

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Методические рекомендации к практическим занятиям  
для студентов специальности 1-36 01 06 «Оборудование  
и технология сварочного производства»  
очной и заочной форм обучения*



Могилев 2021

УДК 621.81  
ББК 34.44  
П55

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»  
«23» декабря 2020 г., протокол № 5

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Рецензент канд. техн. наук, доц. И. В. Лесковец

Изложены краткие теоретические сведения и приведены примеры решения задач, выполняемых на практических занятиях.

Учебно-методическое издание

## ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Корректор А. А. Подошевка

Компьютерная верстка Н. П. Полевничая

Подписано в печать . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.  
Печать трафаретная. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. . Тираж 26 экз. Заказ №

Издатель и полиграфическое исполнение:

Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования  
«Белорусско-Российский университет».

Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/156 от 07.03.2019.

Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский  
университет, 2021

## Содержание

Введение.....	4
1 Расчет сварных соединений.....	5
2 Расчет резьбовых соединений.....	13
3 Расчет шпоночных и шлицевых соединений.....	23
4 Расчет ременных передач.....	25
5 Расчет зубчатых цилиндрических передач.....	30
6 Расчет конических зубчатых передач.....	37
7 Расчет червячных передач.....	40
8 Подбор и расчет подшипников качения.....	45
Список литературы.....	48

## Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по курсу «Прикладная механика» для студентов специальности 1-36 01 06 «Оборудование и технология сварочного производства» очной и заочной форм обучения.

Целью изучения дисциплины «Прикладная механика» является формирование инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей машин и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих требуемую надежность и долговечность. Полученные знания должны обеспечить теоретическую и практическую базу для научно-технической и конструкторской подготовки студентов на основе системного подхода к решению инженерных задач.

Дисциплина «Прикладная механика» относится к инженерному модулю (государственный компонент).

В краткой форме изложены расчет соединений и передач (зубчатых и фрикционных), а также подбор и расчет подшипников качения, и приведены примеры решения задач по темам практических занятий.

Отчет по практическому занятию выполняется на отдельном листе, либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам для самостоятельной подготовки к практическим занятиям и выполнению расчетно-графических работ по дисциплине ««Прикладная механика»».

# 1 Расчет сварных соединений

**Цель занятия:** получение практических навыков в расчете различных видов сварных соединений.

Сварные соединения – это соединения, образованные за счет расплавления материала деталей в зоне их стыка. В машиностроении используются следующие виды сварки: электродуговая, кузнечная, газовая, контактная, сварка трением. Независимо от вида сварки различают три вида сварных соединений: стыковое (детали прилегают друг к другу узкими гранями), нахлесточное (детали прилегают друг к другу широкими гранями), тавровое (одна деталь узкой гранью пристыковывается к широкой грани другой детали).

## Стыковые сварные соединения.

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагревания при сварке изменяются механические свойства металла. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

**Пример 1** – Полосы из стали Ст3 (предел текучести  $\sigma_T = 220$  МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом  $M$  (рисунок 1.1). Определить допустимое значение момента  $M$ . Сварка ручная электродуговая электродом Э34.

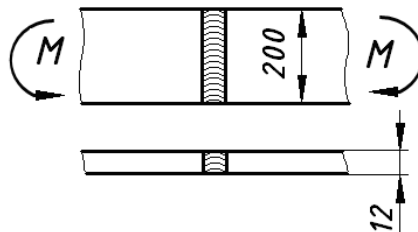


Рисунок 1.1 – Сварное соединение двух полос

### Решение

Записываем условие прочности соединения на изгиб:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']. \quad (1.1)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями для сварного шва. Так как при изгибе в зоне термического влияния присутствуют напряжения и растяжения и сжатия, то допускаемые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (1.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (1.3)$$

где  $[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения на растяжение для материала деталей.

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения), тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

Поперечное сечение сварное соединение представляет собой прямоугольник со сторонами  $b = 200$  мм и  $\delta = 12$  мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

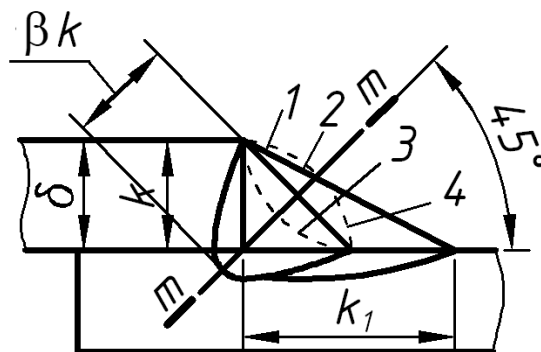
$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (1.4)$$

Тогда, подставляя (1.4) в (1.1) и выражая момент  $M$ , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

### Нахлесточные сварные соединения.

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 1.2). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет  $k$  и расчетная высота шва  $\beta \cdot k$ . Коэффициент  $\beta$  зависит от технологического процесса сварки и составляет при ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке 0,7.



1 – нормальный ( $k = k_1$ ); 2 – улучшенный ( $k / k_1 = 1:1,5; 1:2$ ); 3 – вогнутый;  
4 – выпуклый

Рисунок 1.2 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев  $k = \delta_{\min}$ , где  $\delta_{\min}$  меньшая из толщин свариваемых деталей. Разрушение углового шва происходит по сечению  $m-m$ . Площадь опасного сечения шва равна  $\beta \cdot k \cdot l$ , где  $l$  – длина шва.

В зависимости от расположения различают швы лобовые и фланговые.

Лобовой шов расположен перпендикулярно, а фланговый – параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами.

**Пример 2** – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы  $8 \times 40$  (1) с косынкой (2) из стали Ст 3, испытывающих воздействие момента  $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рисунок 1.3). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

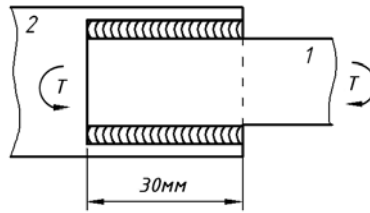


Рисунок 1.3 – Сварное соединение полосы с косынкой

### Решение

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (1.5)$$

где  $l$  – длина сварных швов;

$b$  – расстояние между сварными швами.

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (1.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3  $\sigma_T = 220 \text{ МПа}$ , получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа}.$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (1.5). При этом за катет шва  $k$  принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва  $l$  принимаем

равной 30 мм, а расстояние между швами  $b$  равным толщине полосы 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа.}$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

**Пример 3** – Определить силу  $F$ , которую способно выдержать сварное соединение, крепящее консольный швеллер № 16а к стальной плите (рисунок 1.4). Сварка ручная электродуговая, электрод Э42. Длина лобового шва  $l_l = 180$  мм, плечо силы  $F - l = 1100$  мм.

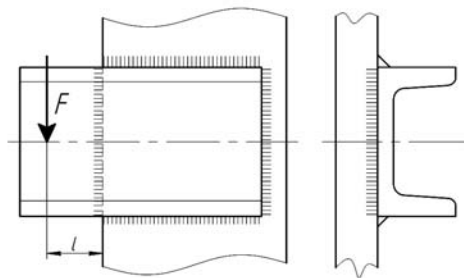


Рисунок 1.4 – Сварное соединение швеллера к стальной плите

### Решение

В данном случае имеем комбинированное сварное соединение двумя лобовыми и двумя фланговыми швами. Катет сварного шва обычно принимается равным толщине свариваемых деталей. Толщина стенки швеллера № 16а равна  $s = 5$  мм, толщина полки – 9 мм. Принимаем катет фланговых швов  $k_f = s = 5$  мм, а катет лобовых швов  $k_l = 8$  мм. Высота швеллера  $h = 160$  мм, поэтому принимаем длину флангового шва  $l_f = h = 160$  мм.

Принимаем материал свариваемых деталей сталь Ст3, для которой  $[\sigma_P] = 160$  МПа. Принимаем сварку ручную электродами Э42. При этом принимаем  $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma_P] = 0,6 \cdot 160 = 96$  МПа [1, таблица 3.1].

Перенесем силу  $F$  в центр тяжести стыка (рисунок 1.5).

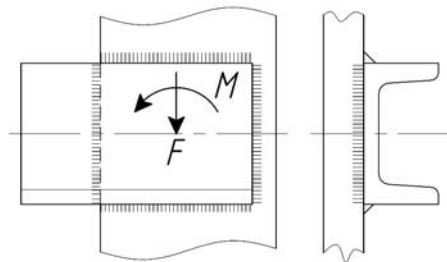


Рисунок 1.5 – Перенос сил в центр тяжести стыка

Очевидно, что на соединение будут действовать сдвигающая сила  $F$  и сдвигающий момент  $T$ , равный:



$$T = F \cdot (l + 0,5 \cdot l_n) = F \cdot (1100 + 0,5 \cdot 180) = 1190 F.$$

Напряжения, возникающие в сварном соединении от действия силы  $F$ , рассчитывают по формуле

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot \beta \cdot (k_\phi \cdot l_\phi + k_l \cdot l_l)} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot (5 \cdot 160 + 8 \cdot 180)} = 0,00032 \cdot F.$$

Напряжения, возникающие в сварном соединении от действия момента  $T$ , рассчитывают по формуле

$$\tau_T = \frac{T}{\beta \cdot (k_\phi \cdot l_\phi \cdot l_l + 2 \cdot k_l \cdot \frac{l_l}{6})} = \frac{1190 \cdot F}{0,7 \cdot (5 \cdot 160 \cdot 180 + 2 \cdot 8 \cdot \frac{180}{6})} = 0,0118 \cdot F.$$

Результирующее действующее напряжение будет равно геометрической сумме напряжений от силы  $F$  и от момента  $T$ :

$$\tau = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_T^2} \leq [\tau'].$$

Откуда

$$F = \sqrt{\frac{[\tau']^2}{0,00032^2 + 0,0118^2}} = 8132,6 \text{ Н.}$$

### Тавровые сварные соединения.

В тавровых сварных соединениях детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок. При соединении стыковым швом прочность соединения оценивают по поперечному сечению зоны термического влияния сварного шва, а при соединении угловым швом – по опасному сечению сварного шва  $m-m$  (см. рисунок 1.2). Рассмотрим пример расчета таврового сварного соединения.

**Пример 4** – Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения и пластины (рисунок 1.6) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Труба нагружена силой  $F = 280$  кН, материал трубы – сталь Ст 3 Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

*Решение*

Определяем допускаемые напряжения для сварного соединения. При стыковом сварном шве под действием нагрузки в шве возникают напряжения растяжения, а при угловом сварном шве – напряжения среза. При ручной дуговой сварке электродом Э42 при растяжении сварного шва допускаемые

напряжения составляют  $[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p$ , а при срезе –  $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p$ . Тогда, принимая предел текучести для стали Ст3  $\sigma_T = 220$  МПа, получим

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{220}{1,5} = 88 \text{ МПа}.$$

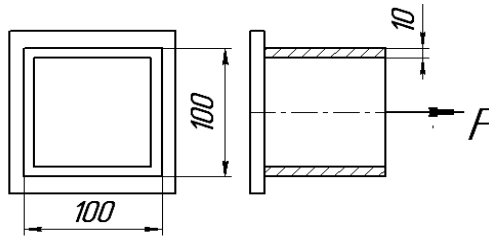


Рисунок 1.6 – Сварное соединение, выполненное тавровыми сварными швами

При стыковом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва совпадает с площадью поперечного сечения трубы и определяется по формуле

$$A_{cm} = a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2, \quad (1.7)$$

где  $a$  – сторона трубы,  $a = 100$  мм;

$\delta$  – толщина стенки трубы,  $\delta = 10$  мм.

При угловом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва рассчитывается по выражению

$$A_{yz} = 4 \cdot \beta \cdot k \cdot a, \quad (1.8)$$

где  $k$  – катет сварного шва (принимается равным толщине стенки трубы),  $k = 10$  мм.

Тогда условия прочности для данного соединения запишутся в виде:

– для стыкового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{F}{a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2}; \quad (1.9)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 77,78 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,78 \text{ МПа};$$

– для углового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{yz}} = \frac{F}{4 \cdot \beta \cdot k \cdot a} = \frac{280 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 100 \cdot 10^6 = 100 \text{ МПа}. \quad (1.10)$$

Сравнивая рассчитанные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что соединение трубы при его выполнении стыковым швом выдержит заданную нагрузку, а соединение, выполненное угловым швом, не выдержит.

**Пример 5** – Определить допустимую силу  $F$  по условию прочности сварного шва (рисунок 1.7). Диаметр трубы  $d = 60$  мм, толщина стенки трубы  $s = 5$  мм. Плечи силы  $F$ :  $L = 300$  мм,  $h = 150$  мм.

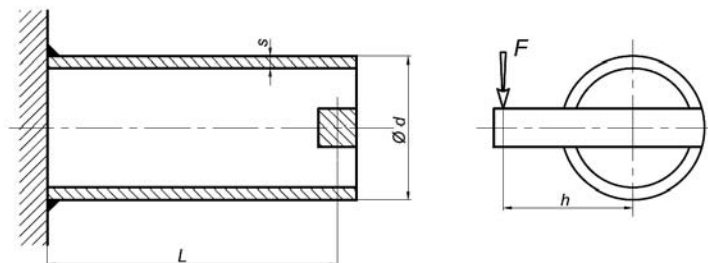


Рисунок 1.7 – Сварное соединение трубы

### Решение

Принимаем материал свариваемых деталей – сталь Ст 3, для которой  $[\sigma_p] = 160$  МПа. Допускаемые напряжения среза для сварного соединения

$$[\tau'] = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Сварной шов нагружен следующими силовыми факторами:

- силой  $F$ ;
- скручивающим моментом  $T = F \cdot h = 150 \cdot F$  Н·мм;
- отрывающим моментом  $M = F \cdot L = 300 \cdot F$  Н·мм.

Определим напряжения в сварном шве от каждого из силовых факторов с учетом допущений, в соответствии с которыми площадь опасного сечения сварного шва равна произведению  $0,7 k \pi d$ . Тогда искомые напряжения будут:

- от силы  $F$

$$\tau_F = \frac{F}{\beta \cdot k \cdot \pi \cdot d} = \frac{F}{0,7 \cdot 5 \cdot \pi \cdot 60} = 0,0015 \cdot F \text{ МПа;}$$

- от скручивающего момента  $T$

$$\tau_T = \frac{2 \cdot T}{\beta \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{2 \cdot 150 \cdot F}{0,7 \cdot 5 \cdot \pi \cdot 60^2} = 0,0076 \cdot F \text{ МПа;}$$

- от отрывающего момента  $M$

$$\tau_M = \frac{4 \cdot M}{\beta \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} = \frac{4 \cdot 300 \cdot F}{0,7 \cdot 5 \cdot \pi \cdot 60^2} = 0,0303 \cdot F \text{ МПа.}$$

Векторы этих напряжений изображены на рисунке 1.8.

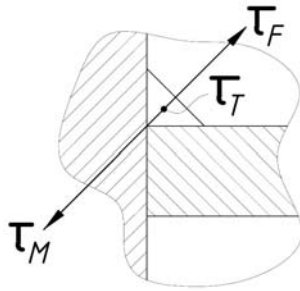


Рисунок 1.8 – Векторы напряжений в сварном соединении трубы

Тогда суммарные напряжения в сварном шве

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + (\tau_M - \tau_F)^2} = \sqrt{(0,0076 \cdot F)^2 + (0,0303 \cdot F - 0,0015 \cdot F)^2} = 0,03 \cdot F \leq [\tau'].$$

Откуда

$$F = \frac{[\tau']}{0,03} = \frac{96}{0,03} = 3200 \text{ Н.}$$

Величина внешней нагрузки определяется конструкцией и параметрами соединения, используемыми на 100 %.

### Задачи для самостоятельного решения

1 Определить допустимое значение момента  $M$  для соединения на рисунке 1.9. Сварка ручная электродуговая электродом Э34. Материал – сталь Ст 3.

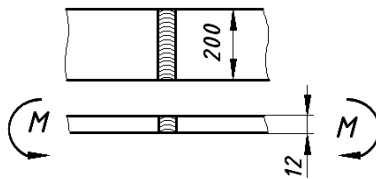


Рисунок 1.9 – Сварное соединение двух полос

2 Спроектировать нахлесточное сварное соединение уголка с косынкой, нагруженных растягивающей силой  $F = 200 \text{ кН}$  (рисунок 1.10). Соединение должно быть сконструировано равнопрочным (напряжения во фланговых сварных швах должны быть одинаковы).

3 Проверить прочность сварных швов соединения, бруска со швеллером (рисунок 1.11). Допускаемое напряжение на срез сварных швов  $[\tau'] = 96 \text{ МПа}$ .

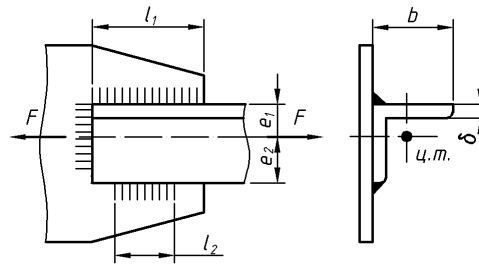


Рисунок 1.10 – Сварное соединение полосы с косынкой

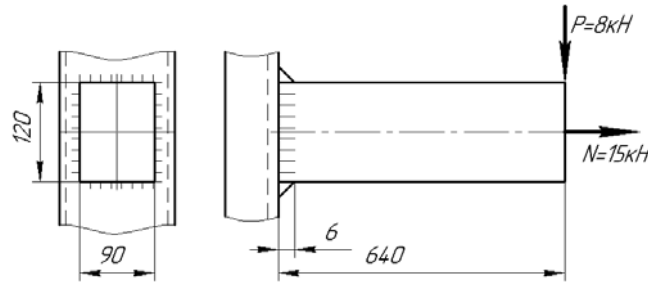


Рисунок 1.11 – Сварное соединение бруска со швеллером

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какие виды сварки используются в машиностроении?
- 2 Что такое стыковое сварное соединение?
- 3 Какое сечение используют для проверки на прочность углового шва?
- 4 Чем отличаются лобовые и фланговые сварные соединения?
- 5 Какое сечение используют для проверки на прочность таврового сварного соединения, выполненного стыковым швом?
- 6 Что такое катет сварного шва?

## **2 Расчет резьбовых соединений**

**Цель занятия:** получение практических навыков в расчете различных видов резьбовых соединений.

Резьбовые соединения являются одними из наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. Резьбовые соединения проектируют таким образом, чтобы стержень болта, винта или шпильки находился под действием только растягивающей нагрузки, действующей по его оси (за исключением случая, когда на соединение действуют силы, сдвигающие детали в стыке, при установке болта без зазора).

Различают затянутые и незатянутые резьбовые соединения. Затяжка – это упругая деформация растяжения стержня, возникающая при завинчивании резьбового соединения моментом, приложенным к головке болта (винта) или к

гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

Рассмотрим примеры расчета резьбовых соединений.

**Пример 1** (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой») – Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 2.1) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести  $\sigma_T = 360$  МПа.

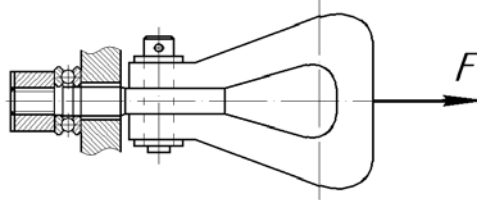


Рисунок 2.1 – Грузовая скоба

### Решение

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза  $F$  растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по внутреннему диаметру  $d_1$ .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (2.1)$$

где  $A$  – площадь опасного сечения резьбы.

При растягивающей внешней нагрузке без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T = 216 \text{ МПа}. \quad (2.2)$$

Для резьбы М30 (при крупном шаге  $p = 33,5$  мм) определяем ее внутренний диаметр  $d_1 = 26,21$  мм.

Из условия (2.2) определяем нагрузку

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4} = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482. \quad (2.3)$$

**Пример 2** (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует») – Определить допускаемую силу затяжки для болта М12, крепящего крышку подшипника (рисунок 2.2), если материал болта – сталь 35

с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

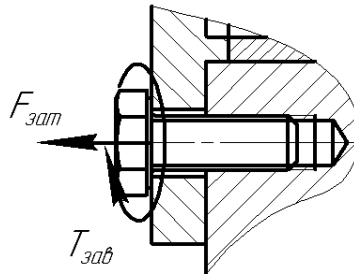


Рисунок 2.2 – Соединение крышки подшипника с корпусом

### Решение

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (2.4)$$

При неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется в зависимости от номинального диаметра резьбы. Для резьб М6...М16 коэффициент  $[s] = 5 \dots 4$ . Принимаем  $[s] = 4,5$ , тогда допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа}, \quad (2.5)$$

где  $[s]$  – коэффициент запаса прочности.

Для резьбы М12 (при крупном шаге  $p = 1,75$  мм) определяем ее внутренний диаметр  $d_1 = 10,11$  мм.

Из условия (2.4) определяем нагрузку

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4} = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н}. \quad (2.6)$$

**Пример 3** (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 2.3), нагруженную силами  $F = 16$  кН. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Нагрузка постоянная.

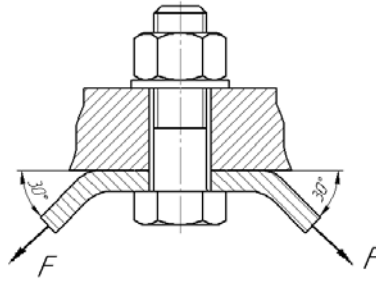


Рисунок 2.3 – Крепление расчалки

*Решение*

Для определения внешней нагрузки на болт приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.} \quad (2.7)$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки  $F_{зам}$  стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (т. е. часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть – на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт  $F_B$  и на стык деталей  $F_{СТ}$ , определяют по выражениям:

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (2.8)$$

$$F_{СТ} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (2.9)$$

где  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ ).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН,} \quad (2.10)$$

где  $K_{зам}$  – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка  $K_{зам} = 1,25 \dots 2$  при постоянной нагрузке и  $K_{зам} = 2,5 \dots 4$  при переменной нагрузке).

Принимаем  $K_{зам} = 1,5$ ;  $\chi = 0,25$  и определяем результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_p = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН.}$$



Определяем допускаемые напряжения для резьбы. В предположении, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса  $[s] = 4...2,5$ . Принимаем  $[s] = 3$ .

При затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (2.5).

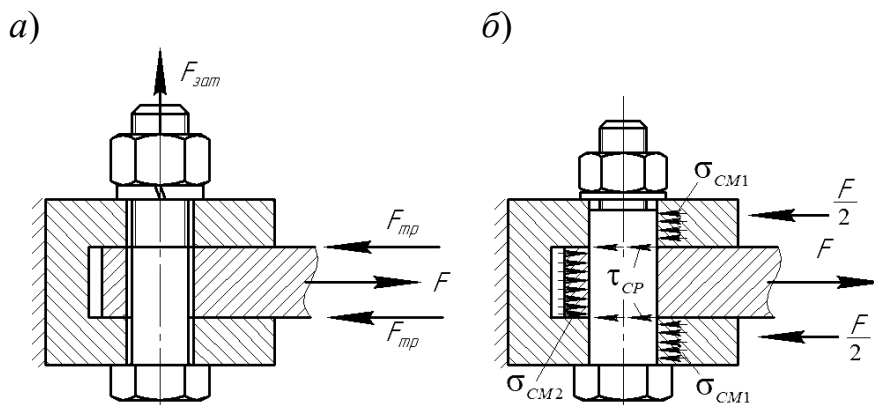
$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

Прочность болта будет оцениваться по выражению (2.1), т. к. затяжка учтена при определении расчетной силы  $F_p$ , растягивающей болт. Из (2.1) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ мм.} \quad (2.11)$$

Подбираем резьбу М24×2 с  $d_1 = 21,84$  мм.

**Пример 4** (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен с зазором») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом М12, поставленным с зазором (рисунок 2.4, а). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа. Коэффициент трения в соединении  $f = 0,12$ .



а – установка болта с зазором; б – установка болта без зазора

Рисунок 2.4 – Болтовое соединение пластин

### Решение

При установке болта с зазором отсутствие сдвига деталей в стыке в пределах зазора обеспечивается за счет затяжки гайки с усилием  $F_{зам}$ . При этом на стыках деталей возникают силы трения  $F_{тр}$ , которые должны быть больше, чем внешняя нагрузка  $F$ .

Необходимую силу затяжки, обеспечивающую отсутствие сдвига деталей, определяют по выражению

$$F_{зат} = \frac{K \cdot F}{i \cdot f}, \quad (2.12)$$

где  $K$  – коэффициент запаса по отсутствию сдвига деталей (при постоянной нагрузке  $K = 1,3 \dots 1,5$ , при переменной  $K = 1,8 \dots 2$ );

$i$  – число стыков деталей.

Прочность болта определяется как для затянутых болтов исходя из условия (2.4). Подставляя в (2.4) выражение (2.12), получим

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot K \cdot F}{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]. \quad (2.13)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями  $[\sigma] = 66,7$  МПа, коэффициентом затяжки  $K = 1,4$  и числом стыков деталей  $i = 2$ .

Для резьбы М12 (при крупном шаге  $p = 1,75$  мм) определяем ее внутренний диаметр  $d_1 = 10,11$  мм.

Из условия (2.13) выражаем внешнюю нагрузку  $F$ , получаем

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot i \cdot f \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4 \cdot K} = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 0,12 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4 \cdot 1,4} = 705,7 \text{ Н}. \quad (2.14)$$

**Пример 5** (расчетный случай: «Соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Болт поставлен без зазора») – Определить допускаемую силу в соединении, если соединение выполнено болтом диаметром  $d = 12$  мм поставленным без зазора (рисунок 2.4, б). Материал болта – сталь 35 с пределом текучести  $\sigma_T = 300$  МПа и пределом прочности  $\sigma_B = 500$  МПа. Толщина средней пластины  $\delta_1 = 10$  мм, верхней и нижней  $\delta_2 = 5$  мм.

### Решение

При установке болта без зазора нагрузка воспринимается непосредственно самим телом болта, при этом будут возникать напряжения среза (в сечениях болта, совпадающих с плоскостями стыков деталей) и напряжения смятия  $\sigma_{см1}$  и  $\sigma_{см2}$  на боковых цилиндрических поверхностях болта.

Условие прочности по напряжениям среза запишется в виде

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau], \quad (2.15)$$

где  $i$  – число стыков деталей.

Условие прочности по напряжениям смятия

$$\sigma = \frac{F}{d \cdot \delta} \leq [\sigma], \quad (2.16)$$

где  $\delta$  – толщина соединяемой детали.

Допускаемые напряжения при установке болта без зазора определяются по выражениям:

$$[\tau] = 0,4 \cdot \sigma_T = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ МПа}; \quad (2.17)$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot \sigma_B = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа}. \quad (2.18)$$

Определяем внешнюю нагрузку  $F$  исходя из условия прочности на срез:

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot i \cdot [\tau]}{4} = \frac{3,14 \cdot (12 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 120 \cdot 10^6}{4} = 27129,6 \text{ Н}. \quad (2.19)$$

Определяем внешнюю нагрузку  $F$  исходя из условия прочности на смятие:

– для средней детали

$$F = [\sigma] \cdot d \cdot \delta_1 = 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н}; \quad (2.20)$$

– для верхней и нижней деталей (учитывая, что верхняя и нижняя детали воспринимают только половину внешней нагрузки  $F$ )

$$F = 2 \cdot [\sigma] \cdot d \cdot \delta_2 = 2 \cdot 400 \cdot 10^6 \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 5 \cdot 10^{-3} = 48000 \text{ Н}. \quad (2.21)$$

Окончательно за допускаемое значение нагрузки  $F$  принимаем наименьшее из рассчитанных значений  $F = 27129,6 \text{ Н}$ .

**Пример 6** (расчетный случай: «Соединение, выполненное группой болтов нагружено силами, раскрывающими стык деталей») – Определить силу  $F$ , если диаметр фундаментных болтов с метрической резьбой, крепящих стойку к основанию (рисунок 2.5),  $d = 16 \text{ мм}$ . Коэффициент трения основания стойки о бетон  $f = 0,4$ , угол  $\alpha = 45^\circ$ , размеры  $a = 650 \text{ мм}$ ,  $b = 550 \text{ мм}$ . Недостающие величины выбрать самостоятельно. Обеспечить минимальные габаритные размеры основания стойки.

*Решение*

Принимаем для изготовления болтов сталь 35, для которой предел текучести  $\sigma_m = 300 \text{ МПа}$ . Заданная резьба находится в интервале резьб, для которых

коэффициент запаса прочности  $S_m = 4 \dots 2,5$ . Принимая  $S_m = 3$ , определим допускаемые напряжения для болтов

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{S_m} = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

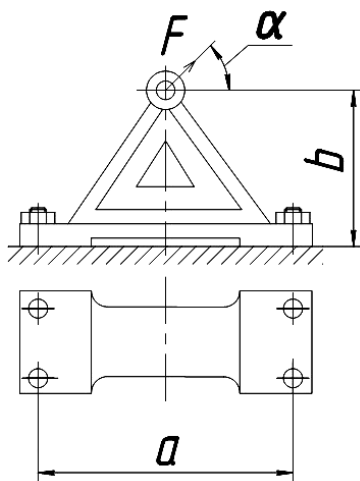


Рисунок 2.5 – Соединение группой болтов

Болты соединения обеспечивают нераскрытие стыка кронштейна с основанием. Внутренний диаметр резьбы М16 равен  $d_1 = 13,835$  мм. Из условия прочности на растяжение определяем расчетную силу, воспринимаемую одним болтом без разрушения:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4} = \frac{\pi \cdot 13,835^2 \cdot 100}{4} = 15033 \text{ Н.}$$

Разложим силу  $F$  на горизонтальную  $F_x$  (сдвигает детали в стыке) и вертикальную  $F_y$  (раскрывает стык) составляющие и перенесем в центр тяжести стыка, при этом возникнет момент  $M$  от горизонтальной составляющей (раскрывает стык):

$$F_x = F \cdot \cos \alpha = F \cdot \cos 45^\circ \approx 0,707 F \text{ Н;}$$

$$F_y = F \cdot \sin \alpha = F \cdot \sin 45^\circ \approx 0,707 F \text{ Н;}$$

$$M = F_x \cdot b = F_x \cdot 0,55 \approx 0,389 \cdot F \text{ Н} \cdot \text{м} = 389 \cdot F \text{ Н} \cdot \text{мм.}$$

Задаемся размерами стыка, стремясь обеспечить минимальные размеры опорной поверхности кронштейна. В соответствии с нормами (места под гаечные ключи) расстояние между осями болтов в вертикальном ряду  $c = 48$  мм. Зададимся расстоянием от края основания до оси отверстия под болт, приняв его равным 20 мм. Тогда длина основания  $A = 690$  мм, ширина –  $E = 88$  мм, ширина выемки  $C = 610$  мм.

Определяем силу затяжки по условию нераскрытия стыка.  
Напряжения в стыке от силы  $F_y$

$$\sigma_{F_y} = \frac{F_y}{A_{cm}} = \frac{0,707 \cdot F}{7040} = 0,0001 \cdot F \text{ МПа,}$$

где  $A_{cm}$  – площадь стыка,  $A_{cm} = E \cdot (A - C) = 88 \cdot (690 - 610) = 7040 \text{ мм}^2$ .

Напряжения в стыке от действия изгибающего момента:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{cm}} = \frac{389 \cdot F}{2210,6} = 0,176 \cdot F \text{ МПа,}$$

где  $W_{cm}$  – момент сопротивления стыка,

$$W_{cm} = \frac{E \cdot (A^3 - C^3)}{6 \cdot A} = \frac{88 \cdot (690^3 - 610^3)}{6 \cdot 690} = 2210,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем напряжение в стыке от затяжки:

$$\sigma_{зам} = K \cdot (\sigma_{F_y} + \sigma_M) = 1,5 \cdot (0,0001 \cdot F + 0,176 \cdot F) = 0,264 \cdot F \text{ МПа,}$$

где  $K$  – коэффициент запаса по условию нераскрытия стыка,  $K = 1,5$ .

Определяем силу затяжки по условию отсутствия сдвига по формуле

$$\begin{aligned} F_{зам} &= \frac{K' \cdot F_x + (1 - \chi) \cdot F_y \cdot f}{z \cdot f} = \frac{1,5 \cdot 0,707 \cdot F + (1 - 0,25) \cdot 0,707 \cdot F \cdot 0,1}{4 \cdot 0,1} = \\ &= \frac{(1,0605 + 0,053) \cdot F}{0,4} = 1,114 \cdot F \text{ Н,} \end{aligned}$$

где  $\chi$  – коэффициент внешней нагрузки,  $\chi = 0,25$ ;

$f$  – коэффициент трения в стыке,  $f = 0,1$ ;

$z$  – количество болтов в соединении,  $z = 4$ .

В дальнейших расчетах будет участвовать, как наибольшая, сила затяжки болтов по условию отсутствия сдвига деталей.

Определим внешнюю нагрузку, действующую на один болт,

$$F_в = F_{F_y} + F_M = \frac{F_y}{z} + \frac{M}{i \cdot a} = \frac{0,707 \cdot F}{4} + \frac{389 \cdot F}{2 \cdot 650} = 0,476 \cdot F \text{ Н,}$$

где  $i$  – число болтов в поперечном ряду,  $i = 2$ .

Определяем расчетную нагрузку болта

$$F_p = 1,3 \cdot F_{зам} + 0,25 \cdot F_g = 1,3 \cdot 1,114 \cdot F + 0,25 \cdot 0,476 \cdot F = 1,5672 \cdot F \text{ Н.}$$

Из условия прочности болта

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,5672 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $d_1$  – внутренний диаметр резьбы М16,  $d_1 = 13,835$  мм, найдем величину силы

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4 \cdot 1,5672} = \frac{\pi \cdot 13,835^2 \cdot 100}{4 \cdot 1,5672} = 9592,32 \text{ Н.}$$

### Задачи для самостоятельного решения

1 Подобрать штифт грузовой скобы, рассчитанной на подъем груза массой  $m = 1000$  кг (рисунок 2.6) толщина каждой из соединяемых штифтом деталей 15 мм. Расчет штифта производить как для болта, поставленного без зазора.

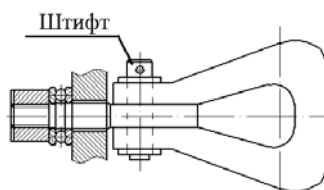
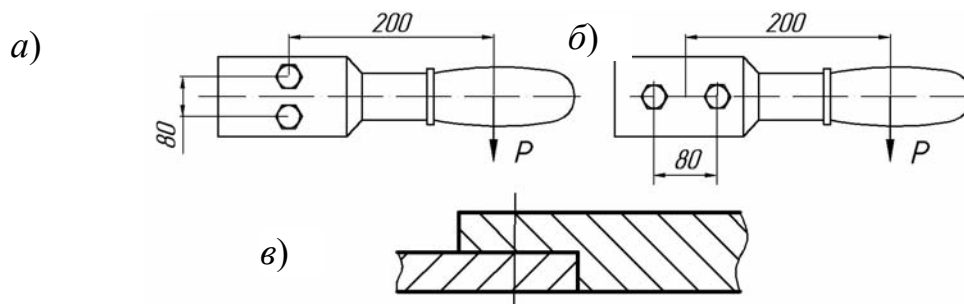


Рисунок 2.6 – Скоба грузовая

2 Определить, при каком из двух случаев установки ручки ножниц по металлу (рисунок 2.7) болты будут иметь наименьший диаметр, если усилие рабочего  $P = 100$  Н. Определить диаметр болтов. Болты поставлены без зазора. Толщина деталей – 6 мм. Материалом болтов задаться самостоятельно.



*a, б* – варианты установки болтов; *в* – сечение ручки ножниц

Рисунок 2.7 – Варианты закрепления ручек ножниц по металлу

### **Контрольные вопросы**

- 1 Какое сечение резьбы используется для расчета на прочность резьбовых соединений при растяжении стержня болта?
- 2 Как учитываются напряжения от момента завинчивания при расчете затянутых резьбовых соединений?
- 3 Что учитывает коэффициент внешней нагрузки?
- 4 Какие условия необходимо учитывать при расчете соединений, выполненных группой болтов, в которых нагрузка раскрывает стык деталей?

## **3 Расчет шпоночных и шлицевых соединений**

**Цель занятия:** получение практических навыков в расчете шпоночных и шлицевых соединений.

Соединения «вал – ступица» предназначены для закрепления деталей на валах. Все соединения «вал – ступица» воспринимают и передают между соединяемыми деталями вращающий момент. В машиностроении преимущественное распространение получили шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения.

Шпоночные соединения образуются с помощью шпонок, устанавливаемых в пазы, выполненные на валу и в ступице. Различают соединения призматическими, сегментными, круглыми и тангенциальными шпонками. Соединения призматическими и сегментными шпонками стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются напряжения смятия, возникающие на рабочих поверхностях шпонок.

Зубчатые (шлицевые) соединения образуются за счет сопряжения зубьев, выполняемых на валах со впадинами соответствующей формы, выполняемых в ступицах. По форме профиля различают треугольные, прямобочные и эвольвентные зубья. Треугольные зубья используются в малонагруженных тихоходных механизмах, эвольвентные – в ответственных соединениях и соединениях с большим диаметром валов. Прямобочные зубья используются наиболее часто. Зубчатые соединения стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются, как и у шпоночных соединений, напряжения смятия, возникающие на боковых поверхностях зубьев.

Рассмотрим примеры расчета шпоночного и шлицевого соединений.

**Пример 1** – Спроектировать соединение призматической шпонкой шестерни с валом диаметром  $d = 35$  мм. Передаваемый момент  $T = 150$  Н·м. Соединение неподвижное. Механизм работает с небольшими толчками.

*Решение*

По ГОСТ 23360–78 выбирается шпонка призматическая с размерами  $b \times h : 10 \times 8$  мм.

Условие прочности по напряжениям смятия для соединения призматической шпонкой имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (3.1)$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки, м;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений.

С учетом того, что по условию соединение неподвижное и зубчатые колеса устанавливаются на вал по посадке с натягом, принимают  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$  МПа.

С учетом того, что по условию механизм, в котором установлен вал с колесом, работает с небольшими толчками, окончательно принимают  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа.

Из условия (3.1) выражается рабочая длина шпонки

$$l_p = \frac{4 \cdot T}{h \cdot d \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6} = 0,01428 \text{ мм}. \quad (3.2)$$

Определяют полную длину шпонки

$$l = l_p + b = 14,3 + 10 = 24,3 \text{ мм}. \quad (3.3)$$

Из стандартного ряда длин выбирают ближайшую большую стандартную длину шпонки  $l = 25$  мм.

**Пример 2** – Подобрать шлицевое соединение зубчатого колеса с валом. Соединение передает вращающий момент  $T = 210$  Н м. Условия эксплуатации средние. Диаметр вала  $d = 45$  мм, материал – сталь 45 с термообработкой – улучшение, твердость 290 НВ.

*Решение*

Принимаем, как наиболее распространенное, прямобочное с центрированием по наружному диаметру (наружный диаметр втулки при твердости НВ  $\leq 350$  калибруется протяжкой).

По ГОСТ 1139–58 находим размеры для легкой серии для  $d = 45$  мм:  $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50$  мм; фаска  $f = 0,4$  мм.

Определяем средний диаметр и высоту зуба:

$$d_{ср} = 0,5 (D + d) = 0,5 (50 + 46) = 48 \text{ мм};$$

$$h = 0,5 (D - d) - 2f = 0,5 (50 - 46) - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм}.$$

Для неподвижного соединения при средних условиях эксплуатации и твердости меньше 350 НВ принимаем  $[\sigma_{см}] = 60$  МПа.



Расчетную длину  $l$  зубьев определим из условия прочности на смятие при  $K_3 = 0,75$ :

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Откуда

$$l = \frac{2 \cdot T}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 210 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 48 \cdot 60} = 20,25 \text{ мм.}$$

### Задачи для самостоятельного решения

- 1 Определить, на сколько увеличится длина шпонки, если нагрузка на соединение увеличится в 1,5 раза.
- 2 Проверить, будет ли обеспечиваться прочность данного соединения, если его выполнить шлицами тяжелой серии.

### Контрольные вопросы

- 1 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности шпоночного соединения?
- 2 В зависимости от чего подбирается сечение шпонки?
- 3 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности зубчатого (шлицевого) соединения?
- 4 Как классифицируются шлицевые соединения по форме зубьев?

## 4 Расчет ременных передач

**Цель занятия:** получение практических навыков в расчете геометрических параметров клиноременной передачи, ее проверке на долговечность и по тяговой способности.

Ременная передача – передача, использующая принцип трения.

В зависимости от типа ремня передачи подразделяются на плоскоременные (широко используемые полвека назад), клиноременные (наиболее распространены), поликлиновые и круглые. Ременные передачи передают мощность до 50 кВт на расстояния до 15 м и применяются в приводах станков, сельскохозяйственной техники, пилорам, генераторов, вентиляторов и т. д. Как правило, они устанавливаются в качестве быстроходных ступеней приводов.

Главными критериями работоспособности ременных передач выступают тяговая способность и долговечность ремня. В соответствии с этим основным расчетом ременных передач является расчет по тяговой способности.

Основные геометрические параметры ременных передач (рисунок 4.1): диаметры шкивов  $D_1$  и  $D_2$ ; межосевое расстояние  $a$ ; длина ремня  $L_p$ ; угол обхвата ремнем ведущего шкива  $\alpha$ .

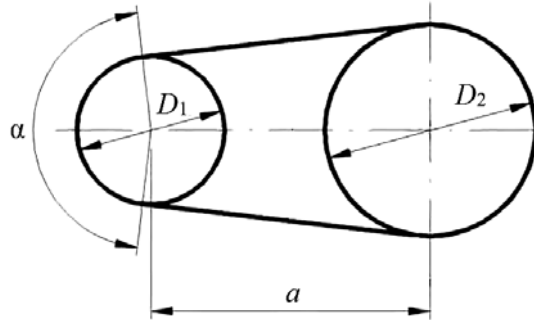


Рисунок 4.1 – Основные параметры ременной передачи

**Пример** – В качестве примера рассмотрим быстроходную клиноременную передачу в составе привода ленточного конвейера. Срок службы привода – 5 лет. Режим работы пятидневный, двухсменный, средний равновероятный. Привод нереверсивный. Мощность на ведущем валу  $P_1 = 1762,295$  Вт; частоты вращения шкивов  $n_1 = 700$  мин<sup>-1</sup> и  $n_2 = 200,64$  мин<sup>-1</sup>. Передаточное отношение равно 3,489. Вращающие моменты на валах шкивов  $T_1 = 24,04$  Н·м и  $T_2 = 79,8$  Н·м соответственно.

#### Решение

Принимаем сечение ремня –  $O$  [2, таблица 6.1]:  $l_p = 8,5$  мм;  $W = 10$  мм;  $T_0 = 6,0$  мм;  $A = 1,38$  см<sup>2</sup>; масса 1 м ремня  $m = 0,06$  кг; расчетная длина в интервале  $L_p = 400 \dots 2500$  мм;  $\Delta L = L_p - L_{\text{вн}} = 25$  мм; минимальный диаметр меньшего шкива  $D_{1\text{min}} = 63$  мм.

Определяем диаметры шкивов. Для повышения ресурса работы передачи рекомендуется устанавливать меньший шкив с расчетным диаметром  $D_1 > D_{1\text{min}}$ . Из стандартного ряда принимаем ближайший больший диаметр  $D_1 = 71$  мм.

Диаметр ведомого шкива  $D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 71 = 247,719$  мм. Ближайшее значение из стандартного ряда  $D_2 = 250$  мм.

Уточняем передаточное отношение с учетом относительного скольжения

$$i = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{250}{71 \cdot (1 - 0,01)} = 3,557. \quad (4.1)$$

Отклонение от заданного передаточного отношения

$$\Delta i = \frac{3,557 - 3,489}{3,489} \cdot 100 \% = 1,94 \% . \quad (4.2)$$

Отклонение является допустимым, т. к. не превышает 5 %. В случае превышения указанного значения необходимо корректировать диаметры шкивов.

Рассчитаем межосевое расстояние. В некоторых случаях оно является заданным и определяется компоновкой привода. Если изначально не задано, вычисляем предельные значения межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + T_0 = 0,55 \cdot (71 + 250) + 6,0 = 182,55 \text{ мм}; \quad (4.3)$$

$$a_{\max} = D_1 + D_2 = 71 + 250 = 321 \text{ мм}. \quad (4.4)$$

Принимаем промежуточное целое значение, близкое к минимальному пределу,  $a = 200$  мм.

Определяем расчетную длину ремней по формуле

$$\begin{aligned} L_p &= 2 \cdot a + \frac{\pi \cdot (D_2 + D_1)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 200 + \frac{3,14 \cdot (71 + 250)}{2} + \frac{(250 - 71)^2}{4 \cdot 200} = 944,277 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Из предпочтительного ряда выбираем ближайшее большее стандартное значение. Принимаем  $L_p = 1000$  мм.

Уточняем межосевое расстояние по формуле

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \cdot \left[ (2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1)) + \sqrt{(2 \cdot L_p - \pi \cdot (D_2 + D_1))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{8} \cdot \left[ (2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71)) + \sqrt{(2 \cdot 1000 - 3,14 \cdot (250 + 71))^2 - 8 \cdot (250 - 71)^2} \right] = 230,512 \text{ мм}. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Округляем до ближайшего большего целого значения:  $a = 231$  мм.

Проверяем нахождение полученного значения  $a$  в диапазоне  $a_{\min} \dots a_{\max}$ .  
Условие  $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$  выполняется.

Определяем угол обхвата ремнями малого шкива  $D_1$ :

$$\alpha = \pi - \frac{D_2 - D_1}{a} = 3,14 - \frac{250 - 71}{231} = 2,367 \text{ рад}; \quad (4.7)$$

$$\alpha = 2,367 \cdot \frac{180}{\pi} = 135,602^\circ \geq 120^\circ.$$

Определяем коэффициенты для вычисления мощности, передаваемой одним ремнем, и расчетную мощность: коэффициент угла обхвата  $C_\alpha = 0,877$ ; ко-

коэффициент длины ремня  $C_l = 0,94$ ; коэффициент режима работы  $C_p = 1,2$ .

Определяем скорость движения ремня:

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 71 \cdot 700}{60 \cdot 1000} = 2,602 \text{ м/с.} \quad (4.8)$$

Определяем номинальную мощность  $P_0$ . Для ремня с сечением  $O$  при  $D_1 = 71$  мм и  $v = 2,602$  м/с имеем

$$P_0 = 0,24 - \frac{(0,24 - 0,17) \cdot (3 - 2,602)}{3 - 2} = 0,212 \text{ кВт.} \quad (4.9)$$

Расчетная мощность

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_l}{C_p} = \frac{0,212 \cdot 0,877 \cdot 0,94}{1,2} = 0,146 \text{ кВт.} \quad (4.10)$$

Предварительно число параллельных потоков мощности

$$z' = \frac{P_1}{P_p} = \frac{1,762}{0,146} = 12,068. \quad (4.11)$$

Коэффициент числа ремней  $C_z = 0,85$ .

Определяем необходимое число ремней:

$$z = \frac{P}{P_p \cdot C_z} = \frac{1,762}{0,146 \cdot 0,85} = 14,198. \quad (4.12)$$

Округляем в большую сторону до  $z = 15$ .

Далее необходимо выполнение условия:  $z \leq [z] = 8$ .

Это обусловлено тем, что при числе ремней больше восьми снижается равномерность распределения нагрузки между ними, увеличиваются осевые габариты передачи, что также ухудшает условия работы передачи при консольном закреплении шкивов.

В данном случае условие не выполняется. Необходим перерасчет. При этом увеличивают диаметры шкивов либо изменяют сечение ремня (что также может привести к увеличению диаметров шкивов).

Производим перерасчет параметров ременной передачи.

Увеличиваем диаметр ведущего шкива:  $D_1 = 100$  мм.

$D_2 = i \cdot D_1 = 3,489 \cdot 100 = 348,9$  мм. Ближайшее значение из стандартного ряда  $D_2 = 355$  мм.

Фактическое передаточное отношение по формуле (4.1)  $i = 3,586$ . Откло-

нение от заданного передаточного отношения, определенное по формуле (4.2), находится в заданных пределах:  $\Delta i = 2,776 \% < [\Delta i] = 5 \%$ .

Пределы межосевого расстояния по формулам (4.3) и (4.4) составили:  $a_{\min} = 256,25$  мм;  $a_{\max} = 455$  мм. Принимаем  $a = 260$  мм.

Расчетная длина ремня по формуле (4.5)  $L_p = 1297$  мм. Принимаем  $L_p = 1400$  мм.

По формуле (4.6) с округлением до ближайшего большего целого значения  $a = 318$  мм. Условие  $a_{\min} \leq a \leq a_{\max}$  выполняется.

По формуле (4.7)  $\alpha = 2,34$  рад;  $\alpha = 134,055^\circ \geq 120^\circ$ .

Коэффициенты  $C_\alpha = 0,872$ ;  $C_l = 1,01$ ;  $C_p = 1,2$ .

Скорость движения ремня по формуле (4.8)  $v = 3,665$  м/с.

Номинальная мощность для ремня с сечением  $O$   $P_0 = 0,377$  кВт.

Расчетная мощность по формуле (4.10)  $P_p = 0,276$  кВт.

Число параллельных потоков мощности по формуле (4.11)  $z' = 6,375$ .

Необходимое число ремней по формуле (4.12)  $z = 7,5$ . Принимаем  $z = 8$ .

Коэффициент, учитывающий влияние центробежных сил  $\Theta = 0,06$ .

Определяем силу предварительного натяжения одного ремня  $F_0$ :

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_p \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \Theta \cdot v^2 = \frac{850 \cdot 1,762 \cdot 1,2 \cdot 1,01}{8 \cdot 3,665 \cdot 0,872} + 0,06 \cdot 3,665^2 \approx 71,787 \text{ Н.} \quad (4.13)$$

Сила, действующая на валы,

$$F_n = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 71,787 \cdot 8 \cdot \sin\left(\frac{2,34}{2}\right) \approx 1058 \text{ Н.} \quad (4.14)$$

Определяем нормативный ресурс (ГОСТ 1284.2–80), т. е. число циклов, выдерживаемых ремнем  $N_{0ч} = 4,6 \cdot 10^6$ .

Определяем рабочий ресурс рассчитанной клиноременной передачи:

$$H_0 = N_{0ч} \cdot \frac{L_p}{60 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot n_1} = 4,7 \cdot 10^6 \cdot \frac{1400}{60 \cdot 3,14 \cdot 100 \cdot 700} \approx 488,075 \text{ ч.} \quad (4.15)$$

Следует отметить, что средний ресурс ремней должен быть: при легком режиме работы – не менее 5000 ч; среднем – 2000 ч; тяжелом – 1000 ч; очень тяжелом – 500 ч. В случае рассматриваемого примера заданный ресурс работы составляет  $t_\Sigma = 20400$  ч с учетом пятидневной рабочей недели и двухсменной работы в течение 5 лет. Число предполагаемых замен ремня

$$Z = \frac{t_\Sigma}{H_0} = \frac{20400}{488,1} = 41,797 \approx 42. \quad (4.16)$$

В процессе пятилетней эксплуатации привода необходимо закупать 42 комплекта ремней. Если нужно увеличить ресурс ремней, необходимо взять шкивы большего диаметра, заменить кордтканевые на кордшнуровые ремни.

### **Задачи для самостоятельного решения**

1 Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу  $T_1 = 50$  Н·м; частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 1000$  мин<sup>-1</sup>. Передаточное отношение  $i = 3$ . Нагрузка спокойная. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 130 мм.

2 Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: передаваемая мощность на ведущем валу  $P_1 = 4520$  Вт; угловая скорость ведущего шкива  $\omega_1 = 94$  с<sup>-1</sup>. Передаточное отношение  $i = 3,2$ . Нагрузка со значительными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 160 мм.

3 Рассчитать клиноременную передачу при следующих параметрах: вращающий момент на ведущем валу  $T_1 = 40$  Н·м; частота вращения ведущего шкива  $n_1 = 1000$  мин<sup>-1</sup>; частота вращения ведомого шкива  $n_2 = 250$  мин<sup>-1</sup>. Нагрузка с умеренными колебаниями. Натяжение ремня периодическое. Диаметр малого шкива принять равным около 140 мм.

### **Контрольные вопросы**

- 1 Назовите основные элементы, из которых состоит ременная передача.
- 2 Назовите преимущества и недостатки ременных передач.
- 3 Как классифицируются ременные передачи?
- 4 Назовите основные параметры ременных передач.
- 5 Назовите критерии работоспособности ременных передач.

## **5 Расчет зубчатых цилиндрических передач**

**Цель занятия:** получение практических навыков в выборе материалов и определении допускаемых напряжений цилиндрической передачи, ее проектном и проверочном расчетах.

Под действием сил, возникающих в зацеплении зубчатой передачи, зуб находится в сложном напряженном состоянии. Решающее влияние на его работоспособность оказывают два основных напряжения: контактные напряжения  $\sigma_H$  и напряжения изгиба  $\sigma_F$ .

Для каждого зуба  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  не являются постоянно действующими. Они изменяются во времени по некоторому прерывистому циклу. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: поломки зубьев и

выкрашивания поверхности, поэтому  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  приняты за критерии работоспособности и расчёта зубчатой передачи.

В современной методике расчета из двух напряжений  $\sigma_H$  и  $\sigma_F$  за основные, относительно которых ведется проектный расчёт (в ходе которого определяются геометрические параметры передачи), в большинстве случаев приняты контактные напряжения  $\sigma_H$ , т. к. в пределах заданных габаритов зубчатых колес  $\sigma_H$  остаются постоянными, а  $\sigma_F$  можно уменьшать путем увеличения модуля.

Расчёт передач можно условно разделить на три этапа.

1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений. В рамках этого этапа назначаются материалы, из которых выполняются элементы передачи, термообработка элементов передач и рассчитываются допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$  и допускаемые напряжения изгиба  $[\sigma_F]$ .

2 Проектный расчёт передачи. В рамках этого этапа определяются все геометрические параметры элементов передачи.

3 Проверочный расчёт передачи. В рамках этого этапа определяются действительные напряжения в передаче (контактные  $\sigma_H$  и изгиба  $\sigma_F$ ) и сравниваются с их допускаемыми значениями  $[\sigma_H]$  и  $[\sigma_F]$ .

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений зубчатых передач служат: частоты вращения шестерни  $n_1$ , мин<sup>-1</sup> и колеса  $n_2$ , мин<sup>-1</sup>; срок службы  $t$ , лет; режим работы.

Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач представим в виде таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для зубчатых передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>Допускаемые контактные напряжения</i>		
Выбор материала и термообработка зубьев зубчатых колес	–	Материал и термообработка зубьев зубчатых колес назначается в зависимости от вида зубчатой передачи. Для прямозубых передач рекомендуется твердость колеса и шестерни меньше 350 НВ, причём твердость шестерни на 20...40 ед. по шкале НВ больше чем для колеса. Термообработка – улучшение, нормализация. Для косозубых передач рекомендуется твердость колеса меньше 350 НВ, а шестерни больше 350 НВ, следовательно, для колеса термообработка – улучшение, нормализация, для шестерни – закалка, азотирование и т. д.
Предел контактной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{H1 \text{ lim}}$ , $\sigma_{H2 \text{ lim}}$	Рассчитываем по формулам [1, таблица 8.8] в зависимости от назначенной термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	$N_{HG1}$ , $N_{HG2}$	$N_{HG} = 30 \cdot \text{HB}^{2,4}$ , где НВ – назначенная твёрдость поверхности зуба [1, рисунок 8.40]

Окончание таблицы 5.1

1	2	3
Расчётный срок службы, ч	$t_{\Sigma}$	$t_{\Sigma} = N_{\Gamma} \cdot N_{H} \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ}$ , где $N_{\Gamma}$ – количество лет службы привода; $N_{H}$ – количество недель в году; $N_{ДН}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{СМ}$ – количество рабочих смен в день; $t_{СМ}$ – количество часов в смену
Эквивалентное число циклов напряжений для шестерни и колеса	$N_{HE1}$ , $N_{HE2}$	$N_{HEi} = \mu_H \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Z_{N1}$ , $Z_{N2}$	$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HG i}}{N_{HE i}}}$ . Если $Z_N < 1$ , то принимаем $Z_N = 1$ ; если $Z_N > 1$ , то оставляем рассчитанное значение
Допускаемое контактное напряжение для шестерни и колеса	$[\sigma_H]_1$ , $[\sigma_H]_2$	$[\sigma_H]_i = \frac{\sigma_{Hi \lim}}{S_{Hi}} Z_{Ni}$
Допускаемое контактное напряжение для передачи	$[\sigma_H]$	Для прямозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$ ; для косозубых цилиндрических передач $[\sigma_H] = \frac{[\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2}{2} \leq 1,25 \cdot \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$
<i>Допускаемые напряжения изгиба</i>		
Предел изгибной выносливости для шестерни и колеса	$\sigma_{F1 \lim}$ , $\sigma_{F2 \lim}$	Рассчитываем по формуле [1, таблица 8.8] в зависимости от термообработки
Циклическая долговечность для шестерни и колеса	$N_{FG1}$ , $N_{FG2}$	Для всех сталей $N_{FG} = 4 \cdot 10^6$
Эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба	$N_{FE1}$ , $N_{FE2}$	$N_{FEi} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_i \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности для шестерни и колеса	$Y_{N1}$ , $Y_{N2}$	$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{FG i}}{N_{FE i}}}$ . Если $Y_N < 1$ , то принимаем $Y_N = 1$ ; если $Y_N > 1$ , то оставляем рассчитанное значение
Допускаемое напряжение изгиба для шестерни и колеса	$[\sigma_F]_1$ , $[\sigma_F]_2$	$[\sigma_F]_i = \frac{\sigma_{Fi \lim}}{S_{Fi}} Y_A \cdot Y_{Ni}$

Исходными данными для проектного расчета цилиндрических зубчатых передач служат: передаточное число  $u$  (равное передаточному отношению  $i$  рассчитываемой передачи); вращающий момент на валу шестерни  $T_1$ , Н·м; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа.



Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.2.

Таблица 5.2 – Порядок проектного расчета для цилиндрических зубчатых передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
Коэффициент ширины относительно делительного диаметра	$\psi_{bd}$	$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1)$
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам, представленным в [1, рисунок 8.15]
Делительный диаметр шестерни	$d_1$	Для прямозубой передачи $d_1 = 1,35 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd}} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)},$ для косозубой передачи $d_1 = 1,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \psi_{bd}} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)}$ («плюс» при внешнем зацеплении; а «минус» при внутреннем)
Ширина шестерни	$b_{w1}$	$b_{w1} = d_1 \cdot \psi_{bd}$
Ширина колеса	$b_{w2}$	$b_{w2} = b_{w1} - 3...5$
Модуль передачи	$m$	$m = \frac{b_{w1}}{\psi_m}$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 выбираем ближайший стандартный модуль
Угол наклона зубьев (только для косозубой передачи)		$\beta = \arcsin \frac{\varepsilon_{\beta} \cdot \pi \cdot m}{b_{w1}}$ $8 < \beta < 22^\circ$ , если значение $\beta$ выходит из пределов изменяем $\varepsilon_{\beta}$
Число зубьев шестерни	$z_1$	$z_1 = \frac{d_1 \cdot \cos \beta}{m}$
Число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Межосевое расстояние	$a_w$	$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}$
Делительные диаметры шестерни и колеса	$d_1,$ $d_2$	$d_i = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta}$
Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса	$d_{a1},$ $d_{a2}$	$d_{ai} = d_i + 2 \cdot m$
Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса	$d_{f1},$ $d_{f2}$	$d_{fi} = d_i - 2,5 \cdot m$

Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач представим в виде таблицы 5.3.

Таблица 5.3 – Порядок проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия (только для косозубой передачи)	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \left[ 0,95 - 1,6 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] (1 + \cos\beta) \cos\beta$
Коэффициент повышения прочности косозубых передач по контактным напряжениям (только для косозубой передачи)	$Z_{H\beta}$	$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{\cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_H$	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	<p>Для прямозубых передач</p> $\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H],$ <p>для косозубых передач</p> $\sigma_H = 1,18 \cdot Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{ПП} \cdot T_1 \cdot K_H}{d_1^2 \cdot b_w \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{u+1}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ <p>Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 % то производим корректировку ширины <math>b_w</math> по формуле <math>b'_w = \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b_w</math> и пересчитываем <math>\sigma_H</math></p>
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса (только для косозубой передачи)	$z_{v1},$ $z_{v2}$	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}$
Коэффициент формы зуба для шестерни и колеса	$Y_{FS1},$ $Y_{FS2}$	Выбираем по графику [1, рисунок 8.20] при коэффициенте смещения $x = 0$ при числе зубьев $z$ (для прямозубых передач) и $z_v$ (для косозубых)
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1}$ $[\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том $Y_{FS}$ , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_1}$

## Окончание таблицы 5.3

1	2	3
Напряжения изгиба	$\sigma_F$	<p>Для прямозубых передач</p> $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F];$ <p>для косозубых передач</p> $\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot Y_{F\beta} \cdot K_F \cdot F_t}{b_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_F].$ <p>Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле <math>b'_w = \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b'_{w1}</math>, но таким образом, чтобы выполнялось условие <math>\sigma_H &gt; [\sigma_H]</math></p>

**Пример 1** – Для цилиндрической косозубой передачи определить угол наклона зубьев при следующих данных: модуль  $m = 3$  мм; числа зубьев шестерни и колеса  $z_1 = 18$  и  $z_2 = 58$ ; межосевое расстояние передачи  $a_w = 125$  мм.

*Решение*

Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи рассчитывается по формуле

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta}. \quad (5.1)$$

Отсюда угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w} = \arccos \frac{3 \cdot (18 + 58)}{2 \cdot 125} = \arccos 0,912 = 24,2^\circ.$$

**Пример 2** – Определить делительные диаметры зубчатых колес  $d_1$  и  $d_2$  в прямозубой цилиндрической передаче, если межосевое расстояние передачи  $a_w = 200$  мм, а передаточное число передачи  $u = 4$ .

*Решение*

Межосевое расстояние прямозубой цилиндрической передачи рассчитывается по формуле

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (5.2)$$

Диаметры колеса и шестерни связаны выражением

$$d_2 = d_1 \cdot u. \quad (5.3)$$

Подставив выражение (5.3) в (5.2), получим

$$a_w = \frac{d_1 + d_1 \cdot u}{2} = \frac{d_1 \cdot (1 + u)}{2}. \quad (5.4)$$

Отсюда делительный диаметр шестерни

$$d_1 = \frac{2 \cdot a_w}{(1 + u)} = \frac{2 \cdot 200}{(1 + 4)} = 80 \text{ мм}. \quad (5.5)$$

Тогда делительный диаметр колеса определится по выражению (5.3):

$$d_2 = 80 \cdot 4 = 320 \text{ мм}.$$

### Задачи для самостоятельного решения

1 Для цилиндрической косозубой передачи определить угол наклона зубьев при следующих данных: модуль  $m$ ; числа зубьев шестерни и колеса  $z_1$  и  $z_2$ ; межосевое расстояние передачи  $a_w$ . Варианты с исходными данными приведены в таблице 5.4.

Таблица 5.4 – Варианты заданий

Вариант	$m$ , мм	$z_1$	$z_2$	$a_w$ , мм
1	4	24	87	230
2	3	27	65	145
3	2	56	176	240
4	1,5	34	112	112
5	1	32	59	46

2 Определить делительные диаметры зубчатых колес  $d_1$  и  $d_2$  в прямозубой цилиндрической передаче, если межосевое расстояние передачи  $a_w$ , а передаточное число передачи  $u$ . Варианты с исходными данными приведены в таблице 5.5.

Таблица 5.5 – Варианты заданий

Вариант	$u$	$a_w$ , мм
1	2	54
2	2,5	136,5
3	3	48
4	3,5	117
5	4	75

### Контрольные вопросы

- 1 Перечислите геометрические характеристики зубчатого венца прямозубой передачи.
- 2 Какие силы возникают в зацеплении прямозубых передач?
- 3 Какие силы возникают в зацеплении косозубых передач?
- 4 От чего зависят допускаемые напряжения при прочностных расчетах цилиндрических передач?
- 5 Как выполняется расчет зубьев цилиндрических передач на контактную прочность и прочность при изгибе?

## 6 Расчет конических зубчатых передач

**Цель занятия:** получение практических навыков в проектном и проверочном расчетах конической прямозубой передачи.

Допускаемые напряжения для конических передач определяются также, как и для цилиндрических передач.

Исходными данными для проектного расчета прямозубых конических зубчатых передач служат: передаточное число  $u$ ; вращающий момент на валу колеса  $T_2$ , Н·м; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа.

Порядок проектного расчета для прямозубых конических зубчатых передач представим в виде таблицы 6.1.

Таблица 6.1 – Порядок проектного расчета для конических зубчатых передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Коэффициент концентрации нагрузки	$K_{H\beta}$	Выбираем по графикам в [1, рисунок 8.33] в зависимости от твердости поверхности зубьев, вида редуктора и отношения $(K_{be} \cdot u)/(2 - K_{be})$
Внешний делительный диаметр колеса	$d_{e2}$	$d_{e2} = 1,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{ПП} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\theta_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) K_{be}}}$
Внешнее конусное расстояние	$R_e$	$R_e = \frac{0,5 \cdot d_{e2} \sqrt{u^2 + 1}}{u}$
Ширина колеса	$b$	$b = K_{be} \cdot R_e$
Углы делительных конусов	$\delta_1,$ $\delta_2$	$\delta_2 = \arctg(u);$ $\delta_1 = 90 - \delta_2$
Внешний делительный диаметр шестерни	$d_{e1}$	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$
Среднее конусное расстояние	$R_m$	$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$
Число зубьев шестерни	$z_1$	$z_1 = 1,6 \cdot z_1'$

Окончание таблицы 6.1

1	2	3
Число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Модуль во внешнем сечении	$m_e$	$m_e = \frac{d_{e1}}{z_1}$ После расчёта из ГОСТ 9563–80 выбираем ближайший стандартный модуль
Модуль в среднем сечении	$m_m$	$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e}$
Уточняем число зубьев шестерни	$z_1$	$z_1 = \frac{d_{e1}}{m_e}$
Уточняем число зубьев колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot u$
Делительные диаметры шестерни и колеса в среднем сечении	$d_{m1},$ $d_{m2}$	$d_{mi} = z_i \cdot m_m$
Делительные диаметры шестерни и колеса во внешнем сечении	$d_{e1},$ $d_{e2}$	$d_{ei} = z_i \cdot m_e$

Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач представим в виде таблицы 6.2.

Таблица 6.2 – Порядок проверочного расчета конических прямозубых передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
<i>По контактным напряжениям</i>		
Окружная скорость	$v$	$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60}$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_H$	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	$\sigma_H = 1,18 \cdot \sqrt{\frac{E_{HP} \cdot T_1 \cdot K_H}{\theta_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b \cdot \sin(2\alpha)} \left( \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка больше 5 % или перегрузка больше 3 %, то производим корректировку ширины шестерни по формуле $b' = \left( \frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot b$ и определяем $\sigma_H$
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса	$z_{v1},$ $z_{v2}$	$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos \delta_i}$

## Окончание таблицы 6.2

1	2	3
Определяем отношение	$[\sigma_{F1}]/Y_{FS1},$ $[\sigma_{F2}]/Y_{FS2}$	В дальнейшем расчёт ведём при том $Y_{FS}$ , для которого отношение получилось меньше
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$
Окружное усилие	$F_t$	$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{m1}}$
Напряжения изгиба	$\sigma_F$	$\sigma_F = \frac{Y_{FS} \cdot F_t \cdot K_F}{\theta_F \cdot b \cdot m_{tm}} \leq [\sigma_F].$ <p>Если условие не выполняется, то производим корректировку ширины шестерни по формуле <math>b' = \left( \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \right) \cdot b</math>, но таким образом, чтобы выполнялось условие <math>\sigma_H &gt; [\sigma_H]</math></p>

**Пример** – Определить числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ , если суммарное число зубьев зубчатых колес конической прямозубой передачи  $z_\Sigma = 150$ , передаточное число  $u = 4$ .

*Решение*

Передаточное отношение определяется по формуле

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (6.1)$$

Отсюда число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1+u} = \frac{150}{1+4} = 30.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u = 30 \cdot 4 = 120.$$

### Задачи для самостоятельного решения

Определить числа зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$ , если суммарное число зубьев зубчатых колес конической прямозубой передачи  $z_\Sigma$ , передаточное число  $u$ . Варианты с исходными данными приведены в таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Варианты заданий

Вариант	$u$	$z_{\Sigma}$
1	2,75	90
2	3,2	147
3	4,6	140
4	3,7	141
5	4,2	208

### Контрольные вопросы

- 1 Перечислите основные геометрические соотношения конических зубчатых передач.
- 2 Как определяют модуль?
- 3 Как определяется передаточное отношение конических передач?
- 4 Какие возникают силы в зацеплении конической передачи?

## 7 Расчет червячных передач

**Цель занятия:** получение практических навыков в выборе материалов и определении допускаемых напряжений червячной передачи, ее проектном и проверочном расчетах.

Червячные передачи, так же как и зубчатые, рассчитывают по напряжениям изгиба  $\sigma_F$  и контактным напряжениям  $\sigma_H$ . В отличие от зубчатых, в червячных передачах чаще наблюдается износ и заедание, а не выкрашивание поверхности зубьев. Интенсивность износа зависит от величины контактных напряжений, поэтому расчет по контактным напряжениям для червячных передач является основным. Расчет по напряжениям изгиба производится при этом как проверочный.

Исходными данными для расчета допускаемых напряжений червячных передач являются: частота вращения червяка  $n_1$ , мин<sup>-1</sup>, и червячного колеса  $n_2$ , мин<sup>-1</sup>; вращающий момент на валу червяка  $T_1$ , Н·м, и червячного колеса  $T_2$ , Н·м; срок службы  $t$ , лет; режим работы.

Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач представим в виде таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Порядок определения допускаемых напряжений для червячных передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Выбираем материал червяка		Сталь 40X, закалка до 54 HRC
Скорость скольжения	$v_{ск}$	$v_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2}$



Окончание таблицы 7.1

1	2	3
Выбираем материал червячного колеса		В зависимости от скорости скольжения материал делится на три группы: при $v_{ск} > 5$ м/с – оловянистые бронзы (первая); при $2 < v_{ск} < 5$ м/с – безоловянистые бронзы (вторая); при $v_{ск} < 2$ м/с – чугуны (третья)
Срок службы, ч	$t_{\Sigma}$	$t_{\Sigma} = N_{Г} \cdot N_{Н} \cdot N_{ДН} \cdot N_{СМ} \cdot t_{СМ}$ , где $N_{Г}$ – количество лет службы привода; $N_{Н}$ – количество недель в году; $N_{ДН}$ – количество рабочих дней в неделю; $N_{СМ}$ – количество рабочих смен в день; $t_{СМ}$ – количество часов в смену. Задаёмся по рекомендации преподавателя
<b>Допускаемые контактные напряжения</b>		
<i>Допускаемые контактные напряжения для первой группы материалов</i>		
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{HE}$	$N_{HE} = \mu_H \cdot 60 \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	$K_{HL}$	$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = C_v \cdot [\sigma_H]_0 \cdot K_{HL} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для второй группы материалов</i>		
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 - 25 \cdot v_{ск} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<i>Допускаемые контактные напряжения для третьей группы материалов</i>		
Допускаемые контактные напряжения	$[\sigma_H]$	$[\sigma_H] = 175 - 35 \cdot v_{ск} \leq [\sigma_H]_{\max}$
<b>Допускаемые напряжения изгиба</b>		
Начальные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_0$	Для материалов первой и второй групп $[\sigma_F]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B$ . Для материалов третьей группы $[\sigma_F]_0 = 0,225 \cdot \sigma_{БИ}$
Максимальные допускаемые напряжения изгиба	$[\sigma_F]_{\max}$	Для материалов первой и второй групп $[\sigma_F]_{\max} = 0,8 \cdot \sigma_T$ . Для материалов третьей группы $[\sigma_F]_{\max} = 0,75 \cdot \sigma_{БИ}$
Эквивалентное число циклов нагружения	$N_{FE}$	$N_{FE} = \mu_F \cdot 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot t_{\Sigma}$
Коэффициент долговечности	$K_{FL}$	$K_{FL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}}$
Допускаемое напряжение изгиба	$Y_A$	$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} \leq [\sigma_F]_{\max}$

Исходными данными для проектного расчета червячных передач являются: передаточное отношение червячной передачи  $i$ ; вращающий момент на валу червячного колеса  $T_2$ , Н·м; допускаемые контактные напряжения  $[\sigma_H]$ , МПа.

Порядок проектного расчета червячных передач представим в таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Порядок проектного расчета для червячных передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
1	2	3
Число заходов червяка	$z_1$	Принимаем в зависимости от передаточного отношения $i$ : если $i = 8...15$ , то $z_1 = 4$ ; если $i = 15...30$ , то $z_1 = 2$ ; если $i > 30$ , то $z_1 = 1$
Число зубьев червячного колеса	$z_2$	$z_2 = z_1 \cdot i$
Коэффициент диаметра червяка	$q$	Выбираем по ГОСТ 2144-93 таким образом, чтобы выполнялось условие $0,22 < \frac{q}{z_2} < 0,4$
Приведенный модуль упругости	$E_{np}$	$E_{np} = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$
Межосевое расстояние	$a_w$	$a_w = 0,625 \cdot \left(\frac{q}{z_2} + 1\right) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2}{[\sigma_H]^2 \cdot \frac{q}{z_2}}}$
Модуль	$m$	$m = \frac{a_w}{0,5(q + z_2)}$ После расчёта из ГОСТ 2144-93 выбирается ближайший стандартный модуль
Коэффициент смещения	$x$	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$ Проверяем выполнение условия $-1 < x < 1$ . Если оно не выполняется, то изменяем коэффициент диаметра червяка $q$ и пересчитываем, начиная с межосевого расстояния $a_w$
Делительный диаметр червяка	$d_1$	$d_1 = q \cdot m$
Делительный диаметр червячного колеса	$d_2$	$d_2 = z_2 \cdot m$
Диаметр вершин червяка	$d_{a1}$	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$
Диаметр вершин червячного колеса	$d_{a2}$	$d_{a2} = (z_2 + 2 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр впадин червяка	$d_{f1}$	$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
Диаметр впадин червячного колеса	$d_{f2}$	$d_{f2} = (z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) \cdot m$
Диаметр внешнего цилиндра червячного колеса	$d_{ae2}$	$d_{ae2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2}$

## Окончание таблицы 7.2

1	2	3
Длина нарезанной части червяка	$b_1$	$b_1 = 2 \cdot \left[ \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot m}{2} \right]$
Ширина червячного колеса	$b_2$	$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 1 \text{ или } 2;$ $b_2 = 0,67 \cdot d_{a1} \text{ при } z_1 = 4$
Угол подъёма винтовой линии червяка	$\gamma$	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$

Порядок проверочного расчета червячных передач представим в виде таблицы 7.3.

Таблица 7.3 – Порядок проверочного расчета червячных передач

Параметры	Обозначение	Определение параметра
<i>По контактным напряжениям</i>		
Коэффициент торцового перекрытия	$\varepsilon_\alpha$	$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{0,03 \cdot z_2^2 + z_2 + 1} - 0,17 \cdot z_2 + 2,9}{2,95}$
Контактные напряжения	$\sigma_H$	$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 \cdot d_1 \cdot \delta \cdot \varepsilon_\alpha \cdot \xi \cdot \sin 2\alpha}} < [\sigma_H]$
Недогрузка (перегрузка)	$\Delta_{\sigma_H}$	$\Delta_{\sigma_H} = \frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100 \%$ Если недогрузка более 7 % или перегрузка более 3 %, то выполняем проектный расчет при другом значении коэффициента диаметра червяка
<i>По напряжениям изгиба</i>		
Эквивалентное число зубьев	$z_v$	$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$
Нормальный модуль	$m_n$	$m_n = m \cdot \cos \gamma$
Коэффициент расчётной нагрузки	$K_F$	$K_F = K_H = 1,1$
Окружное усилие на червячном колесе	$F_{t2}$	$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2}$
Напряжение изгиба	$\sigma_F$	$\sigma_F = 0,74 \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$

**Пример** – Определить передаточное отношение и межосевое расстояние червячной передачи, а также диаметры червяка и червячного колеса, если осевой модуль  $m = 5$  мм, коэффициент диаметра червяка  $q = 10$ ; число зубьев червячного колеса  $z_2 = 40$ ; число витков червяка  $z_1 = 2$ .

*Решение*

Межосевое расстояние червячной передачи рассчитывается по формуле

$$a_w = \frac{m \cdot (q + z_2)}{2} = \frac{5 \cdot (10 + 40)}{2} = 125 \text{ мм.} \quad (7.1)$$

Делительный диаметр червяка определяем по выражению

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм.} \quad (7.2)$$

Делительный диаметр червячного колеса находим по выражению

$$d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм.} \quad (7.3)$$

Передаточное отношение червячной передачи вычисляется по формуле

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20. \quad (7.4)$$

**Задача для самостоятельного решения**

Определить передаточное отношение и межосевое расстояние червячной передачи, диаметры червяка и червячного колеса, если осевой модуль  $m$ , коэффициент диаметра червяка  $q$ ; число зубьев червячного колеса  $z_2$ ; число витков червяка  $z_1$ . Варианты с исходными данными приведены в таблице 7.4.

Таблица 7.4 – Варианты заданий

Вариант	$m$ , мм	$q$	$z_2$	$z_1$
1	2,5	10	36	1
2	4	12,5	54	2
3	5	8	40	4
4	6,3	12,5	28	1
5	8	10	62	2

**Контрольные вопросы**

- 1 Перечислите основные геометрические соотношения в червячной передаче.
- 2 Какие силы возникают в зацеплении червячной передачи?
- 3 Каковы критерии работоспособности червячных передач?

- 4 Каковы критерии расчета червячных передач?  
 5 Из каких материалов изготавливаются элементы червячных передач?  
 6 Как определяют коэффициент диаметра червяка?

## 8 Подбор и расчет подшипников качения

**Цель занятия:** получение практических навыков в подборе и расчете подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности.

Динамическая грузоподъемность – это такая постоянная стационарная сила, которую подшипник может теоретически воспринимать в течение 1 млн оборотов без появления признаков выхода из строя не менее чем у 90 % из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Статическая грузоподъемность – это такая статическая сила, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

Исходными данными к расчету подшипников качения являются: частота вращения вала  $n$ , мин<sup>-1</sup>, реакции опор в вертикальной плоскости  $R_A^e$ , Н, и  $R_B^e$ , Н, реакции опор в горизонтальной плоскости  $R_A^c$ , Н, и  $R_B^c$ , Н, осевая нагрузка в зацеплении передачи  $F_a$ , Н (*отсутствует в цилиндрической прямозубой передаче*), срок службы механизма в часах  $L_h$ , динамическая грузоподъемность  $C$ , Н, и статическая грузоподъемность  $C_0$ , Н, предварительно выбранного подшипника.

В начале расчёта определяются нагрузки на подшипники в порядке, представленном в таблице 8.1.

Таблица 8.1 – Порядок определения нагрузок на подшипники

Параметры	Обозначение	Определение параметра
<i>Радиальные нагрузки на подшипники</i>		
Нагрузка на левой опоре	$R_A$	$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^c)^2}$
Нагрузка на правой опоре	$R_B$	$R_B = \sqrt{(R_B^e)^2 + (R_B^c)^2}$
<i>Осевые нагрузки на подшипники (не определяются для радиальных подшипников)</i>		
Внутреннее усилие в левом подшипнике	$S_A$	$S_A = e' \cdot R_A$
Внутреннее усилие в правом подшипнике	$S_B$	$S_B = e' \cdot R_B$
Осевые нагрузки на подшипники	$F_{aA}$ , $F_{aB}$	Если $S_A \geq S_B$ и $F_a \geq 0$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$ ; если $S_A < S_B$ и $F_a \geq S_B - S_A$ , то $F_{aA} = S_A$ и $F_{aB} = F_{aA} + F_a$ ; если $S_A < S_B$ и $F_a < S_B - S_A$ , то $F_{aB} = S_B$ и $F_{aA} = F_{aB} - F_a$

После определения радиальных и осевых нагрузок, действующих на подшипники, производится расчет подшипников по динамической и статической грузоподъемности, которые являются критериями расчета для подшипников качения. Порядок расчета представлен в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Порядок расчета подшипников по грузоподъемности

Параметры	Обозначение	Определение параметра
<i>Расчет подшипников по динамической грузоподъемности</i>		
Эквивалентная динамическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_{rA}$ , $P_{rB}$	$P_{rA} = (V \cdot X_A \cdot R_A + Y_A \cdot F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T$ ; $P_{rB} = (V \cdot X_B \cdot R_B + Y_B \cdot F_{aB}) \cdot K_B \cdot K_T$ . Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной динамической нагрузкой
Ресурс работы подшипника	$L$	$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$
Действительная динамическая грузоподъемность	$C_D$	$C_D = P_r \cdot \sqrt[p]{\frac{L}{a_1 \cdot a_{23}}}$
Условие выбора по динамической грузоподъемности		$C_D < C$ . Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра.
<i>Расчет подшипников по статической грузоподъемности</i>		
Эквивалентная статическая нагрузка для левого и правого подшипников	$P_0$	$P_{0A} = X_0 \cdot R_A + Y_0 \cdot F_{aA}$ ; $P_{0B} = X_0 \cdot R_B + Y_0 \cdot F_{aB}$ . Дальнейший расчет ведется для подшипника с наибольшей эквивалентной статической нагрузкой
Условие выбора по статической грузоподъемности		$P_0 < C_0$ . Если условие не выполняется, то подбираем подшипник с большей серией диаметра

**Пример** – Требуемая долговечность редуктора  $L_{h\text{ред}} = 10000$  ч. Отработает ли этот срок радиальный шариковый подшипник, если динамическая грузоподъемность подшипника  $C = 3000$  Н, эквивалентная динамическая нагрузка  $P = 600$  Н, а частота вращения внутреннего кольца  $n = 1250$  мин<sup>-1</sup>.

*Решение*

Динамическая грузоподъемность подшипника качения рассчитывается по формуле

$$C = P \cdot \sqrt[p]{L}, \quad (8.1)$$

где  $L$  – долговечность подшипника, млн об;

$p$  – показатель степени, зависящий от типа тела качения (для шариковых подшипников  $p = 3$ ).

Отсюда выражаем долговечность подшипника по формуле

$$L = (C / P)^p = (3000 / 600)^3 = 125 \text{ млн об.} \quad (8.2)$$

Долговечность подшипника в часах определяется по выражению

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n} = \frac{125 \cdot 10^6}{60 \cdot 1250} = 1666,6 \text{ ч.} \quad (8.3)$$

Сравнивая долговечность подшипника в часах с долговечностью редуктора делаем вывод о том, что подшипник не отработает заданный срок службы.

### Задача для самостоятельного решения

Требуемая долговечность редуктора  $L_{h\text{ред}} = 10000$  ч. Отработает ли этот срок радиальный шариковый подшипник, если динамическая грузоподъемность подшипника  $C$ , эквивалентная динамическая нагрузка  $P$ , а частота вращения внутреннего кольца  $n$ . Варианты с исходными данными приведены в таблице 8.3.

Таблица 8.3 – Варианты заданий

Вариант	$C$ , Н	$P$ , Н	$n$ , мин <sup>-1</sup>
1	23000	5400	250
2	27000	3200	960
3	32000	4900	1250
4	48000	3600	2900
5	52000	17000	80

### Контрольные вопросы

- 1 Как определяются радиальные нагрузки на подшипники?
- 2 Каково условие проверки подшипника по динамической грузоподъемности?
- 3 Как учитывается угол контакта радиально-упорного подшипника при определении осевых нагрузок на подшипники?
- 4 Как выглядит условие проверки подшипника по статической грузоподъемности?
- 5 Как учитывается температура, при которой работает подшипник при проверке по динамической грузоподъемности?

## Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – Москва : Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.
- 2 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с.: ил.