

**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 заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Конспект лекций	3
1.1 Лекция № 1 Расчет шатунно-поршневой группы	3
1.2 Лекция № 2 Основы расчета турбокомпрессора.....	7
1.3 Лекция № 3Расчет элементов системы смазки и системы	
охлаждения.....	9
2. Методические указания по выполнению лабораторных работ.....	12
2.1 Лабораторная работа № ЛР-1Расчет компрессора.....	12
2.2 Лабораторная работа № ЛР-2Расчет турбины	17
2.3 Лабораторная работа № ЛР-3 Расчет элементов топливной системы дизеля.....	21
2.4 Лабораторная работа № ЛР-4 Расчет элементов системы смазки и системы	
охлаждения	23
2.5 Лабораторная работа № ЛР-5Расчет элементов рулевого управления	28

1. КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

1. 1 Лекция №1 (2 часа).

Тема: «Расчет шатунно-поршневой группы»

1.1.1 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.

1.1.2 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_G и юбки D_{IO} поршня определяют, исходя из наличия необходимых зазоров Δ_G и Δ_{IO} между стенками цилиндра и поршня в холодном состоянии. По статистическим данным для алюминиевых поршней с неразрезными юбками $\Delta_G = 0,006 \div 0,008 D$ и $\Delta_{IO} = 0,001 \div 0,002 D$, а для чугунных поршней $\Delta_G = 0,004 \div 0,006 D$ и $\Delta_{IO} = 0,001 \div 0,002 D$. Установив Δ_G и Δ_{IO} , определяют $D_G = D - \Delta_G$ и $D_{IO} = D - \Delta_{IO}$.

Правильность установленных размеров D_G и D_{IO} проверяют по формулам

$$\Delta'_G = D \cdot \left[+ \alpha_u \cdot (C_u - T_0) - D_G \cdot \left[+ \alpha_n \cdot (C_G - T_0) \right] \right] \quad (11)$$

$$\Delta'_{IO} = D \cdot \left[+ \alpha_u \cdot (C_u - T_0) - D_{IO} \cdot \left[+ \alpha_n \cdot (C_{IO} - T_0) \right] \right] \quad (12)$$

где Δ'_G и Δ'_{IO} — диаметральные зазоры в горячем состоянии соответственно между стенкой цилиндра и головкой поршня и между стенкой цилиндра и юбкой поршня; мм;

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

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 расчета 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:

$$\tau = 0,85 \cdot P \cdot \left(+\alpha + \alpha^2 \right) \left(-\alpha^4 \right) d_n^2$$

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 напряженной части:

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

Напряжения, возникающие при овализации пальца на внешней и внутренней поверхностях, определяются 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, $\psi = 0^\circ$)

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

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

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

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

$$\sigma_{i0^\circ} = - \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,19 \cdot \frac{\left(+2 \cdot \alpha \right) \left(+\alpha \right)}{\left(-\alpha \right) \cdot \alpha} \frac{1}{1-\alpha} \right] \cdot \left[1 - \left(1 - 0,4 \right) \right]$$

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

$$\sigma_{i90^\circ} = \frac{15 \cdot P}{l_n \cdot d_n} \cdot \left[0,174 \cdot \frac{\left(+2 \cdot \alpha \right) \left(+\alpha \right)}{\left(-\alpha \right) \cdot \alpha} \frac{0,636}{1-\alpha} \right] \cdot \left[1 - \left(1 - 0,4 \right) \right]$$

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:

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

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

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

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

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

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

Среднее напряжение и амплитуда напряжений:

$$\sigma_{\bar{a}} = \sigma_{\max} + \sigma_{\min} \cdot 2$$

$$\sigma_a = \sigma_{\max} - \sigma_{\min} \cdot 2$$

$$\sigma_{\Delta\sigma} = \sigma_{\bar{a}} \cdot k_{\sigma} / (E_i \cdot \varepsilon_i)$$

Если $\sigma_{\Delta\sigma} / \sigma_{\bar{a}} > \beta_{\sigma} - a_{\sigma}$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу усталости

$$\bar{\sigma}_{\sigma} = \sigma_{\bar{a}} / (\sigma_{\Delta\sigma} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{\bar{a}})$$

Если $\sigma_{\Delta\sigma} / \sigma_{\bar{a}} < \beta_{\sigma} - a_{\sigma}$, то запас прочности в сечении $A - A$ определяется по пределу текучести

$$\bar{\sigma}_{T\sigma} = \sigma_T / (\sigma_{\Delta\sigma} + \sigma_{\bar{a}})$$

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 $\varphi_{u.z.} = 90^\circ$ 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:

$$P_{jp} = -\omega_{x,x \max}^2 \cdot R \cdot [m_n + m_{u.n.}] + \lambda [m_{u.k.} - m_{kp}] \cdot 10^{-6}$$

Напряжение изгиба крышки (МПа) с учетом совместной деформации вкладышей

$$\sigma_{u3} = P_{jp} \cdot \left[\frac{0,023 \cdot c_6}{(+ J_B / J) W_{u3}} + \frac{0,4}{F_\Gamma} \right]$$

Значение σ_{u3} 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 $n = n_u$ 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

$$P_P = P_F + P_j = \left[p_r \cdot F_F - m_j \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (+ \lambda) \right] 10^{-6}$$

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

в плоскости качания шатуна

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

в плоскости, перпендикулярной плоскости качания:

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

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

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

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

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

$$\sigma_{\delta} = \sigma_{max} + \sigma_{min} / 2,$$

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

$$\sigma_{de} = \sigma_{\delta} \cdot k_{\sigma} / (\epsilon_i \cdot \epsilon_{\delta}),$$

пределу усталости

$$n_{\sigma} = \sigma_{-1p} / (\sigma_{ak} + \alpha_{\sigma} \cdot \sigma_{m}),$$

пределу текучести

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

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

1.2 Лекция №2 (2 часа).

Тема: «Основы расчета турбокомпрессора»

1.2.1 Вопросы лекции:

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

1.2.2 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. $\eta_{ad.k}$ — отношении 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 $\bar{H}_{ad.k}$, характеризующий эффективность использования окружной скорости колеса для совершения адиабатической работы сжатия и представляющий отношение адиабатической работы сжатия $L_{ad.k}$ (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 $c_2 = 300 \div 500$ 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 $\bar{B} = B/D_2 = 0,25 \div 0,35$. 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 $\bar{B} \leq 0,3$ при $D_2 > 110$ мм и $\bar{B} \geq 0,3$ при $D_2 \leq 110$ мм. Однако увеличение \bar{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 $\bar{H}_{ad,k}$ не должна отличаться от принятого в расчете $\bar{H}_{ad,k}$ более чем на 2—4%.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод компрессора:

$$N_k = L_{ad,k} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{ad,k}$$

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 (теплового 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

$$\eta_{TK} = \eta_T \cdot \eta_{ad.k}, \quad (21)$$

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

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 срабатываетяя лишь часть подводимой энергии газа. Поэтому они являются реактивными. Перераспределение теплоперепада в ступени турбины характеризует 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:

$$D_0 = D_1 \cdot \Phi_0 / D_1$$

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

$$b_1' = \frac{G_\Gamma}{\pi \cdot D_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1},$$

7. Рабочее колесо.

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

$$N_T = \frac{L_{ad.T} \cdot G_\Gamma}{1000} \cdot \eta_T,$$

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):

$$N_T = \frac{L_{ad.T} \cdot G_\Gamma}{1000} \cdot \eta_T,$$

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

1.3 Лекция №3 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов системы смазки и системы охлаждения»

1.3.1 Вопросы лекции:

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

1.3.2 Краткое содержание вопросов:

1. Методика расчета масленого 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 масленый 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 и 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:

$$N_n = V_p \cdot p / \eta_{m,n} \cdot 10^3$$

2. Методика расчета центрифуги.

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

В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее распространение получили двухспловые 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:

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

3. Методика расчета масленого радиатора.

Масленый 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-масленого радиатора.

Количество тепла, отводимого жидкостью от радиатора:

$$Q_m = K_m \cdot F_m \cdot \eta_{m,cr} - T_{вод,cr}, \quad \text{Дж/с}$$

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

$$Q_m = c_m \cdot \rho_m \cdot V_u \cdot \eta_{m,ex} - T_{m,вых} \cdot 10^3,$$

Поверхность охлаждения масленого радиатора, омываемая жидкостью:

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m \cdot \eta_{m,cr} - T_{вод,cr}},$$

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:

$$G_{жс,p} = G_{жс} / \eta,$$

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

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения двигателя

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

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

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

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

Величина $N_{B.H}$ составляет $0,5 \div 1,0\%$ 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)

$$F = \frac{Q_B}{K \cdot (C_{cp,жк} - T_{cp,возд})},$$

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 $T_{cp,жк}$, $T_{cp,возд}$, K и Q_B , определяют поверхность охлаждения радиатора (м^2):

$$F = \frac{Q_B}{K \cdot [C_{жк,вх} - \Delta T_{жк} / 2, C_{возд,вх} + \Delta T_{возд} / 2]}.$$

6. Методика расчета вентилятора.

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

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

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 $\Delta p_{mp} = 600 \div 1000 \text{ Па}$.

По заданной производительности вентилятора и величине Δp_{mp} находят потребляемую вентилятором мощность и его основные размеры.

Мощность (кВт), затрачиваемая на привод вентилятора:

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

Для этого фронтовую площадь решетки радиатора оформляют в виде квадрата.

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

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

$$n_{вент} = 60 \cdot u / (C \cdot D_{вент}),$$

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

2.1 Лабораторная работа №1 (2 часа).

Тема: «Расчет компрессора»

2.1.1 Цель работы: Изучить методику расчета компрессора

2.1.2 Задача работы:

1. Рассчитать компрессор

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

$$G_B = \frac{\alpha \cdot \varphi_B \cdot l_0 \cdot G_T}{36 \cdot 10^2},$$

где $\varphi_B = 1,0$ — 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.

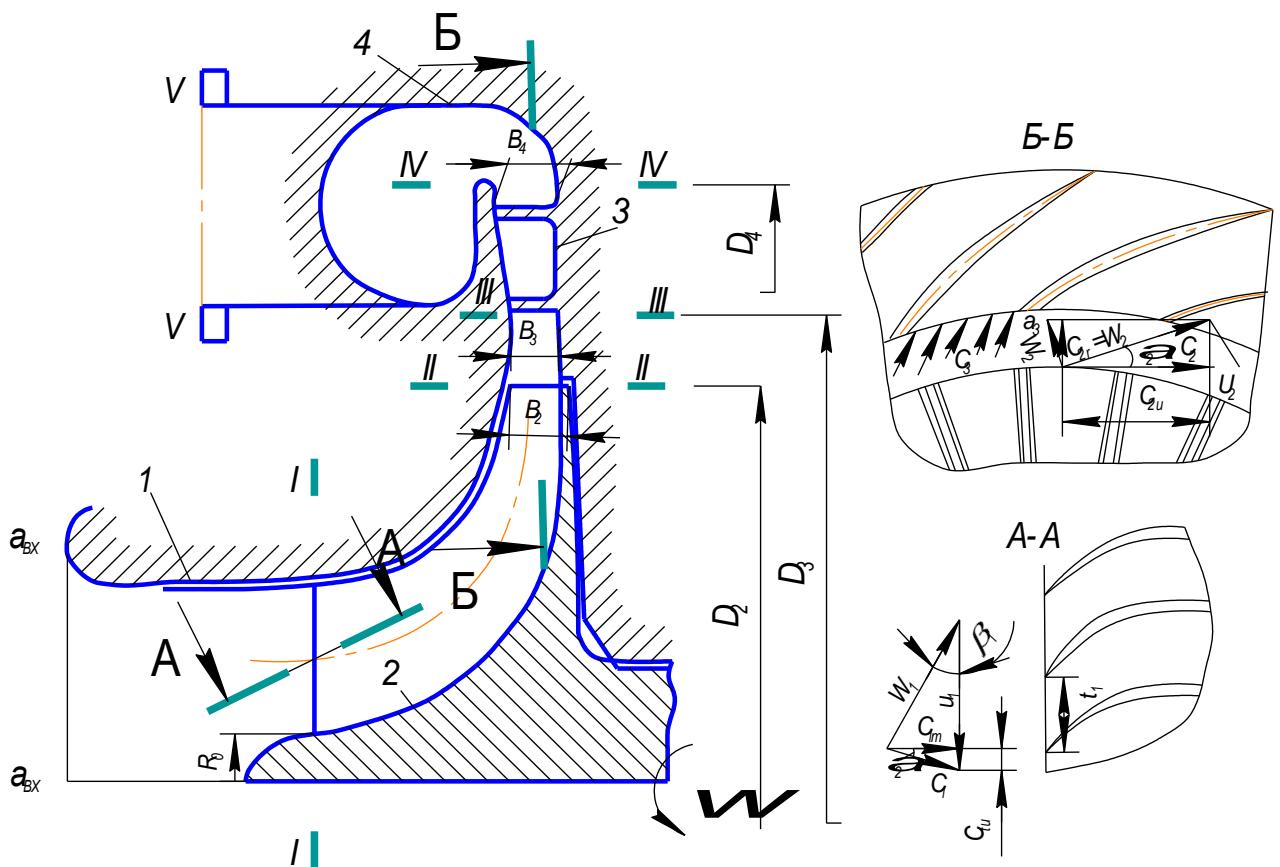


Рис.1. Схема проточной части центробежного компрессора с лопастным диффузором.

По известным значениям Q_B и π_k 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

$$L_{ad,k} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot \left(\frac{1}{\pi_k} - 1 \right)$$

где $k = 1,4$ — показатель политропы.

Окружная скорость на наружном диаметре колеса компрессора, м/с

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{ad,k}}{H_{ad,k}}},$$

где $\bar{H}_{ad,k} = 0,56 \div 0,64$ — коэффициент напора.

Частота вращения колеса компрессора, об/мин

$$n_k = 60 \cdot u_2 / (2 \cdot \pi \cdot D_2)$$

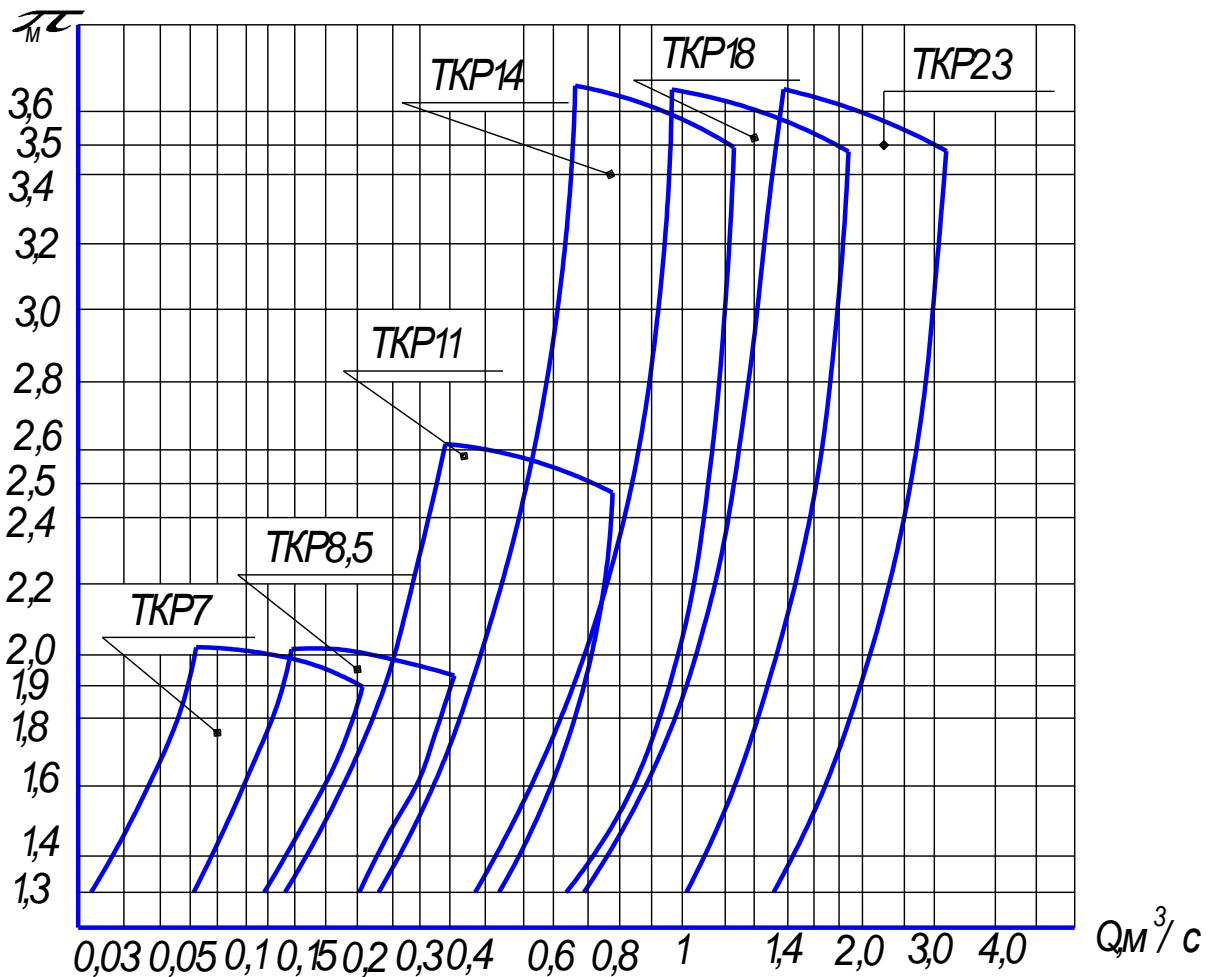


Рисунок 2. Расходные характеристики турбокомпрессора по ГОСТ 9658-66.

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

$$\frac{n_{BX}}{n_{BX} - 1} = \frac{k}{k - 1} - \frac{L_{rBX}}{R_B \cdot (c_1 - T_{aBX})}$$

Давление перед колесом компрессора, МПа

$$p_1 = p_{aBX} \cdot (c_1 / T_{aBX})^{n_{BX} / (n_{BX} - 1)}$$

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

$$D_1 = \sqrt{\frac{F_1}{1,785 \cdot \left(-\Phi_0 / D_1 \right)^2}}$$

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 осерадиальных 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

$$T_2 = T_1 + \left(\mu + \alpha_f - \mu^2 / 2 \right) u_2^2 / c_p$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Давление воздуха на выходе из колеса, МПа

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{n_k / (n_k - 1)}.$$

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

$$b_2 = G_B / \left(\pi \cdot D_2 \cdot c_{2r} \cdot \rho_2 \right).$$

Относительная высота лопаток в выходном сечении колеса

$$\bar{b}_2 = b_2 / D_2.$$

Относительная ширина колеса компрессора

$$\overline{B} = B / D_2,$$

где $B = 0,0275 \div 0,033$ — ширина колеса компрессора, м.

Расчет диффузоров и воздухосборника. 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 $\bar{D}_3 = 1,05 \div 1,20$ — относительный наружный диаметр диффузора.

Отношение c_2 / c_3 не должно превышать $1,08 \div 1,25$.

Наружный диаметр безлопаточного диффузора, м

$$D_3 = D_2 \cdot \bar{D}_3$$

Давление за лопаточным диффузором, МПа

$$P_4 = P_{aBX} \cdot \pi_k$$

Температура воздуха за лопаточным диффузором, К

$$T_4 = T_2 \cdot \left(\frac{P_4}{P_2} \right)^{\frac{1}{k-1}}.$$

где $n_o = 1,6 \div 1,8$ - показатель политропы сжатия в диффузорах.

Скорость воздуха на выходе из лопаточного диффузора, м/с

$$c_4 = \sqrt{c_2^2 - (P_4 - T_2) \cdot 2 \cdot c_p}$$

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 воздухосборника, м/с

$$c_5 = c_4.$$

Потери в воздухосборнике (улитке) Дж/кг

$$L_{yul} = \xi_{yul} \cdot c_4^2 / 2,$$

где $\xi_{yul} = 0,1 \div 0,3$ — коэффициент потерь в воздухосборнике.

Давление на выходе из улитки, МПа

$$p_5 = p_4 \cdot \left(1 - \frac{L_{yul}}{R_B \cdot T_5} \cdot \frac{k-1}{k} \right)^{k/(k-1)},$$

где $T_5 = T_4$ — температура на выходе из улитки.

Давление воздуха в компрессоре можно повысить, если выходной патрубок воздухосборника будет диффузорным (см. рисунок 3).

Расчет основных параметров компрессора.

Конечное давление p_5 на выходе из компрессора не должно отличаться от принятого p_k более чем на $2 \div 4\%$.

Действительная степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = p_5 / P_{aBX}.$$

Адиабатический к. п. д. компрессора

$$\eta_{ad,k} = T_0 \cdot \left(\frac{1}{\pi_k^{k/(k-1)}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{p_5}{P_{aBX}} - 1 \right),$$

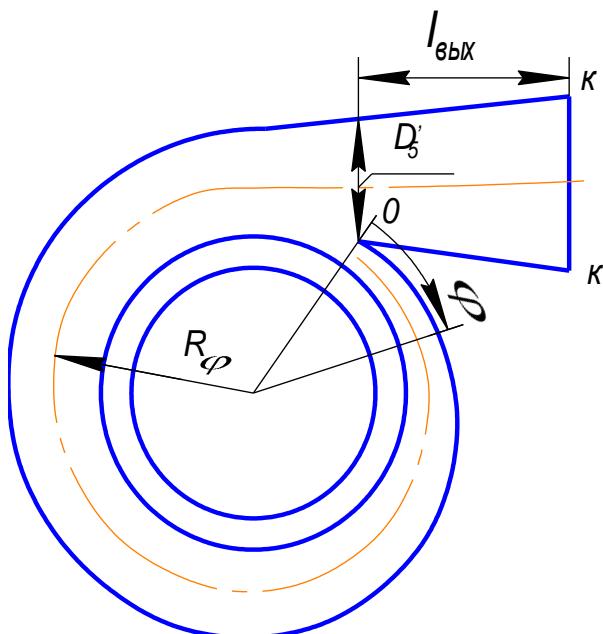


Рис. 3. Схема улитки.

Адиабатическая работа, определенная по действительной степени повышения давления, Дж/кг

$$L_{ad.k} = \frac{k}{k-1} \cdot R_B \cdot T_{aBX} \cdot \left(\tau_k^{\frac{1}{k-1}} - 1 \right)$$

Коэффициент напора

$$\bar{H}_{ad.k} = L_{ad.k} / u_2^2$$

Величина $\bar{H}_{ad.k}$ не должно отличается от принятого в расчете $\bar{H}_{ad.k}$ более чем на 2 – 4 %.

Мощность, затрачиваемая на привод компрессора, кВт

$$N_k = L_{ad.k} \cdot G_B / 1000 \cdot \eta_{ad.k}$$

2.2 Лабораторная работа №2 (2 часа).

Тема: «Расчет турбины»

2.2.1 Цель работы: Изучить методику расчета турбины

2.2.2 Задача работы:

1. Рассчитать турбины

2.2.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Инженерный калькулятор

2.2.4 Описание (ход) работы:

1. Расчет турбины.

Количество выпускаемых газов, поступающих на турбину от двигателя кг/с

$$G_T = G_B \cdot \left[1 / \left(\varphi_P \cdot l_0 \right) \right]$$

Давление газа в выпускном патрубке зависит от системы наддува и изменяется в четырехтактных двигателях в пределах $p_p = 0,80 \div 0,92 p_k$. Имея в виду, что p_p должно быть выше давления p_T перед турбиной.

Температура газа перед турбиной при $\varphi_P = 1$, К

$$T_T = T_p = \frac{1}{m} \cdot T_b \cdot \left[1 + \frac{p_p}{p_b} \cdot (n-1) \right],$$

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 $p_2 = 0,02 \div 1,05 p_0$ МПа.

Показатель изоэнтропы k_Γ выпускных газов рассчитывают по температуре газа, составу топлива и коэффициенту избытка воздуха. Для четырехтактных двигателей $k_\Gamma = 1,33 \div 1,35$.

Молекулярная масса газа перед турбиной находится с учетом параметров, определенных в тепловом расчете дизеля, кг/кмоль

$$\mu_\Gamma = \mu_B \cdot \frac{1 + \alpha \cdot \varphi_B \cdot l_0}{\mu_0 \cdot \alpha \cdot \varphi_B \cdot l_0};$$

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

$$p_T = \frac{p_2}{\left(\frac{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma} \cdot L_{ad,k} \cdot G_B}{1 - \frac{\eta_T \cdot \eta_{ad,k} \cdot R_\Gamma \cdot T_T \cdot G_\Gamma}{L_{ad,T}}} \right)^{k_\Gamma / (k_\Gamma - 1)}}$$

Для четырехтактных двигателей $p_k / p_T = 1,1 \div 1,2$.

Расчет направляющего аппарата (сопла).

Полная адиабатическая работа расширения газа в турбине, Дж/кг

$$L_{ad,T} = L_{ad,k} \cdot G_B / \eta_T \cdot \eta_{ad,k} \cdot G_\Gamma$$

Адиабатическая работа расширения в направляющем аппарате, Дж/кг

$$L_c = -\rho_T \cdot L_{ad,T}$$

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

$$T_1 = T_T - \frac{c_1^2}{2 \cdot k_\Gamma \cdot R_\Gamma / (k_\Gamma - 1)}$$

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 конфузорного типа (суживающееся).

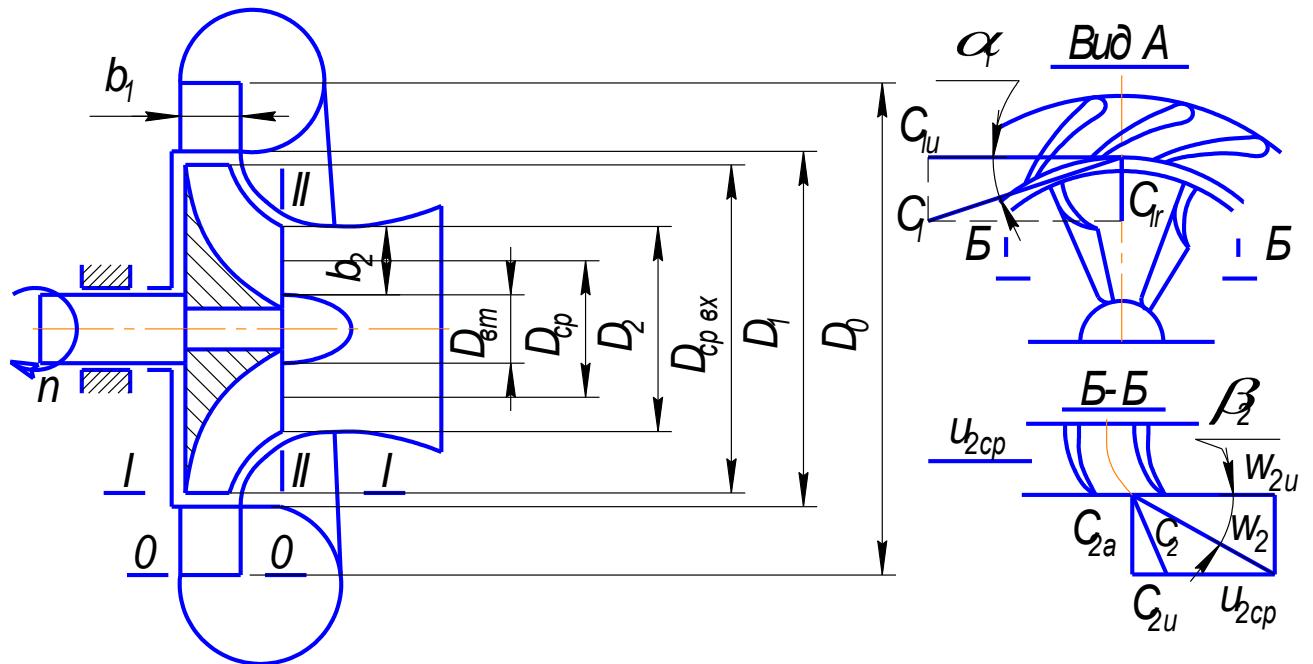


Рисунок 1. Схема проточной части радиальной турбины

Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости газа перед рабочим колесом (см. рисунок 1), 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

$$\beta_1 = 90^\circ + \arctg \frac{u_1 - c_{1u}}{c_{1r}},$$

где u_1 — окружная скорость на наружном диаметре колеса.

С целью повышения к. п. д. турбины принимают $u_1 > c_{1u}$ приближенно 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

$$D_1 = 60 \cdot u_1 / \omega_1 \cdot n_T.$$

Необходимо иметь в виду, что $n_T = n_\kappa$.

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

$$D_0 = D_1 \cdot \varphi_0 / D_1.$$

Показатель политропы расширения в направляющем аппарате

$$\frac{n_c}{n_c - 1} = \frac{k_r}{k_r - 1} + \frac{\Delta L_c}{R_r \cdot (T_r - T_1)}$$

Давление газа на выходе из направляющего аппарата, МПа

$$p_1 = p_r \cdot \left(\frac{T_1}{T_r} \right)^{n_c / (k_r - 1)}$$

Плотность газового потока, кг/м³

$$\rho_1 = p_1 \cdot 10^6 / (R_r \cdot T_1)$$

Ширина лопаток направляющего аппарата, мм

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

Расчет рабочего колеса. Адиабатическая работа расширения газа в колесе турбины, Дж/кг

$$L_{p,k} = \rho_r \cdot L_{ad,T}.$$

Данные расчета конструктивных параметров рабочего колеса запишем в таблицу 2.

Относительная скорость газа на выходе из рабочего колеса, м/с

$$\omega_2 = \psi \cdot \sqrt{\omega_1^2 + 2 \cdot L_{p,k} - u_1^2 \cdot (-\bar{D}_{2cp}^2)},$$

где $\psi = 0,80 \div 0,85$ — коэффициент скорости, учитывающий потери в рабочем колесе турбины;

$\bar{D}_{2cp} = D_{2cp} / D_1$ — относительный среднеквадратичный диаметр колеса на выходе.

Окружная скорость на диаметре D_{2cp} , м/с

$$u_{2cp} = \pi \cdot D_{2cp} \cdot n_r / 60.$$

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

$$T_2 = T_1 - \frac{1}{k_r \cdot R_r / (k_r - 1)} \cdot \left[(-\alpha_f) u_1^2 - \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \right],$$

где $\alpha_f = 0,04 \div 0,08$ — коэффициент дисковых потерь.

Адиабатический к. п. д. турбины без учета потерь с выходной скоростью

$$\eta'_{ad,T} = \frac{T_r - T_2}{T_r \cdot \left[-\psi_2 / p_r \cdot (k_r - 1) k_u \right]}.$$

Адиабатический к. п. д. турбины с учетом потерь с выходной скоростью

$$\eta_{ad,T} = \eta'_{ad,T} - \frac{c_2^2}{2 \cdot L_{ad,T}}$$

Общий к. п. д. турбины

$$\eta_T = \eta_{ad,T} \cdot \eta_{TK,mex},$$

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

$$\eta_{TK} = \eta_T \cdot \eta_{ad,k}.$$

Мощность, развиваемая турбиной, кВт

$$N_T = \frac{L_{ad,T} \cdot G_r}{1000} \cdot \eta_T$$

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

Основные параметры и размеры	Типоразмеры									
	TKP-7	TKP-8,5	TKP-11	TKP-14	TKP-18	TKP-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							

Таблица 1

Параметры	Значение, м
Внутренний диаметр при $D_2 / D_1 = 0,70 \div 0,82$	$D_2 = D_1 \cdot \sqrt{D_2 / D_1}$
Втулочный диаметр при $D_{BT} / D_1 = 0,2 \div 0,3$	$D_{BT} = D_1 \cdot \sqrt{D_{BT} / D_1}$
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 $B / D_1 = 0,30 \div 0,35$	$B = D_1 \cdot \sqrt{B / D_1}$

Таблица 2

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 результатом теплового расчета дизеля определяем диаметр и ход плунжера топливного насоса высокого давления.

Цикловая подача, $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_u = \frac{G_T \cdot \tau \cdot 10^6}{120 \cdot n \cdot i \cdot \rho_T} ,$$

где τ -тактность двигателя; i - число цилиндров; плотность топлива $\rho_T = 0,842 \text{ г/cm}^3$

Теоретическая подача секции топливного насоса $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_T = V_u / \eta_h ,$$

где $\eta_h = 0,70 \div 0,90$ - коэффициент подачи насоса.

Полная производительность топливного насоса, $\text{мм}^3/\text{цикл}$

$$V_n = 1,5 \div 3,2 V_T .$$

Диаметр плунжера, мм

$$d_{nl} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_n}{\pi \cdot S_{nl} / d_{nl}}} ,$$

где отношение S_{nl} / d_{nl} изменяется в пределах $1,0 \div 1,7$.

Диаметр плунжера должен быть не менее 6 мм.

Полный ход плунжера, мм

$$S_{nl} = d_{nl} \cdot S_{nl} / d_{nl}$$

Основные конструктивные параметры топливных насосов высокого давления должны находятся в соответствии с ГОСТ 10578-74.

Диаметр плунжера d_{nl} , мм ...5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12.

Ход плунжера S_{nl} , мм ...7; 8; 9; 10; 12; 16; 20.

Активный ход плунжера, мм

$$S_{akt} = 4 \cdot V_T / \pi \cdot d_{nl}^2 ,$$

2. Расчет форсунки

По результатом теплового расчета дизеля и топливного насоса высокого давления определяем диаметр сопловых отверстий форсунки.

Время истечения топлива, с

$$\Delta t = \Delta\varphi / \pi \cdot n ,$$

где $\Delta\varphi = 15 \div 25^\circ$ - угол поворота коленчатого вала, град.

Среднее давление газа в цилиндре в период впрыска, МПа

$$p_u = p_c'' + p_z / 2$$

где $p_c'' = 1,15 \div 1,25 p_c$, здесь $p_c = 5,5 \div 9,0$ - давление в конце сжатия.

Средняя скорость истечения топлива через сопловые отверстия, м/с

$$\omega_\phi = \sqrt{\frac{2}{\rho_T \cdot 10^3} \cdot \left(p_c - p_u \right) \cdot 10^6} ,$$

где p_ϕ - среднее давление впрыска топлива, $p_\phi = 15 \div 40 \text{ МПа}$,

Величина средней скорости истечения топлива лежит в пределе $150 \div 300 \text{ м/с}$.

Суммарная площадь сопловых отверстий, мм^2

$$f_c = \frac{V_u}{\mu_\phi \cdot \omega_\phi \cdot \Delta t \cdot 10^3} ,$$

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 масленый 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 топливо, 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

$$V' = 2 \cdot V_u$$

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

$$n_n = u_n \cdot 60 / (z \cdot D),$$

где $u_n = 8 \div 10$ – окружная скорость на внешнем диаметре шестерни, м/с.

Длина зуба шестерни, м

$$b = \frac{60 \cdot V_p}{2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot z \cdot n_h}.$$

Мощность, затрачиваемая на привод масляного насоса

$$N_h = V_p \cdot p / \eta_{m.h} \cdot 10^{-3},$$

где $p = 0,3 \div 0,7$ – рабочее давление масла в системе, МПа; $\eta_{m.h} = 0,85 \div 0,90$ – механический к.п.д. масляного насоса.

2. Расчет центрифуги.

Произвести расчет двухсопловой неполнопоточной центрифуги с гидрореактивным приводом для дизеля.

Производительность центрифуги, $\text{м}^3/\text{с}$

$$V_{p.u} = 0,2 \cdot V_u,$$

где V_u – циркуляционный расход масла в системе,

Площадь отверстия сопла, м^2

$$F_c = \pi \cdot d_c^2 / 4,$$

где $d_c = 2$ – диаметр сопла центрифуги, мм.

Частота вращения ротора центрифуги в минуту

$$n = \frac{\frac{\rho_m \cdot V_{p.u}^2 \cdot R}{2 \cdot \varepsilon \cdot F_c} - a}{b + \frac{\pi \cdot \rho_m \cdot V_{p.u} \cdot R^2}{30}},$$

где $\varepsilon = 0,9 \div 1,1$ – коэффициент сжатия струи масла; R – расстояние от оси сопла до оси вращения ротора (таблица $D/2$) м; $a = 0 \div 20 \cdot 10^{-4}$ – 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

$$p_1 = \rho_m \cdot \left[\frac{V_{p.u}^2 - 4 \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \cdot (R^2 - r_0^2) \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2}{8 \cdot \alpha^2 \cdot F_c^2 \cdot (1 - \psi)} \right],$$

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

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

3. Расчет масленого радиатора.

Определение поверхности охлаждения жидкостно-масленого радиатора.

Коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей жидкости

$$K_m = \frac{1}{1/\alpha_1 + \delta/\lambda_{men} + 1/\alpha_2},$$

где $\alpha_1 = 800 \div 1400$ – коэффициент теплоотдачи от масла к стенке радиатора, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$; $\delta = 0,0002$ – толщина стенки радиатора, м; $\alpha_2 = 2300 \div 4100$ – коэффициент теплоотдачи от стенок радиатора к охлаждающей жидкости, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \text{ К})$; λ_{men} – коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/(\text{м К})$

Для латуни и алюминиевых сплавов.....80-125

Для нержавеющей стали.....10-20

Поверхность охлаждения масляного радиатора, омываемая охлаждающей жидкостью, м^2

$$F_m = \frac{Q_m}{K_m \cdot C_{m,cr} - T_{вод,cr}},$$

где Q_m – количества тепла, отводимого маслом от двигателя, Дж/с; $T_{m,cr} = 348 \div 363$ – средняя температура масла в радиаторе, К; $T_{ж,cr} = 343 \div 358$ – средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Наименование	Марка двигателя			
	ЗИЛ-130	Д-20	СМД-14	ЯМЗ-240
Производительность $V_{p,q}$, 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

$$G_{жc} = \frac{Q_B}{c_{жc} \cdot \rho_{жc} \cdot \Delta T_{жc}},$$

где $c_{жc} = 4187$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость охлаждающей жидкости; $\rho_{жc} = 1000$ кг/м³ – средняя плотность охлаждающей жидкости; $\Delta T_{жc} = 6 \div 12$ К – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе; $Q_B = C \cdot i \cdot D^{1+2 \cdot m} \cdot n^m \cdot C / \alpha$ – теплota, 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

$$G_{жc,p} = G_{жc} / \eta,$$

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

Радиус входного отверстия крыльчатки, м

$$r_1 = \sqrt{G_{жc,p} / C \cdot c_1} + r_0^2,$$

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

$$u_2 = \sqrt{1 + \tan \alpha_2 \cdot \cot \beta_2} \cdot \sqrt{p_{жc} / \rho_{жc} \cdot \eta_h},$$

где α_2 и β_2 – углы между направлениями скорости c_2 , u_2 и ω^2 (рисунок 1), $\alpha_2 = 8 \div 12^\circ$, $\beta_2 = 12 \div 50^\circ$; $p_{жc} = 10 \div 15 \cdot 10^4$ – напор, создаваемый насосом, Па; $\eta_h = 0,6 \div 0,7$ – гидравлический к.п.д.

Радиус крыльчатки колеса на выходе, м

$$r_2 = 30 \cdot u_2 / C \cdot n_{B,H},$$

где $n_{B,H}$ – частота вращения крыльчатки в минуту, величина $n_{B,H}$ принимается примерно на 20% меньше номинальной частоты вращения коленчатого вала двигателя.

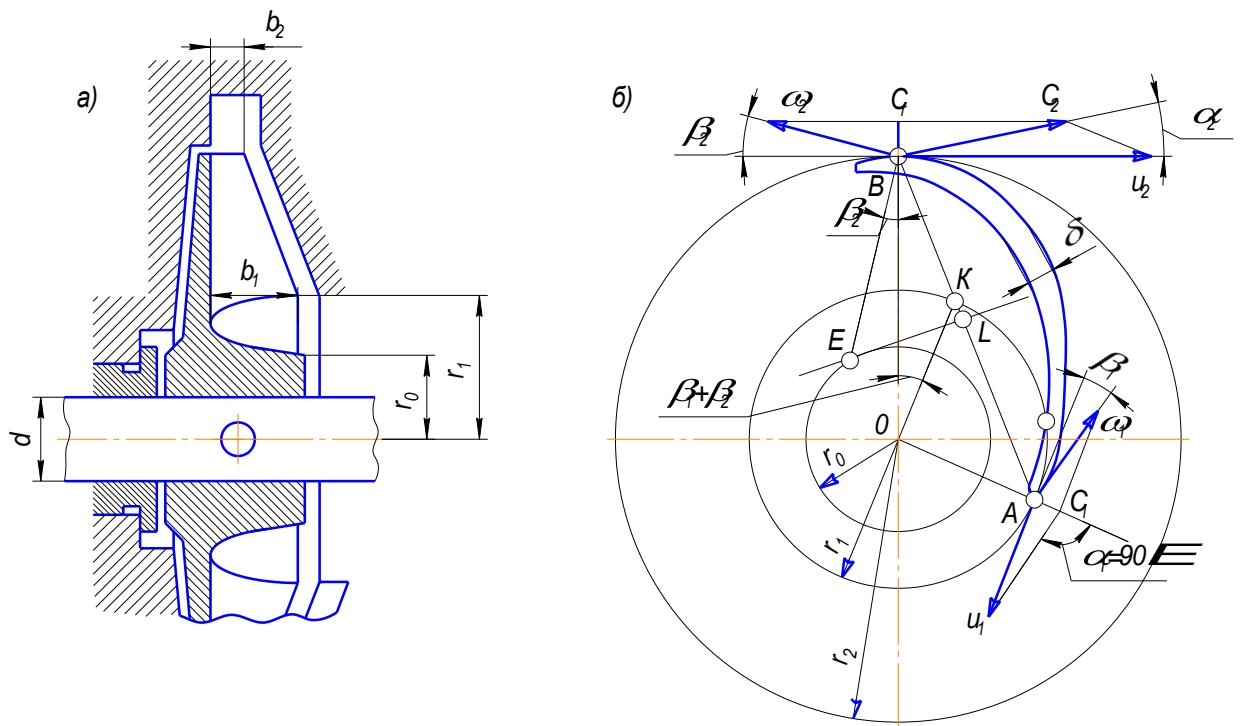


Рисунок 1. Схема построения профиля лопатки водяного насоса

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

$$tg\beta_1 = c_1/u_1 \Rightarrow \beta_1$$

Ширина лопатки на входе b_1 и на выходе b_2 (рис 1 а), м

$$b_1 = \frac{G_{\mathcal{H},p}}{\Phi \cdot \pi \cdot r_1 - z \cdot \delta_1 / \sin \beta_1}; c_1$$

$$b_2 = \frac{G_{\text{sc},p}}{\mathbf{Q} \cdot \pi \cdot r_2 - z \cdot \delta_2 / \sin \beta_2 \cdot c_r}$$

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

$$c_r = \frac{p_{\text{sc}} \cdot \tan \alpha_2}{\rho_{\text{sc}} \cdot \eta_h \cdot u_2}.$$

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

$$N_{B.H} = \frac{G_{\text{ж.п}} \cdot p_{\text{ж}}}{1000 \cdot \eta_{\text{ж}}} ,$$

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

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

5. Расчет поверхности охлаждения водяного радиатора

Количество воздуха, проходящего через радиатор

$$G'_{603\delta} = Q_{603\delta} / \epsilon_{603\delta} \cdot \Delta T_{603\delta},$$

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

$$T_{cp.возд} = \frac{T_{возд.ж} + C_{возд.ж} - \Delta T_{возд}}{2},$$

где $T_{возд.ж} = 313$ – расчетная температура воздуха перед радиатором, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{cp.возд} = 323 \div 328$ К.

Средняя температура охлаждающей жидкости в радиаторе

$$T_{cp.ж} = \frac{T_{ж.ж} + C_{ж.ж} - \Delta T_{ж}}{2},$$

где $T_{ж.ж} = 353 \div 368$ – температурный режим системы жидкостного охлаждения, К;

$\Delta T_{ж} = 6 \div 12$ – температурный перепад охлаждающей жидкости в радиаторе, К.

Для автомобильных и тракторных двигателей $T_{cp.ж} = 358 \div 365$ К.

Поверхность охлаждения радиатора

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

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

$$\rho_{возд} = p_0 \cdot 10^6 / R_B \cdot T_{cp.возд},$$

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

$$D_{вент} = 2 \cdot \sqrt{F_{фр.рад} / \pi};$$

$$u = \psi_{\perp} \cdot \sqrt{\Delta p_{mp} / \rho_{возд}},$$

где $\Delta p_{mp} = 600 \div 1000$ – сопротивление воздушного тракта; ψ_{\perp} – коэффициент, зависящий от формы лопастей (для плоских лопастей $\psi_{\perp} = 2,8 \div 3,5$, для криволинейных $\psi_{\perp} = 2,2 \div 2,9$).

Частота вращения вентилятора с раздельным приводом

$$n_{вент} = 60 \cdot u / (C \cdot D_{вент});$$

Мощность, затрачиваемая на привод осевого вентилятора

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

где η_B – к.п.д. вентилятора (для осевых клепаных вентиляторов $\eta_B = 0,32 \div 0,40$, а для литых $\eta_B = 0,55 \div 0,65$).

2.5.Лабораторная работа №5 (2 часа).

Тема: «Расчет элементов рулевого управления»

2.5.1 Цель работы: Изучить методику расчета элементов рулевого управления

2.5.2 Задачи работы:

1. Рассчитать усилие 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

2.5.3 Перечень приборов, материалов, используемых в лабораторной работе:

1. Персональный компьютер
2. Программа Mathcad

2.5.4 Описание (ход) работы:

1. Усилие на рулевом колесе

Максимальный момент сопротивления повороту управляемых колес на месте зависит от ряда факторов:

$p_{возд}$ - давление воздуха в шинах управляемых колес

m_a -полнная масса автомобиля

a_3 -доля нагрузки на задние колеса

Нормальная нагрузка на управляемые колеса неподвижного автомобиля

$$P_{уп} := 9.807 \cdot m_a \cdot (1 - a_3)$$

Коэффициент сцепления при повороте колес на месте $K_{сц} = 0,9...1,0$

$$M_{снк} := \frac{200 \cdot K_{сц}}{3} \cdot \sqrt{\frac{P_{уп}^3}{8 \cdot p_{возд}}}$$

Диаметр рулевого колеса нормирован:

- для легковых автомобилей и грузовых малой грузоподъемности

$$D_{pk} = 380...425 \text{ мм}$$

- для грузовых автомобилей, тягачей, многоместных автобусов

$$D_{pk} = 440...550 \text{ мм}$$

КПД рулевого механизма составляет:

- шестеренного КПД_{рм} = 0,90...0,95

- червячно-роликового КПД_{рм} = 0,85

-червячного с боковым сектором КПД_{рм} = 0,65...0,75

- винто-реечного КПД_{рм} = 0,80...0,85

КПД рулевого привода составляет КПД_{рп} = 0,92...0,95

КПД рулевого управления

$$K_{pd_{ру}} := K_{pd_{рм}} \cdot K_{pd_{рп}}$$

Угловое передаточное число рулевого управления составляет

$$I_{py} = 15...25$$

Усилие на рулевом колесе при повороте на месте

$$P_{pk} := \frac{M_{снк}}{R_{pk} \cdot K_{pd_{ру}} \cdot I_{py}}$$

Усилие на рулевом колесе не должно превосходить:

[P_{pk}] = 400Н - для легковых автомобилей,

[P_{pk}] = 700Н - для грузовых автомобилей.

2. Рулевой вал

Момент на рулевом валу определяется усилием на рулевом колесе и радиусом рулевого колеса

$$M_{pb} := P_{pk} \cdot R_{pk}$$

Рулевой вал обычно выполняют полым. Примем размеры вала:

- наружный диаметр

- внутренний диаметр

Напряжение кручения полого вала

$$\tau_{pb} := \frac{M_{pb} \cdot d_{bpb}}{0.2 \cdot (d_{hpb}^4 - d_{bpb}^4) \cdot 10^6}$$

Допустимое напряжение $[t_{pb}] = 100$ МПа

Угол закручивания рулевого вала

$$\theta = \frac{M_{pe} L_e}{J_o G} \frac{180}{\pi}$$

J_o - момент инерции сечения вала

Трубчатый вал

$$J_o := \pi \cdot \frac{(d_{hpb}^4 - d_{bpb}^4)}{64 \cdot d_{hpb}}$$

G - модуль упругости при кручении

Длина рулевого вала

$$\Theta := 180 \cdot L_B \cdot \frac{M_{pb}}{\pi \cdot G \cdot J_o \cdot 10^6}$$

Допускаемый угол закручивания 5...8° на 1м длины вала.

3. Реечное рулевое управление

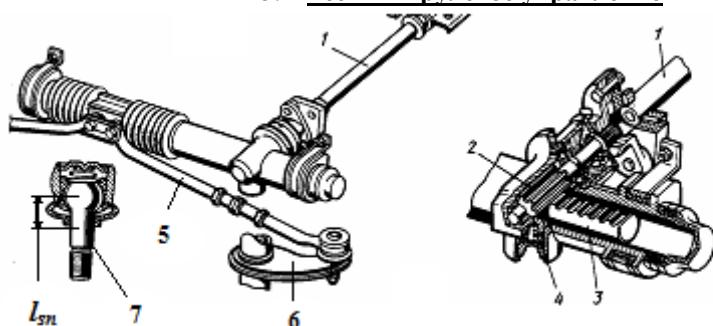


Рис.3 Реечное рулевое управление

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 $P_{pk}=?$

Радиус рулевого колеса $R_{pk}=?$

Модуль зубчатой передачи выбирают равным $m = 4...8$ мм

Число зубьев шестерни $Z_{sh} = 6...8$

Диаметр начальной окружности шестерни

$$d_{sh} := m \cdot Z_{sh}$$

Усилие, передаваемое шестерней на рейку

$$P_o := \frac{2 \cdot P_{pk} \cdot R_{pk}}{d_{sh} \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_u = y_F \frac{P_o}{b_p m} K_{F\beta} K_{FV}$$

Напряжение изгиба зубьев

y_F - коэффициент формы зуба, можно принять

Ширину рейки выбираем из конструктивных соображений $b_{p,0}=?$

$K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине шестерни

K_{FV} - коэффициент динамической нагрузки

$$\sigma_u := Y_F \cdot \frac{P_o \cdot 10^{-3}}{b_p \cdot m} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_u] = 700 \dots 900 \text{ МПа}$

2. Поперечная тяга

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Поперечная тяга трапеции нагружена силой P_o .

Примем следующие размеры тяги:

Наружный диаметр тяги $D_{\text{пп}} = ?$

Внутренний диаметр тяги $d_{\text{пп}} = ?$

Площадь поперечного сечения тяги

$$F_{\text{пп}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пп}}^2 - d_{\text{пп}}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{\text{пп}} := \frac{P_o}{F_{\text{пп}} \cdot 10^6}$$

Длина поперечной тяги по центрам шарниров $L_{\text{пп}}$

Экваториальный момент инерции сечения поперечной тяги

$$I_{\text{пп}} := \frac{\pi \cdot (D_{\text{пп}}^4 - d_{\text{пп}}^4)}{64}$$

Модуль упругости E

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{\text{крп}} := \frac{\pi^2 E \cdot I_{\text{пп}}}{L_{\text{пп}}^2 \cdot F_{\text{пп}}}$$

Запас устойчивости

$$\delta_{\text{пп}} := \frac{\sigma_{\text{крп}}}{\sigma_{\text{пп}}}$$

Допустимый запас устойчивости $[d_{\text{пп}}] = 1,5 \dots 2,5$.

3. Поворотный рычаг

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХГНМ.

Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_o и скручивающим моментом $P_o J_{sn}$ (рис.3).

Момент сопротивления изгибу поворотного рычага

$W_u = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_u = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения поворотного рычага примем $h_{\text{пп}} : b_{\text{пп}}$:

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - 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

$$\frac{h_{\text{пп}}}{b_{\text{пп}}} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,

$i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_u(i) := \frac{b_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}^2}{6} \quad \text{if } i > 0$$

$$\frac{b_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}^2}{10} \quad \text{otherwise}$$

$$W_{kp} := (\alpha \cdot b_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}) \quad \text{if } i > 0$$

$$\frac{b_{\text{пп}} \cdot h_{\text{пп}}^2}{5} \quad \text{otherwise}$$

Длина поворотного рычага $S_{\text{пп}}$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} := \frac{P_o \cdot S_{\text{пр}}}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}
Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_o \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_{\text{из}}^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

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 $d_{\text{п}}$

Напряжение изгиба шарового пальца

$$\sigma_{\text{шп}} := \frac{P_o \cdot l_{sn} \cdot 10^{-6}}{0.1d_{\text{п}}^3}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{шп}}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

Напряжение смятия определяет износостойкость шарового пальца.

Допускаемое давление $[q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$.

Диаметр шара $d_{\text{ш}}$

$$q := \frac{4P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{\text{ш}}^2}$$

Диаметр пальца у основания шара $d_{0,ш}$

$$\tau_{cp} := \frac{4 \cdot P_o \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{0,ш}^2}$$

Напряжение среза

Допускаемое напряжение $t_{cp} = 100 \dots 150 \text{ МПа}$

4. Винтореечный рулевой механизм

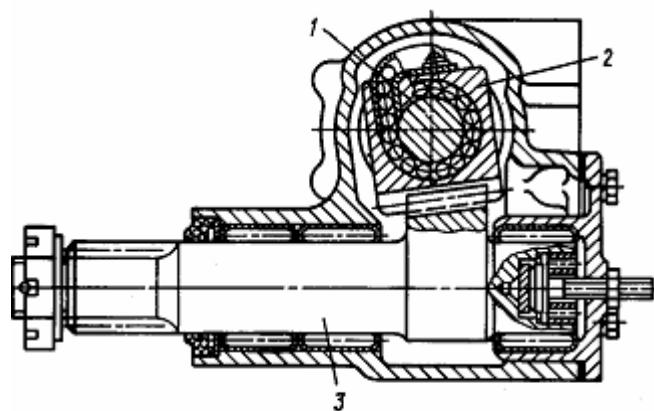


Рис.2 Винтореечный рулевой механизм
1 - винт, 2 - гайка-рейка, 3 - сектор зубчатый

Момент на рулевом валу $M_{\text{рв}}$

Угол подъема винтовой линии $\beta = 10 \dots 15^\circ$

$$\beta_{\text{рв}} := \frac{\beta_B \cdot \pi}{180}$$

Радиус винта (расстояние от оси винта до точки контакта винта с шариком)

$r_{\text{вин}}$

Осевая сила, действующая на винт

$$P_x := \frac{M_{\text{пр}}}{r_{\text{вин}} \cdot \tan(\beta_{\text{пр}})}$$

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

$$P_{\text{ш}} := \frac{5 \cdot P_x}{m_{\text{вин}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot \cos(\delta_{\text{конр}})}$$

Диаметр канавки

$$d_{\text{кан}} := d_{\text{ш}} + 0,001$$

Модуль упругости первого рода E

Коэффициент, зависящий от кривизны контактирующих поверхностей $k_{\text{kp}} = 0,6 \dots 0,8$

Контактное напряжение шарика

$$\sigma_{\text{сж}} := k_{\text{kp}} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot P_x \cdot E^2 \cdot \left(\frac{1}{d_{\text{ш}}} - \frac{1}{d_{\text{кан}}}\right)^2 \cdot 10^{-12}}{m_{\text{вин}} \cdot z_{\text{ш}} \cdot \sin(\beta_{\text{пр}}) \cdot \cos(\delta_{\text{конр}})}}$$

Допустимое напряжение в зависимости от диаметра шарика

находится в пределах $[s_{\text{сж}}] = 2500 \dots 3500 \text{ МПа}$

Зубья сектора и рейки рассчитывают на изгиб и контактное напряжение.

Окружное усилие на зубьях сектора определяется

$$P_{\text{сек}} = \frac{M_{\text{пр}} I_{\text{pm}} K n \delta_{\text{pm}}}{r_{\text{сек}}} + \frac{p_{\text{жк}} \pi D_{\text{зу}}^2}{4}$$

$r_{\text{сек}}$ - радиус начальной окружности сектора,

$p_{\text{жк}}$ - максимальное давление жидкости в усилителе,

$D_{\text{зу}}$ - 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_{py}

Передаточное число рулевого управления равно $I_{\text{py}} = I_{\text{pm}} I_{\text{пр}}$.

Передаточное число рулевого привода является величиной переменной и находится в пределах $I_{\text{пр}} = 0,85 \dots 2,0$. Примем

Передаточное число рулевого механизма

$$I_{\text{pm}} := \frac{I_{\text{py}}}{I_{\text{пр}}}$$

Кпд винтореичного рулевого механизма составляет $K_{\text{пд}} = 0,80 \dots 0,85$

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

$p_{\text{жк}} = 6 \dots 10 \text{ МПа}$

Максимальное давление жидкости в усилителе достигает

$$p_{\text{жк}} := 1.25 p_{\text{жк}}$$

Диаметр гидроцилиндра усилителя принимают из конструктивных соображений равным $D_{гц} = 75\dots100\text{мм}$.
Окружное усилие на зубьях сектора

$$P_{\text{сек}} := \frac{M_{\text{pb}} \cdot I_{\text{pm}} \cdot K_{\text{пдpm}}}{r_{\text{сек}}} + \frac{\pi \cdot p_{\text{ж}} \cdot D_{\text{гц}}^2 \cdot 10^6}{4}$$

Напряжение изгиба зубьев сектора определяется

$$\sigma_{\text{и}} = y_k P_{\text{уд}} / \text{м}$$

y_k - коэффициент формы зуба, для $Z_{\text{общ}}=25$

$P_{\text{уд}}$ - удельная окружная сила, Н/мм

$$P_{\text{уд}} = P_{\text{сек}} K_{\text{fb}} K_{\text{fv}} / b_p$$

b_p - ширина зубчатой рейки

K_{fv} - коэффициент динамической нагрузки

K_{fb} - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба

$$P_{\text{уд}} := \frac{P_{\text{сек}}}{b_p} \cdot K_{\text{fv}} \cdot K_{\text{fb}}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\text{из}} := \frac{y_k \cdot P_{\text{уд}}}{m_{\text{сек}}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{\text{из}}] = 700\dots800\text{МПа}$

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 $[\sigma_{\text{из}}] = 1000\dots1200\text{МПа}$

Материал сектора: сталь 18ХГТ, 30Х, 40Х, 20ХН3А.

5. Рулевой механизм - гипоидальный червяк и ролик

Контактное напряжение в зацеплении червяка с роликом

$$\sigma_{\text{q}} = \frac{P_x}{F_k n_p}$$

n_p - число гребней ролика, $n_p = 2\dots3$

F_k - площадь контакта одного гребня ролика с червяком, как сумма двух сегментов, рис.1

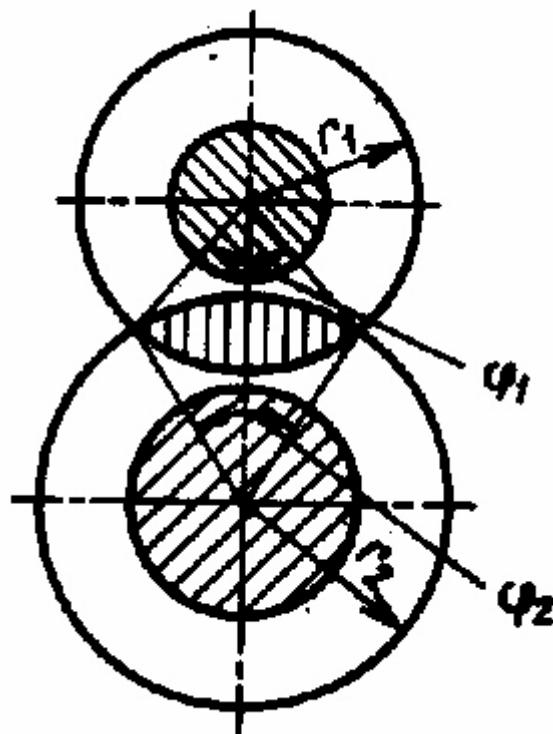


Рис.1 Схема для определения контактной площадки в червячном рулевом механизме
 Зададимся размерами червяка и ролика
 Радиус окружности выступов червяка r_1
 Радиус окружности гребней ролика r_2
 Угол охвата пятна контакта червяка

$$\phi_{1p} := \frac{\phi_1 \cdot \pi}{180}$$

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.

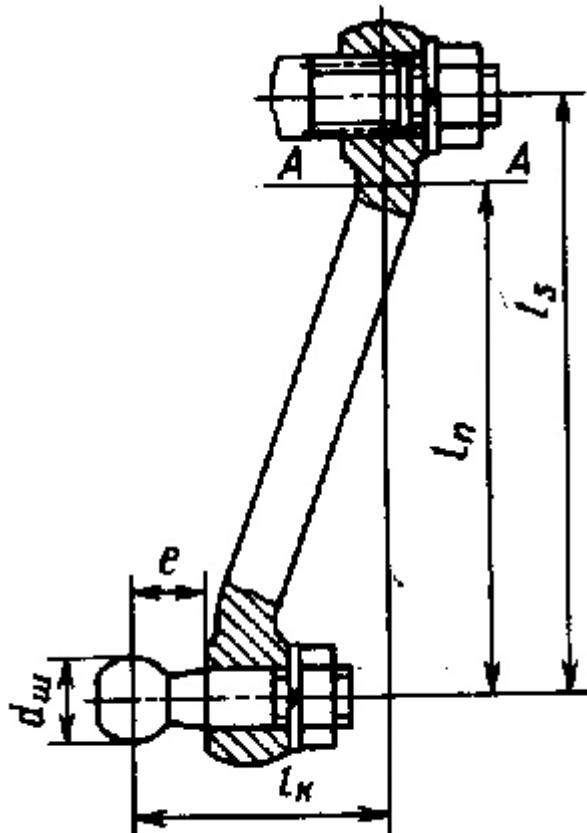


Рис.4 Схема рулевой сошки

Вал рулевой сошки

Материал вала: сталь 30, 18ХГТ, 20ХН3А.

Вал рулевой сошки рассчитывают на кручение. При наличии усилителя напряжение кручения вала сошки определяется

$$\tau = \frac{M_{pb} I_{pm} K_{nd_{pm}} + 0,25 \pi D_{eq}^2 p_{xc} r_{sek}}{0,2 d_{eq}^3}$$

M_{pb} - момент на рулевом валу

I_{pm} - передаточное число рулевого механизма

$K_{nd_{pm}}$ - коэффициент полезного действия рулевого механизма

p_{xc} - 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 $p_{xc} = 0$.

D_{eq} - диаметр гидроцилиндра усилителя руля

r_{sek} - радиус начальной окружности зубчатого сектора

Примечание: Если при выполнении расчетов принято $p_{xc} = 0$,

в качестве значения r_{sek} можно принять любое число.

d_{eq} - 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)

$$P_{cou} := \frac{M_{pb} \cdot I_{pm} \cdot K_{nd_{pm}}}{l_s} + \frac{\pi \cdot p_{xc} \cdot D_{eq}^2 \cdot r_{sek} \cdot 10^6}{4l_s}$$

Момент сопротивления изгибу сошки руля в опасном сечении А-А

$W_u = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_u = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения сошки руля в опасном сечении A-A примем

h ; b

Полярный момент сопротивления кручению в сечении A-A

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - для эллиптического сечения

Значение коэффициента a 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

$$W_u(i) := \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{if } i > 0$$

$$W_{kp} := \begin{cases} \frac{b \cdot h^2}{10} & \text{otherwise} \\ (\alpha \cdot b \cdot h) & \text{if } i > 0 \end{cases}$$

$$\frac{b \cdot h^2}{5} \quad \text{otherwise}$$

Расстояние от шарового пальца до опасного сечения A - A

l_n

Напряжение изгиба в опасном сечении

$$\sigma_u := \frac{P_{cou} \cdot l_n}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_{cou} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_u^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

Шаровой палец сошки

Материал пальца: сталь 40Х, 20ХН3А.

Шаровой палец рассчитывают на изгиб, смятие и срез.

Плечо изгиба пальца l_{sn}

Диаметр посадочного отверстия под палец d_n

Напряжение изгиба шарового пальца

$$\sigma_{wan} := \frac{P_{cou} \cdot l_{sn} \cdot 10^{-6}}{0.1 d_n^3}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{wan}] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

Напряжение смятия определяет износостойкость шарового пальца.

Допускаемое давление $[q] = 25 \dots 35 \text{ МПа}$.

Диаметр шара d_{uu}

$$q := \frac{4 P_{cou} \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{uu}^2}$$

Диаметр пальца у основания шара d_{ouu}

$$\tau_{cp} := \frac{4 \cdot P_{cou} \cdot 10^{-6}}{\pi \cdot d_{ouu}^2}$$

Напряжение среза

Допускаемое напряжение $t_{cp} = 100 \dots 150 \text{ МПа}$

7. Расчет рулевого привода

Схема нагружения элементов рулевой трапеции представлена на рис.

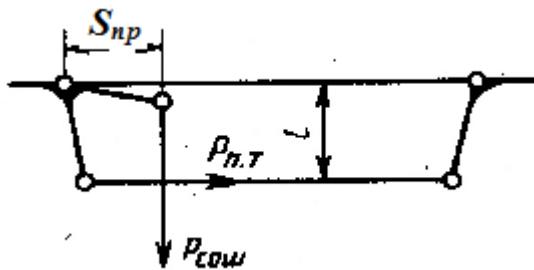


Рис.5 Схема для расчета рулевого привода

1. Продольная тяга

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Продольную тягу рассчитывают на напряжения сжатия и продольного изгиба.

Усилие на шаровом пальце рулевой сошки P_{cosh}

Диаметры продольной тяги: наружный $D_{нар}$

внутренний $d_{вн}$

Площадь поперечного сечения продольной тяги

$$F_{таг} := \frac{\pi \cdot (D_{нар}^2 - d_{вн}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} := \frac{P_{cosh} \cdot 10^{-6}}{F_{таг}}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 250...350$ МПа

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{kp} = \frac{\pi^2 EI_3}{L_m^2 F_{таг}}$$

E - модуль упругости первого рода

I_3 - экваториальный момент инерции сечения тяги

$$I_3 := \frac{\pi \cdot (D_{нар}^4 - d_{вн}^4)}{64}$$

L_t - длина продольной тяги по центрам шарниров

Запас устойчивости

$$\delta := \frac{3.14^2 \cdot E \cdot I_3 \cdot 10^6}{P_{cosh} \cdot L_m^2}$$

Допустимый запас устойчивости $[d] = 1.5...2.5$

2. Поворотный рычаг

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХГНМ.

Поворотный рычаг нагружен изгибающей силой P_{cosh} и скручивающим моментом $P_{cosh}l_{sn}$ (рис.4).

Момент сопротивления изгибу поворотного рычага

$W_u = bh^2/6$ - для прямоугольного сечения,

$W_u = bh^2/10$ - для эллиптического сечения

Размеры сечения поворотного рычага примем $h_{.np}$; $b_{.np}$

Полярный момент сопротивления кручению в сечении А-А

$W_{kp} = abh$ - для прямоугольного сечения,

$W_{kp} = bh^2/5$ - 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

$$\frac{h_{np}}{b_{np}} = 2$$

Примем $i = 1$ - для прямоугольного сечения,
 $i = 0$ - для эллиптического сечения

$$W_u(i) := \begin{cases} \frac{b_{np} \cdot h_{np}^2}{6} & \text{if } i > 0 \\ \frac{b_{np} \cdot h_{np}^2}{10} & \text{otherwise} \\ W_{kp} := (\alpha \cdot b_{np} \cdot h_{np}) & \text{if } i > 0 \\ \frac{b_{np} \cdot h_{np}^2}{5} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Длина поворотного рычага S_{np}
Напряжение изгиба

$$\sigma_{uz} := \frac{P_{cou} \cdot S_{np}}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Плечо приложения силы кручения l_{sn}

Напряжение кручения

$$\tau_{kp} := \frac{P_{cou} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_3 := \sqrt{\sigma_{uz}^2 + \tau_{kp}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

3. Боковые рычаги трапеции

Материал рычага: сталь 30, сталь 40, сталь 40ХНГМ.

Размеры сечения рычагов трапеции примем такими же, как и поворотного рычага.

Боковые рычаги трапеции испытывают напряжения изгиба и кручения под действием силы

Длина бокового рычага l

$$P_{nm} := \frac{P_{cou} \cdot S_{np}}{l}$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{\delta p} := \frac{P_{nm} \cdot l}{W_u(i) \cdot 10^6}$$

Напряжение кручения

$$\tau_{\delta p} := \frac{P_{nm} \cdot l_{sn}}{W_{kp} \cdot 10^6}$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\delta \delta p} := \sqrt{\sigma_{\delta p}^2 + \tau_{\delta p}^2}$$

Допускаемое напряжение $[\sigma_3] = 300 \dots 400 \text{ МПа}$

4. Поперечная тяга трапеции

Материал тяги: сталь 20, сталь 35.

Поперечная тяга трапеции нагружена силой P_{pt} .

Примем следующие размеры тяги:

Наружный диаметр тяги D_{nm}

Внутренний диаметр тяги d_{nm}

Площадь поперечного сечения тяги

$$F_{nm} := \frac{\pi \cdot (D_{nm}^2 - d_{nm}^2)}{4}$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{nm} := \frac{P_{nm}}{F_{nm} \cdot 10^6}$$

Длина поперечной тяги по центрам шарниров L_{nm}

Экваториальный момент инерции сечения поперечной тяги

$$I_{nm} := \frac{\pi \cdot (D_{nm}^4 - d_{nm}^4)}{64}$$

Критическое напряжение при продольном изгибе

$$\sigma_{kpnm} := \frac{\pi^2 E \cdot I_{nm}}{L_{nm}^2 \cdot F_{nm}}$$

Запас устойчивости

$$\delta_{nm} := \frac{\sigma_{kpnm}}{\sigma_{nm}}$$

Допустимый запас устойчивости $[\delta_{nm}] = 1,5 \dots 2,5$.