п2}} = 0,03$$

$$K_{\text{п3}} = 0,14$$

$$K_{\text{п4}} = 0,82$$

5-и ступенчатая КП

$$K_{\text{п1}} = 0,006$$

$$K_{\text{п2}} = 0,018$$

$$K_{\text{п3}} = 0,076$$

$$K_{\text{п4}} = 0,20$$

$$K_{\text{п5}} = 0,69$$

грузовые

автомобили

$$K_{\text{п1}} := 0.006$$

$$K_{п2} := 0.018$$

$$K_{п3} := 0.076$$

$$K_{п4} := 0.2$$

$$K_{п5} := 0.69$$

Примечание - для 4-х ступенчатой КП
ввести $K_{п5} = 0$

$$S_1 := S_{кр} \cdot K_{п1}$$

$$S_1 = 1.8 \times 10^3$$

км

$$S_2 := S_{кр} \cdot K_{п2}$$

$$S_2 = 5.4 \times 10^3$$

км

$$S_3 := S_{кр} \cdot K_{п3}$$

$$S_3 = 2.28 \times 10^4$$

км

$$S_4 := S_{кр} \cdot K_{п4}$$

$$S_4 = 6 \times 10^4$$

км

$$S_5 := S_{кр} \cdot K_{п5}$$

$$S_5 = 2.07 \times 10^5$$

км

R_3 - радиус качения ведущего колеса

$$R_3 := 0.480$$

м

I_1 - передаточное число части трансмиссии от вала, на котором
установлен подшипник, до оси колеса

$$I_0 := 6.45$$

$$L_1 := \frac{S_1 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_1 = 3.85$$

млн об

$$L_2 := \frac{S_2 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_2 = 11.549$$

млн об

$$L_3 := \frac{S_3 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_3 = 48.761$$

млн об

$$L_4 := \frac{S_4 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_4 = 128.319$$

млн об

$$L_5 := \frac{S_5 \cdot I_0}{2 \cdot \pi \cdot R_3 \cdot 10^3}$$

$$L_5 = 442.699$$

млн об

$$L := L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 635.177$$

млн об

$$L := L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$$

$$L = 635.177$$

$$P_9 := \left(\frac{P_{91}^p \cdot L_1 + P_{92}^p \cdot L_2 + P_{93}^p \cdot L_3 + P_{94}^p \cdot L_4 + P_{95}^p \cdot L_5}{L} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$P_9 = 2.639 \times 10^4$$

Н

Динамическая грузоподъемность подшипников

$$C := \frac{P_9 \cdot L^p}{10^3}$$

$$C = 183.269$$

кН

Выбираем подшипник 7313А

2.8 Лабораторная работа №8 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов рулевого управления»

2.8.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов рулевого управления

2.8.2 Задачи работы:

1. Рассчитать усиление на рулевом колесе
2. Рассчитать рулевой вал
3. Рассчитать реечное рулевое управление

4. Рассчитать винтореечный рулевой механизм
5. Рассчитать сошки руля
7. Рассчитать рулевой вал

2.8.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Персональный компьютер
2. Программа Mathcad

2.8.4 Описание (ход) работы:

1. Усилие на рулевом колесе

Максимальный момент сопротивления повороту управляемых колес на месте зависит от ряда факторов:

$p_{\text{воз}}$ - давление воздуха в шинах управляемых колес

m_a - полная масса автомобиля

a_3 - доля нагрузки на задние колеса

Нормальная нагрузка на управляемые колеса неподвижного автомобиля

$$P_{\text{уп}} := 9.807 \cdot m_a \cdot (1 - a_3)$$

Коэффициент сцепления при повороте колес на месте $K_{\text{сц}} = 0,9 \dots 1,0$

$$M_{\text{спк}} := \frac{200 \cdot K_{\text{сц}}}{3} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{уп}}^3}{8 \cdot p_{\text{воз}}}}$$

Диаметр рулевого колеса нормирован:

- для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности

$$D_{\text{рк}} = 380 \dots 425 \text{ мм}$$

- для грузовых автомобилей, тягачей, многоместных автобусов

$$D_{\text{рк}} = 440 \dots 550 \text{ мм}$$

Кпд рулевого механизма составляет:

- шестеренного $K_{\text{пдрм}} = 0,90 \dots 0,95$

- червячно-роликового $K_{\text{пдрм}} = 0,85$

- червячного с боковым сектором $K_{\text{пдрм}} = 0,65 \dots 0,75$

- винто-реечного $K_{\text{пдрм}} = 0,80 \dots 0,85$

Кпд рулевого привода составляет $K_{\text{пдрп}} = 0,92 \dots 0,95$

Кпд рулевого управления

$$K_{\text{пдру}} := K_{\text{пдрм}} \cdot K_{\text{пдрп}}$$

Угловое передаточное число рулевого управления составляет

$$I_{\text{ру}} = 15 \dots 25$$

Усилие на рулевом колесе при повороте на месте

$$P_{\text{рк}} := \frac{M_{\text{спк}}}{R_{\text{рк}} \cdot K_{\text{пдру}} \cdot I_{\text{ру}}}$$

Усилие на рулевом колесе не должно превосходить:

$[P_{\text{рк}}] = 400 \text{ Н}$ - для легковых автомобилей,

$[P_{\text{рк}}] = 700 \text{ Н}$ - для грузовых автомобилей.

2. Рулевой вал

Момент на рулевом валу определяется усилием на рулевом колесе и радиусом рулевого колеса

$$M_{\text{рв}} := P_{\text{рк}} \cdot R_{\text{рк}}$$

Рулевой вал обычно выполняют полым. Примем размеры вала:

- наружный диаметр

- внутренний диаметр

Напряжение кручения полого вала

$$\tau_{\text{рв}} := \frac{M_{\text{рв}} \cdot d_{\text{врв}}}{0.2 \cdot (d_{\text{нрв}}^4 - d_{\text{врв}}^4) \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение $[\sigma_{\text{рв}}] = 100 \text{ МПа}$

Угол закручивания рулевого вала

$$\theta = \frac{M_{\text{рв}} L_{\text{в}}}{J_{\text{о}} G} \frac{180}{\pi}$$

$J_{\text{о}}$ - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_{\text{о}} := \pi \cdot \frac{(d_{\text{нрв}}^4 - d_{\text{врв}}^4)}{64 \cdot d_{\text{нрв}}}$$

G - модуль упругости при кручении

Длина рулевого вала

$$\Theta := 180 \cdot L_{\text{в}} \cdot \frac{M_{\text{рв}}}{\pi \cdot G \cdot J_{\text{о}} \cdot 10^6}$$

Допускаемый угол закручивания $5...8^\circ$ на 1м длины вала.

3. Реечный рулевое управление

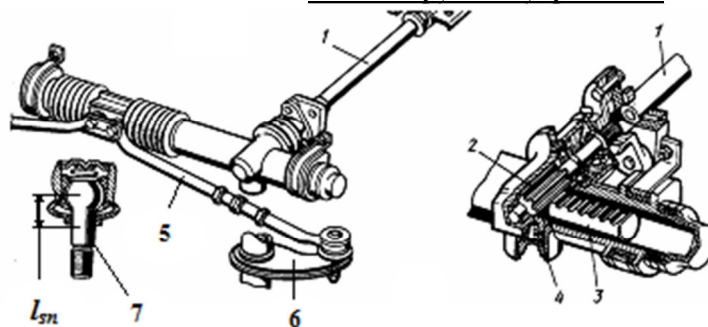


Рис.3 Реечное рулевое управление

1 - вал рулевой, 2 - шестерня, 3 - рейка, 4 - упор

5 - тяга поперечная, 6 - рычаг поворотный, 7 - палец шаровой

1. Рулевой механизм

Наибольшее усилие на рулевом колесе $P_{\text{рк}}=?$

Радиус рулевого колеса $R_{\text{рк}}=?$

Модуль зубчатой передачи выбирают равным $m = 4...8 \text{ мм}$

Число зубьев шестерни $Z_{\text{ш}} = 6...8$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{\text{ш}} := m \cdot Z_{\text{ш}}$$

Усилие, передаваемое шестерней на рейку

$$P_{\text{о}} := \frac{2 \cdot P_{\text{рк}} \cdot R_{\text{рк}}}{d_{\text{ш}} \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{\text{и}} = y_{\text{F}} \frac{P_{\text{о}}}{b_{\text{p}} m} K_{\text{F}\beta} K_{\text{FV}}$$

Напряжение изгиба зубьев

y_{F} - коэффициент формы зуба, можно принять

Ширину рейки выбираем из конструктивных соображений $b_{\text{р}}=?$

$K_{\text{F}\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине шестерни

K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки

$$\sigma_{\text{и}} := Y_{\text{F}} \cdot \frac{P_{\text{о}} \cdot 10^{-3}}{b_{\text{р}} \cdot m} \cdot K_{\text{F}\beta} \cdot K_{\text{FV}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{и}}] = 700...900 \text{ МПа}$

2. Поперечная тяга

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Поперечная тяга трапеции нагружена силой $P_{\text{о}}$.

Примем следующие размеры тяги:

Наружный диаметр тяги $D_{\text{нт}}=?$

Внутренний диаметр тяги $d_{\text{нт}}=?$

Площадь поперечного сечения тяги

$$F_{\text{пт}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пт}}^2 - d_{\text{пт}}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{пт}} := \frac{P_o}{F_{\text{пт}} \cdot 10^6}$$

Длина поперечной тяги по центрам шарниров $L_{\text{пт}}$

Экваториальный момент инерции сечения поперечной тяги

$$I_{\text{пт}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пт}}^4 - d_{\text{пт}}^4)}{64}$$

Модуль упругости E

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{\text{крпт}} := \frac{\pi^2 E \cdot I_{\text{пт}}}{L_{\text{пт}}^2 \cdot F_{\text{пт}}}$$

Запас устойчивости

$$\delta_{\text{пт}} := \frac{\sigma_{\text{крпт}}}{\sigma_{\text{пт}}}$$

Допустимый запас устойчивости $[\delta_{\text{пт}}] = 1,5 \dots 2,5$.

3. Поворотный рычаг

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХГНМ.

Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_o и скручивающим моментом $P_o I_{sn}$ (рис.3).

Момент сопротивления изгибу поворотного рычага

$W_{\text{и}} = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_{\text{и}} = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения поворотного рычага примем $h_{\text{пр}} : b_{\text{пр}}$

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{\text{кр}} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{\text{кр}} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента α зависит от отношения h/b

h/b 1.0 1.5 2.0 2.5 3.0

α 0.208 0.231 0.246 0.258 0.267

$$\frac{h_{\text{пр}}}{b_{\text{пр}}} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_{\text{и}}(i) := \frac{b_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}}^2}{6} \quad \text{if } i > 0$$

$$\frac{b_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}}^2}{10} \quad \text{otherwise}$$

$$W_{\text{кр}} := (\alpha \cdot b_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}}) \quad \text{if } i > 0$$

$$\frac{b_{\text{пр}} \cdot h_{\text{пр}}^2}{5} \quad \text{otherwise}$$

Длина поворотного рычага $S_{\text{пр}}$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} := \frac{P_o \cdot S_{\text{пр}}}{W_{\text{и}}(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения I_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{кр} := \frac{P_o \cdot l_{sn}}{W_{кр} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_{из}^2 + \tau_{кр}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_s] = 300...400 \text{ МПа}$

4. Палец шаровой

Материал пальца: сталь 40Х, 20ХН3А.

Шаровой палец рассчитывают на изгиб, смятие и срез.

Плечо изгиба пальца l_{sn}

Диаметр посадочного отверстия под палец $d_{п}$

Напряжение изгиба шарового пальца

$$\sigma_{шп} := \frac{P_o \cdot l_{sn} \cdot 10^{-6}}{0.1 d_{п}^3}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{ш}] = 300...400 \text{ МПа}$

Напряжение смятия определяет износостойкость шарового пальца.

Допускаемое давление $[q] = 25...35 \text{ МПа}$.

Диаметр шара $d_{ш}$

$$q := \frac{4 P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{ш}^2}$$

Диаметр пальца у основания шара $d_{о,ш}$

$$\tau_{ср} := \frac{4 \cdot P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{ош}^2}$$

Напряжение среза

Допускаемое напряжение $t_{ср} = 100...150 \text{ МПа}$

4. Винтореечный рулевой механизм

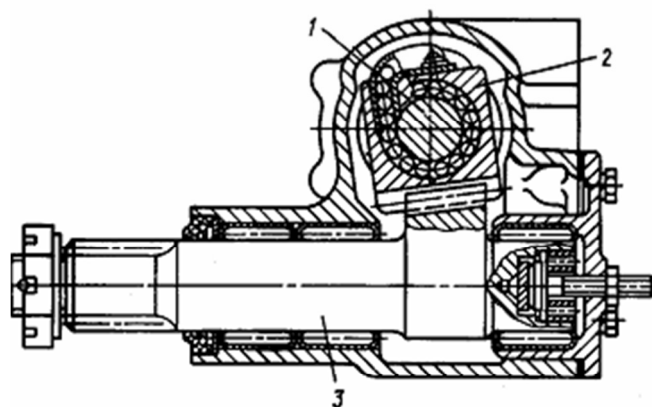


Рис.2 Винтореечный рулевой механизм

1 - винт, 2 - гайка-рейка, 3 - сектор зубчатый

Момент на рулевом валу $M_{рв}$

Угол подъема винтовой линии $\beta = 10...15^\circ$

$$\beta_{вр} := \frac{\beta_{в} \cdot \pi}{180}$$

Радиус винта (расстояние от оси винта до точки контакта винта с шариком)

$r_{вин}$

Осевая сила, действующая на винт

$$P_x := \frac{M_{рв}}{r_{вин} \cdot \tan(\beta_{вр})}$$

Число рабочих витков $m_{\text{вин}} = 2,5 \dots 6,0$

Диаметр шарика $d_{\text{ш}} = 7 \dots 9 \text{ мм}$

Число шариков на одном витке

$$z_{\text{ш}} := \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{\text{вин}}}{d_{\text{ш}}}$$

Угол контакта шариков с канавкой

$$\delta_{\text{конр}} := \frac{\delta_{\text{кон}} \cdot \pi}{180}$$

Условная радиальная нагрузка на один шарик

$$P_{\text{ш}} := \frac{5 \cdot P_{\text{х}}}{m_{\text{вин}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot \cos(\delta_{\text{конр}})}$$

Диаметр канавки

$$d_{\text{кан}} := d_{\text{ш}} + 0.001$$

Модуль упругости первого рода E

Коэффициент, зависящий от кривизны контактирующих поверхностей $k_{\text{кр}} = 0,6 \dots 0,8$

Контактное напряжение шарика

$$\sigma_{\text{сж}} := k_{\text{кр}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot P_{\text{х}} \cdot E^2 \cdot \left(\frac{1}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{d_{\text{кан}}} \right)^2 \cdot 10^{-12}}{m_{\text{вин}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot \sin(\beta_{\text{вр}}) \cdot \cos(\delta_{\text{конр}})}}$$

Допустимое напряжение в зависимости от диаметра шарика

находится в пределах $[\sigma_{\text{сж}}] = 2500 \dots 3500 \text{ МПа}$

Зубья сектора и рейки рассчитывают на изгиб и контактное напряжение.

Окружное усилие на зубьях сектора определяется

$$P_{\text{сек}} = \frac{M_{\text{рс}} I_{\text{рм}} K_{\text{нд}}}{r_{\text{сек}}} + \frac{P_{\text{ж}} \pi D_{\text{гц}}^2}{4}$$

$r_{\text{сек}}$ - радиус начальной окружности сектора,

$P_{\text{ж}}$ - максимальное давление жидкости в усилителе,

$D_{\text{гц}}$ - диаметр цилиндра гидроусилителя.

Второе слагаемое применяют в том случае, если усилитель нагружает рейку и сектор, т.е. когда рулевой механизм объединен с гидроцилиндром.

Передаточное число рулевого управления $I_{\text{ру}}$

Передаточное число рулевого управления равно $I_{\text{ру}} = I_{\text{рм}} I_{\text{рпр}}$.

Передаточное число рулевого привода является величиной переменной и находится в пределах $I_{\text{рпр}} = 0,85 \dots 2,0$. Примем

Передаточное число рулевого механизма

$$I_{\text{рм}} := \frac{I_{\text{ру}}}{I_{\text{рпр}}}$$

Кпд винтореечного рулевого механизма составляет $\eta_{\text{рм}} = 0,80 \dots 0,85$

Для определения радиуса начальной окружности зубчатого сектора

необходимо выбрать модуль зубьев сектора $m_{\text{сек}} = 6 \dots 12 \text{ мм}$.

Общее число зубьев колеса, составной частью которого является зубчатый сектор, находится в пределах $Z_{\text{общ}} = 20 \dots 30$

Радиус начальной окружности сектора

$$r_{\text{сек}} := \frac{m_{\text{сек}} \cdot Z_{\text{общ}}}{2 \cdot 10^3}$$

Рабочее давление жидкости в гидроусилителе руля составляет

$P_{\text{жр}} = 6 \dots 10 \text{ МПа}$

Максимальное давление жидкости в усилителе достигает

$$P_{\text{ж}} := 1.25 P_{\text{жр}}$$

Диаметр гидроцилиндра усилителя принимают из конструктивных соображений равным $D_{\text{гц}} = 75 \dots 100 \text{ мм}$.

Окружное усилие на зубьях сектора

$$P_{\text{сек}} := \frac{M_{\text{рв}} \cdot I_{\text{рм}} \cdot K_{\text{плрм}}}{r_{\text{сек}}} + \frac{\pi \cdot p_{\text{ж}} \cdot D_{\text{гц}}^2 \cdot 10^6}{4}$$

Напряжение изгиба зубьев сектора определяется

$$\sigma_{\text{и}} = y_{\text{к}} P_{\text{уд}} / m$$

$y_{\text{к}}$ - коэффициент формы зуба, для $Z_{\text{общ}}=25$

$P_{\text{уд}}$ - удельная окружная сила, Н/мм

$$P_{\text{уд}} = P_{\text{сек}} K_{\text{fb}} K_{\text{fv}} / b_{\text{p}}$$

b_{p} - ширина зубчатой рейки

K_{fv} - коэффициент динамической нагрузки

K_{fb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

$$P_{\text{уд}} := \frac{P_{\text{сек}}}{b_{\text{p}}} \cdot K_{\text{fv}} \cdot K_{\text{fb}}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} := \frac{y_{\text{к}} \cdot P_{\text{уд}}}{m_{\text{сек}}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{из}}] = 700 \dots 800 \text{ МПа}$

Контактное напряжение на зубьях сектора

$$\sigma_{\text{кон}} := 436 \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{уд}}}{2 \cdot r_{\text{сек}} \cdot 10^3}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{из}}] = 1000 \dots 1200 \text{ МПа}$

Материал сектора: сталь 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХН3А.

5. Рулевой механизм - глобоидальный червяк и ролик

Контактное напряжение в зацеплении червяка с роликом

$$\sigma_{\text{ч}} = \frac{P_{\text{x}}}{F_{\text{к}} n_{\text{p}}}$$

n_{p} - число гребней ролика, $n_{\text{p}} = 2 \dots 3$

$F_{\text{к}}$ - площадь контакта одного гребня ролика с червяком, как сумма двух сегментов, рис.1

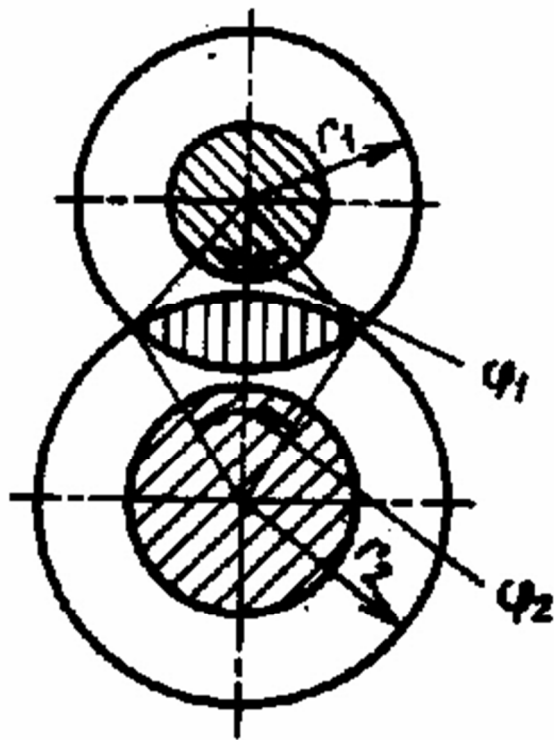


Рис.1 Схема для определения контактной площадки в червячном рулевом механизме

Зададимся размерами червяка и ролика

Радиус окружности выступов червяка $r_{\text{ч}}$

Радиус окружности гребней ролика r_2

Угол охвата пятна контакта червяка

$$\phi_{1p} := \frac{\phi_1 \cdot \pi}{180}$$

Угол охвата пятна контакта ролика

$$\phi_{2p} := \frac{\phi_2 \cdot \pi}{180}$$

Контактная площадь

$$F_k := 0.5 \cdot \left[(\phi_{1p} - \sin(\phi_{1p})) \cdot r_1^2 + (\phi_{2p} - \sin(\phi_{2p})) r_2^2 \right]$$

Начальный радиус червяка в горловом сечении

$r_{\omega 0}$

Угол подъема винтовой линии в горловом сечении червяка

$\beta_q = 5 \dots 10^\circ$

$$\beta_{qp} := \frac{\beta_q \cdot \pi}{180}$$

Момент на рулевом колесе M_{pk}

Осевое усилие, воспринимаемое червяком

$$P_x := \frac{M_{pk}}{r_{\omega 0} \cdot \tan(\beta_{qp})}$$

Контактное напряжение

$$\sigma_q := \frac{P_x}{F_k \cdot n_p \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение $[\sigma_q] = 300 \dots 500 \text{ МПа}$

Материал червяка: сталь 30Х, 35Х, 40Х, 30ХН.

Материал ролика: сталь 12ХН3А, 15ХН.

6. Расчет сошки руля

Расчетная схема рулевой сошки представлена на рисунке.

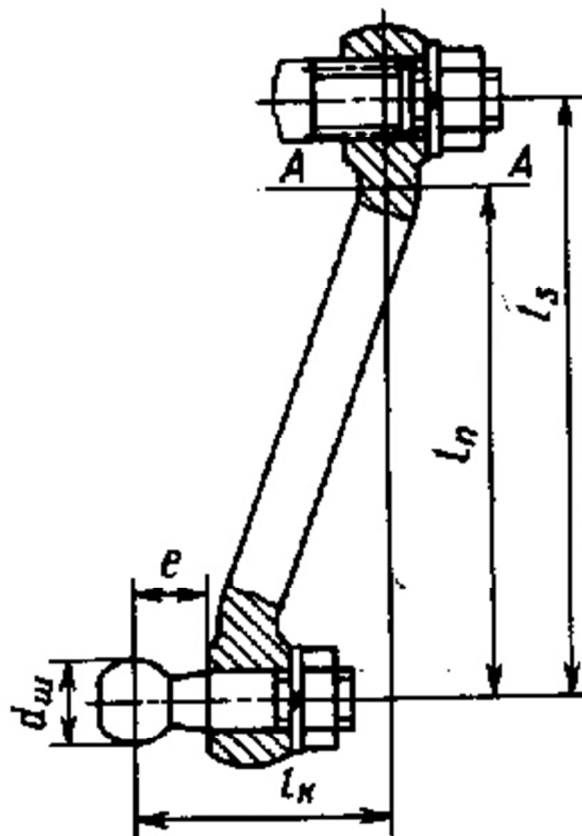


Рис.4 Схема рулевой сошки

Вал рулевой сошки

Материал вала: сталь 30, 18ХГТ, 20ХН3А.

Вал рулевой сошки рассчитывают на кручение. При наличии усилителя напряжение кручения вала сошки определится

$$\tau = \frac{M_{ps} I_{pm} K n \partial_{pm} + 0,25 \pi D_{гц}^2 p_{ж} r_{сек}}{0,2 d_{вс}^3}$$

M_{ps} - момент на рулевом валу

I_{pm} - передаточное число рулевого механизма

$K n \partial_{pm}$ - коэффициент полезного действия рулевого механизма

$p_{ж}$ - максимальное давление жидкости в гидроусилителе руля

Примечание: Если гидроусилитель руля отсутствует или воздействует непосредственно на детали рулевого привода (продольную тягу, поперечную тягу или поворотный рычаг колеса) давление жидкости для расчета вала рулевой сошки принимаем равным нулю $p_{ж} = 0$.

$D_{гц}$ - диаметр гидроцилиндра усилителя руля

$r_{сек}$ - радиус начальной окружности зубчатого сектора

Примечание: Если при выполнении расчетов принято $p_{ж} = 0$, в качестве значения $r_{сек}$ можно принять любое число.

$d_{вс}$ - диаметр вала сошки, примем

Допускаемое напряжение $[t] = 300 \dots 350 \text{ МПа}$

Рулевая сошка

Материал сошки: сталь 30, 18ХГТ.

Рулевую сошку рассчитывают на изгиб и кручение. Усилие на шаровом пальце сошки, вызывающее изгиб и кручение (при наличии встроенного в РМ усилителя), действует на плече l_s (рис.1)

$$P_{сош} := \frac{M_{ps} \cdot I_{pm} \cdot K n \partial_{pm}}{l_s} + \frac{\pi \cdot p_{ж} \cdot D_{гц}^2 \cdot r_{сек} \cdot 10^6}{4 l_s}$$

Момент сопротивления изгибу сошки руля в опасном сечении А-А

$W_{из} = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_{из} = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения сошки руля в опасном сечении А-А примем

h ; b

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{кр} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{кр} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента α зависит от отношения h/b

h/b 1.0 1.5 2.0 2.5 3.0

α 0.208 0.231 0.246 0.258 0.267

$$\frac{h}{b} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_u(i) := \frac{b \cdot h^2}{6} \text{ if } i > 0$$

$$W_{кр} := \frac{\frac{b \cdot h^2}{10}}{(\alpha \cdot b \cdot h)} \text{ if } i > 0$$

$$\frac{b \cdot h^2}{5} \text{ otherwise}$$

Расстояние от шарового пальца до опасного сечения А - А

l_n

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_u := \frac{P_{сош} \cdot l_n}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения