

Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
Астраханский государственный технический университет

Кафедра: «Общеинженерные дисциплины и наземный транспорт»

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Детали
машин и основы конструирования» для студентов направления 23.03.03
«Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, профиль
подготовки "Автомобильный сервис"»

Астрахань
2024

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Детали машин и основы конструирования» для студентов направления 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов, профиль подготовки "Автомобильный сервис"», – Астрахань, 2024 – 55 с.

Разработчики: доц. Гужвенко И.Н.

Рецензент: к.т.н., доц. Каргин С.А.

Методические указания рассмотрены и приняты на заседании кафедры ОТНД, протокол № 6 от "28" 06 2024 г.

Содержание практического курса дисциплины:

1 Сварные соединения (4 часа).....	4
2 Резьбовые соединения (4 часа).....	8
3 Фрикционные передачи. Ременные передачи (4 часа).....	16
4 Особенности расчета косозубых и конических зубчатых передач (8 часов).....	38
5 Детали передач (8 часов).....	49
6 Валы и оси (4 часа).....	56
7 Подшипниковые опоры (4 часа).....	62
Список литературных источников.....	70

1 Сварные соединения

Расчет соединения.

Основным критерием работоспособности сварных соединений является прочность, причем предполагается, что напряжения в опасных сечениях распределены равномерно.

Расчет стыковых соединений производится по нормальным напряжениям растяжения или сжатия по номинальному сечению соединяемых элементов без учета выпуклости шва:

$$\sigma = F/(\delta L) \leq [\sigma], \text{ МПа} \quad (1.1)$$

где, F – действующая сила, N δ – толщина соединяемых элементов, мм, L – длина шва, мм, $[\sigma]$ – допускаемое напряжение металла шва для принятой технологии сварки, МПа.

Основным геометрическим и расчетным параметром угловых швов является катет K , при неравенстве катетов по сечению шва определяющий катет выбирается наименьшего значения.

Расчет угловых швов производится по касательным напряжениям сдвига в опасном сечении 1-1, расположенном в биссекторной плоскости прямого угла (рисунок 1.1) без учета выпуклости шва:

$$\tau = F/(0,7KL) \leq [\tau], \text{ МПа} \quad (1.2)$$

где $0,7K = K \cdot \sin 45^\circ$ – высота опасного сечения шва, L – суммарная длина шва, мм (рисунок 1.2), $[\tau]$ – допускаемое напряжение металла шва для принятой технологии сварки, МПа.

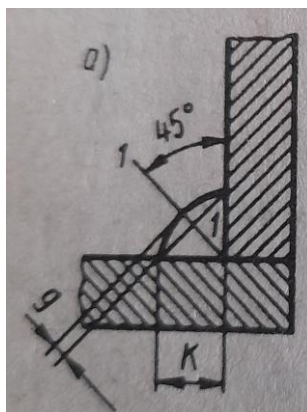


Рисунок 1.1 – Угловой сварочный шов

В нахлесточном соединении (рисунок 1.2) внешние силы F образуют пару сил, моментом которой ввиду малого плеча пренебрегают. Приведенные расчетные формулы пригодны для швов сварных конструкций, нагруженных осевыми силами, но не моментами, которые встречаются реже и рассмотрению здесь не подлежат.

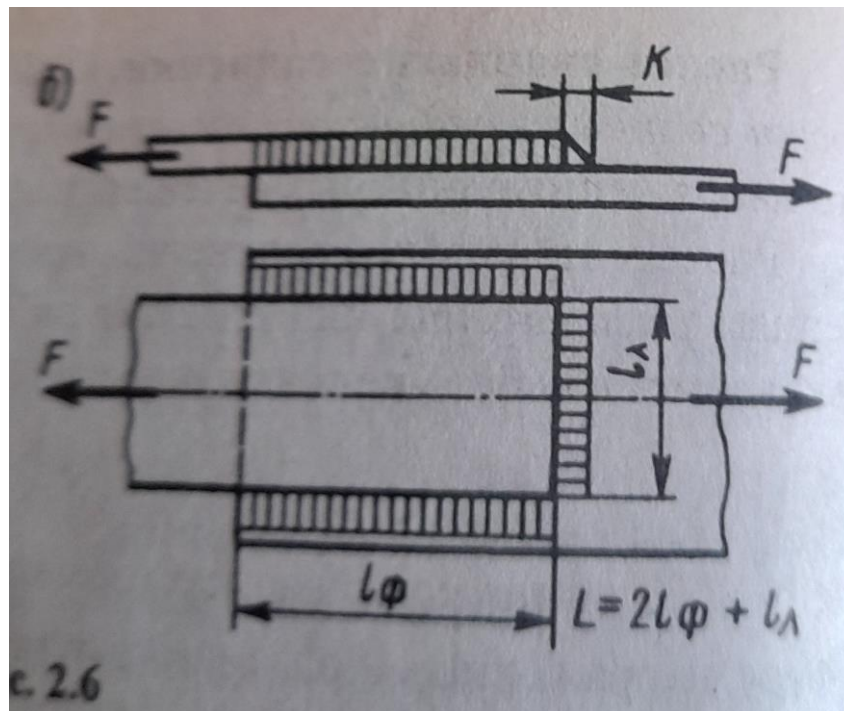


Рисунок 1.2 – Нахлесточный сварной шов

Допускаемые напряжения для сварных швов принимают в зависимости от допускаемых напряжений на растяжение для основного металла с учетом характера действующих нагрузок и принятой технологии сварки. Ориентировочно для стальных конструкций при статической нагрузке:

$$[\sigma] = \sigma_T / [s], \text{ МПа} \quad (1.3)$$

$$[\tau] = (0,6 \dots 0,65) \cdot (\sigma_T / [s]), \text{ МПа} \quad (1.4)$$

где σ_T – предел текучести основного металла, МПа, $[s] = 1,35 \dots 1,7$ – допускаемый коэффициент запаса прочности (большие значения для легированных сталей).

Для переменных нагрузок допускаемые напряжения с учетом характеристики цикла напряжений, эффективного коэффициента концентрации напряжений в сварных швах, числа циклов нагружения и других факторов.

Пример расчета сварного шва на прочность.

Стержень, состоящий из двух равнополочных уголков, соединенных косынкой, нагружен постоянной растягивающей силой $F=200$ кН (рисунок 1.3).

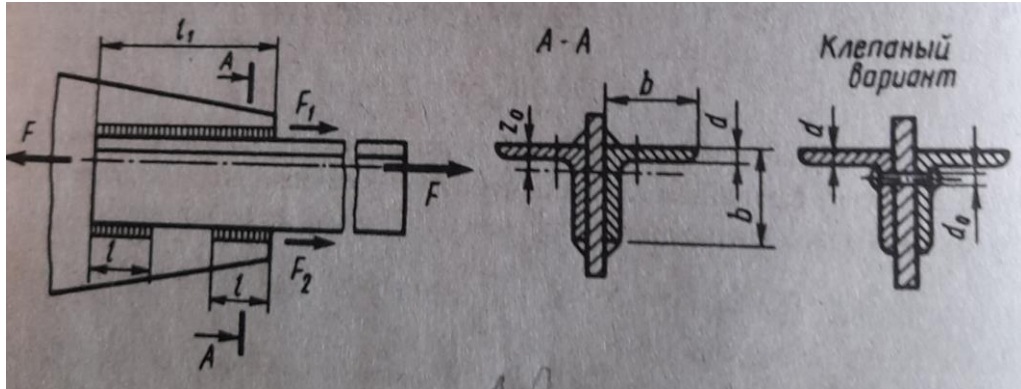


Рисунок 1.3 – Рассматриваемый сварной шов

Определить номер профиля уголков и длину швов представленной сварной конструкции. Материал уголков принять сталь с $[\sigma_T]=140$ МПа.

Решение:

Из расчета на растяжение определим площадь сечения двух уголков:

$$2A=F/[\sigma]=200 \cdot 10^3 / (140 \cdot 10^6) = 0,00143 \text{ м}^2 = 14,3 \text{ см}^2 \quad (1.5)$$

Для одного уголка площадь равна $A=7,15 \text{ м}^2$, по таблицам сортамента уголков выбирается уголок №6,3, имеющий большую найденной площадь поперечного сечения $A=7,28 \text{ м}^2$. Толщина полки уголка $d=6$ мм, координата центра тяжести $z_0=17,8$ мм.

Так как конструкция несимметрична, то длина фланговых швов должна быть различна и пропорциональна силам F_1 и F_2 . Разложим силу F на две параллельные составляющие по формулам:

$$F_1/F=(b-z_0)/b \quad (1.6)$$

$$F_1+F_2=F \quad (1.7)$$

Решая совместно уравнения (1.6-1.7) получаем:

$$F_1=F(b-z_0)/b=200 \cdot 10^3 (63-17,8) \cdot 10^{-3} / (63 \cdot 10^{-3}) = 129 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (1.8)$$

$$F_2=F - F_1=200 \cdot 10^3 - 129 \cdot 10^3 = 71 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (1.9)$$

Определим допускаемое напряжение на срез для сварного шва, полагая сварку ручной электродами обычного качества:

$$[\tau]=0,6 \cdot [\sigma_T]=0,6 \cdot 140=84 \text{ МПа} \quad (1.10)$$

Определим длину швов, приняв катет шва $K=d=6 \text{ мм}$:

$$l_1=F_1/(2 \cdot 0,7K \cdot [\tau])=129 \cdot 10^3/(2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 84 \cdot 10^6)=0,182 \text{ м} = 182 \text{ мм} \quad (1.11)$$

$$l=0,5(F_2/(2 \cdot 0,7K \cdot [\tau]))=0,5(71 \cdot 10^3/(2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 84 \cdot 10^6))=0,05 \text{ м} = 50 \text{ мм} \quad (1.12)$$

Окончательно принимаем несколько большие значения длин $l_1=185$ и $l=55 \text{ мм}$ для представленных на рисунке 1.3 сварочных швов.

Вопросы для самоконтроля:

1. Основной критерий работоспособности сварных соединений.
2. Расчетные напряжения в сварном шве.
3. Основной геометрический параметр сварного шва.
4. Различия в расчете угловых и нахлесточных сварных швов.
5. Основы выбора допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности при расчете сварных швов.

2 Резьбовые соединения

Расчет резьбы на прочность.

Условие прочности резьбы на срез имеет следующий вид:

$$\tau_{\text{ср}} = Q/A_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \text{ МПа} \quad (2.1)$$

где Q – осевая сила, H , $A_{\text{ср}}$ – площадь среза витков нарезки, м^2 (рисунок 2.1) – для винта $A_{\text{ср}} = 3,14d_1kH_{\text{г}}$, для гайки $A_{\text{ср}} = 3,14DkH_{\text{г}}$. Здесь $H_{\text{г}}$ – высота гайки, $k = 0,75/0,88$ (винт/гайка при метрической резьбе) – коэффициент учета ширины основания витков резьбы. При одноименном материале винта и гайки, на срез проверяют только винт с меньшим диаметром резьбы d_1 .

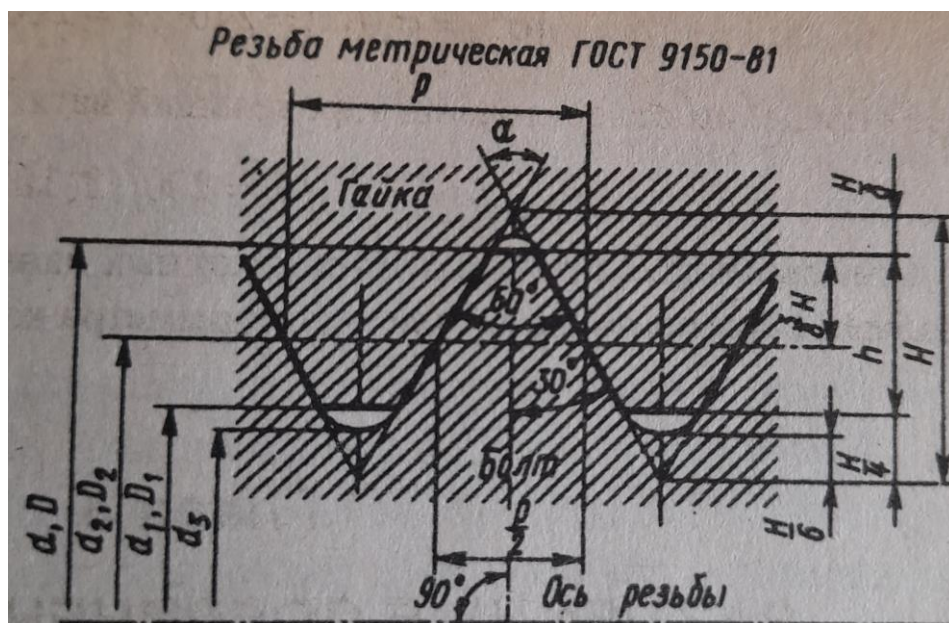


Рисунок 2.1 – Схема резьбового соединения

Условие прочности резьбы на смятие имеет вид:

$$\sigma_{\text{см}} = Q/A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \text{ МПа} \quad (2.2)$$

где $A_{\text{см}}$ – условная площадь смятия, м^2 или проекция площади контакта резьбы винта и гайки на плоскость перпендикулярную оси: $A_{\text{см}} = 3,14d_2hz$ (рисунок 2.1), $3,14d_2$ – длина одного витка по среднему диаметру, h – рабочая высота профиля резьбы, $z = H_{\text{г}}/p$ – число витков резьбы в гайке высотой $H_{\text{г}}$, p – шаг резьбы.

Расчет незатянутых болтов.

Характерный пример незатянутого резьбового соединения – крепление крюка грузоподъемного механизма (рисунок 2.2). Под действием силы тяжести груза Q стержень крюка работает на растяжение, где опасное сечение ослаблено резьбовой нарезкой.

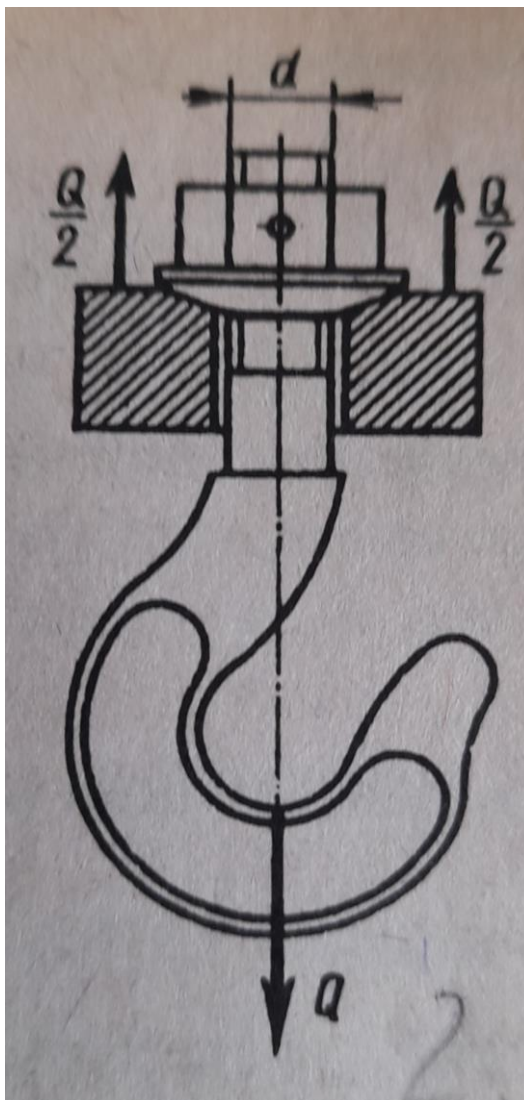


Рисунок 2.2 – Расчетная схема незатянутого болтового соединения

Расчет стержня с резьбой условно ведут по расчетному диаметру $d_p = d - 0,9p$, где p – шаг резьбы с номинальным диаметром d . Условие прочности нарезанной части стержня на растяжение имеет вид:

$$\sigma_p = Q/A_p \leq [\sigma_p], \text{ МПа} \quad (2.3)$$

где $A_p = 3,14d_p^2/4$ – расчетная площадь, м^2 .

Диаметр резьбы, по которому подбирается стандартная крепежная резьба рассчитывается как:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{3,14[\sigma_p]}}, \text{ м} \quad (2.4)$$

Расчет затянутых болтов.

Пример затянутого болтового соединения – крепление крышки с прокладкой, для обеспечения герметизации соединения необходимо создать силу затяжки Q (рисунок 2.3). При этом стержень болта растягивается силой Q и скручивается моментом M_p в резьбе.

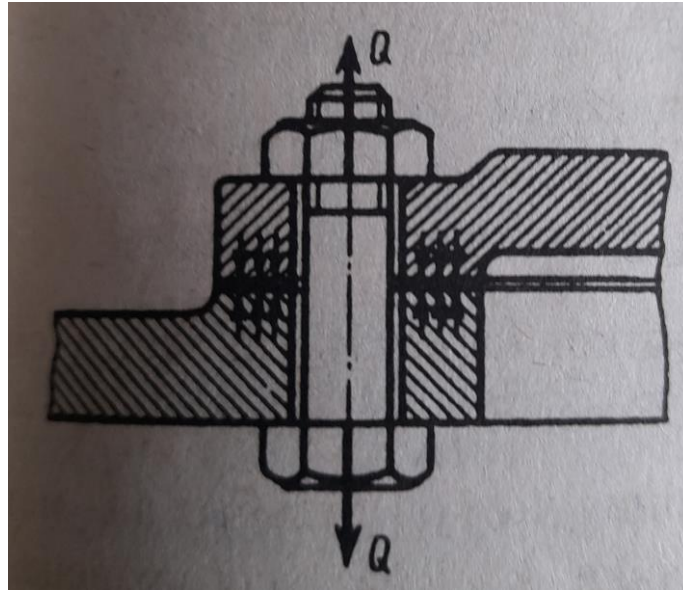


Рисунок 2.3 – Расчетная схема затянутого болтового соединения

Напряжение в резьбе $\sigma_p = Q/(3,14d_p^2/4)$, максимальное напряжение кручения $\tau_k = M_p/W_p$, где $W_p = 0,2d_p^3$, м^3 – момент сопротивления кручению сечения болта; $M_p = 0,5Qd_2 \text{tg}(\psi + \phi')$. Подставив в эти формулы средние значения угла подъема ψ резьбы и приведенного угла трения ϕ' для метрической крепежной резьбы, получим:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \approx 1,3\sigma_p, \text{ МПа} \quad (2.5)$$

Отсюда, согласно условию прочности $\sigma_{\text{экв}} \leq [\sigma_p]$, получаем:

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3Q/(3,14d_p^2/4) = Q_{\text{расч}}/(3,14d_p^2/4) \leq [\sigma_p], \text{ МПа} \quad (2.6)$$

где $Q_{\text{расч}} = 1,3Q$, $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении, МПа.

Таким образом, болт, работающий на растяжение и кручение, условно рассчитывается на растяжение по осевой силе, увеличенной на 30%:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{3,14[\sigma_p]}}, \text{ МПа} \quad (2.7)$$

Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой.

Примером такого соединения является крепление болтами крышки резервуара, работающего под внутренним давлением (рисунок 2.4). В данном случае Q является силой первоначальной затяжки болтового соединения, R – внешняя сила, приходящаяся на один болт, F – суммарная нагрузка на один болт после приложения силы R .

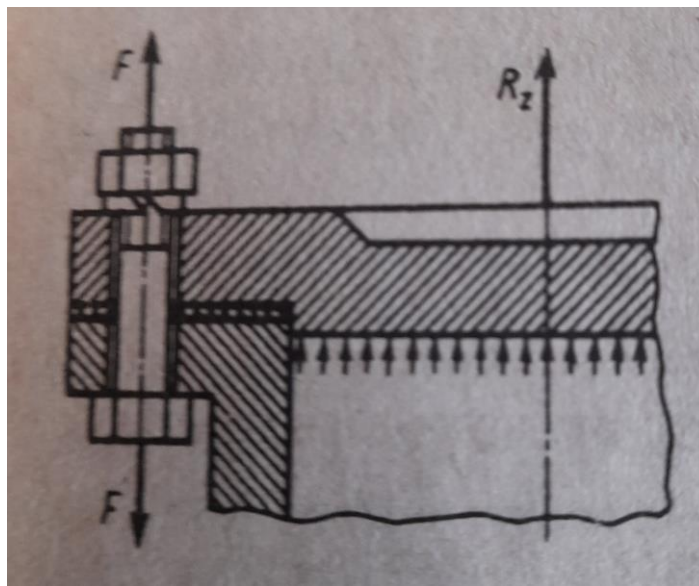


Рисунок 2.4 – Расчетная схема болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Для удобства расчетов считается, что часть внешней нагрузки R , воспринимается болтом, остальная часть соединяемыми деталями, сила затяжки остается первоначальной, тогда $F=Q+\chi R$, где χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки воспринимается болтом.

Так как до раскрытия стыка деформация болта и соединяемых деталей под действием силы R равны, то можно записать:

$$\chi R \lambda_b = (1-\chi) R \lambda_d \quad (2.8)$$

где λ_b и λ_d – соответственно податливость (деформация) болта и соединяемых деталей под действием силы в 1Н. Из (2.8) получаем:

$$\chi = \lambda_d / (\lambda_6 + \lambda_d) \quad (2.9)$$

При соединении металлических деталей без прокладок принимают $\chi = 0,2 \dots 0,3$, с упругими прокладками $\chi = 0,4 \dots 0,5$.

Нераскрытие стыка гарантировано если $Q = K(1 - \chi)R$, где $K = 1,25 \dots 2$ – коэффициент затяжки при постоянной нагрузке, при переменной нагрузке $K = 1,5 \dots 4$.

В рассматриваемом случае расчетная сила $Q_{расч} = 1,3Q + \chi R$, тогда расчетный диаметр болта равен:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q_{расч}}{3,14[\sigma_p]}}, \text{ МПа} \quad (2.10)$$

Расчет болтовых соединений, нагруженных поперечной силой.

Возможны два отличных друг от друга случаев таких соединений. В первом случае (рисунок 2.5, а) болт ставится с зазором и работает на растяжение.

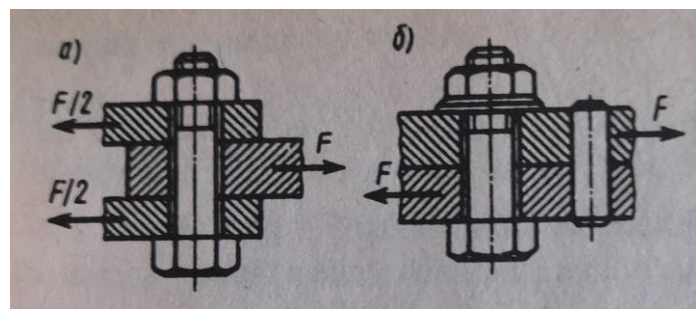


Рисунок 2.5 – Расчетные схемы болтовых соединений с зазором, нагруженных поперечной силой

Затяжка болтового соединения силой Q создает силу трения, полностью уравновешивающую внешнюю силу F , приходящуюся на один болт, т.е. $F = ifQ$, где $i = 2$ – число плоскостей трения, f – коэффициент сцепления.

$$Q = KF / (if), \text{ Н} \quad (2.11)$$

где $K = 1,3 \dots 1,5$.

Расчетный диаметр для болта:

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3Q}{3,14[\sigma_p]}}, \text{ МПа} \quad (2.10)$$

Сила затяжки до пяти раз может превосходить внешнюю силу, поэтому диаметры болтов получаются большими. Чтобы уменьшить диаметр болта (рисунок 2.5, б) применяют установку разгружающих шпонок, штифтов и т.д.

Во втором случае (рисунок 2.6) болт повышенной точности ставят в развернутые отверстия соединяемых деталей без зазора и он работает на срез и смятие.

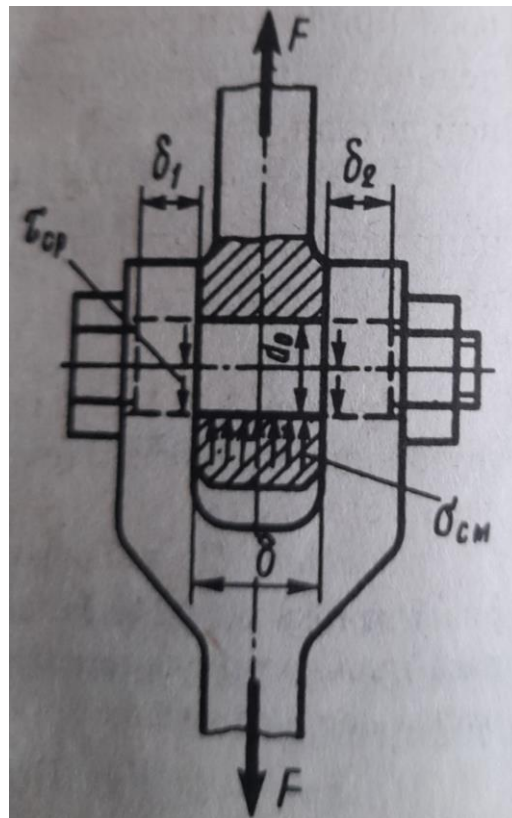


Рисунок 2.6 - Расчетные схемы болтовых соединений без зазора, нагруженных поперечной силой

Условия прочности такого болта имеют вид:

$$\tau_{cp} = 4F / (3,14 d_0^2 i) \leq [\tau_{cp}], \quad \sigma_{cm} = F / (d_0 \delta) \leq [\sigma_{cm}], \text{ МПа} \quad (2.11)$$

где $i=2$ - число плоскостей среза, $d_0 \delta$ – условная площадь смятия.

Допускаемые напряжения.

Допускаемые напряжения при статической нагрузке определяют в зависимости от предела текучести σ_T материала:

- при расчете на растяжение:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s], \text{ МПа} \quad (2.12)$$

- при расчете на срез:

$$[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T, \text{ МПа} \quad (2.13)$$

- при расчете на смятие:

$$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T, \text{ МПа} \quad (2.14)$$

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности $[s]$ зависят от характера нагрузки (статическая или динамическая), качества монтажа соединения, материала крепежных деталей (углеродистая или легированная сталь) и от номинальных размеров болтов. В таблице 2.1 приведены ориентировочные данные по значениям $[s]$ для различных нагрузок и видов нагружения болтовых соединений.

Таблица 2.1 – Значения $[s]$ для нагрузок
и видов нагружения болтовых соединений

Вид нагружения или применения болтового соединения	Значение коэффициента запаса прочности $[s]$
Незатянутые соединения	1,5...2
Грузоподъемное оборудование	3...4
Затянутые соединения (контролируемая затяжка)	1,3...2
Затянутые соединения (неконтролируемая затяжка)	2,5...3
Болты из легированной стали	На 25% больше чем во всех перечисленных случаях
Переменная нагрузка	2,5...4

В расчетах на срез при переменной нагрузке значения допускаемых напряжений берут в пределах $[\tau_{ср}] = (0,2...0,3)\sigma_T$ при меньших значениях для легированных сталей.

Пример расчета резьбового соединения.

Рассчитать номинальный диаметр резьбы хвостовика крюка грузоподъемного крана (рисунок 2.2), если нагрузка $Q=40$ кН, а крюк изготовлен из стали Ст3.

По справочным таблицам находится предел текучести для материала крюка $\sigma_T=240$ МПа.

Принимая значение допускаемого коэффициента запаса прочности для незатянутого резьбового соединения $[s]=3$, определяем допускаемое напряжение:

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 240 / 3 = 80 \text{ МПа} \quad (2.15)$$

Из расчета на прочность определим расчетный диаметр резьбы:

$$d_p = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40000}{3,14 \cdot 80 \cdot 10^6}} = 25,2 \cdot 10^{-3} \text{ м} \quad (2.16)$$

Принимая для нарезанной части крюка метрическую резьбу с крупным шагом $p=3,5$ мм, определяем номинальный диаметр резьбы:

$$d = d_p + 0,9p = 25,2 + 0,9 \cdot 3,5 = 28,3 \text{ мм} \quad (2.17)$$

Принимается для хвостовика крюка метрическая резьба М30.

Вопросы для самоконтроля:

1. Назвать условия расчета резьбы на прочность на срез и смятие.
2. Порядок расчета резьбы незатянутых болтов.
3. Порядок расчета резьбы затянутых болтов.
4. Особенности расчета резьбы болтов, нагруженных внешней осевой силой.
5. Особенности расчета резьбы болтов, нагруженных поперечной силой.
6. Выбор допускаемых напряжений и коэффициентов запаса прочности при расчете резьбовых соединений.

3 Фрикционные передачи, ременные передачи

3.1 Фрикционные передачи

Расчет фрикционной передачи.

Критерием работоспособности фрикционных передач является износостойкость рабочих поверхностей тел качения по усталостному изнашиванию.

Для катков, изготовленных из материалов, подчиняющихся закону Гука (металлы и текстолит), наибольшие контактные напряжения вычисляются по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{(Q/b)E_{np}}{2\pi(1-\nu^2)\rho_{np}}}, \text{ МПа} \quad (3.1)$$

где Q/b – номинальная нагрузка на единицу длины контактной линии катков, b – ширина катков, мм, Q – нагрузка на контактной линии, Н, ν – коэффициент Пуассона материала катков. При $\nu=0,3$ выражение (3.1) принимает вид:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{(Q/b)E_{np}}{\rho_{np}}}, \text{ МПа} \quad (3.2)$$

В выражениях (3.1-3.2) приведенный модуль упругости E_{np} и приведенный радиус кривизны ρ_{np} для катков имеют следующий вид:

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}, \text{ МПа} \quad (3.3)$$

$$\rho_{np} = \frac{0,5D_1D_2}{D_1 + D_2}, \text{ м} \quad (3.4)$$

Индекс «1» в (3.3-3.4) присваивается ведущему катку, индекс «2» ведомому.

Основным расчетным параметром цилиндрической фрикционной передачи следует считать межосевое расстояние a , условие износостойкости представляется в виде:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (3.5)$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для катка из менее прочного материала.

Вышеприведенное условие износостойкости катков используется для проверочного расчета имеющейся передачи. Формулу для проектного расчета передач с металлическими и текстолитовыми катками получают из формулы Герца, приняв коэффициент Пуассона $\nu=0,3$, выразив диаметры катков через межосевое расстояние a и передаточное число u , силу прижатия Q выразим через вращающий момент T_1 , а ширину катка примем $b=\psi_a a$, $\psi_a=0,2\dots0,4$ – коэффициент ширины катка по межосевому расстоянию:

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{\sigma_H}\right)^2 \frac{E_{np} k T_1}{f \psi_a u}}, \text{ мм} \quad (3.6)$$

где k – коэффициент запаса сцепления, f – коэффициент трения.

Вычислив межосевое расстояние, определяют размеры катков по формулам:

$$D_1 = 2a/(u+1), \text{ мм} \quad (3.7)$$

$$D_2 = D_1 u, \text{ мм} \quad (3.8)$$

$$b = \psi_a a, \text{ мм} \quad (3.9)$$

при этом должно соблюдаться условие $b \leq D_1$, а ширину обода малого катка принимают на 2...5 мм больше расчетной, так как возможно осевое смещение катков из-за неточности изготовления и сборки передачи.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ устанавливают в зависимости от материалов катков, твердости HB рабочих поверхностей или предела прочности при изгибе $\sigma_{ви}$ и условий работы передачи.

Ориентировочно для стальных катков, работающих всухую $[\sigma_H]=1,2\dots1,5HB$, МПа, для того же материала в масляной ванне $[\sigma_H]=2,4\dots2,8HB$, МПа, для чугунных катков $[\sigma_H]=1,5\sigma_{ви}$, для текстолитовых катков $[\sigma_H]=80\dots100$ МПа.

Расчет неметаллических катков, материал которых не подчиняется закону Гука, ведут по нагрузке q на единицу длины контактной линии по условию:

$$q=Q/b \leq [q], \text{ Н/мм} \quad (3.10)$$

где Q – сила прижатия катков, Н, b – ширина катков, мм, $[q]$ – допускаемая удельная нагрузка, для пластмасс $[q]=40 \dots 80$ Н/мм, для дерева $[q]=2,5 \dots 5$ Н/мм, для резины $[q]=10 \dots 30$ Н/мм, для кожи $[q]=15 \dots 25$ Н/мм.

Так как $Q=2kT_1/(fD_1)$, а $D_1=2a/(u+1)$, то приняв $q=[q]$, получается следующая формула для проектного расчета передач с неметаллическими катками:

$$a = \sqrt{\frac{kT_1(u+1)}{[q]f\psi_a}}, \text{ мм} \quad (3.11)$$

Пример расчета фрикционной передачи.

Определить основные размеры цилиндрической фрикционной передачи привода транспортера. Передаваемая мощность $P=1,5$ кВт при угловых скоростях ведущего и ведомого валов соответственно $\omega_1=90$ рад/с, $\omega_2=30$ рад/с.

Выбираем материалы катков: для меньшего (ведущего) катка – текстолит марки ПТК, для большего – чугун СЧ18.

Найдем передаточное число передачи:

$$u=\omega_1/\omega_2=90/30=3 \quad (3.12)$$

Определим вращающий момент на ведущем валу:

$$T_1=P/\omega_1=1,5 \cdot 10^3/90=16,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.13)$$

Зададимся коэффициентом ширины катка $\psi_a=0,3$, коэффициентом запаса сцепления $k=1,3$.

Допускаемое контактное напряжение для текстолитовых катков $[\sigma_H]=100$ МПа. Коэффициент трения текстолита по чугуну $f=0,3$. Модули упругости материалов катков: текстолита $E_1=7 \cdot 10^3$ МПа, чугуна $E_2=1,1 \cdot 10^5$ МПа. Приведенный модуль упругости:

$$E_{np} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,1 \cdot 10^5}{7 \cdot 10^3 + 1,1 \cdot 10^5} = 1,32 \cdot 10^4 \text{ МПа} \quad (3.14)$$

Подставляя найденные и принятые величины в выражение для проектного расчета, найдем межосевое расстояние передачи:

$$a = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{\sigma_H}\right)^2 \frac{E_{np} k T_1}{f \psi_a u}} = (3 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{100 \cdot 10^6}\right)^2 \frac{1,32 \cdot 10^{10} \cdot 1,3 \cdot 16,7}{0,3 \cdot 0,3 \cdot 3}} = 0,106 \text{ м} \quad (3.15)$$

Принимаем $a = 106 \text{ мм}$.

Определим основные размеры катков.

Диаметр ведущего катка:

$$D_1 = 2a / (u + 1) = 2 \cdot 106 / (3 + 1) = 53 \text{ мм} \quad (3.16)$$

Диаметр ведомого катка:

$$D_2 = D_1 u = 53 \cdot 3 = 159 \text{ мм} \quad (3.17)$$

Ширина катков:

$$b_2 = \psi_a \cdot a = 0,3 \cdot 106 = 32 \text{ мм} \quad (3.18)$$

$$b_1 = b_2 + 3 = 32 + 3 = 35 \text{ мм} \quad (3.19)$$

3.2 Плоскоременные передачи

Расчет плоскоременной передачи.

При проектном расчете плоскоременных передач прежде всего выбирают тип ремня, а затем определяют минимальный диаметр малого шкива по выражению:

$$D_{\min} = (0,052 \dots 0,061) \sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}, \text{ мм} \quad (3.20)$$

где P_1 – передаваемая мощность, кВт, ω_1 – угловая скорость малого шкива, рад/с.

Полученный диаметр округляют до ближайшего стандартного значения D_1 , мм из ряда $D_1 = 40 \dots 2000 \text{ мм}$. Затем находят окружную скорость ремня по формуле $v = \omega_1 D_1 / 2$ и сопоставляют ее с оптимальной для выбранного типа ремня.

В качестве характеристики тяговой способности кожаных, шерстяных и хлопчатобумажных ремней принимается приведенное полезное напряжение:

$$k_0 = 2\varphi_0\sigma_0, \text{ МПа} \quad (3.21)$$

где φ_0 – оптимальный коэффициент тяги, σ_0 – предварительное напряжение.

Величину k_0 выбирают в зависимости от типа ремня и минимально допустимого отношения $(D_1/\delta)_{\min}=25$, где δ – толщина ремня.

Тогда при $\sigma_0=1,8$ МПа для ремней: кожаных $k_0=1,7$ МПа, хлопчатобумажных $k_0=1,5$ МПа, шерстяных $k_0=1,2$ МПа.

При $(D_1/\delta)>25$ значения k_0 будут большие приведенных выше.

Зная диаметр D_1 малого шкива и отношение D_1/δ , определяем толщину ремня δ , округляя ее до ближайшего меньшего стандартного значения. Дальнейший расчет кожаных и текстильных ремней сводится к определению ширины b ремня по формуле:

$$b = F_t / ([k]\delta), \text{ мм} \quad (3.22)$$

где F_t – окружная сила, Н, $[k]$ – допускаемое полезное напряжение, МПа:

$$[k] = k_0 C_0 C_\alpha C_v / C_p, \text{ МПа} \quad (3.23)$$

В этой формуле k_0 – приведенное полезное напряжение, МПа, C_0 – коэффициент, учитывающий тип передачи (для горизонтальных передач с автоматическим натяжением $C_0=1$, при угле наклона межосевой линии к горизонту более 60° $C_0=0,9\dots 0,8$), C_α – коэффициент угла обхвата малого шкива (таблица 3.1), C_v – коэффициент влияния центробежных сил, зависящий от окружной скорости v ремня (таблица 3.2), C_p – коэффициент динамичности и режима работы (при односменной работе передачи $C_p=1$ для спокойной нагрузке, $C_p=1,2$ – при умеренных колебаниях, $C_p=1,3$ – при ударной нагрузке, при двухсменной и трехсменной работе приведенные значения C_p увеличиваются соответственно на 15% и 40%).

Таблица 3.1 – Значения коэффициента C_α угла обхвата малого шкива

Наименование	Значение			
Угол обхвата α_1°	180	170	160	150
Коэффициент C_α	1	0,97	0,94	0,91

Таблица 3.2 – Значения коэффициента C_v
коэффициента влияния центробежных сил

Наименование	Значение			
Окружная скорость v , м/с	1	10	20	30
Коэффициент C_v	1,04	1	0,88	0,68

У резиноканевых ремней основную нагрузку несут тканевые прокладки, поэтому в качестве характеристики тяговой способности этих ремней принимается приведенная рабочая нагрузка q , приходящаяся на миллиметр ширины одной прокладки.

По стандарту для тканей из хлопчатобумажных и комбинированных нитей $q=3$ Н/мм, для тканей из синтетических нитей $q=10...20$ Н/мм в зависимости от сорта ткани.

Ширина b резиноканевых ремней определяется по формуле:

$$b = F_t / (i[q]), \text{ мм} \quad (3.24)$$

где F_t – окружная сила, Н, i – количество прокладок в ремне, $[q]$ – допускаемая рабочая нагрузка на длину ширины прокладки, Н/мм:

$$[q] = q C_0 C_\alpha C_v / C_p, \text{ Н} \quad (3.25)$$

Коэффициенты C в (3.25) для резиноканевых ремней выбирают подобно коэффициентов в (3.23) для кожаных ремней.

Число прокладок i в ремне определяется по таблице 3.3 в зависимости от диаметра малого шкива D_1 и окружной скорости ремня v .

Таблица 3.3 – Определение числа i прокладок в резиноканевом ремне

Кол-во прокладок i	Диаметр шкива ремня D_1 , мм при окружной скорости шкива v , м/с					
	5	10	15	20	25	30
3	80	100	112	125	140	160
4	112	125	160	180	200	225
5	160	180	200	225	250	280
6	250	280	320	360	400	450

Ширина резиноканевых ремней выбирается из стандартного ряда и выражается в мм: $b=20...1200$ мм.

Для резиноканевых ремней сила F_0 предварительного натяжения ремня определяется по формуле:

$$F_0 = q_0 b i, \text{ Н} \quad (3.26)$$

где q_0 – удельная сила предварительного натяжения, приходящаяся на единицу ширины одной прокладки ($q_0=2$ Н/мм при малом межосевом расстоянии, $q_0=2,25$ Н/мм при большом межосевом расстоянии, $q_0=2,5$ Н/мм при автоматическом натяжении).

В большинстве случаев резинотканевые ремни выпускают в рулонах, поэтому для сшивки концов длину ремня увеличивают на 100...400 мм больше расчетной.

В качестве характеристики тяговой способности синтетических ремней принимается приведенная предельная окружная сила $q=2...12$ Н/мм (передаваемая единицей ширины ремня), которая устанавливается в зависимости от выбранной толщины ремня δ и предварительного напряжения σ_0 .

Для синтетических ремней толщиной $\delta=0,4...1,2$ мм отношение $(D_{\min}/\delta)=75$.

Расчет синтетического ремня заключается в определении его ширины по формуле:

$$b = F_t / [q], \text{ мм} \quad (3.27)$$

где F_t – окружная сила, Н, $[q]$ – допускаемая удельная окружная сила, Н/мм.

Допускаемая удельная окружная сила определяется:

$$[q] = q C_0 C_\alpha C_v / C_p, \text{ Н/мм} \quad (3.28)$$

Коэффициенты C определяются аналогичным образом выражениям (3.23) и (3.25).

Дополнительные расчетные выражения для плоскоремennых передач определяющие их размеры, усилия и межосевые расстояния приведены в таблице 3.4.

**Таблица 3.4 – Дополнительные расчетные выражения
для плоскоременных передач**

Наименование	Расчетное выражение	Составляющие
Минимально межосевое расстояние	$a_{\min}=2(D_1+D_2)$, мм	D_1 – диаметр ведущего шкива, мм
		D_2 – диаметр ведомого шкива, мм
Угол обхвата меньшего шкива	$\alpha_1=180^0-(D_2-D_1)57^0/2$, град	D_1 – диаметр ведущего шкива, м
		D_2 – диаметр ведомого шкива, м
Расчетная длина ремня	$L_p=2a+\pi(D_2+D_1)/2+(D_2-D_1)^2/4a$, м	D_1 – диаметр ведущего шкива, м
		D_2 – диаметр ведомого шкива, м
		a – межосевое расстояние, м
Ширина шкива	$B=1,1b+10$, мм	b – ширина ремня, мм
Нагрузка на валы и опоры	$R=2F_0\sin(\alpha_1/2)$, Н	$F_0=q_0bi$ – сила предварительного натяжения ремня, Н
		q_0 – удельная сила предварительного натяжения, Н/мм
		b – ширина ремня, мм
		i – число прокладок ремня

Пример расчета плоскоременной передачи.

Рассчитать основные параметры и размеры открытой плоскоременной горизонтальной передачи ленточного транспортера. Передаваемая мощность $P_1=7$ кВт, частота вращения ведущего вала $n_1=1440$ об/мин, передаточное число $u=4$. Нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная.

Выбираем плоский приводной резинотканевый ремень с прокладками из комбинированных (полиэфирных и хлопчатобумажных) нитей в основе с номинальной прочностью прокладки 55 Н/мм и приведенной рабочей нагрузкой $q=3$ Н/мм (по стандарту максимально допускаемой рабочей нагрузкой).

Определяем минимальный диаметр малого шкива, учитывая, что $\omega_1=\pi n_1/30=150$ рад/с:

$$D_{\min}=(0,052\dots 0,061)\sqrt[3]{\frac{P_1}{\omega_1}}=(0,052\dots 0,061)\sqrt[3]{\frac{7\cdot 10^3}{150}}=0,187\dots 0,22 \text{ м} \quad (3.29)$$

Принимаем стандартное значение диаметра $D_1=200$ мм = 0,2 м. Тогда $D_2=uD_1=4\cdot 200=800$ мм, что соответствует стандарту.

Определяем окружную скорость ремня:

$$V=\omega_1 D_1/2=150\cdot 0,2/2=15 \text{ м/с} \quad (3.30)$$

что вполне приемлемо для резинотканевых ремней.

Определяем межосевое расстояние:

$$a_{\min}=2(D_1+D_2)=2(200+800)=2000 \text{ мм} = 2 \text{ м} \quad (3.31)$$

Принимаем $a=2000$ м.

Определяем угол обхвата на малом шкиве:

$$\alpha_1=180^\circ-(D_2-D_1)57^\circ/2=180^\circ-(0,8-0,2)57^\circ/2=163^\circ \quad (3.32)$$

Определяем расчетную длину ремня:

$$L_p=2a+\pi(D_2+D_1)/2+(D_2-D_1)^2/4a=2\cdot 2+3,14\cdot (0,2+0,8)/2+(0,8-0,2)^2/4\cdot 2=5,615 \text{ м} \quad (3.33)$$

Добавляется примерно 0,185 м на сшивку ремня, при этом общая длина ремня принимается равной $L=5,8$ м.

Находим окружную силу:

$$F_t=P/v=7\cdot 10^3/15=467 \text{ Н} \quad (3.34)$$

Определяем допускаемую рабочую нагрузку:

$$[q]=qC_0C_\alpha C_v/C_p=3\cdot 1\cdot 0,95\cdot 0,94/1,2=2,24 \text{ Н/мм} \quad (3.35)$$

где $q=3$ Н/мм, $C_0=1$ (передача горизонтальная открытая), $C_\alpha=0,95$ (угол обхвата шкива $\alpha=163^\circ$), $C_v=0,94$ (скорость ремня 15 м/с), $C_p=1,2$ (нагрузка с умеренными колебаниями, односменная работа).

По таблице 3.3 определяем количество прокладок $i=5$ по скорости ремня v и диаметру малого шкива D_1 .

Определяем ширину ремня:

$$b=F_t/(i[q])=467/(5\cdot 2,24\cdot 10^3)=0,0417 \text{ м} = 41,7 \text{ мм} \quad (3.36)$$

Принимаем ближайшее большее значение ширины ремня из стандартного ряда $b=50$ мм.

Находим ширину шкива:

$$B=1,1b+10=1,1\cdot 50+10=65 \text{ мм} \quad (3.37)$$

Принимаем ближайшее значение ширины шкива из стандартного ряда $B=63$ мм.

Вычисляем нагрузку на валы и опоры, приняв удельную силу предварительного натяжения $q_0=2,25$ Н/мм:

$$R=2F_0\sin(\alpha_1/2)=2\cdot q_0b\cdot i\cdot \sin(\alpha_1/2)=2\cdot 2,25\cdot 50\cdot 5\cdot \sin(163^\circ/2)=1115 \text{ Н} \quad (3.38)$$

3.3 Клиноременные передачи

Расчет клиноременной передачи.

Проектный расчет клиноременной передачи начинают с выбора сечения ремня по заданной передаваемой мощности P и частоте вращения n на малом шкиве с помощью графика (рисунок 3.1). При мощностях до $P=2$ кВт применяют сечение Z, сечение ЕО – при мощностях свыше $P=200$ кВт.

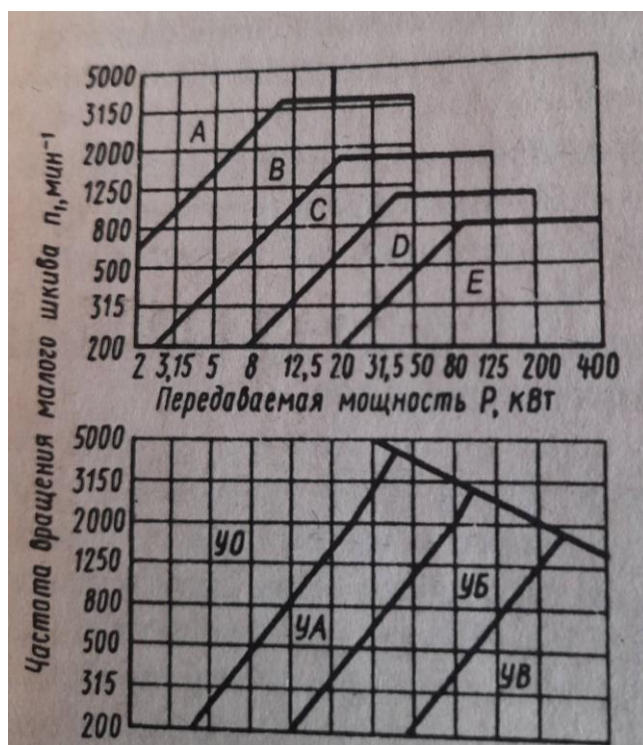


Рисунок 3.1 – Номограммы выбора сечения клинового ремня (верхние – обычного сечения, нижние – узкого сечения)

Определяется расчетный диаметр малого шкива. Минимальные допустимые значения расчетных диаметров $d_{\min}$ малого шкива указаны для различных сечений ремня в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Минимально допустимые диаметры малого шкива $d_{\min}$, мм

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E
Диаметр шкива $d_{\min}$	63	90	125	200	355	500

Диаметр большого шкива определяют по выражению:

$$d_2 = u d_1 \quad (3.39)$$

где u – передаточное число клиноременной передачи.

Расчетные диаметры шкивов клиноременных передач выбирают из стандартного ряда, мм: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500 и т.д.

Определяют окружную скорость ремня:

$$v = \pi d_1 n_1 / 60, \text{ м/с} \quad (3.40)$$

где d_1 и n_1 – расчетный диаметр, мм и частота вращения, об/мин малого шкива.

В ходе дальнейшего расчета находят все геометрические параметры передачи.

Межосевое расстояние a предварительно определяют по условию:

$$a = 0,55(d_1 + d_2) + h < a < 2(d_1 + d_2), \text{ мм} \quad (3.41)$$

где h – высота сечения ремня, мм.

Расчетная длина ремня вычисляется по выражению:

$$L_p = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}, \text{ мм} \quad (3.42)$$

Полученное в (3.42) значение L_p округляется до ближайшей стандартной длины из ряда, мм: 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2120, 2240 и т.д. до 6300. Далее уточняют окончательное межосевое расстояние по выражению:

$$a = 0,25 \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 8y} \right], \text{ мм} \quad (3.43)$$

$$w = \pi(d_1 + d_2)/2, \text{ мм} \quad (3.44)$$

$$y = (d_2 - d_1)^2/4, \text{ мм}^2 \quad (3.45)$$

Вычисляют угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ, ^\circ \quad (3.46)$$

Мощность, передаваемая одним ремнем в передаче вычисляется по выражению:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L / C_p, \text{ кВт} \quad (3.47)$$

где P_0 – мощность, кВт, передаваемая одним ремнем [1], C_α – коэффициент угла обхвата (таблица 3.6), C_L – коэффициент длины ремня определяемый отношением принятой длины L к исходной длине L_p , указанной в стандарте (таблица 3.7), C_p – коэффициент режима работы (определяется приблизительно также как для плоскоремennых передач).

Таблица 3.6 – Значения C_α коэффициента угла обхвата малого шкива

Угол обхвата шкива $\alpha_1, ^\circ$	180	160	140	120	90
C_α	1	0,95	0,89	0,82	0,68

Таблица 3.7 – Значения C_L коэффициента длины ремня

L/L_p	0,3	0,5	0,8	1	1,6	2,4
C_L	0,79	0,86	0,95	1	1,1	1,2

Далее расчет клиноременной передачи сводится к определению числа ремней по выражению:

$$z = P / (C_z P_p) \quad (3.48)$$

где P – мощность на ведущем валу передачи, кВт, C_z – коэффициент, учитывающий число ремней в комплекте при $z \geq 2$ (таблица 3.8).

Таблица 3.8 – Значения C_z коэффициента принятого числа ремней z

Число ремней z (планируемое к установке)	2...3	4...6	более 6
C_z	0,95	0,9	0,85

Нагрузка на вал клиноременной передачи вычисляется как:

$$R = 2F_0 z \sin(\alpha_1/2), \text{ Н} \quad (3.49)$$

где F_0 – натяжение ветви одного ремня, Н, α_1 – угол обхвата малого шкива, $^\circ$.

Величина F_0 определяется по выражению:

$$F_0 = \frac{0,85PC_v C_z}{zvC_\alpha} + \theta v^2, \text{ Н} \quad (3.50)$$

где v – окружная скорость ремня, θ – коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил, $\text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ (таблица 3.9).

Таблица 3.9 – Значение коэффициента влияния центробежных сил θ

Сечение ремня	Z	A	B	C	D	E	EO
$\theta, \text{Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$	0,06	0,1	0,18	0,3	0,6	0,9	1,5

Расчет долговечности клиновых ремней установлен ГОСТ 1284.2-89. Средний ресурс $L_{\text{нр}}$ для клиновых ремней установлен равный 2000 ч. При легких, тяжелых и очень тяжелых режимах работы расчетный ресурс вычисляют по выражению:

$$L_{\text{нр}} = L_{\text{нр}} K_1 K_2 \quad (3.51)$$

где K_1 – коэффициент режима работы (легкий режим $K_1=2,5$, тяжелый и очень тяжелый режимы соответственно $K_1=0,5$ и $0,25$), K_2 – коэффициент, учитывающий климатические условия эксплуатации, равный для холодных районов $K_2=0,75$, для остальных районов эксплуатации $K_2=1$.

Пример расчета клиноременной передачи.

Рассчитать основные параметры и размеры клиноременной передачи привода ленточного транспортера. Передаваемая мощность $P_1=7$ кВт, частота вращения ведущего вала $n_1=1440$ об/мин, передаточное число $u=4$. Нагрузка с умеренными колебаниями, работа односменная.

По графику на рисунке 3.1 в соответствии с заданной мощностью и частотой вращения, выбирается клиновой ремень нормального сечения В, для которого минимально допустимый диаметр малого шкива $d_{\text{min}}=125$ мм. Принимаем стандартный малого шкива $d_1=140$ мм. Диаметр большого шкива:

$$d_2 = u d_1 = 4 \cdot 140 = 560 \text{ мм} \quad (3.52)$$

Определяем окружную скорость ремня:

$$v = \pi d_1 n_1 / 60 = 3,14 \cdot 140 \cdot 1440 / 60 = 10,5 \text{ м/с} \quad (3.53)$$

Определяем минимальное межосевое расстояние, учитывая, что высота сечения выбранного ремня $h=10,5$ мм:

$$a=0,55(d_1+d_2)+h=0,55(140+560)+10,5=395,5 \text{ мм} \quad (3.54)$$

Предварительно принимается $a=400$ мм.

Находим расчетную длину ремня:

$$L_p = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 400 + \frac{3,14 \cdot (140 + 560)}{2} + \frac{(560 - 140)^2}{4 \cdot 400} = 2010 \text{ мм} \quad (3.55)$$

Принимаем ближайшее стандартное значение длины ремня $L=2000$ мм.

Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \left[(L - w) + \sqrt{(L - w)^2 - 8y} \right] = 0,25 \left[(2000 - 1099) + \sqrt{(2000 - 1099)^2 - 8 \cdot 44100} \right] = 394, \text{ мм} \quad (3.56)$$

$$w = \pi(d_1 + d_2)/2 = 3,14 \cdot (140 + 560)/2 = 1099 \text{ мм} \quad (3.57)$$

$$y = (d_2 - d_1)^2/4 = (560 - 140)^2/4 = 44100 \text{ мм}^2 \quad (3.58)$$

Ввиду меньшего полученного значения a , чем минимально допустимое, производится увеличение длины ремня до $L=2120$ мм, при которой окончательное значение межосевого расстояния, вычисленное по (3.56) $a=462$ мм.

Определяем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 57^\circ = 180^\circ - \frac{560 - 140}{462} 57^\circ = 128^\circ \quad (3.59)$$

Определяем расчетную мощность, передаваемую одним ремнем, учитывая по [1] интерполяцией мощность $P_0=3,19$ для выбранного ремня сечением В при ближайшей $L_p=2240$ мм:

$$P_p = P_0 C_\alpha C_L / C_p = 3,19 \cdot 0,85 \cdot 0,98 / 1,2 = 2,22 \text{ кВт} \quad (3.60)$$

где $C_\alpha=0,85$ при $\alpha_1=128^\circ$, $C_L=0,98$ при $L/L_p=0,95$, $C_p=1,2$ при среднем режиме работы с малой динамичностью.

Определяем число ремней в передаче:

$$z = P / (C_z P_p) = 7 / (0,9 \cdot 2,22) = 3,5 \quad (3.61)$$

где $C_z=0,9$ при планируемом числе ремней в комплекте не менее $z=4$.

Принимаем число ремней $z=4$.

Вычисляем силу натяжения ремня:

$$F_0 = \frac{0,85PC_v C_z}{zvC_\alpha} + \theta v^2 = \frac{0,85 \cdot 7 \cdot 10^3 \cdot 1,2 \cdot 0,9}{4 \cdot 10,5 \cdot 0,85} + 0,18 \cdot 10,5^2 = 200 \text{ Н} \quad (3.62)$$

где $\theta=0,18 \text{ Н} \cdot \text{с}^2/\text{м}^2$ для ремня сечением В из таблицы 3.9.

Нагрузка на валы и опоры передачи:

$$R=2F_0z\sin(\alpha_1/2)=2 \cdot 200 \cdot 4 \cdot \sin(128^0/2)=1440 \text{ Н} \quad (3.63)$$

3.4 Цепные передачи

Расчет цепных передач с втулочными, роликовыми и зубчатыми цепями

Нагрузочная способность цепи прямо пропорциональна давлению в шарнирах, ее долговечность – обратно пропорциональна. В основу расчета цепных передач положено условие, по которому можно вести проверочный расчет передачи:

$$p=KF_t/(mA_{\text{оп}}) \leq [p], \text{ МПа} \quad (3.64)$$

где p – расчетное среднее давление в шарнире, МПа, $F_t=2T/d=P/v$, Н – передаваемая окружная сила, T , Н·м – вращающий момент, d – диаметр делительной окружности звездочки, м, P , кВт – мощность передачи, $v=\omega zt/2\pi$, м/с – скорость цепи, ω – угловая скорость звездочки, рад/с, z – число зубьев звездочки, t – шаг цепи, мм, $A_{\text{оп}}=d_0b_0=(0,25\dots 0,28)t^2$, м² – площадь проекции опорной поверхности шарнира, d_0 – диаметр валика шарнира, м, b_0 – длина втулки шарнира, м, $[p]$, МПа – допускаемое среднее давление в шарнирах, K – коэффициент эксплуатации, учитывающий особенности рассчитываемой передачи, m – число рядов цепи.

Допускаемое среднее давление $[p]$ в шарнире в зависимости от угловой скорости ω_1 малой звездочки и шага цепи t приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 – Допускаемое среднее давление $[p]$, МПа при шаге цепи t , мм

Угловая скорость ω_1 , рад/с	Допускаемое среднее давление $[p]$, МПа, при шаге цепи t , мм			
	12,7...15,875	19,05...25,4	31,75...38,1	44,45...50,8
5,2	34,3	34,3	34,3	34,3
21	30,9	29,4	28,1	25,7
42	28,1	25,7	23,7	20,6
63	25,7	22,9	20,6	17,2
84	23,7	20,6	18,1	14,7
105	22,0	18,6	16,3	-

126	20,6	17,2	14,7	-
167	18,1	14,7	-	-

Коэффициент эксплуатации:

$$K=K_1K_2K_3K_4K_5K_6 \quad (3.65)$$

где K_1 – коэффициент динамичности нагрузки (спокойная нагрузка – $K_1=1$, динамические толчки $K_1=1,2 \dots 1,5$, сильные удары $K_1=1,8$); K_2 – коэффициент, учитывающий межосевое расстояние $K_2=1$ при $a=(30 \dots 50)t$, $K_2=1,25$ при $a < 30t$, $K_2=0,9$ при $a > 50t$); K_3 – коэффициент, учитывающий способ смазывания (непрерывное смазывание – $K_3=0,8$, капельное смазывание $K_3=1$, периодическое смазывание $K_3=1,5$); K_4 – коэффициент режима работы (односменная – $K_4=1$, двухсменная $K_4=1,25$, трехсменная $K_4=1,45$); K_5 – коэффициент, учитывающий угол наклона β осевой линии передачи к горизонтальной плоскости ($K_5=1$ при $\beta \leq 70^\circ$, $K_5=1,25$ при $\beta > 70^\circ$); K_6 – коэффициент монтажа передачи при ее натяжении (передвигающимися опорами – $K_6=1$, оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_6=1,15$, при нерегулируемом натяжении $K_6=1,25$).

При проектном расчете ориентировочное значение шага цепи t определяется по формуле:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{KT_1 / (z \cdot [p] \cdot m)}, \text{ мм} \quad (3.66)$$

где T_1 – вращающий момент на ведущей звездочке, Н·м, имеющей число зубьев z_1 , m – число рядов цепи. Значения шага цепи в зависимости от рекомендуемой угловой скорости малой звездочки ω_1 приведены в таблице 3.11.

Таблица 3.11 – Значения шага максимальной скорости $\omega_1 = \omega_{\max}$ малой (ведущей) звездочки передачи при значениях шага цепи t , мм

Число зубьев z_1	Угловая скорость $\omega_{\max}$, рад/с, при шаге цепи t , мм							Примечание
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	
Втулочные и роликовые цепи								
≥ 15	180	140	120	80	60	45	35	Максимально допустимые
	130	110	95	75	55	40	30	Рекомендуемые
Зубчатые цепи								
≥ 17	340	280	230	170	140	-	-	Максимально

								допустимые
--	--	--	--	--	--	--	--	------------

При расчете передач с роликовыми цепями следует ориентироваться на применение цепей тира ПРЛ как самых экономичных, цепи ПР имеют большую нагрузочную способность, но они вдвое дороже. Предпочтительной во всех случаях является однорядная цепь.

Минимальное число зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей определяют в зависимости от передаточного числа u по эмпирической формуле:

$$z_{1\min}=29-2u \quad (3.67)$$

Для зубчатых цепей $z_{1\min}$ принимается на 20...30% больше роликовых цепей.

Число зубьев большой звездочки $z_2=u \cdot z_1$. При нечетных числах зубьев хотя бы одной звездочки и четном числе звеньев цепи изнашивание зубьев и шарниров происходит равномернее.

Для втулочных и роликовых цепей $z_{2\max} \leq 120$, для зубчатых цепей $z_{2\max} \leq 140$.

Другие важные для расчета роликовых цепей параметры (одинаковые по форме расчета и для зубчатых цепей) приведены в таблице 3.12.

Таблица 3.12 – Общие расчетные выражения для роликовых, втулочных и зубчатых цепей

Наименование	Расчетное выражение	Составляющие
Число звеньев цепи	$z_u = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)}{4\pi^2 a}$	a – межосевое расстояние, мм
		z_1 – число зубьев ведущей звездочки
		z_2 – число зубьев ведомой звездочки
		t – шаг цепи, мм
Длина цепи	$L = z_u t$	z_u – число звеньев цепи
		t – шаг цепи, мм

Окончательное межосевое расстояние	$a = 0,25t \cdot \left[z_{\text{ш}} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{\text{ш}} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right]$	$z_{\text{ш}}$ – число зубьев цепи
		z_1 – число зубьев ведущей звездочки
		z_2 – число зубьев ведомой звездочки
		t – шаг цепи, мм

Для зубчатых цепей с шарнирами качения универсальная методика определения шага не разработана, поэтому ориентировочно значение шага t выбирается по таблице 3.11 в зависимости от максимально допускаемой угловой скорости ω_1 меньшей звездочки.

При проектном расчете по выбранному шагу t , мм, передаваемой мощности P , кВт и окружной скорости зубчатой цепи v , м/с определяют ее ширину b :

$$b \geq 25 \cdot 10^{-8} K_1 K_v P / (tv^{2/3}), \text{ мм} \quad (3.68)$$

где K_1 – коэффициент динамичности нагрузки, определяемый аналогично роликовым и втулочным цепям, K_v – коэффициент скорости, учитывающий снижение нагрузочной способности из-за центробежных сил (при $v \leq 10$ м/с $K_v=1$, при $v > 10$ м/с $K_v=1,1 \dots 2,0$).

В цепной передаче в отличие от ременной предварительное натяжение не требуется, поэтому силы F_1 и F_2 ветвей цепи равны:

$$F_1 = F_2 = F_t + F_q + F_v, \text{ Н} \quad (3.69)$$

где F_t – окружная сила, Н, $F_q = k_f q \cdot g \cdot a$ – сила натяжения от провисания цепи (ведомой ветви), Н, q – погонная масса цепи, кг/м, $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения, a – межосевое расстояние, мм, k_f – коэффициент провисания цепи (горизонтальные цепи – $k_f=6$, вертикальные цепи – $k_f=1$, при угле наклона цепи β до 40° $k_f=3$), $F_v = qv^2$ – сила натяжения от центробежных сил, Н.

При средних скоростях движения цепи (до 15 м/с) нагрузка R на валы цепной передачи равна:

$$R=kF_t, \text{ Н} \quad (3.70)$$

где $k=1,15$ и $k=1,05$ соответственно для горизонтальной и вертикальной цепей.

В ответственных передачах цепи проверяют на статическую прочность по формуле:

$$s_{ц} = Q / (K_1 F_t + F_q + F_v) \leq [s_{ц}] \quad (3.71)$$

где Q – разрушающая нагрузка, Н, $[s_{ц}]$ – допускаемый коэффициент запаса статической прочности цепи ($[s_{ц}]=10\dots20$ для втулочных и роликовых цепей, $[s_{ц}]=20\dots40$ для зубчатых цепей, меньшие значения – для средних скоростей и средних сроков службы цепи, большие значения – для тяжелых условий эксплуатации цепей).

Пример расчета роликовой цепной передачи.

Выбрать приводную роликовую цепь и рассчитать двухзвездную цепную передачу при следующих исходных данных: передаваемая мощность $P=8$ кВт, нагрузка – плавно изменяющаяся, угловая скорость меньшей звездочки $\omega_1=100$ рад/с, передаточное число $u=4$, ориентировочное межосевое расстояние $a=800$ мм, угол наклона передачи $\beta=20^\circ$. Работа передачи двухсменная, смазывание капельное, натяжение цепи регулируется перемещением ведомой звездочки.

Выбирается число зубьев меньшей и большей звездочек в зависимости от передаточного числа:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 4 = 21 \quad (3.72)$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 4 \cdot 21 = 84 < z_{2\max} = 120 \quad (3.73)$$

Пользуясь рекомендуемыми значениями угловой скорости меньшей звездочки, приведенными в таблице 3.11, выбираем предположительное значение шага цепи $t=19,05$ мм, необходимое для выбора в дальнейшем допускаемого значения среднего давления в шарнирах.

Расчетное значение шага цепи определяем по формуле:

$$t \geq 2,8 \sqrt[3]{KT_1 / (z \cdot [p] \cdot m)}, \text{ мм} \quad (3.74)$$

Определяем вращающий момент на ведущем валу:

$$T_1 = P \cdot 10^3 / \omega_1 = 8 \cdot 10^3 / 100 = 80 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.75)$$

Определяем коэффициент эксплуатации:

$$K = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25 \quad (3.76)$$

где $K_1=1$ (нагрузка – плавно изменяющаяся), $K_2=1$ (предположительно межосевое расстояние $a=40t$), $K_3=1$ (капельное смазывание), $K_4=1,25$ (двухсменная работа), $K_5=1$ (угол наклона передачи к горизонту $\beta < 70^\circ$), $K_6=1$ (передача регулируемая).

По таблице 3.10 интерполяцией определяется допускаемое значение среднего давления в шарнирах $[p]=19$ МПа (при $\omega_1=100$ рад/с и предположительном шаге $t=19,05$ мм).

Полагая, что цепь однорядная с $m=1$, расчетный шаг определяется по (3.74):

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{KT_1 / (z \cdot [p] \cdot m)} = 2,8 \sqrt[3]{1,25 \cdot 80 / (21 \cdot 19 \cdot 10^6 \cdot 1)} = 0,0176 = 2,8 \text{ м} = 17,6 \text{ мм} \quad (3.77)$$

Окончательно принимаем ближайший стандартный шаг цепи $t=19,05$ мм и выбираем по стандарту роликовую цепь легкой серии ПРЛ-19,5-289,5 с разрушающей нагрузкой $Q=29,5$ кН, массой $q=1,6$ кг/м и площадью проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп}=95,4$ мм².

Определяем число звеньев цепи, учитывая межосевое расстояние:

$$z_{\text{ц}} = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{t(z_2 - z_1)}{4\pi^2 a} = \frac{2 \cdot 800}{19,05} + \frac{21 + 84}{2} + \frac{19,05 \cdot (84 - 21)}{4 \cdot 3,14^2 \cdot 800} = 138,92 \quad (3.78)$$

принимаем четное число звеньев $z_{\text{ц}}=140$.

Длина цепи:

$$L = z_{\text{ц}} t = 140 \cdot 19,05 = 2667 \text{ мм} \quad (3.79)$$

Окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25t \cdot \left[z_{\text{ц}} - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(z_{\text{ц}} - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{z_2 - z_1}{\pi} \right)^2} \right], \text{ мм} \quad (3.80)$$

$$a = 0,25 \cdot 19,05 \cdot \left[140 - \frac{21 + 84}{2} + \sqrt{\left(140 - \frac{21 + 84}{2} \right)^2 - 2 \left(\frac{84 - 21}{3,14} \right)^2} \right] = 810 \text{ мм}$$

Определим скорость движения цепи:

$$v = \omega_1 z_1 t / 2\pi = 100 \cdot 21 \cdot 19,05 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 3,14) = 6,4 \text{ м/с} \quad (3.81)$$

Определим окружную силу:

$$F_t = P/v = 8 \cdot 10^3 / 6,4 = 1250 \text{ Н} \quad (3.82)$$

Определяем натяжение ведущей ветви цепи:

$$F_1 = F_t + F_q + F_v = 1250 + 64 + 66 = 1380 \text{ Н} \quad (3.83)$$

где $F_q = k_f q \cdot g \cdot a = 5 \cdot 1,6 \cdot 9,8 \cdot 810 \cdot 10^{-3} = 64 \text{ Н}$ ($k_f = 5$ при угле наклона передачи $\beta = 20^\circ$), $F_v = qv^2 = 1,6 \cdot 6,4^2 = 66 \text{ Н}$.

Цепь работает со статическим запасом прочности, равным:

$$s_{\text{ц}} = Q / (K_1 F_t + F_q + F_v) = 29,5 \cdot 10^3 / (1,25 \cdot 1250 + 64 + 66) = 17,4 \leq [s_{\text{ц}}] = 10 \quad (3.84)$$

Определяем среднее давление в шарнире цепи:

$$p = K F_t / A_{\text{оп}} = 1,25 \cdot 1250 / (95,4 \cdot 10^{-6}) = 16,4 \text{ МПа} \leq [p] = 19 \text{ МПа} \quad (3.85)$$

Определим нагрузку на валы передачи:

$$R = 1,15 F_t = 1,15 \cdot 1250 = 1440 \text{ Н} \quad (3.86)$$

Пример выбора зубчатой приводной цепи.

Выбрать приводную зубчатую цепь для двухзвездной передачи, работающей при равномерной нагрузке. Передаваемая мощность $P = 13 \text{ кВт}$, угловая скорость ведущей звездочки $\omega_1 = 245 \text{ рад/с}$, передаточное число $u = 3,5$.

Выбираем минимальное число зубьев меньшей звездочки:

$$z_{1\text{min}} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 3,5 = 22 \quad (3.87)$$

Для зубчатой цепи принимается на 15-20% большее значение числа зубьев $z_1 = 26$.

Число зубьев большой звездочки:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 26 \cdot 3,5 = 91 \quad (3.88)$$

Ориентируясь на максимально допустимое значение угловой скорости малой звездочки, приведенное в таблице 3.11, выбираем шаг цепи $t = 15,875 \text{ мм}$.

Скорость цепи определяем по формуле:

$$v = \omega_1 z_1 t / 2\pi = 245 \cdot 26 \cdot 15,875 \cdot 10^{-3} / (2 \cdot 3,14) = 16 \text{ м/с} \quad (3.89)$$

Ориентируясь на полученное значение скорости цепи $v > 10$ м/с, принимается $K_v = 1,25$, при этом при равномерной нагрузке передачи $K_1 = 1$.

Расчетную ширину цепи определяем по формуле (3.68):

$$b \geq 25 \cdot 10^{-8} K_1 K_v P / (tv^{2/3}) = 25 \cdot 10^{-8} \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 13 \cdot 10^3 / (15,875 \cdot 10^{-3} \cdot 16^{2/3}) = 0,04 \text{ м} = 40 \text{ мм} \quad (3.90)$$

Принимаем ближайший больший стандартный размер ширины цепи $b = 46$ мм и выбираем по стандарту цепь ПЗ-1-15,875-58-46 с разрушающей нагрузкой $Q = 58$ кН и погонной массой $q = 3,3$ кг/м.

Вопросы для самоконтроля:

1. Критерий работоспособности фрикционных передач.
2. Основной расчетный геометрический параметр цилиндрической фрикционной передачи.
3. Выбор допускаемых контактных напряжений при расчете фрикционной передачи.
4. Порядок расчета плоскоременной передачи.
5. Характеристика тяговой способности плоских ремней из кожи, ткани и шерсти.
6. Характеристика тяговой способности синтетических плоских ремней.
7. Порядок проектного расчета клиноременной передачи.
8. Определение числа ремней клиноременной передачи и их долговечности.
9. Порядок расчета роликовых и втулочных цепей.
10. Определение максимальной угловой скорости цепи и допускаемого контактного давления в шарнирах роликовой цепи.
11. Выбор минимального числа зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей.
12. Рекомендуемое соотношение четности зубьев малой звездочки и числа звеньев роликовой цепи.
13. Особенности расчета зубчатой цепной передачи.
14. Отличия расчета цепной передачи от роликовой при определении усилий предварительного натяжения цепи.

4 Особенности расчета косозубых и конических зубчатых передач

4.1 Пример расчета цилиндрической зубчатой передачи с прирабатывающимися зубьями.

Мощность на ведущем валу $P_1=10$ кВт, частота вращения ведущего вала $n_1=1440$ об/мин, номинальное передаточное число $u=5$. Нагрузка постоянная, неревверсивная, технический ресурс передачи $L_h=1000$ ч.

В качестве материала для зубчатых колес выбирается сталь 40Х: для шестерни улучшенная с $HB=325$, для зубчатого колеса $HB=270$.

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубчатых колес по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlimb} Z_N / S_H \quad (4.1)$$

где базовый предел контактной выносливости $\sigma_{Hlimb}=2HB+70$ (таблица 4.1), S_H – коэффициент запаса прочности: $S_H=1,1$ при однородной структуре материала колес, $S_H=1,2$ для колес поверхностным упрочнением зубьев, для ответственных передач указанные значения увеличиваются до $S_H=1,25 \dots 1,35$.

Таблица 4.1 – Расчетные выражения для предела контактной выносливости и выносливости при изгибе зубьев колеса

Способ термической и химико-термической обработки	Средняя твердость поверхности зубьев	Марки сталей	Предел контактной выносливости σ_{Hlimb} , МПа	Предел выносливости изгиба зубьев σ_{Flimb} , МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB \leq 350$ HB	45, 50, 40X, 45X, 40XH	$2HB+70$	$1,75HB$
Объемная и поверхностная закалка	38...50 HRC	40X, 35XM, 35XГСА, 40XH	$17HRC+200$	500...700
Цементация, нитроцементация	Более 56 HRC	20X, 12XH3A, 18XГТ, 20 XH	23HRC	700...950
Азотирование	350...750 HV	40X, 38XMЮА	1050	580...770

В дальнейшем, расчетным выражениям для шестерни будет присваиваться индекс «1», для зубчатого колеса индекс «2».

Коэффициенты долговечности:

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{Hlim} / N_{k1}} = \sqrt[20]{31 \cdot 10^6 / 86 \cdot 10^6} = 0,95 \quad (4.2)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{N_{Hlim} / N_{k2}} = \sqrt[6]{20 \cdot 10^6 / 17,2 \cdot 10^6} = 1,03 \quad (4.3)$$

где N_{Hlim} – база испытаний в циклах (таблица 4.2), $N_{k1,2}=60n_1L_h$ – заданное число циклов.

Таблица 4.2 – База испытаний зубчатых колес, циклов· 10^6 при твердости активных поверхностей зубчатых колес

Твердость HВ	200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{Hlim}	10	17	25	37	50	64	80	100	120

Допускаемые контактные напряжения:

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlimb1} Z_{N1} / S_H = (2 \cdot 325 + 70) \cdot 0,95 / 1,1 = 620 \text{ МПа} \quad (4.4)$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlimb2} Z_{N2} / S_H = (2 \cdot 325 + 70) \cdot 1,03 / 1,1 = 570 \text{ МПа} \quad (4.5)$$

Условное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45(620 + 570) = 535 \text{ МПа} \quad (4.6)$$

Из расчета на контактную усталость определим делительный диаметр шестерни по формуле:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u^2}} = 6750 \cdot \sqrt[3]{\frac{331 \cdot 1,06 \cdot (5+1)}{1,2 \cdot 535^2 \cdot 10^{12} 5^2}} = 0,042 \text{ м} = 42 \text{ мм} \quad (4.7)$$

где $K_d=6750 \text{ Па}^{1/3}$, $K_{H\beta}=1,06$ (рисунок 4.1), крутящие моменты: $T_1=30P_1/(3,14n_1)=30 \cdot 10000/(3,14 \cdot 1440)=66,2 \text{ Н·м}$, $T_2=T_1u=66,2 \cdot 5=331 \text{ Н·м}$, $\psi_{bd}=1,2$ при симметричном расположении опор (таблица 4.3).

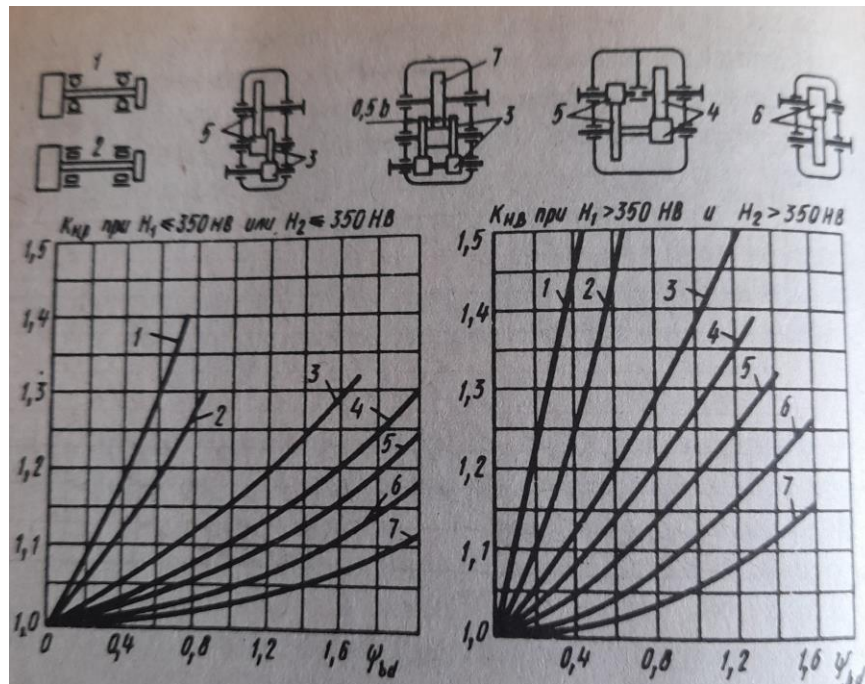


Рисунок 4.1 – Выбор коэффициента неравномерности при расчете на контактную прочность

Таблица 4.3 – Значения коэффициента ψ_{bd} для зубчатых колес

Расположение колеса относительно опор	Твердость рабочих поверхностей зубьев НВ	
	Менее 350	Более 350
Симметричное	0,8...1,4	0,4...1,0
Несимметричное	0,6...1,2	0,3...0,5
Консольное	0,3...0,4	0,2...0,25

Принимаем $d_1=42$ мм, $d_2=u \cdot d_1=5 \cdot 42=210$ мм, межосевое расстояние $a=(d_1+d_2)/2=(42+210)/2=126$ мм.

Принимаем ближайшее стандартное значение $a=125$ мм, определяем нормальный модуль зацепления:

$$m=(0,01...0,02)a=(0,01...0,02) \cdot 125=1,25...2,5 \text{ мм} \quad (4.8)$$

Принимаем стандартный модуль $m_n=2$ мм.

Ширина венца колеса будет равна $b=\psi_{bd}d_1=1,2 \cdot 42=50,4$ мм, принимается $b=50$ мм.

Принимая коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta=b \cdot \sin\beta/(3,14m_n)=2$, определяем предварительно угол наклона зубьев:

$$\sin\beta=6,28 \cdot m_n/b=6,28 \cdot 2/50=0,2512, \beta=14^\circ 33' \quad (4.9)$$

Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 + z_2 = 2a \cdot \cos \beta / m_n = 2 \cdot 125 \cdot \cos 14^\circ 33' / 2 = 120,48 \quad (4.10)$$

Принимаем $z_1 + z_2 = 120$, число зубьев шестерни $z_1 = 20$, колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 5 = 100$.

Угол наклона зубьев по принятому суммарному их числу:

$$\cos \beta = (z_1 + z_2) m_n / (2a) = (20 + 100) \cdot 2 / (2 \cdot 125) = 0,96 \quad \beta = 16^\circ 15,8' = 16,264^\circ \quad (4.11)$$

Определяем основные геометрические размеры шестерни и колеса:

- делительный диаметр:

$$d_1 = z_1 \cdot m_n / \cos \beta = 20 \cdot 2 / 0,96 = 41,67 \text{ мм} \quad (4.12)$$

$$d_2 = z_2 \cdot m_n / \cos \beta = 100 \cdot 2 / 0,96 = 208,33 \text{ мм} \quad (4.13)$$

Проверка межосевого расстояния:

$$a = (d_1 + d_2) / 2 = (41,67 + 208,33) / 2 = 125 \text{ мм} \quad (4.14)$$

- диаметр вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 41,67 + 2 \cdot 2 = 45,67 \text{ мм} \quad (4.15)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 208,33 + 2 \cdot 2 = 212,33 \text{ мм} \quad (4.16)$$

Ширина венца шестерни $b_1 = b + 5 = 55 \text{ мм}$.

Определим окружную скорость колес зубчатой передачи:

$$v = 3,14 d_1 n_1 / 60 = 3,14 \cdot 41,67 \cdot 1440 / 60 = 3,14 \text{ м/с} \quad (4.17)$$

Для уменьшения динамических нагрузок и шума в изготовлении зубчатых колес принимается $p = 8$ степень точности.

Проверим зубья на усталость при изгибе. Прежде всего, определим эквивалентное число зубьев:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 20 / 0,96^3 = 22 \quad (4.18)$$

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 100 / 0,96^3 = 122 \quad (4.19)$$

По таблице 4.4 находим коэффициенты формы зуба $Y_{F1} = 4,01$, $Y_{F2} = 3,6$.

Таблица 4.4 – Значения коэффициента формы зуба в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

Экви. число z_v	17	20	25	30	40	50	60	Более 60
Коэф. формы Y_F	4,26	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,6

Определяем допускаемые напряжения изгиба для шестерни и колеса по формуле:

$$[\sigma_F] = \sigma_{\text{Flimb}} Y_A Y_N / S_F \quad (4.20)$$

где σ_{Flimb} базовый предел выносливости при изгибе (таблица 4.1), коэффициент реверсивности нагрузки $Y_A=1$ при нереверсивной нагрузке и $Y_A=0,7$ при реверсивной, коэффициент долговечности $Y_N=1$ для длительно работающих передач, коэффициент запаса прочности $S_F=1,4 \dots 1,7$ в зависимости от марки стали и термообработки поверхности зубьев.

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{\text{Flimb}} Y_A Y_N / S_F = 1,75 \text{HB}_1 \cdot Y_A Y_N / S_F = 1,75 \cdot 325 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 334 \text{ МПа} \quad (4.21)$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{\text{Flimb}} Y_A Y_N / S_F = 1,75 \text{HB}_2 \cdot Y_A Y_N / S_F = 1,75 \cdot 270 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 278 \text{ МПа} \quad (4.22)$$

Сравнительная оценка прочности колес на изгиб:

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 334 / 4,01 = 83 \quad (4.23)$$

$$[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 278 / 3,6 = 77 \quad (4.24)$$

Проверочный расчет будем вести по колесу для которого $[\sigma_{F2}] / Y_{F2} < [\sigma_{F1}] / Y_{F1}$.

Проверяем напряжения изгиба колеса по условию:

$$\sigma_F = Y_{F2} Y_\beta w_{F1} / m_n = 3,6 \cdot 0,88 \cdot 79 \cdot 10^3 / (2 \cdot 10^{-3}) = 125 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 278 \text{ МПа} \quad (4.25)$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба, $Y_\beta = 1 - \beta / 140 = 1 - 16,264^0 / 140 = 0,88$, удельная окружная сила $w_{F1} = 2 T_1 K_{F\beta} K_{Fv} / (d_1 b) = 2 \cdot 66,2 \cdot 1,14 \cdot 1,09 / (41,67 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 79 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$, $K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки при $\psi_{bd} = 1,2$ (рисунок 4.2), K_{Fv} – коэффициент динамичности нагрузки (таблица 4.5) при степени точности и окружной скорости $v = 3,14 \text{ м/с}$.

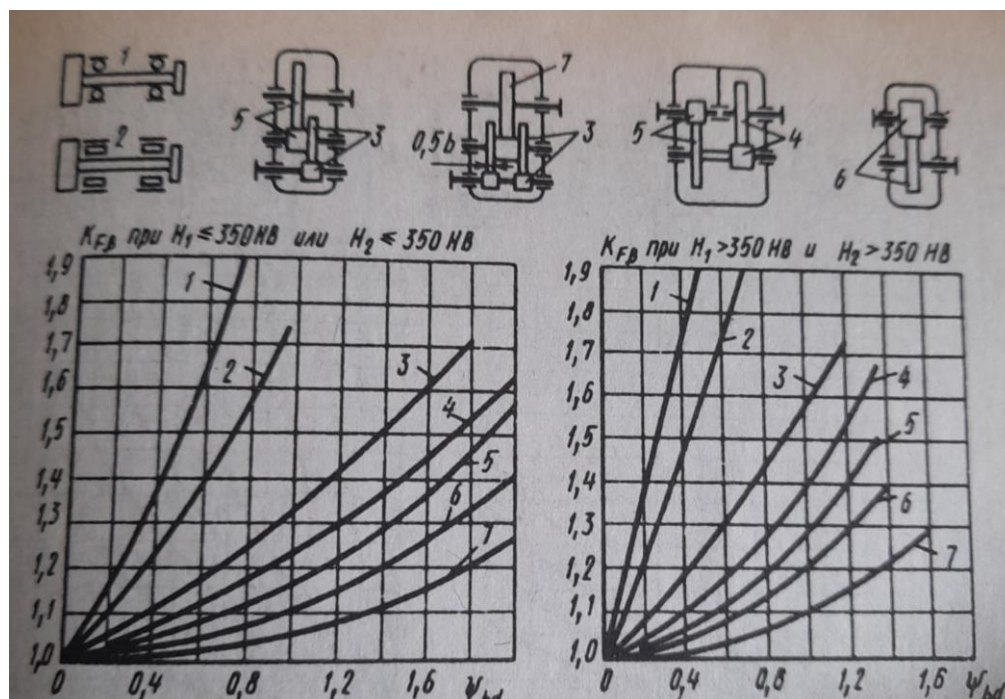


Рисунок 4.2 – Выбор коэффициента неравномерности при расчете на изгиб
Условие прочности по напряжениям изгиба выполнено.

Таблица 4.5 – Значения коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Твердость поверхности зубьев HB	Значение K_{Fv} при окружной скорости v , м/с (числитель/знаменатель – прямозубые/косозубые колеса)					
		1	2	4	6	8	10
7	≤350	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,5/1,16	1,62/1,22	1,8/1,27
	>350	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	≤350	1,1/1,03	1,2/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	>350	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	≤350	1,13/1,04	1,28/1,07	1,5/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	>350	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Окончательно проверяем зубья на контактную усталость по формуле:

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2T_1 \cdot (u+1)}{d_1^2 b u}} K_{H\beta} K_{Hv}, \text{ МПа} \quad (4.26)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент по рисунку 4.1, K_{Hv} – коэффициент по таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Значения коэффициента K_{Hv}

Степень точности	Твердость поверхности зубьев HB	Значение K_{Hv} при окружной скорости v , м/с (числитель/знаменатель – прямозубые/косозубые колеса)					
		1	2	4	6	8	10
7	≤350	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	>350	1,03/1,0	1,05/1,03	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	≤350	1,04/1,01	1,08/1,03	1,16/1,05	1,24/1,06	1,32/1,07	1,4/1,08
	>350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,1/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	≤350	1,05/1,01	1,1/1,03	1,2/1,05	1,3/1,07	1,4/1,09	1,5/1,12

	>350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,2/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05
--	------	-----------	-----------	-----------	----------	-----------	-----------

$$\sigma_H = 376 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2 \cdot 66,2 \cdot (5+1)}{41,67^2 \cdot 10^{-9} 50 \cdot 5}} 1,06 \cdot 1,04 = 532 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 535 \text{ МПа}$$

Условие прочности по контактным напряжениям выполняется.

4.2 Пример расчета ортогональной конической прямозубой передачи.

Рассчитать основные параметры и размеры конического прямозубого редуктора. Мощность и частота вращения ведущего вала $P_1=7,6$ кВт, $n_1=955$ об/мин, угловая скорость $\omega_1=100$ рад/с, передаточное число $u=2,5$. Нагрузка постоянная неререверсивная, ресурс передачи $L_h=3600$ ч.

В качестве материала для зубчатых колес примем сталь 45Х с улучшением, для шестерни твердость HB=295, для зубчатого колеса HB=240. Определим допускаемое напряжение по формуле:

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_N / S_H, \text{ МПа} \quad (4.27)$$

где базовый предел контактной выносливости (таблица 4.1) $\sigma_{Hlim}=2HB+70$.

Коэффициенты долговечности:

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{N_{Hlim} / N_{k1}} = \sqrt[20]{24 \cdot 10^6 / 206 \cdot 10^6} = 0,9 \quad (4.28)$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{N_{Hlim} / N_{k1}} = \sqrt[20]{24 \cdot 10^6 / 82 \cdot 10^6} = 0,92 \quad (4.29)$$

где для шестерни база испытания $N_{Hlim}=24 \cdot 10^6$ циклов (таблица 4.2), заданное число циклов $N_{k1}=60n_1L_h=60 \cdot 955 \cdot 3600=206 \cdot 10^6$, для зубчатого колеса $N_{Hlim}=16 \cdot 10^6$ циклов, заданное их число $N_{k2}=N_{k1}/u=206 \cdot 10^6/2,5=82 \cdot 10^6$, коэффициент запаса прочности $S_H=1,1$ для колес с однородной структурой материала.

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim} Z_{N1} / S_H = (2 \cdot 295 + 70) \cdot 0,9 / 1,1 = 540 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim} Z_{N2} / S_H = (2 \cdot 240 + 70) \cdot 0,92 / 1,1 = 460 \text{ МПа} \quad (4.31)$$

Расчет ведется по меньшему допускаемому напряжению. Определяем вращающие моменты:

$$T_1 = P_1 / \omega_1 = 7600 / 100 = 76 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.32)$$

$$T_2 = T_1 u = 76 \cdot 2,5 = 190 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.33)$$

Определим предварительно коэффициент ширины колеса:

$$\psi_{bd}=0,166(u^2+1)^{0,5}=0,166(2,5^2+1)^{0,5}=0,447 \quad (4.34)$$

Из расчета на контактную усталость определим диаметр внешней делительной окружности колеса:

$$d_{e2} = 16500 \sqrt[3]{\frac{T_2 u K_{H\beta}}{0,85[\sigma_H]^2}} = \sqrt[3]{\frac{190 \cdot 2,5 \cdot 1,13}{0,85[460]^2 \cdot 10^{12}}} = 0,238 \text{ м} = 238 \text{ мм} \quad (4.35)$$

где $K_{H\beta}=1,13$ по рисунку 4.1 при $\psi_{bd}=0,447$ при роликовых подшипниковых опорах и консольном расположении шестерни.

По стандарту при $u=2,5$ принимается окончательно $d_{e2}=250$ мм, ширина зубчатого венца $b=38$ мм.

Внешний делительный диаметр шестерни:

$$d_{e1}=d_{e2}/u=250/2,5=100 \text{ мм} \quad (4.36)$$

Приняв число зубьев шестерни $z_1=26$, определяем внешний окружной модуль $m_e=d_{e1}/z_1=100/26=3,85$ мм.

Число зубьев колеса:

$$z_2=uz_1=2,5 \cdot 26=65 \quad (4.37)$$

Определим углы делительных конусов (рисунок 4.3):

$$\operatorname{tg} \delta_1 = 1/u = 1/2,5 = 0,4, \quad \delta_1 = 21^{\circ} 48' \quad (4.38)$$

$$\delta_2 = 90 - \delta_1 = 90 - 21^{\circ} 48' = 68^{\circ} 12' \quad (4.39)$$

Вычислим основные геометрические размеры (рисунок 4.3):

- внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 100 + 2 \cdot 3,85 \cdot \cos 21^{\circ} 48' = 107,1 \text{ мм} \quad (4.40)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 250 + 2 \cdot 3,85 \cdot \cos 68^{\circ} 12' = 252,9 \text{ мм} \quad (4.41)$$

- внешнее конусное расстояние:

$$R_e = d_{e1} / (2 \sin \delta_1) = 100 / (2 \cdot \sin 21^{\circ} 48') = 134,6 \text{ мм} \quad (4.42)$$

- среднее конусное расстояние:

$$R = R_e - b/2 = 134,6 - 38/2 = 115,6 \text{ мм} \quad (4.43)$$

- средний делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = d_{e1} - b \cdot \sin \delta_1 = 100 - 38 \cdot \sin 21^{\circ} 48' = 85,8 \text{ мм} \quad (4.44)$$

-средний окружной модуль:

$$m=d_1/z_1=85,8/26=3,3 \text{ MM} \quad (4.45)$$

расчетном числе циклов больше базы испытаний $N_{Flim}=4 \cdot 10^6$, S_F – коэффициент запаса прочности.

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{Flimb} Y_A Y_N / S_F = 1,75 HB_1 Y_A Y_N / S_F = 1,75 \cdot 295 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 304 \text{ МПа} \quad (4.50)$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{Flimb} Y_A Y_N / S_F = 1,75 HB_2 Y_A Y_N / S_F = 1,75 \cdot 240 \cdot 1 \cdot 1 / 1,7 = 248 \text{ МПа} \quad (4.51)$$

Определим эквивалентное число зубьев:

$$z_{v1} = z_1 \cos \delta_1 = 26 / \cos 21^\circ 48' = 28 \quad (4.52)$$

$$z_{v2} = z_2 \cos \delta_2 = 65 / \cos 68^\circ 12' = 175 \quad (4.53)$$

По таблице 4.4 определяем коэффициенты формы зуба для шестерни и колеса: $Y_{F1}=3,84$, $Y_{F2}=3,6$.

Проведем сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб:

$$[\sigma_{F1}] / Y_{F1} = 304 / 3,84 = 79 \text{ МПа} \quad (4.54)$$

$$[\sigma_{F2}] / Y_{F2} = 248 / 3,6 = 69 \text{ МПа} \quad (4.55)$$

Дальнейший расчет ведется по колесу с менее прочными зубьями:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} w_{Ft} / (0,85m) \leq [\sigma_{F2}], \text{ МПа} \quad (4.56)$$

Удельная окружная сила:

$$w_{Ft} = 2 T_1 K_{F\beta} K_{Fv} / (d_1 b) = 2 \cdot 76 \cdot 1,25 \cdot 1,4 / (85,8 \cdot 10^{-3} \cdot 38 \cdot 10^{-3}) = 82 \cdot 10^3 \text{ Н/м} \quad (4.57)$$

где $K_{F\beta}$ и K_{Fv} – коэффициенты по рисунку 4.2 и таблице 4.6 при $n=7$ степени точности и окружной скорости $v=4,3$ м/с.

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} w_{Ft} / (0,85m) = 3,6 \cdot 82 \cdot 10^3 / (0,85 \cdot 3,3 \cdot 10^{-3}) = 105 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 248 \text{ МПа} \quad (4.58)$$

Прочность зубьев на изгиб выполняется.

Окончательно проверим зубья передачи на контактную усталость по формуле:

$$\sigma_H = 462 \cdot 10^3 \sqrt{\frac{2 T_1 \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 b d_1^2 u}} K_{H\beta} K_{Hv} \leq [\sigma_H], \text{ МПа} \quad (4.59)$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2 \cdot 76 \sqrt{2,5^2 + 1}}{0,85 \cdot 38 \cdot 10^{-3} \cdot 85,8^2 \cdot 10^{-6} \cdot 2,5}} 1,13 \cdot 1,15 = 438 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 460 \text{ МПа}$$

где $K_{H\beta}$ и K_{Hv} – коэффициенты по рисунку 4.1 и таблице 4.5.

Расчетные контактные напряжения не превышают допустимые.

Вопросы для самоконтроля:

1. Порядок расчета цилиндрической зубчатой передачи.
2. Выбор материалов для расчета колес зубчатых передач.
3. Определение допускаемых контактных напряжений при расчете зубчатой передачи.
4. Основные геометрические соотношения делительного диаметра, модуля, угла наклона зубьев и межосевого расстояния цилиндрической передачи.
5. Определение допускаемых напряжений изгиба зубьев передачи.
6. Влияние твердости материала зубчатого колеса и степени точности изготовления зубчатой передачи на выбор коэффициентов неравномерности и динамичности нагрузки при расчете зубьев колеса на изгиб.
7. Определение эквивалентного числа зубьев и коэффициента формы зуба.
8. Особенности расчета конических зубчатых колес.
9. Различия в определении внешнего и среднего окружного модулей при расчете конического зубчатого колеса.
10. Определение углов делительных конусов в конической зубчатой передаче, связь их с передаточным отношением.

5 Детали передач

Расчет шпоночных соединений.

Основными критериями работоспособности шпоночных соединений являются прочность шпонки на срез и прочность соединения на смятие. Расчеты на срез и смятие основаны на предположении, что соответствующие напряжения распределены по сечениям равномерно.

Расчетная формула на срез шпонки имеет вид (рисунок 5.1):

$$\tau_{ср} = 2T / (d \cdot A_{ср}) \leq [\tau_{ср}], \text{ МПа} \quad (5.1)$$

где T – вращающий момент вала, Н·м, d – диаметр вала, мм, $A_{ср}$ – площадь среза шпонки, мм².

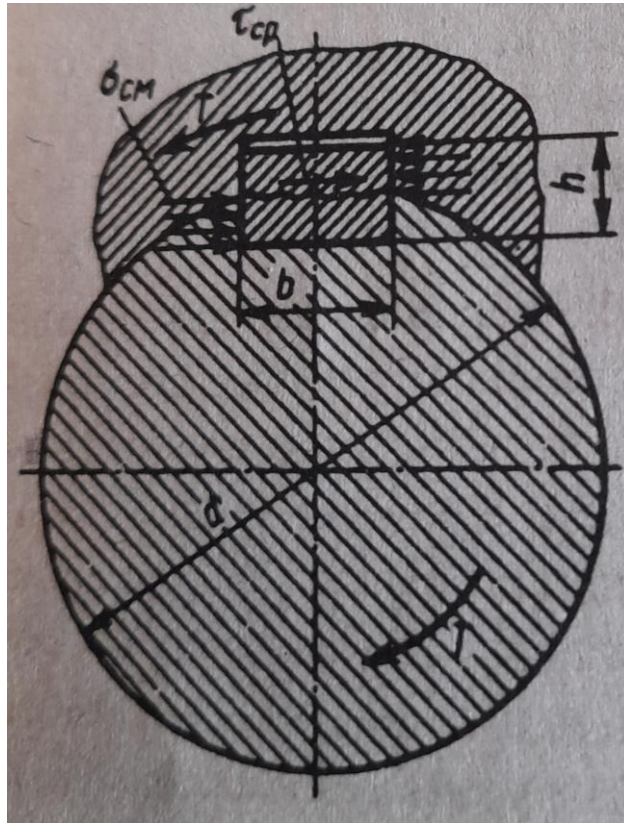


Рисунок 5.1 – Схема поперечного сечения призматического шпоночного паза

Расчетная формула шпоночного соединения на смятие имеет вид:

$$\sigma_{см} = 2T / (d \cdot A_{см}) \leq [\sigma_{см}], \text{ МПа} \quad (5.2)$$

где $A_{см} = (h - t_1) l_p$ – площадь смятия шпонки, $(h - t_1)$ – высота площадки смятия, мм, l_p – расчетная длина шпонки, мм. Для шпонок исполнения А $l_p = l - b$, для шпонок исполнения В $l_p = l$, для шпонок исполнения С $l_p = l - b/2$, для сегментных шпонок $l_p = d$. На рисунке 5.2 d и D – соответственно диаметр

окружности сегментной шпонки и диаметр вала, мм. Длина призматической шпонки должна быть на 3...10 мм меньше длины ступицы, насаженной на вал детали.

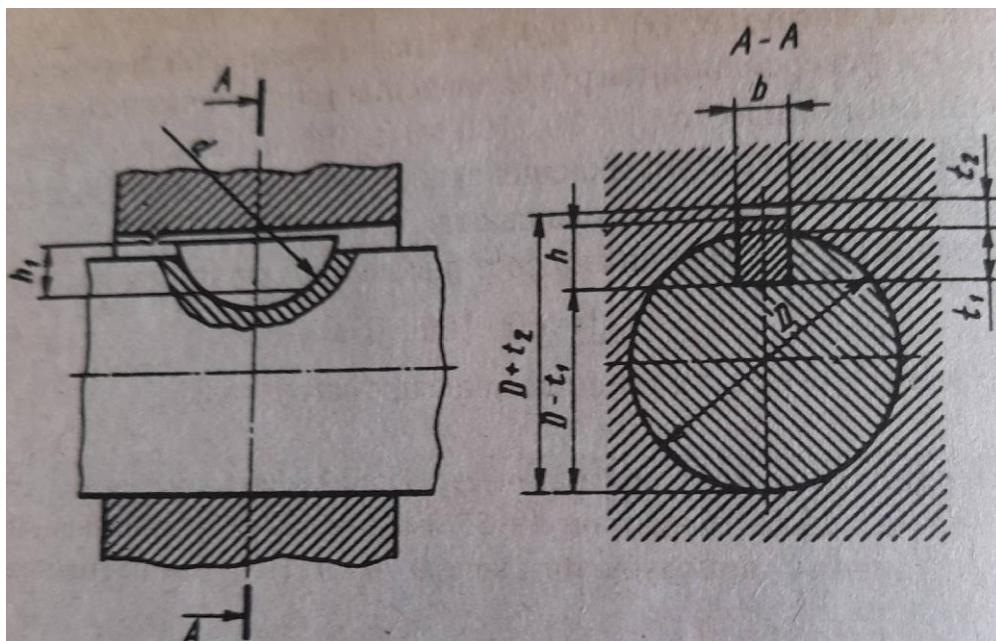


Рисунок 5.2 – Схема паза сегментной шпонки

Согласно действующим стандартам, шпонки изготавливаются из сталей с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа. Легированные стали применяют для шпонок специального назначения.

Допускаемые напряжения на смятие для неподвижных шпоночных соединений принимают в зависимости от предела текучести:

$$[\sigma_{см}] = \sigma_T / [s], \text{ МПа} \quad (5.3)$$

где допускаемый коэффициент прочности имеет значение $[s]=1,9...2,3$ при постоянной нагрузке без реверсивности вращения вала, $[s]=2,9...3,5$ при перемешанной нереверсивной нагрузке, при реверсивной нагрузке значения $[s]$ дополнительно увеличиваются на 30%. При чугунных ступицах $[\sigma_{см}]=70...100$ МПа. Допускаемые напряжения на срез для шпонок принимаются в пределах $[\tau_{ср}]=60...100$ МПа, меньшие значения принимаются при динамических нагрузках.

Пример расчета шпоночного соединения.

Подобрать призматическую шпонку для соединения стального зубчатого колеса с валом диаметром $d=55$ мм, передающего вращающий момент $T=600$ Н·м. Длина ступицы зубчатого колеса $L=70$ мм, нагрузка – постоянная, реверсивная.

На призматические шпонки по заданному диаметру вала принимается шпонка с размерами: $b=16$ мм, $h=10$ мм, $t_1=6$ мм исполнения А. Учитывая длину ступицы, из стандартного ряда выбирается длина шпонки $l=63$ мм, расчетная длина $l_p=l-b=63-16$ мм.

Принимаем материал шпонки – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T=350$ МПа, допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]=2,5$ при заданной нагрузке. Определяется допускаемое напряжение:

$$[\sigma_{см}]=\sigma_T/[s]=350/2,5=140 \text{ МПа} \quad (5.4)$$

Проверяем соединение на смятие:

$$\sigma_{см}=2T/(d \cdot (h-t_1)l_p)=2 \cdot 600/(55 \cdot 10^{-3}(10-6) \cdot 10^{-3} \cdot 47 \cdot 10^{-3})=116 \text{ МПа} \quad (5.5)$$

$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]=140$ МПа, прочность шпоночного соединения на смятие обеспечена.

Напряжения среза шпонки:

$$\tau_{ср}=2T/(d \cdot A_{ср})=2T/(d \cdot b \cdot h/2)=2 \cdot 600/(55 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3}/2)=25 \text{ МПа} \quad (5.6)$$

$\tau_{ср} \leq [\tau_{ср}]=60$ МПа, прочность шпоночного соединения на срез обеспечена.

Выбор конструкции шкивов ременных передач.

Основные конструктивные элементы шкива ременной передачи: обод, несущий ремень, ступица, насаживаемая на вал, диск или спицы, соединяющие обод со ступицей.

Материалами для шкивов ременных передач могут выступать: чугун, сталь, легкие сплавы, пластмассы и дерево.

Чугунные шкивы наиболее распространены, они изготавливаются из серого чугуна методом отливки и применяются при окружных скоростях до

30 м/с; для шкивов из модифицированного чугуна эта скорость может достигать 45 м/с.

Стальные шкивы могут быть литыми, сварными или точеными. Стальное литье может применяться при окружных скоростях до 45 м/с, сварные шкивы допускают скорость до 60 м/с.

Шкивы из алюминиевых сплавов имеют среди металлических шкивов минимальную массу и могут использоваться при скоростях до 100 м/с, так как малая плотность этих сплавов значительно снижает центробежные нагрузки.

Неметаллические шкивы имеют малую массу, высокий коэффициент трения ремня о шкив, но теплопроводность и износостойкость их ниже, чем у металлических шкивов.

Для плоскоремennых передач устанавливаются три типа шкивов с посадочным отверстием цилиндрического, либо конического типа. Шкивы имеют гладкую рабочую поверхность обода. На поверхности обода шкивов работающих с окружной скоростью свыше 40 м/с, должны быть проточены кольцевые канавки, обеспечивающие выход воздуха из под ремня, во избежание образования воздушного клина, ухудшающих сцепление плоского ремня и шкива. Для предупреждения сползания ремня со шкивов один из них и чаще всего ведомый делают выпуклым – очерченным в осевом сечении дугой окружности (тип I) или с цилиндрической поверхностью в середине и конической по краям (тип III). Величина стрелы выпуклости обода возрастает с увеличением диаметра шкива.

Основные размеры шкивов для клиноремennых передач, как наиболее распространенных в настоящее время в механических передачах и приводах механизмов, также как и технические требования для данных шкивов стандартизированы.

Стандарт устанавливает три типа конструкций шкивов: монолитных с расчетным диаметром до 100 мм, диском с расчетным диаметром 80...400 мм, со спицами и расчетным диаметром 180...1000 мм. Шкивы могут

изготавливаться с цилиндрическим или коническим посадочным отверстием, число канавок у стандартных шкивов не превышает восьми. В шкивах со спицами ось шпоночного паза должна совпадать с продольной осью спицы.

Угол профиля канавок α для клиновых ремней зависит от расчетного диаметра шкивов и колеблется в пределах $34...40^\circ$. Это связано с тем, что при огибании шкива ремень изгибается. Чем меньше диаметр шкива, тем меньшим должен выбираться угол профиля канавки ремня.

Выбор конструкции цилиндрических зубчатых колес.

Стальные зубчатые колеса диаметром до 150 мм изготавливают из прутка или поковки и выполняют в виде сплошных дисков двусторонней или односторонней ступицей, либо вообще без нее. Стальные колеса диаметром до 500 мм чаще всего изготавливают кованными или штампованными; они имеют обод и ступицу, соединенные диском с отверстиями. Шестерни, диаметр которых меньше удвоенного диаметра вала, изготавливают как одно целое с валом в виде вала-шестерни. Колеса диаметром более 500 мм обычно изготавливают отливкой; обод и ступицы соединяются спицами крестообразного, овального, таврового и других сечений.

Для получения после термообработки нужных механических характеристик, для каждой марки стали устанавливается предельно допустимые диаметры заготовок зубчатых колес и толщины их сечений.

Чугунные зубчатые колеса независимо от их диаметрального размера изготавливают отливкой с последующей механической обработкой. Неметаллические зубчатые колеса изготавливают цельными или составными.

Выбор конструкции конических зубчатых колес.

Наиболее распространенное конструкцией соединения зубчатого венца и ступицы конического зубчатого колеса является дисковая с отверстиями. Применяются при малых делительных диаметрах конические валы-шестерни, насадные колеса небольшого диаметра делают монолитной конструкции.

Колеса небольшого диаметра до 150 мм могут выполняться из прутка, большего диаметра из поковок, обычным способом производства стальных конических колес являются штамповка.

Чугунные колеса всегда изготовляют отливкой, стальные колеса диаметром более 500 мм отливают или выполняют сварными со ступицей.

Выбор конструкции цепных звездочек и цепей.

Материалами для изготовления звездочек цепной передачи большого числа зубьев служит чугун различных типов, при повышенных динамических нагрузках применяют цементируемые стали, звездочки из закаливаемых сталей изготовляют для случаев эксплуатации передачи без резких толчков и ударов.

Диаметр делительной окружности звездочки, на которой располагаются оси шарниров равен:

$$d=t/(\sin 180^{\circ}/z), \text{ мм} \quad (5.7)$$

где t – шаг выбранной цепи, мм, z – число зубьев звездочки.

Пластины роликовых и втулочных цепей изготовляют из закаливаемых до невысокой твердости сталей, валики и втулки из цементируемых сталей, ролики – из различных сталей, закаленных до высокой твердости.

Пластины зубчатых цепей изготовляют из стали 50, обеспечивая твердость 38...45 HRC, призмы – из сталей 15 и 20 с последующей цементацией и закалкой до твердости 52...60 HRC.

Вопросы для самоконтроля:

1. Основы расчета шпоночных соединений в механических передачах.
2. Выбор допускаемых напряжений для неподвижных шпоночных соединений, выбор коэффициентов запаса прочности соединения.
3. Основы выбора конструкции шкивов плоскоременных передач.
4. Основы выбора конструкции шкивов клиноременных передач.
5. Основы выбора конструкции цилиндрических зубчатых колес.

6. Основы выбора конструкции конических зубчатых колес.
7. Основы выбора конструкции звездочек цепных передач.

6 Валы и оси

Предварительный расчет валов.

Проектный расчет производится только на кручение, причем для компенсации напряжений изгиба и других неучтенных факторов принимают значительно пониженные значения допускаемых напряжений кручения, например для выходных участков валов редукторов $[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03)\sigma_B$, при этом σ_B является временным сопротивлением материала вала. Диаметр вала определится из условия прочности $\tau_k = M_k / (0,2d^3) \leq [\tau_k]$:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}}, \text{ м} \quad (6.1)$$

где M_k – крутящий момент вала, Н·м.

Полученное значение d округляется до ближайшего стандартного размера согласно ГОСТ «Нормальный линейные размеры».

Расчетные схемы валов и осей.

При составлении расчетной схемы валы и оси рассматривают как балки, шарнирно закрепленные в жестких опорах, одна из которых является подвижной (рисунок 6.1, а-д). Нагрузки, передаваемые валам и осям со стороны насаженных на них деталей, полагают сосредоточенными и приложенными в середине их ступиц.

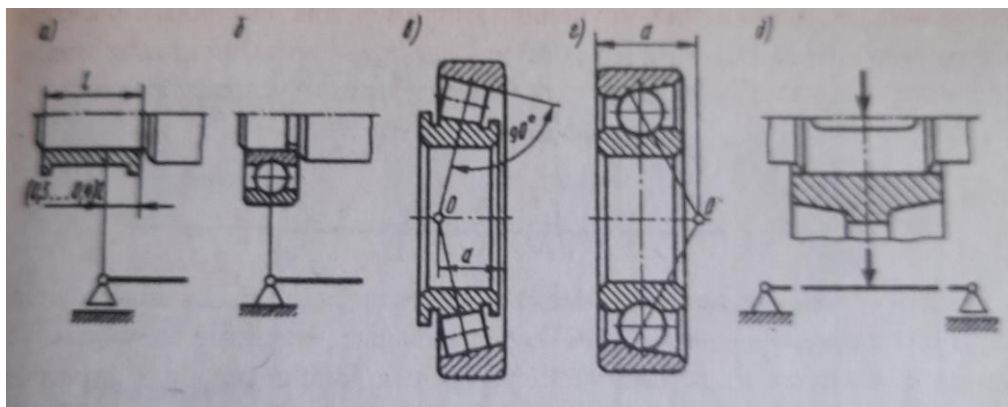


Рисунок 6.1 – Расчетные схемы подшипниковых опор

На рисунке 6.2 а-е представлена расчетная схема ведущего вала цилиндрического редуктора с косозубыми колесами, нагружаемого

вращающим моментом T , окружной силой F_t , радиальной силой F_r и осевой силой F_a .

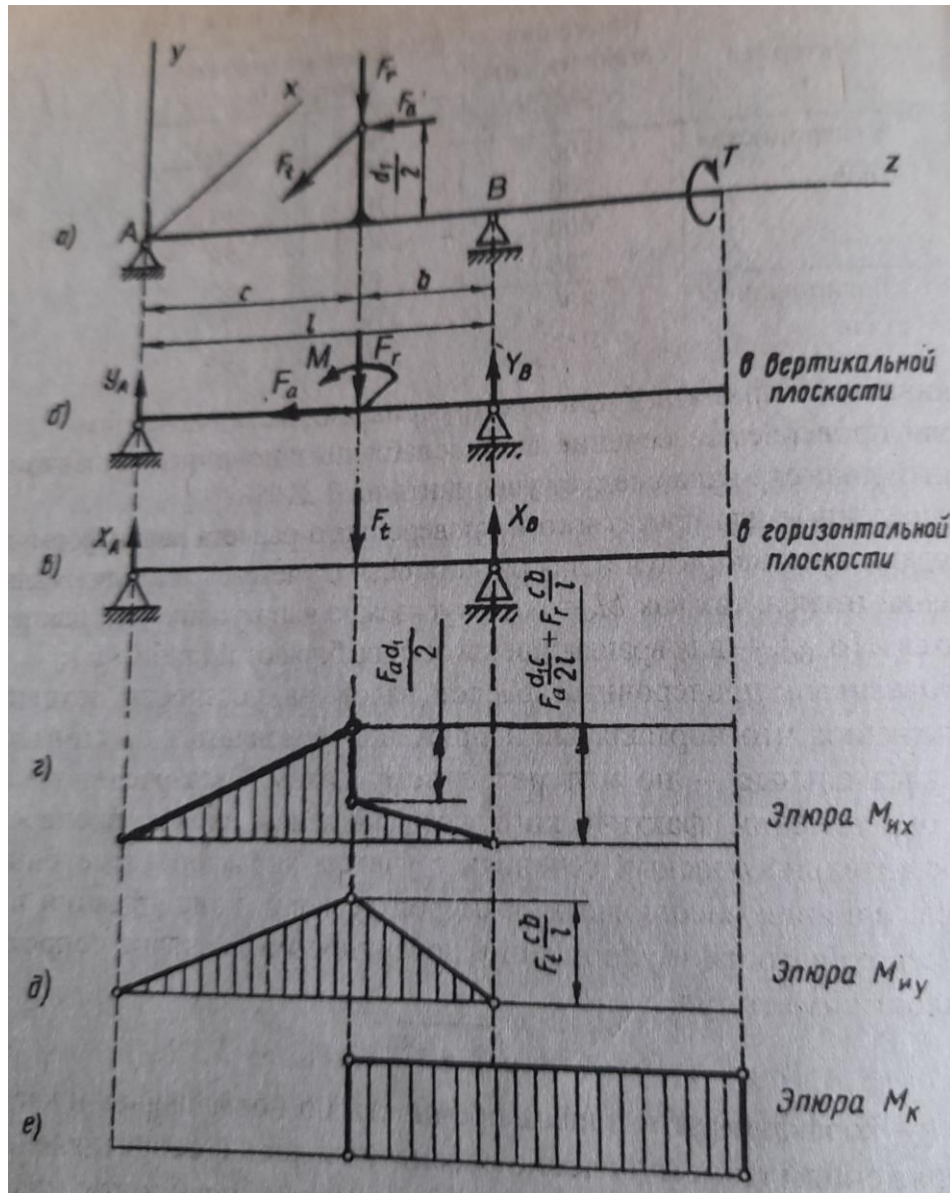


Рисунок 6.2 – Расчетная схема вала цилиндрического редуктора

Здесь же представлены эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях и эпюра крутящих моментов. Суммарный изгибающий момент в любом сечении вала определяется как геометрическая сумма изгибающих моментов в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.2)$$

Одновременное действие изгибающего и крутящего моментов учитывается значением эквивалентного момента, например по гипотезе наибольших касательных напряжений:

$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{M_u^2 + M_k^2}, \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (6.3)$$

Окончательный расчет валов.

Проверочный расчет валов выполняется на усталость и жесткость.

Упрощенный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что не только нормальные, но касательные напряжения изменяются по симметричному циклу. Этот вид расчета дает неточность на несколько процентов в сторону увеличения запаса прочности вала. Условие сопротивления усталости имеет вид:

$$\sigma_{\text{эKB}} = M_{\text{эKB}} / (0,1d^3) \leq [\sigma_{-1и}], \text{ МПа} \quad (6.4)$$

где $\sigma_{\text{эKB}}$ – эквивалентное напряжение в проверяемом сечении, МПа, $M_{\text{эKB}}$ – эквивалентный момент, Н·м, d – диаметр вала в сечении, м, $[\sigma_{-1и}]$ – допускаемое напряжение на изгиб при симметричном цикле изменения напряжений, МПа (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Допускаемые напряжения
для конструкционных материалов валов

Материал	Временное сопротивление σ_b , МПа	Допускаемые напряжения, МПа	
		Изгиба $[\sigma_{и}]$	Изгиба при симметричном цикле нагружения $[\sigma_{-1и}]$
Углеродистая сталь	400	130	40
	500	170	45
	600	200	55
	700	230	65
Легированная сталь	800	270	75
	1000	330	90

Расчетный диаметр вала в проверяемом сечении определяется по формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эKB}}}{0,1[\sigma_{-1и}]}} \text{, м} \quad (6.5)$$

Рассчитанный по (6.5) диаметр сравнивается с принятым ранее по формуле (6.1). Если проверяемое сечение вала ослаблено шпоночной канавкой, то расчетный диаметр увеличивают на 7...10%.

Уточненный проверочный расчет валов на усталость исходит из предположения, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, касательный по асимметричному циклу. Этот расчет заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности в предположительно опасных сечениях с учетом характера изменения напряжений, влияния абсолютных размеров деталей, концентрации напряжений, шероховатости и упрочнения поверхностей. Условие сопротивления усталости имеет вид:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s] \quad (6.6)$$

где s_{σ} и s_{τ} – коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям, $[s]=1,3 \dots 2$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Расчет на статическую прочность.

В случаях возможности кратковременных пиковых нагрузок для предупреждения остаточных деформаций проводится проверочный расчет на статическую прочность по условию:

$$\sigma_{\text{эквmax}} = K_{\text{п}} \sigma_{\text{экв}} \leq \sigma_{\text{T}} / [s_{\text{T}}] \quad (6.7)$$

где $K_{\text{п}}$ – коэффициент перегрузки, равный отношению максимального момента приводного двигателя к его номинальному значению, σ_{T} – предел текучести материала, МПа, $[s_{\text{T}}]=1,2 \dots 1,8$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

Расчет валов и осей на жесткость.

Под действием приложенных активных и реактивных сил валы изгибаются и скручиваются. Деформации валов при изгибе характеризуются прогибом (y) и углами поворота α поперечных сечений. Максимальный

прогиб вала или оси называется стрелой прогиба и обозначается f . Деформация кручения вала характеризуется углом закручивания φ .

Условия жесткости валов записывают как:

$$y \leq [y], f \leq [f], \alpha \leq [\alpha], \varphi_0^0 \leq [\varphi_0^0] \quad (6.8)$$

где $[y] \leq 0,01m$ – допустимый прогиб в месте установки зубчатых колес, m – модуль зацепления, мм, $[f] \leq 0,0003l$ – допустимая стрела прогиба вала, l – длина пролета вала, мм, $[\alpha] = 0,001 \dots 0,05$ рад – допускаемый угол поворота сечения вала $[\varphi_0^0] = 0,25 \dots 1$ град/м, зависящий от условий работы конструкции.

Условие жесткости осей записывают как:

$$f \leq [f], \text{ мм} \quad (6.9)$$

где $[f] \leq 0,002l$, l – расстояние между опорами, мм.

Пример расчета вала.

Рассчитать ведущий вал цилиндрического редуктора с косозубыми колесами, расчетная схема которого представлена на рисунке 6.2. Диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 100$ мм, длина вала $b = 50$ мм, длина вала $c = 90$ мм, радиальная сила $F_r = 960$ Н, осевая сила $F_a = 370$ Н, вращающий момент на валу $T = 131$ Н·м.

Из проектного расчета на кручение определим диаметр d_v выходного участка вала, приняв материал сталь 45 с временным сопротивлением $\sigma_v = 730$ МПа. Допускаемое напряжение на кручение:

$$[\tau_k] = (0,025 \dots 0,03) \sigma_v = (0,025 \dots 0,03) \cdot 730 = 20 \text{ МПа} \quad (6.10)$$

Расчетный диаметр вала с учетом $M_k = T$:

$$d_v \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{131}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,032 \text{ м} = 32 \text{ мм} \quad (6.11)$$

Принимаем диаметр цапф $d = 35$ мм в соответствии со стандартном на подшипники качения.

Диаметр свободных участков вала примем равным 40 мм, посадочный диаметр под шестерню равным 45 мм.

Далее, выбрав оси координат, построим эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях, эпюру крутящих моментов и определим эквивалентный момент в месте посадки шестерни как опасном сечении, предварительно вычислив окружную силу:

$$F_t = 2T/d_1 = 2 \cdot 131/0,1 = 2620 \text{ Н} \quad (6.12)$$

$$M_{ix} F_t c b/l + F_a d_1 c/2l = 960 \cdot 0,09 \cdot 0,05/0,14 + 370 \cdot 0,1 \cdot 0,09/2 \cdot 0,14 = 42,7 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.13)$$

$$M_{iy} = F_t c b/l = 2620 \cdot 0,09 \cdot 0,05/0,14 = 84,4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.14)$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2 + M_k^2} = \sqrt{42,7^2 + 84,4^2 + 131^2} = 162 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (6.15)$$

Приняв по таблице 6.1 допускаемое напряжение $[\sigma_{-1H}] = 65 \text{ МПа}$, определим диаметр посадочного места из упрощенного проверочного расчета на усталость:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1 \cdot [\sigma_{-1H}]}} = \sqrt[3]{\frac{162}{0,1 \cdot 65 \cdot 10^6}} = 0,0292 \text{ м} = 29,2 \text{ мм} \quad (6.16)$$

Так как в месте посадки шестерни на валу будет шпоночный паз, то, увеличив расчетный диаметр на 10%, в результате получим $d_p = 32 \text{ мм}$.

Вопросы для самоконтроля:

1. Проектный предварительный расчет валов.
2. Выбор допускаемых напряжений кручения для предварительного расчета валов.
3. Составление расчетных схем валов и осей.
4. Определение суммарного изгибающего момента для прочностного расчета валов.
5. Порядок окончательного расчета валов на усталость и жесткость.
6. Выбор допускаемых напряжений для расчета валов на усталость при симметричном цикле нагружения.
7. Условие сопротивления усталости в поперечном сечении вала, допускаемые коэффициенты запаса прочности.
8. Расчет на статическую прочность и жесткость для валов и осей.

7 Подшипниковые опоры

Выбор типа и размеров подшипника качения определяется следующими основными факторами:

- характером нагрузки (постоянная, переменная, ударная), ее величиной и направлением;
- диаметром цапф вала и частотой его вращения;
- долговечностью подшипника в млн. оборотов или часах работы.
- нагрузочной способностью подшипника, определяемой его статической и динамической грузоподъемностью.

Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки подшипников качения устанавливаются ГОСТ 18854-82. Методы расчета динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности подшипников качения устанавливаются ГОСТ 18855-82. Статической называется нагрузка, действующая на не вращающийся подшипник.

Долговечность подшипника – число оборотов, которое одно из его колец делает относительно другого до начала усталостного разрушения материала на одном из колец или тел качения. Долговечность измеряется в млн. оборотов L или часах работы L_h .

Обычный критерий оценки эксплуатационных свойств подшипников – базовая долговечность L_{10} , при которой не менее 90% идентичных подшипников, работающих в одинаковых условиях, должны достигнуть или превысить определенную долговечность (при 90-% надежности серии подшипников).

Базовой динамической грузоподъемностью называется постоянная нагрузка, которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности, составляющей миллион оборотов. Базовая динамическая грузоподъемность бывает радиальная C_r и осевая C_a .

Эквивалентной динамической нагрузкой называется постоянная нагрузка, под действием которой подшипник качения будет иметь такую же

долговечность, как и в действительных условиях нагружения. Эквивалентная динамическая нагрузка также бывает радиальной и осевой P_r и P_a .

Подбор радиальных и радиально-упорных подшипников основан на C_r и P_r , упорных и радиально упорных – на C_a и P_a .

В отличие от динамических параметров базовая статическая грузоподъемность и эквивалентная статическая нагрузка обозначается соответственно C_0 и P_0 .

При частоте вращения вала $n < 10$ об/мин действующую нагрузку рассматривают как статическую и подшипники подбирают по статической грузоподъемности по условию $P_0 \leq C_0$. При $n \geq 10$ об/мин подбор подшипников качения ведется по динамической грузоподъемности по условию, что требуемая величина динамической грузоподъемности $C_{тр} \leq C$, то есть действительной динамической грузоподъемности подшипников.

Требуемую величину динамической грузоподъемности определяют в зависимости от эквивалентной динамической нагрузки P и требуемой долговечности по следующим выражениям:

- шариковые подшипники:

$$C_{тр} = P(L)^{1/3} \text{ или } C_{тр} = P(60nL_h 10^{-6})^{1/3}, \text{ Н} \quad (7.1)$$

- роликовые подшипники:

$$C_{тр} = P(L)^{0,3} \text{ или } C_{тр} = P(60nL_h 10^{-6})^{0,3}, \text{ Н} \quad (7.2)$$

где n – частота вращения кольца подшипника, об/мин.

Для стандартных редукторов общего назначения установлена базовая долговечность подшипников в пределах $L_h = 10000$ ч для зубчатых редукторов и $L_h = 3000$ ч для червячных редукторов.

Эквивалентную динамическую нагрузку вычисляют по формуле:

$$P = (XVF_r + YF_a)K_6K_T, \text{ Н} \quad (7.3)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки, Y – коэффициент осевой нагрузки, V – коэффициент вращения (внутреннее кольцо $V=1$, наружное кольцо $V=1,2$), F_r , F_a – радиальная и осевая нагрузка, Н, $K_6 = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент безопасности в зависимости от характера нагрузки, $K_T = 1$ –

температурный коэффициент при температуре эксплуатации подшипника до 100° С.

Расчет по вышеприведенной формуле (7.3) ведут с учетом следующего:

- для цилиндрических роликовых подшипников $F_a=0$, $X=1$;
- для упорных подшипников $F_r=0$, $Y=1$;
- для шариковых радиальных, радиально-упорных и конических роликовых подшипников $X=1$, $Y=0$ при $F_a/(VF_r) \leq e$, при $F_a/(VF_r) > e$ значения коэффициентов X и Y определяются из каталогов для подшипников, равно как и коэффициент e для конкретных подшипников.

При определении осевых нагрузок F_a , действующих на радиально-упорных подшипники, помимо внешней осевой силы A следует учитывать осевые составляющие S реакций подшипников, возникающие под действием радиальных нагрузок F_r . Их рассчитывают как:

- для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$S = eF_r, \text{ Н} \quad (7.4)$$

- для конических роликоподшипников:

$$S = 0,83eF_r, \text{ Н} \quad (7.5)$$

Суммарная осевая нагрузка на подшипник зависит от условий его нагружения. На рисунке 7.1 показана схема вала, установленного на двух радиально-упорных подшипниках, индексом 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую силу A . При такой индексации сила A и осевая составляющая S_1 реакции подшипника 1 всегда направлены в одну сторону и суммарные осевые нагрузки F_{a1} и F_{a2} будут зависеть от соотношения $A+S_1$ и S_2 . Если $A+S_1 > S_2$, то вал сдвигается к второму подшипнику, осевая сила $A+S_1$ создаст на втором подшипнике радиальную силу, уравнивающую внешнюю радиальную нагрузку и осевая составляющая S_2 перестает существовать. Тогда осевая нагрузка на первый подшипник останется равной S_1 , а суммарная осевая нагрузка на второй подшипник будет равна $A+S_1$. Если $A+S_1 < S_2$, то вал сдвинется к первому подшипнику, составляющая S_1 перестает существовать, осевая нагрузка на второй подшипник останется

равной S_2 , а суммарная осевая нагрузка на первый подшипник будет равна $S_2 - A$. Таким образом, при $A + S_1 > S_2$ $F_{a1} = S_1$, $F_{a2} = A + S_1$; при $A + S_1 < S_2$, $F_{a1} = S_2 - A$, $F_{a2} = S_2$.

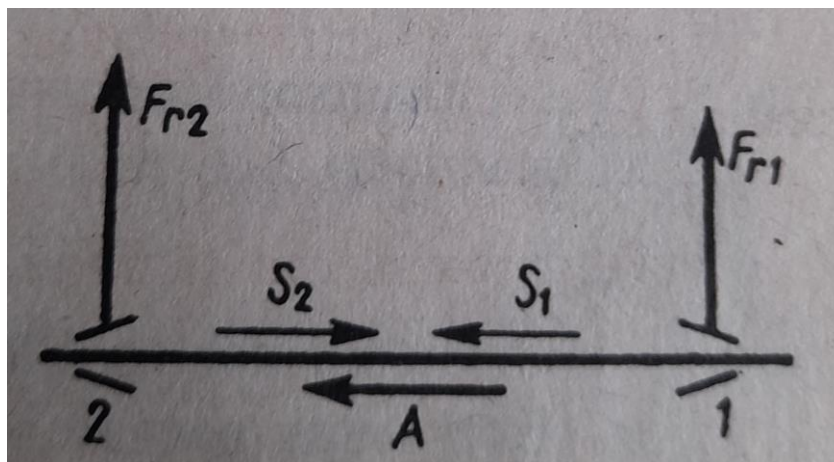


Рисунок 7.1 – Схема расстановки осевых сил для радиально-упорных подшипниковых опор

Радиальную реакцию радиально-упорного подшипника полагают приложенной к точке пересечения с осью вала нормали в середине контактной площадки. Размер a , определяющий данную точку пересечения определяется для однорядных подшипников по формулам:

- для радиально-упорных шарикоподшипников:

$$a = 0,5B + 0,25(d+D)\operatorname{tg}\alpha \quad (7.6)$$

- для конических роликоподшипников:

$$a = 0,5T + (d+D)e/6 \quad (7.7)$$

где a – расстояние от торца подшипника до точки приложения радиальной реакции, B , T , d , D – размеры подшипника по каталогу, α – угол контакта, e – вспомогательный коэффициент по каталогу.

Для определения радиальных реакций радиально-упорных подшипников необходимо выполнить их предварительный выбор и эскизную компоновку узла, определить реакции опор, осевые составляющие S от действия радиальных нагрузок, суммарные осевые нагрузки на каждой опоре и выполнить проверочный расчет наиболее нагруженного подшипника на долговечность.

Долговечность в оборотах находится как:

$$L=(C/P)^p, \text{ млн. об.} \quad (7.8)$$

где $p=3$ для шарикоподшипников, $p=10/3$ для роликоподшипников.

Долговечность в часах работы вычисляется как:

$$L_h=10^6 L/(60n), \text{ ч} \quad (7.9)$$

где n – частота вращения кольца подшипника, об/мин.

Пример подбора подшипниковых опор.

Подобрать конические роликоподшипники для вала-шестерни косозубой цилиндрической передачи редуктора при частоте вращения вала шестерни $n=1450$ об/мин, диаметре вала в месте посадки подшипников $d=35$ мм, делительном диаметре шестерни $d_1=100$ мм, длина участков вала $b_1=45$ мм, $c_1=85$ мм, сила в зацеплении зубчатых колес: окружной $F_t=2620$ Н, радиальной $F_r=960$ Н, осевой $F_a=370$ Н, рабочей температуре подшипников 60°C , нагрузке с умеренными толчками и требуемой долговечностью подшипниковых опор 25000 ч.

Предварительно принимаем для быстроходного вала редуктора роликоподшипники конические однорядные серии 7307 с размерами $d=35$ мм, $D=80$ мм, $T=23$ мм, $e=0,32$ ($\alpha=12^\circ$). Расстояние от торца подшипника до точки приложения радиальной реакции (рисунок 7.1):

$$a=0,5T+(d+D)e/6=0,5 \cdot 23+(35+80) \cdot 0,32/6=18 \text{ мм} \quad (7.10)$$

Находим размеры c и b , определяющие положение точек приложения радиальных реакций подшипников (рисунок 7.2):

$$c=c_1+T-a=85+23-18=90 \text{ мм} \quad (7.11)$$

$$b=b_1+T-a=45+23-18=50 \text{ мм} \quad (7.12)$$

Найдем реакции опор, обозначив как «2» подшипник, воспринимающий осевую нагрузку $A=F_a=370$ Н:

- в плоскости zOx :

$$R_{x1}=F_t c/l=2620 \cdot 90/140=1680 \text{ Н} \quad (7.13)$$

$$R_{x2}=F_t b/l=2620 \cdot 50/140=935 \text{ Н} \quad (7.14)$$

- в плоскости zOy :

$$R_{y2} = (F_r b + F_a d_1 / 2) / l = (960 \cdot 50 + 370 \cdot 100 / 2) / 140 = 475 \text{ Н} \quad (7.15)$$

$$R_{y1} = F_r - R_{y2} = 960 - 475 = 485 \text{ Н} \quad (7.16)$$

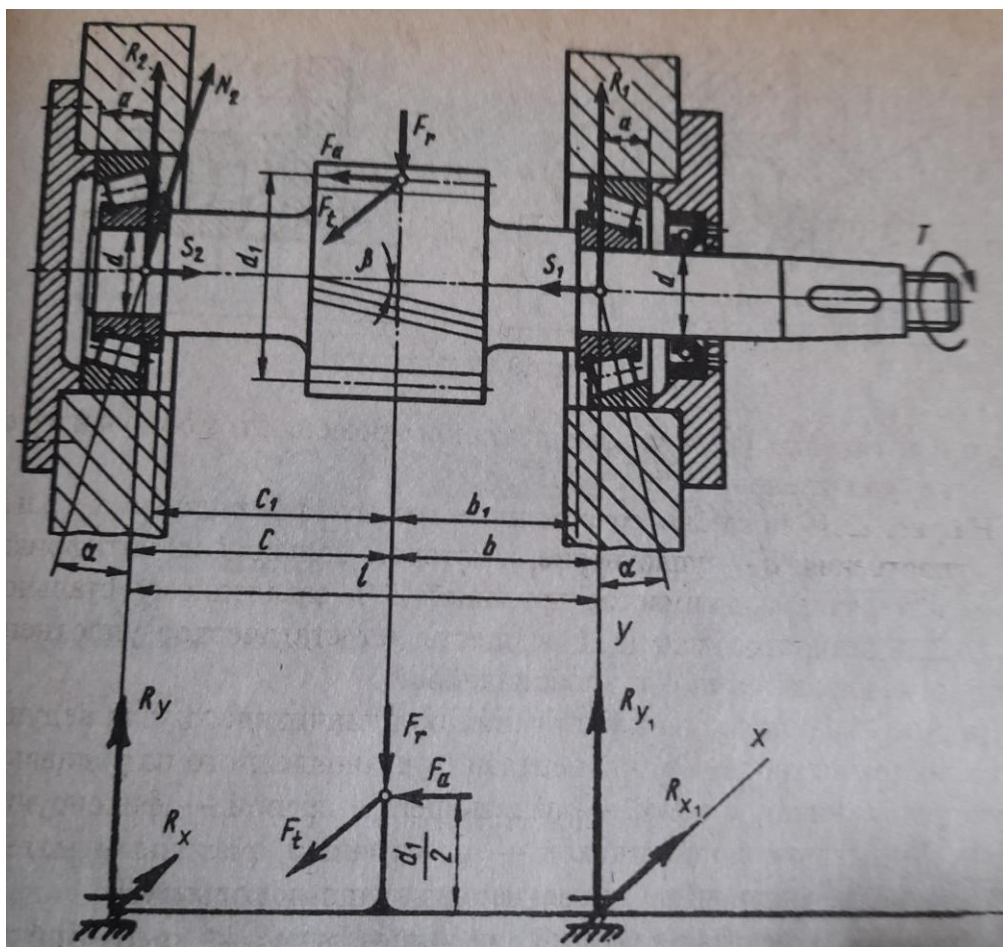


Рисунок 7.2 – Расчетная схема вала цилиндрического редуктора

Полные радиальные реакции:

$$R_1 = F_{r1} = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{1680^2 + 485^2} = 1750 \text{ Н} \quad (7.17)$$

$$R_2 = F_{r2} = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{940^2 + 475^2} = 1055 \text{ Н} \quad (7.18)$$

На рисунке 7.2 полные радиальные реакции условно совмещены с плоскостью чертежа.

Вычислим осевые составляющие S_1 и S_2 реакций подшипников. Так как $e=0,32$ по каталогу подшипников, то:

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1750 = 462 \text{ Н} \quad (7.19)$$

$$S_2 = 0,83eF_{r2} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1055 = 278 \text{ Н} \quad (7.20)$$

Осевые нагрузки F_{a1} и F_{a2} подшипников определяем, учитывая что $A + S_1 > S_2$:

$$F_{a1}=S_1=462 \text{ Н} \quad (7.21)$$

$$F_{a2}=A+S_1=370+462=832 \text{ Н} \quad (7.22)$$

Определяем эквивалентные динамические нагрузки P_1 и P_2 подшипников:

- для правого подшипника $F_{a1}/F_{r1}=462/1750=0,264 < e=0,32$, поэтому $X_1=1$, $Y_1=0$;

- для левого подшипника $F_{a2}/F_{r2}=832/1055=0,79 > e=0,32$, поэтому $X_2=0,4$, $Y_2=1,88$.

Тогда при $K_6=1,5$, $K_T=1$:

$$P_1=(X_1F_{r1}+Y_1F_{a1})K_6K_T=(1 \cdot 1750+0 \cdot 462)1,5 \cdot 1=2625 \text{ Н} \quad (7.23)$$

$$P_2=(X_2F_{r2}+Y_2F_{a2})K_6K_T=(0,4 \cdot 1055+1,88 \cdot 832)1,5 \cdot 1=2980 \text{ Н} \quad (7.24)$$

Требуемую динамическую грузоподъемность определяем для более нагруженного (левого) подшипника:

$$C_{тр}=P_2(60nL_h \cdot 10^{-6})^{0,3}=2980 \cdot (60 \cdot 1450 \cdot 25000 \cdot 10^{-6})^{0,3}=30000 \text{ Н} \quad (7.25)$$

Найденной динамической грузоподъемности удовлетворяют выбранные подшипники 7307 со значением $C=54000 \text{ Н}$.

Вопросы для самоконтроля:

1. Основные факторы, влияющие на выбор типа подшипниковой опоры для вала.
2. Что понимается под долговечностью подшипника?
3. Базовая грузоподъемность и эквивалентная нагрузка – типы и расчет для подшипников.
4. Определение требуемой величины динамической грузоподъемности для шариковых и роликовых подшипников.
5. Величина базовой долговечности подшипников для редукторов общего назначения.
6. Определение эквивалентной динамической нагрузки.
7. Расчет осевых составляющих реакций подшипников.

8. Особенности определения радиальных реакций радиально-упорных подшипников.
9. Расчет долговечности подшипников в часах работы и оборотах вала.

Список литературных источников:

1. Султанов, В. А. Детали машин и конструирование : учебное пособие / В. А. Султанов ; под редакцией Н. Ф. Кашапова. — Казань : КФУ, 2021. — 150 с. — ISBN 978-5-00130-451-7. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/173024>
2. Нечепаев, В. Г. Детали машин. Прикладная механика. Основы конструирования. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / В. Г. Нечепаев, М. Ю. Ткачев, В. А. Голдобин. — Вологда : Инфра-Инженерия, 2023. — 320 с. — ISBN 978-5-9729-1472-2. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/346904>
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин и основы конструирования : учебник / Д. В. Чернилевский. — 3-е изд., стереотип. — Москва : Машиностроение, 2022. — 672 с. — ISBN 978-5-907104-95-2. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/193001>
4. Бережной, О. Л. Детали машин и основы конструирования : учебное пособие / О. Л. Бережной, Г. Р. Варданян. — Белгород : БГТУ им. В.Г. Шухова, 2022. — 149 с. — ISBN 978-5-361-01041-7. — Текст : электронный // Лань : электронно-библиотечная система. — URL: <https://e.lanbook.com/book/363788>