

Учреждение образования
«ПОЛОЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Факультет машиностроения и автомобильного транспорта
Кафедра автомобильного транспорта

ПРАКТИКУМ

по курсам «Детали машин»,
«Детали машин и подъемно-транспортные устройства»
для студентов специальностей
1-36 01 01, 1-36 01 03,
1-36 01 03 (на базе среднего специального образования),
1-36 01 04, 1-36 07 01, 1-70 05 01
очной и заочной форм обучения

Составители:

Лисовский Александр Леонидович, к.т.н., доцент

Вигерина Татьяна Владимировна, к.т.н.

Кравченко Николай Леонидович, старший преподаватель

ВВЕДЕНИЕ

Практикум содержит задания и методические указания, составленные в соответствии с программой курса «Детали машин» (индекс ГУМУ-10/1, утверждена главным учебно-методическим управлением высшего образования 11.04.89 г.), и предназначен для студентов специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03, 1-36 01 04, 1-36 01 03 (на базе среднего специального образования), 1-70 05 01, 1-36 07 01 очной и заочной форм обучения. Цель практических занятий – усвоение, исходя из заданных условий работы деталей и узлов машины, методов, правил и норм их расчета и тестирования, обеспечивающих выбор наиболее рациональных материалов, форм и размеров, степени точности, качества поверхности и технических условий их изготовления.

Студенты специальностей 1-36 01 03 (на базе среднего специального образования) МСФ, 1-36 07 01 ТФ (практические занятия 36 ч по курсу «Детали машин и подъемно-транспортные устройства») выполняют ПЗ-1 – ПЗ-14.

Студенты специальностей 1-36 01 01, 1-36 01 03, 1-36 01 04 МСФ, 1-70 05 01 ТФ (практические занятия 18 ч по курсам «Детали машин и подъемно-транспортные устройства», «Детали машин») выполняют ПЗ-1 – ПЗ-3, ПЗ-5 – ПЗ-9, ПЗ-11, ПЗ-12.

Студенты заочной формы обучения выполняют ПЗ-1 – ПЗ-14.

Технические задания предлагают самостоятельное изучение, расчет и проектирование следующих разделов курса:

- расчеты соединений (ПЗ-1 – ПЗ-5);
- расчет передач (ПЗ-6 – ПЗ-10);
- расчеты валов, упругих элементов, подшипников (ПЗ-11 – ПЗ-14).

РАСЧЕТЫ СОЕДИНЕНИЙ

Практическое задание № 1

РАСЧЕТ СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Проушина размером $l \times b$ приварена по периметру к основанию угловыми швами катетом k . Вылет проушины – L (рис. 1.1). Проушина воспринимает переменную нагрузку F согласно циклограмме (рис. 1.2). Коэффициент асимметрии цикла напряжений R_σ . Материал проушины – сталь 45. Суммарное число циклов нагружения за срок эксплуатации – N_Σ .

Проверить прочность сварных швов. Исходные данные для расчета принять согласно полученному варианту по табл. 1.1 и рис. 1.2. Вычертить проушину и циклограмму нагружения на миллиметровой бумаге в удобном масштабе.

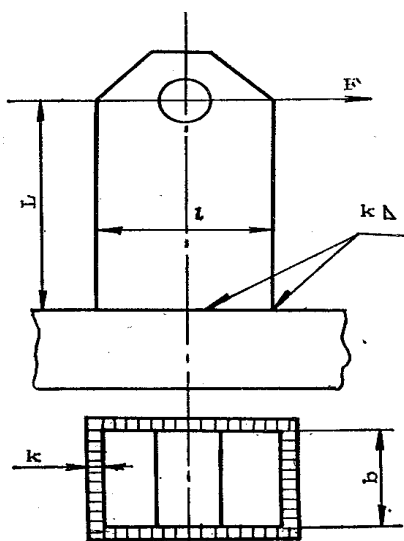


Рис. 1.1. Проушина

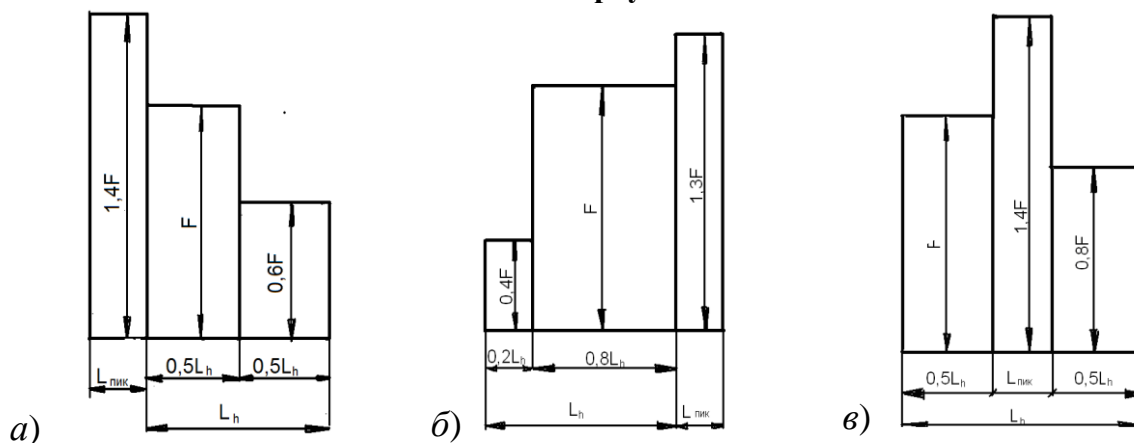


Рис. 1.2. Циклограммы нагружения

Таблица 1.1

Исходные данные

| № вар. | Циклограмма нагрузки, рис. 1.2 | b , мм | l , мм | L , мм | K , мм | F , кН | R_σ | N_Σ цикл. |
|--------|--------------------------------|----------|----------|----------|----------|----------|------------|------------------|
| 1 | a | 30 | 50 | 100 | 4 | 5,0 | 0 | $1,1 \cdot 10^7$ |
| 2 | b | 40 | 60 | 150 | 4 | 8,0 | -1 | $1,2 \cdot 10^7$ |
| 3 | b | 50 | 80 | 200 | 5 | 10,0 | 0 | $1,3 \cdot 10^7$ |
| 4 | a | 60 | 90 | 190 | 5 | 12,0 | -1 | $1,4 \cdot 10^7$ |
| 5 | b | 70 | 100 | 180 | 6 | 14,0 | 0 | $1,5 \cdot 10^7$ |
| 6 | b | 80 | 120 | 170 | 6 | 15,0 | -1 | $1,6 \cdot 10^7$ |
| 7 | a | 90 | 130 | 160 | 8 | 17,0 | 0 | $1,7 \cdot 10^7$ |
| 8 | b | 100 | 150 | 210 | 10 | 18,0 | -1 | $1,8 \cdot 10^7$ |
| 9 | b | 110 | 170 | 220 | 10 | 20,0 | 0 | $1,9 \cdot 10^7$ |
| 10 | a | 100 | 140 | 230 | 12 | 19,0 | -1 | $2,0 \cdot 10^7$ |
| 11 | b | 30 | 40 | 110 | 5 | 6,0 | -1 | $2,1 \cdot 10^7$ |
| 12 | b | 40 | 50 | 120 | 5 | 7,0 | 0 | $2,2 \cdot 10^7$ |
| 13 | a | 90 | 120 | 240 | 10 | 8,0 | -1 | $2,3 \cdot 10^7$ |
| 14 | b | 80 | 110 | 250 | 12 | 9,0 | 0 | $0,9 \cdot 10^7$ |
| 15 | b | 70 | 130 | 150 | 12 | 10,0 | -1 | $1,0 \cdot 10^7$ |
| 16 | a | 60 | 80 | 140 | 10 | 11,0 | 0 | $0,8 \cdot 10^7$ |
| 17 | b | 50 | 70 | 130 | 10 | 10,0 | -1 | $0,7 \cdot 10^7$ |
| 18 | b | 30 | 60 | 160 | 4,0 | 8,0 | 0 | $0,6 \cdot 10^7$ |
| 19 | a | 40 | 70 | 180 | 4 | 9,0 | -1 | $0,5 \cdot 10^7$ |
| 20 | b | 50 | 60 | 200 | 5 | 13,0 | 0 | $0,4 \cdot 10^7$ |
| 21 | b | 60 | 70 | 220 | 6 | 16,0 | -1 | $0,3 \cdot 10^7$ |
| 22 | a | 70 | 110 | 240 | 8 | 17,0 | 0 | $0,2 \cdot 10^7$ |
| 23 | b | 80 | 100 | 260 | 10 | 18,0 | -1 | $0,1 \cdot 10^7$ |
| 24 | b | 90 | 140 | 280 | 10 | 22,0 | -1 | $1,1 \cdot 10^7$ |
| 25 | a | 100 | 120 | 300 | 12 | 25,0 | 0 | $1,2 \cdot 10^7$ |
| 26 | b | 95 | 115 | 295 | 10 | 24,0 | 0 | $1,0 \cdot 10^7$ |
| 27 | b | 85 | 95 | 285 | 8 | 23,0 | -1 | $0,9 \cdot 10^7$ |
| 28 | a | 75 | 85 | 275 | 8 | 21,0 | -1 | $0,8 \cdot 10^7$ |
| 29 | b | 65 | 75 | 265 | 8 | 20,0 | 0 | $0,7 \cdot 10^7$ |
| 30 | b | 55 | 65 | 255 | 8 | 19,0 | 0 | $0,6 \cdot 10^7$ |

Методические указания

1. Определить напряжение в швах от изгибающего момента $M = F \cdot L$

$$\tau'_M = \frac{F \cdot L}{W_{шва}}, \text{ МПа}, \quad (1.1)$$

где $W_{шва}$ – момент сопротивления швов

$$W_{шва} = \frac{2 \cdot I'_{шва}}{l + 2k}, \text{ мм}^3;$$

$I'_{шва}$ – момент инерции периметров швов

$$I_{шва} = 2 \left[\frac{kl^3}{12} + \frac{k^3b}{12} + bk \left(\frac{l+k}{2} \right)^2 \right], \text{ мм}^4;$$

$I'_{шва}$ – расчетный момент инерции швов

$$I'_{шва} = I_{шва} \cdot 0,7, \text{ мм}^4.$$

2. Определить напряжение в швах от силы F (без учета поперечных швов)

$$\tau'_F = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l}, \text{ МПа.} \quad (1.2)$$

3. Определить суммарное напряжение от действия момента и силы F

$$\tau'_{сум} = \sqrt{\tau_M'^2 + \tau_F'^2}, \text{ МПа.} \quad (1.3)$$

4. Определить допускаемое напряжение среза

$$[\tau'_{ср}] = \frac{\tau_{lim} \cdot \varepsilon \cdot \beta \cdot K_L}{[s] \cdot K_\tau}, \text{ МПа.} \quad (1.4)$$

Предел выносливости свариваемого материала

$$\tau_{lim} = \tau_r = \frac{\tau_{-1}}{1 - 0,5(1 - \psi_\tau)(1 + R_\sigma)}, \text{ МПа,} \quad (1.5)$$

где ψ_τ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;

τ_{-1} – предел выносливости свариваемого материала; для Ст3 $\tau_{-1} = 110$ МПа. $\tau_B = 400 \text{ Н/мм}^2 \rightarrow \psi_\tau = 0$;

ε – масштабный фактор, для всех сварных швов можно принять равным 0,9;

$[s]$ – коэффициент безопасности,

$$[s] = s_1 \cdot s_2 \cdot s_3,$$

где s_1 – коэффициент, учитывающий степень точности расчета. При $s_1 = 1$ расчет приводит к завышенным напряжениям и степень завышения определить трудно, а при $s_1 = 1,2 \dots 1,3$ расчет приводит к заведомо заниженным напряжениям;

s_2 – коэффициент, учитывающий однородность механических свойств материала. Для деталей, изготовленных из углеродистых и легированных сталей при высокой температуре отпуска, $s_2 = 1,2 \dots 1,3$; для деталей, изготовленных из высокопрочных сталей с пониженными пластическими свойствами (с низкой температурой отпуска) и высокопрочных чугунов, $s_2 = 1,3 \dots 1,5$; для деталей из стального литья $s_2 = 1,5 \dots 2$; для чугунных деталей $s_2 = 2 \dots 2,5$; для деталей из цветных сплавов (кованых и катаных) $s_2 = 1,5 \dots 2$;

s_3 – коэффициент, учитывающий степень ответственности детали. Если поломка детали не вызывает остановки машины, $s_3 = 1$; вызывает остановку машины – $s_3 = 1,1 \dots 1,2$; вызывает аварию – $s_3 = 1,2 \dots 1,3$.

Коэффициент безопасности по пределу прочности принимается довольно большим. Например, для высокопрочных сталей – около $2 \dots 2,5$, для серого чугуна – $3 \dots 3,5$, для стального и цветного литья – $2,5 \dots 3$, для особо хрупких материалов – $4 \dots 6$.

Коэффициент безопасности по пределу текучести для пластичных материалов (сталей) при достаточно точных расчетах выбирают $1,2 \dots 1,5$ и выше.

Коэффициент безопасности при контактных нагружениях – $1,1 \dots 1,2$.

Коэффициент безопасности по пределу выносливости – $1,3 \dots 2,5$. Например, при недостаточно полном объеме экспериментальных данных о нагрузках и характеристиках материала или ограниченном числе натуральных испытаний $[s] = 1,5 \dots 2$; при малом объеме или отсутствии экспериментальных испытаний и пониженной однородности материала (литые и сварные детали) $[s] = 2 \dots 3$.

K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений шва (табл. 1.2);

$\beta = 1$ – коэффициент влияния качества обработанной поверхности (учитывается в K_τ).

Определяем коэффициент долговечности

$$K_L = m \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \quad (1.6)$$

где $N_0 = 3,4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений.

N_{LE} – эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{LE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m nL_i.$$

Подставить из графика нагрузки (по заданному преподавателем, см. рис. 1.2) отношения $\frac{F_i}{F_{\max}}$, которые пропорциональны отношениям $\frac{T_i}{T_{\max}}$

и nL_i ; при показателе степени кривой усталости m

$$m \cong \frac{12}{K_\tau}.$$

5. Проверить прочность сварных швов

$$\tau'_{\text{сум}} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \text{ МПа.} \quad (1.7)$$

6. Сделать вывод о прочности сварных швов.

Если по расчету прочность сварных швов не обеспечивается, то необходимо повторить расчет, приняв $l_{расч.} = 1,5 l$.

Рекомендуемая литература: [1, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 1.2

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ для расчета сварных швов и деталей в зоне сварки при циклически изменяющемся напряженном состоянии

| Элементы | Малоуглеродистая сталь | Низколегированная сталь |
|---|------------------------|-------------------------|
| <i>Основной металл</i> | | |
| У перехода к стыковому шву, с механической обработкой | 1,2 | 1,4 |
| То же, без механической обработки | 1,5 | 1,9 |
| У перехода к лобовому шву, с механической обработкой и с отношением катетов 1:1,5 | 2 | 1,5 |
| То же, без механической обработки | 2,7 | 3,3 |
| У флангового шва | 3,5 | 4,5 |
| У ребер жесткости и диафрагм, приваренных лобовыми швами с плавным переходом | 1,5 | 1,9 |
| У косынок стыковых и тавровых соединений | 2,7 | 3,3 |
| То же, при плавных формах косынок и механической обработке швов | 1,5 | 1,9 |
| У косынок нахлесточных соединений | 2,7 | 3,3 |
| <i>Сварные швы</i> | | |
| Стыковые швы с полным проваром | 1,2 | 1,4 |
| Угловые, лобовые швы | 2 | 2,5 |
| Фланговые швы | 3,5 | 4,5 |

Практическое задание № 2

РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЯ С ГАРАНТИРОВАННЫМ НАТЯГОМ

Диаметр вала – d , диаметр отверстия вала – d_1 , диаметр втулки муфты – d_2 , длина втулки муфты – l , посадка – $d \frac{H7}{s6}$. Материал муфты – сталь 20, материал вала – 40Х. Обработка поверхностей вала – по Х-классу, втулки – по У-классу. Коэффициент трения – f .

Определить максимально допустимый крутящий момент, который

может передать посадка с гарантированным натягом, соединяющая вал с муфтой. Исходные данные для расчета принять по табл. 2.1 согласно полученному варианту. Вычертить соединение «вал-штулка» на миллиметровой бумаге в масштабе, показать поля допусков для вала и втулки.

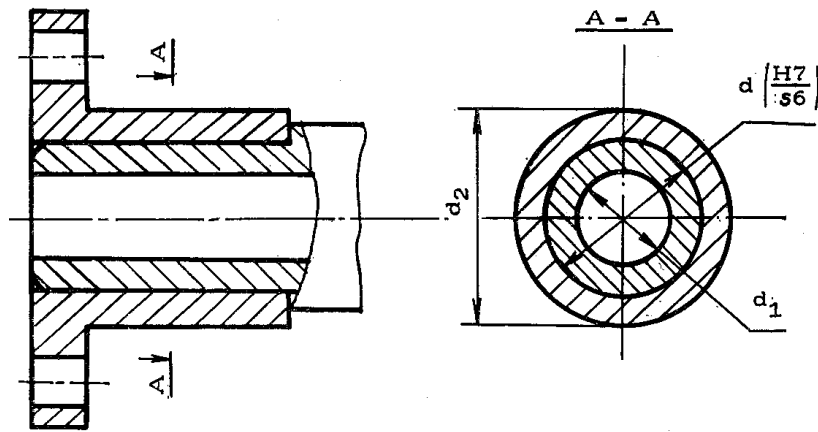


Рис. 2.1. Соединение с натягом

Таблица 2.1

Исходные данные

| № варианта | d , мм | d_1 , мм | d_2 , мм | l , мм | f | Класс обработки | |
|------------|----------|------------|------------|----------|------|-----------------|-----|
| | | | | | | X | Y |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | 105 | 65 | 150 | 60 | 0,05 | 6 | 6 |
| 2 | 85 | 50 | 135 | 50 | 0,06 | 6 | 7 |
| 3 | 95 | 60 | 145 | 40 | 0,07 | 7 | 7 |
| 4 | 30 | 10 | 55 | 30 | 0,08 | 8 | 7 |
| 5 | 35 | 10 | 60 | 40 | 0,09 | 7 | 7 |
| 6 | 40 | 15 | 65 | 50 | 0,10 | 6 | 7 |
| 7 | 45 | 12 | 70 | 60 | 0,10 | 6 | 6 |
| 8 | 50 | 22 | 75 | 70 | 0,11 | 7 | 6 |
| 9 | 55 | 25 | 80 | 80 | 0,12 | 8 | 7 |
| 10 | 60 | 15 | 85 | 90 | 0,13 | 8 | 7 |
| 11 | 65 | 15 | 90 | 100 | 0,14 | 7 | 7 |
| 12 | 70 | 20 | 95 | 110 | 0,15 | 6 | 6 |
| 13 | 75 | 15 | 100 | 120 | 0,14 | 6 | 7 |
| 14 | 80 | 10 | 110 | 110 | 0,13 | 7 | 6 |
| 15 | 90 | 35 | 120 | 100 | 0,12 | 8 | 7 |
| 16 | 100 | 40 | 145 | 90 | 0,11 | 8 | 7 |
| 17 | 90 | 35 | 115 | 80 | 0,10 | 7 | 6 |
| 18 | 89 | 30 | 105 | 70 | 0,09 | 6 | 6 |
| 19 | 70 | 35 | 100 | 60 | 0,08 | 6 | 7 |
| 20 | 75 | 25 | 112 | 50 | 0,07 | 7 | 8 |
| 21 | 60 | 20 | 78 | 40 | 0,06 | 8 | 7 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----|----|----|-----|-----|------|---|---|
| 22 | 65 | 20 | 100 | 30 | 0,05 | 8 | 7 |
| 23 | 50 | 10 | 80 | 60 | 0,06 | 7 | 7 |
| 24 | 55 | 15 | 90 | 79 | 0,07 | 6 | 6 |
| 25 | 45 | 10 | 85 | 80 | 0,08 | 6 | 7 |
| 26 | 50 | 10 | 100 | 85 | 0,06 | 7 | 7 |
| 27 | 65 | 15 | 105 | 90 | 0,05 | 8 | 7 |
| 28 | 70 | 20 | 110 | 95 | 0,07 | 8 | 8 |
| 29 | 80 | 25 | 115 | 100 | 0,08 | 6 | 6 |
| 30 | 85 | 25 | 120 | 105 | 0,06 | 6 | 7 |

Методические указания

1. Определить допуски посадки по СТ СЭВ 144 – 75 (табл. 2.2).
2. Определить расчетный вероятностно минимальный натяг данной посадки

$$\begin{aligned}\delta_{вер.мин} &= \delta_{ср.} - \delta', \\ \delta_{ср.} &= h_B - h_A, \\ \delta' &= c\sqrt{\delta_B^2 + \delta_A^2},\end{aligned}\quad (2.1)$$

где $\delta_{ср.}$ – средний натяг, мкм;

h_B, h_A – средние отклонения вала и отверстия соответственно, мкм;

δ_B, δ_A – половины полей допусков вала и отверстия соответственно, мкм.

3. Определить расчетный вероятностно-минимальный натяг с учетом сглаживания неровностей

$$\delta_{р. вер.мин} = \delta_{вер.мин} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \text{ мкм}, \quad (2.2)$$

где R_{z1} и R_{z2} – высота неровностей, мкм (табл. 2.3).

4. Определить давление q , которое может вызвать расчетный вероятностно минимальный натяг $\delta_{р. вер.мин}$ в соединении,

$$q = \frac{\delta_{р. вер.мин} \cdot E}{10^3 \cdot d \cdot (C_1 + C_2)}, \text{ МПа}, \quad (2.3)$$

где $E_1 = E_2 = E = 2,1 \times 10^5$ МПа – модуль продольной упругости для стали;

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu, \quad (2.4)$$

где $\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона для стали;

$d_1 = 0$ – для сплошного вала.

5. Определить максимально допустимый крутящий момент по

$$T = \frac{\pi \cdot q \cdot d^2 \cdot l \cdot f}{2 \cdot K}, \text{ Н мм,} \quad (2.5)$$

где K – коэффициент запаса сцепления, принимается до 1,5...2;
 f – коэффициент трения, $f = 0,08...0,1$ при сборке прессованием и
 $f = 0,12...0,14$ при сборке с нагревом и охлаждением.

6. Построить схему поля допуска для указанной посадки.

Рекомендуемая литература: [1, 3, 5].

Справочные данные

Таблица 2.2

Допуски на посадку H7/s6 по СТ СЭВ 144-75

| d , мм | H7, мкм | s6, мкм |
|----------------|---------|-----------|
| Св. 30 до 40 | +25/0 | +59/+43 |
| Св. 40 до 50 | +25/0 | +59/+43 |
| Св. 50 до 65 | +30/0 | +72/+53 |
| Св. 65 до 80 | +30/0 | +78/+59 |
| Св. 80 до 100 | +35/0 | +93/+71 |
| Св. 100 до 120 | +35/0 | +101/+79 |
| Св. 120 до 140 | +40/0 | +117/+92 |
| Св. 140 до 160 | +40/0 | +125/+100 |
| Св. 160 до 180 | +40/0 | +133/+108 |

Таблица 2.3

Шероховатость поверхности (ГОСТ 2.789)

| Класс шероховатости | Высота неровностей R_z , мкм | Класс шероховатости | Высота неровностей R_z , мкм |
|---------------------|--------------------------------|---------------------|--------------------------------|
| 1 | 320 | 8 | 3,2 |
| 2 | 160 | 9 | 1,6 |
| 3 | 80 | 10 | 0,8 |
| 4 | 40 | 11 | 0,4 |
| 5 | 20 | 12 | 0,2 |
| 6 | 10 | 13 | 0,1 |
| 7 | 6,3 | 14 | 0,05 |

Практическое задание № 3

РАСЧЕТ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Максимальная нагрузка на один болт равна F , кН. Основные размеры головки и крышки шатуна – $l_z, l_{кр}, l_1 = 10$ мм. Материал болтов – сталь 38Х, материал шатуна – сталь 40Х. Затяжка болтов контролируется.

Спроектировать болт шатуна поршневого насоса (рис. 3.1). Исходные данные для расчета принять по табл. 3.1 и рис. 3.1.

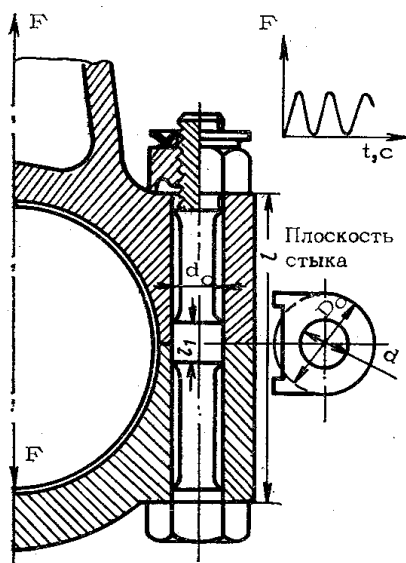


Рис. 3.1. Шатунный болт

Таблица 3.1

Исходные данные

| № варианта | F , кН | Линейные размеры, мм | |
|------------|----------|----------------------|----------|
| | | l_2 | $l_{кр}$ |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| 1 | 5,0 | 40 | 35 |
| 2 | 5,5 | 45 | 40 |
| 3 | 6,0 | 50 | 45 |
| 4 | 6,5 | 55 | 50 |
| 5 | 7,0 | 60 | 55 |
| 6 | 7,5 | 65 | 60 |
| 7 | 8,0 | 70 | 65 |
| 8 | 8,5 | 75 | 70 |
| 9 | 9,0 | 80 | 75 |
| 10 | 9,5 | 82 | 75 |
| 11 | 10,0 | 85 | 77 |
| 12 | 10,5 | 90 | 80 |
| 13 | 11,0 | 95 | 83 |
| 14 | 11,5 | 100 | 85 |
| 15 | 12,0 | 105 | 88 |
| 16 | 17,5 | 107 | 90 |
| 17 | 13,0 | 109 | 92 |
| 18 | 13,5 | 110 | 95 |
| 19 | 14,0 | 112 | 96 |
| 20 | 15,0 | 114 | 98 |
| 21 | 14,5 | 116 | 99 |

| 1 | 2 | 3 | 4 |
|----|------|-----|-----|
| 22 | 15,5 | 118 | 100 |
| 23 | 16,0 | 120 | 104 |
| 24 | 16,5 | 122 | 106 |
| 25 | 17,0 | 120 | 100 |
| 26 | 17,5 | 124 | 103 |
| 27 | 18,0 | 125 | 105 |
| 28 | 18,5 | 127 | 107 |
| 29 | 19,0 | 130 | 110 |
| 30 | 19,5 | 132 | 112 |

Методические указания

1. Определить предварительно усилие затяжки

$$F_{зат} = k(1 - \chi)F, \text{ Н}, \quad (3.1)$$

где $k = 2$ – коэффициент затяжки при переменной нагрузке, $k = 1,5 \dots 4$;

$\chi = 0,2$ – коэффициент внешней нагрузки (для стальных деталей без прокладки);

2. Определить осевую нагрузку, действующую на затянутый болт, после приложения внешней нагрузки

$$F_a = F_{зат} + \chi F, \text{ Н}. \quad (3.2)$$

3. Определить (предварительно для пульсирующего цикла) допускаемое напряжение

$$[\sigma_{0p}] = \frac{1,5 \cdot \sigma_{-1p} \cdot \varepsilon}{[s_a] \cdot K_\sigma}, \text{ МПа}, \quad (3.3)$$

где $[s_a] = 2$ (табл. 3.2);

$\varepsilon = 0,96$, для чего ориентировочно принимаем диаметр болта по табл. 3.3;

σ_{-1p} ; K_σ – принимается по табл. 3.4.

4. Определить диаметр резьбы

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_{0p}]}} , \text{ мм}. \quad (3.4)$$

5. По стандарту (табл. 3.5) принять болт и назначить его размеры.

6. Произвести проверочный расчет. В соответствии с принятой конструкцией (см. рис. 3.1) назначить $d_0 = 0,8 d$, мм. Для гайки (ГОСТ 5927-70) определить D и опорную поверхность $D_0 = S$ (ПЗ-5, табл. 5.4).

7. Определить податливость болта и стягиваемых деталей по

$$\lambda_{\delta} = \frac{4}{\pi E_{\delta}} \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l-l_1}{d_0^2} \right), \quad (3.5)$$

$$\lambda_D = \frac{4}{\pi E_{\delta}} \left(\frac{l}{D_0^2 - d^2} \right), \quad (3.6)$$

где деформируемая зона деталей приближенно принята цилиндрической.

8. Определить коэффициенты внешней нагрузки, приняв $E_{\delta} = E_D$,

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_{\delta} + \lambda_D}. \quad (3.7)$$

9. Уточнить силу затяжки и осевую силу

$$F_{зам} = k(1 - \chi)F, \quad F_a = F_{зам} + \chi F.$$

10. Определить среднее и амплитудное напряжения цикла нагружения

$$\sigma_m = \frac{F_{зам} + 0,5 \cdot \chi \cdot F}{A}, \text{ МПа.}, \quad (3.8)$$

$$\sigma_a = \frac{\chi \cdot F}{2A}, \text{ МПа.}, \quad (3.9)$$

где A – расчетная площадь стержня болта, мм² (табл. 3.3).

11. Определить коэффициент безопасности по амплитудным и максимальным напряжениям согласно

$$s_a = \frac{\sigma_a \lim \varepsilon}{\sigma_a K_{\sigma}} > 2,5, \text{ (табл. 3.2)}, \quad (3.10)$$

где $\sigma_a \lim = \sigma_{-1p} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{\sigma}}}$, МПа;

$\sigma_{\sigma} = 900$ МПа; $\sigma_T = 640$ МПа; $\varepsilon = 0,92$;

$$s_r = \frac{(\varepsilon/k_{\sigma})\sigma_a \lim + \sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} > 1,5. \text{ (табл. 3.2).}$$

Рассмотреть второй вариант. Предположить, что при сборке болт не был затянут или усилие затяжки уменьшилось в результате виброползучести до нуля. В этом случае цикл нагружения будет пульсирующим.

12. Определить напряжение цикла

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{F}{2A}, \text{ МПа.} \quad (3.11)$$

13. Определить коэффициент безопасности

$$s_a = \frac{\sigma_a \lim \varepsilon}{\sigma_a K_\sigma} > 2,5, \quad s_r = \frac{(\varepsilon/K_\sigma) \sigma_a \lim + \sigma_m}{\sigma_a + \sigma_m} > 1,5.$$

Сравнить оба варианта и сделать выводы о недопустимости раскрытия стыка.

14. Определить крутящий момент в резьбе

$$T_P = F_0 \cdot d \cdot \left(0,16 \frac{F_{зам}}{d_2} + 0,5 f_p \right), \text{ Н мм,} \quad (3.12)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе, $f_p = 0,1 \dots 0,17$.

15. Назначить окончательно размеры болта и вычертить его на миллиметровой бумаге в стандартном масштабе.

Рекомендуемая литература: [1, 4, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 3.2

Коэффициент безопасности и допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений

| Вид нагрузки | Рекомендуемые значения |
|---|---|
| 1 | 2 |
| Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов с затяжкой болтов | $[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T$ Статическая нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка. Переменная нагрузка: $[s_a] = 2,5 \dots 4$ } неконтролируемая $[s_r]$ – } затяжка; $[s_a] = 1,5 \dots 2,5$ } контролируемая $[s_r] = 1,2 \dots 1,5$ } затяжка |
| Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором болты поставлены без зазора | Статическая или переменная нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка; $[\tau_{cp}] = 0,4 \sigma_T$ (статическая); $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ (переменная) |
| Прочность деталей в стыке | $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$ – чугун; $[\sigma_{см}] = 1 \dots 2 \text{ Н/мм}^2$ – бетон; $[\sigma_{см}] = 2 \dots 4 \text{ Н/мм}^2$ – дерево |

Окончание таблицы

| 1 | 2 |
|--------------------------|--|
| Ходовые и грузовые винты | По износостойкости резьбы: $[q] = 8...12 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – бронза) $[q] = 4...8 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – чугун) $[q] = 7,5...13 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – сталь) $[\tau_{cp}] = 0,2 \sigma_T$ (стальная гайка) $[\tau_{cp}] = 25...35 \text{ Н/мм}^2$ (бронзовая гайка) |

Таблица 3.3

**Допускаемая растягивающая статическая нагрузка $[F]$
для затянутых болтов класса прочности 3.3**

| Тип резьбы | Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм | Расчетная площадь стержня болта A , мм ² | Допускаемая нагрузка F_p , кН | |
|------------|--------------------------------------|---|---------------------------------|------------------------|
| | | | неконтролируемая затяжка | контролируемая затяжка |
| M6 | 4,917 | 17,8 | 0,83 | 3,6 |
| M8 | 6,647 | 32,9 | 1,48 | 6,5 |
| M10 | 8,376 | 52,3 | 2,40 | 10,3 |
| M12 | 10,106 | 76,3 | 3,70 | 14,4 |
| M16 | 13,835 | 144 | 7,5 | 27 |
| M18 | 15,294 | 175 | 10,3 | 33 |
| M20 | 17,294 | 226 | 14,40 | 44 |
| M24 | 20,752 | 324 | 23,6 | 64 |
| M27 | 23,752 | 427 | 33,0 | 83 |
| M30 | 26,211 | 518 | 45,0 | 100 |

Таблица 3.4

Значения σ_{-1p} и K_σ

| Сталь | σ_{-1p} , МПа | K_σ | |
|----------|----------------------|-------------------|-------------------|
| | | нарезанная резьба | накатанная резьба |
| 35 | 180 | 3,6 | 2,8 |
| 45 | 220 | 3,7 | 2,8 |
| 38ХА | 300 | 4,0 | 3,0 |
| 30ХГСА | 300 | 4,0 | 3,0 |
| 40ХНМА | 440 | 4,6 | 3,5 |
| 18Х2Н4ВА | 450 | 4,5 | 3,5 |

Таблица 3.5

Резьба метрическая (ГОСТ 8724-70)

| Номинальный диаметр резьбы d | Шаг P | Диаметр резьбы | | | |
|--------------------------------|---------|----------------|-------------|-------------|--------|
| | | $d = D$ | $d_2 = D_2$ | $d_1 = D_1$ | d_3 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 6 | 1 | 6 | 5,35 | 4,917 | 4,773 |
| 8 | 1,25 | 8 | 7,188 | 6,647 | 6,466 |
| 10 | 1,5 | 10 | 9,026 | 8,376 | 8,160 |
| 12 | 1,75 | 12 | 10,836 | 10,106 | 9,853 |
| 16 | 2 | 16 | 14,701 | 13,836 | 13,546 |
| 18 | 2,5 | 18 | 16,376 | 15,294 | 14,933 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|----|-----|----|--------|--------|--------|
| 20 | 2,5 | 20 | 18,376 | 17,294 | 16,933 |
| 24 | 3 | 24 | 22,051 | 20,752 | 20,319 |
| 30 | 3,5 | 30 | 27,727 | 26,211 | 25,706 |

Практическое задание № 4

РАСЧЕТ ШЛИЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Подвижное прямозубое зубчатое колесо насажено на шлицевый вал с номинальными размерами $z \times d \times D$ (рис. 4.1). Основные размеры зубчатого колеса: d_w , l , e . Частота вращения – n , передаваемый крутящий момент – T , срок службы – L_h . Материал рабочих поверхностей – сталь 40ХА, цементация HRC₃ 60.

Выполнить проверочный расчет шлицевого соединения. Исходные данные для расчета принять по табл. 4.1.

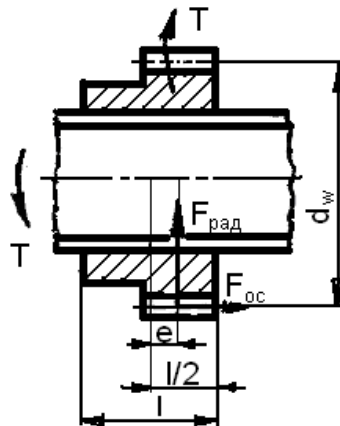


Рис. 4.1. Шлицевое соединение

Таблица 4.1

Исходные данные

| № варианта | $z \times d \times D$ | Размеры, мм | | | n , мин ⁻¹ | T , Н м | L_h , 10 ³ ч | Режим нагрузки | Смазка |
|------------|-----------------------|-------------|-----|-----|----------------------------|--------------|------------------------------|-------------------|--------|
| | | d_w | l | e | | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 1 | 20×82×92 | 200 | 120 | 20 | 630 | 350 | 3,0 | П | О |
| 2 | 16×72×82 | 170 | 100 | 16 | 650 | 330 | 3,5 | Т | С |
| 3 | 16×62×72 | 150 | 85 | 14 | 680 | 310 | 4,0 | СРВ | Б |
| 4 | 16×56×65 | 130 | 80 | 13 | 700 | 300 | 4,5 | СН | Б |
| 5 | 16×52×60 | 120 | 70 | 12 | 60 | 280 | 5,0 | Л | С |
| 6 | 10×112×125 | 260 | 130 | 20 | 500 | 260 | 5,5 | СН | О |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|----|------------|-----|-----|----|------|-----|------|-----|----|
| 7 | 10×102×112 | 250 | 120 | 18 | 450 | 250 | 6,0 | Т | С |
| 8 | 10×92×102 | 220 | 110 | 16 | 400 | 240 | 6,5 | П | О |
| 9 | 10×82×92 | 200 | 100 | 14 | 350 | 220 | 7,0 | СРВ | Б |
| 10 | 6×23×26 | 60 | 60 | 5 | 750 | 120 | 20,0 | Л | О |
| 11 | 6×26×30 | 66 | 46 | 6 | 800 | 130 | 19,5 | Т | Б |
| 12 | 6×28×32 | 70 | 50 | 7 | 850 | 135 | 19,0 | СРВ | С |
| 13 | 6×32×36 | 72 | 54 | 8 | 900 | 140 | 18,5 | СН | О |
| 14 | 6×36×42 | 80 | 58 | 9 | 950 | 145 | 18,0 | Л | С |
| 15 | 8×36×40 | 86 | 62 | 10 | 1000 | 150 | 17,5 | П | Б |
| 16 | 8×42×46 | 98 | 76 | 11 | 1050 | 155 | 17,0 | СН | О |
| 17 | 8×46×50 | 100 | 80 | 12 | 1100 | 160 | 16,5 | П | С |
| 18 | 8×52×58 | 110 | 84 | 13 | 1150 | 165 | 16,0 | Т | О |
| 19 | 8×56×62 | 126 | 92 | 14 | 1200 | 170 | 15,5 | Л | Б |
| 20 | 8×62×72 | 152 | 102 | 15 | 1250 | 175 | 15,0 | СРВ | С |
| 21 | 10×72×78 | 166 | 116 | 16 | 1300 | 180 | 14,5 | П | О |
| 22 | 10×82×88 | 180 | 132 | 18 | 1350 | 185 | 14,0 | Т | Б |
| 23 | 10×92×98 | 190 | 136 | 18 | 1400 | 190 | 12,0 | П | С |
| 24 | 10×102×108 | 216 | 140 | 19 | 1220 | 195 | 13,0 | СН | Б |
| 25 | 10×112×120 | 240 | 88 | 20 | 1000 | 200 | 10,0 | СРВ | О |
| 26 | 10×112×125 | 250 | 100 | 22 | 900 | 220 | 9,0 | Т | С |
| 27 | 10×92×102 | 200 | 90 | 17 | 800 | 150 | 11,0 | П | Б |
| 28 | 10×102×112 | 190 | 95 | 21 | 850 | 185 | 12,0 | СН | О |
| 29 | 20×92×102 | 195 | 98 | 25 | 750 | 225 | 13,0 | Т | С |
| 30 | 20×102×115 | 220 | 105 | 20 | 700 | 240 | 14,0 | СРВ | Б |

Примечание. Режим нагрузки: Л – легкий, СРВ – среднеравновероятный, СН – средне-нормальный, П – постоянный, Т – тяжелый. Смазка: О – обильная, С – средняя, Б – бедная

Методические указания

1. По табл. 4.2 найти удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей соединения относительно оси вала S_F и средний диаметр вала

$$d_m = 0,5(D + d).$$

2. Определить среднее давление

$$\sigma = \frac{T}{S_F \cdot l}, \text{ МПа.} \quad (4.1)$$

3. Определить коэффициенты, входящие в (4.6), (4.9).

Вычислить соотношение размеров

$$\frac{l}{D}; \varepsilon = \frac{e}{l} + \frac{0,5 \cdot d_w}{l} \operatorname{tg} \beta \cos \alpha, \quad (4.2)$$

для прямозубых цилиндрических колес $\beta = 0$; $\alpha = \alpha_w = 20^\circ$,

$$\psi = \frac{d_m \sqrt{F_t^2 + F_r^2}}{2 \cdot T} = \frac{d_m F_t \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_w}}{F_t \cdot d_w} = \frac{d_m}{d_w \cdot \cos \alpha_w}. \quad (4.3)$$

Найти по табл 4.3 $K_{кр}$, по рис. 4.2 – K_e .

Коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения)

$$K_{нр.} = K_{кр.} + K_e - 1. \quad (4.4)$$

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (табл 4.4) K_3 и K'_3 .

Общие коэффициенты концентрации нагрузки.

$$K_{см.} = K_3 \cdot K_{нр.} \cdot K_{II},$$

где K_{II} – коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностью изготовления; $K_{II} = 1$ – для соединений, не имеющих упрочнения рабочих поверхностей и при расчете на износ с любой термообработкой; $K_{II} = 1,1 \dots 1,2$ – для закаленных (цементованных, азотируемых) рабочих поверхностей при высокой точности изготовления.

$$K_{изн.} = K'_3 \cdot K_{нр.} \quad (4.5)$$

4. Определить допускаемое среднее давление на смятие, приняв $\sigma_T = 850$ МПа и $s = 1,25 \dots 1,4$,

$$[\sigma_{см.}] = \frac{\sigma_T}{s \cdot K_{см.} \cdot K_L}, \text{ МПа}, \quad (4.6)$$

где коэффициент долговечности

$$K_L = K_H \cdot K_N, \quad (4.7)$$

K_H – по табл. 4.5;

$$K_N = \sqrt[3]{\frac{60 \cdot L_h \cdot n}{N_0}}, \quad (4.8)$$

где $N_0 = 10^8$ – базовое число циклов нагружения.

Проверить условие $\sigma \leq [\sigma_{см.}]$ прочности на смятие.

5. Определить допускаемое среднее давление на износ

$$[\sigma_{изн.}] = \frac{[\sigma_{усл.}]}{K_{изн.} \cdot K_L \cdot K_p}, \text{ МПа}, \quad (4.9)$$

где $[\sigma_{усл.}]$ – по табл. 4.6.

Коэффициенты условий работы $K_p = K_c \cdot K_{ос}$,

где K_c – коэффициент, учитывающий условия смазки соединения. При обильной смазке без загрязнения $K_c = 0,7$; при средней смазке $K_c = 1$; при бедной смазке и работе с загрязнениями $K_c = 1,4$.

K_{oc} – коэффициент, учитывающий условия осевого закрепления ступицы на валу и ее перемещение под нагрузкой. При жестком закреплении ступицы на валу $K_{oc} = 1$; при закреплении с помощью вилок, допускающем небольшие осевые смещения, $K_{oc} = 1,25$; при осевых перемещениях под нагрузкой $K_{oc} = 3$.

При невыполнении условий прочности повторить расчет, приняв более тяжелую серию шлицевого соединения.

Рекомендуемая литература: [4, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 4.2

Геометрические характеристики соединений шлицевых прямобочных

| Легкая серия | | Средняя серия | | Тяжелая серия | |
|--|-----------------------------|--|-----------------------------|--|-----------------------------|
| Номинальный диаметр $z \times d \times D$, мм | S_F , мм ³ /мм | Номинальный диаметр $z \times d \times D$, мм | S_F , мм ³ /мм | Номинальный диаметр $z \times d \times D$, мм | S_F , мм ³ /мм |
| 6×23×26 | 66 | 6×23×28 | 145 | 10×16×20 | 126 |
| 6×26×30 | 118 | 6×26×32 | 191 | 10×18×23 | 195 |
| 6×28×32 | 126 | 6×28×34 | 205 | 10×21×25 | 223 |
| 6×32×36 | 163 | 8×32×38 | 308 | 10×23×29 | 312 |
| 8×36×40 | 182 | 8×36×42 | 343 | 10×26×32 | 319 |
| 8×42×46 | 211 | 8×42×48 | 396 | 10×28×35 | 426 |
| 8×46×50 | 230 | 8×46×54 | 600 | 10×32×40 | 576 |
| 8×52×58 | 440 | 8×52×60 | 672 | 10×36×45 | 749 |
| 8×56×62 | 472 | 8×56×65 | 854 | 10×42×52 | 978 |
| 8×62×68 | 520 | 8×62×72 | 1072 | 10×46×56 | 1020 |
| 10×72×78 | 750 | 10×72×82 | 1540 | 16×52×60 | 1340 |
| 10×82×88 | 850 | 10×82×92 | 1740 | 16×56×65 | 1690 |
| 10×92×98 | 950 | 10×92×102 | 1940 | 16×62×72 | 2140 |
| 10×102×108 | 1050 | 10×102×112 | 2140 | 16×72×82 | 2460 |
| 10×112×120 | 1740 | 10×112×125 | 3260 | 20×82×92 | 3480 |

Таблица 4.3

Значение коэффициента $K_{кр}$ для шлицевых прямобочных соединений

| Наружный диаметр вала | | Отношение l/D | | | | | | | |
|-----------------------|------------|--------------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | 1,0 | | 1,5 | | 2,0 | | 2,5 | |
| Серия | D , мм | Коэффициент концентрации | | | | | | | |
| | | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 | 1 | 2 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Легкая | До 26 | 1,3 | 1,1 | 1,7 | 1,2 | 2,2 | 1,4 | 2,6 | 1,5 |
| | 30 ... 50 | 1,5 | 1,2 | 2,0 | 1,3 | 2,6 | 1,5 | 3,3 | 1,8 |
| | 58 ... 120 | 1,8 | 1,3 | 2,6 | 1,4 | 3,4 | 1,7 | 2,4 | 2,0 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---------|------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| Средняя | До 19 | 1,6 | 1,2 | 2,1 | 1,3 | 2,8 | 1,5 | 3,5 | 1,7 |
| | 20 ... 30 | 1,7 | 1,2 | 2,3 | 1,4 | 3,0 | 1,6 | 3,8 | 1,9 |
| | 32 ... 50 | 1,9 | 1,3 | 2,8 | 1,5 | 3,7 | 1,8 | 4,6 | 2,1 |
| | 54 ... 112 | 2,4 | 1,4 | 3,5 | 1,7 | 4,8 | 2,1 | 5,8 | 2,4 |
| | Свыше 112 | 2,8 | 1,5 | 4,1 | 1,9 | 5,5 | 2,5 | 6,8 | 2,7 |
| Тяжелая | До 23 | 2,0 | 1,3 | 3,0 | 1,6 | 4,0 | 1,9 | 5,0 | 2,2 |
| | 23 ... 32 | 2,4 | 1,4 | 3,5 | 1,8 | 4,7 | 2,1 | 5,7 | 2,4 |
| | 35 ... 65 | 2,7 | 1,5 | 4,1 | 1,9 | 5,3 | 2,2 | 6,8 | 2,7 |
| | 72 ... 102 | 2,9 | 1,6 | 4,3 | 2,0 | 5,6 | 2,4 | 7,0 | 2,8 |
| | Свыше 102 | 3,1 | 1,7 | 4,7 | 2,1 | 6,2 | 2,5 | 7,8 | 3,0 |

Примечание. 1 – для закаленных поверхностей при расчете на смятие; 2 – при расчете на износ и на смятие для незакаленных поверхностей

Таблица 4.4

Коэффициенты неравномерности распределения нагрузки между зубьями

| Коэффициенты | ψ | | | | | | | | | |
|--------------|--------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 0,30 | 0,35 | 0,40 | 0,45 | 0,50 | 0,55 | 0,60 | 0,65 | 0,70 | 0,75 |
| K_z | 1,6 | 1,7 | 1,8 | 1,9 | 2,0 | 2,1 | 2,2 | 2,4 | 2,7 | 3,0 |
| K_z' | 1,1 | 1,2 | 1,4 | 1,6 | 1,9 | 2,2 | 2,5 | 3,0 | 3,7 | 4,5 |

Таблица 4.5

Коэффициент переменности нагрузки

| Характеристика режима нагрузки | | Распределение | K_H |
|--------------------------------|---|------------------------------|-------|
| Постоянный | Работа с постоянной нагрузкой | – | 1 |
| Тяжелый | Работа большую часть времени с высокими нагрузками | β – распределение | 0,77 |
| Среднеравновероятный | Одинаковое время работы со всеми нагрузками | Равновероятное распределение | 0,63 |
| Средненормальный | Работа большую часть времени со средними нагрузками | Нормальное распределение | 0,57 |
| Легкий | Работа большую часть времени с малыми нагрузками | γ – распределение | 0,43 |

Таблица 4.6

Допускаемое условное (наибольшее) давление

| Термическая обработка и средняя твердость поверхности | Без обработки $H_{НВ}218$ | Улучшение $H_{НВ}270$ | Закалка $H_{HRC}40$ | Закалка $H_{HRC}45$ | Закалка $H_{HRC}52$ | Цементация и азотирование $H_{HRC}60$ |
|--|------------------------------|--------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|--|
| Наибольшее допускаемое давление [$\sigma_{уст.}$], МПа | 95 | 110 | 135 | 170 | 185 | 205 |

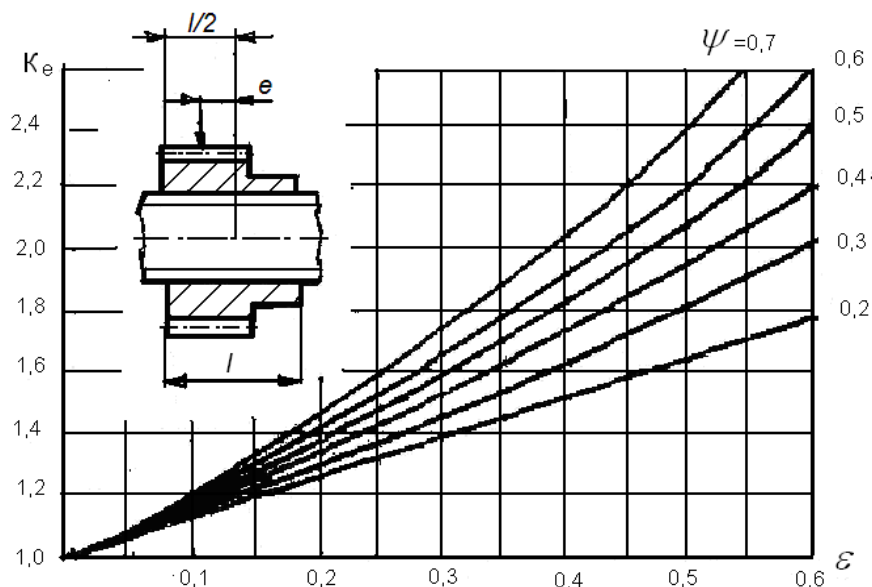


Рис. 4.2. Значение коэффициента концентрации давления относительно смещения нагрузки

Практическое задание № 5

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ

Дано: труба – по ГОСТ 550-75; материал прокладки; давление среды – p , Н/мм², t_c – температура среды, °С; z – число болтов, толщина фланца – h_1 , мм, s – толщина стенки трубы, мм., D_1 – диаметр трубы, мм.

Рассчитать фланцевое соединение трубопровода с неконтактирующими фланцами (рис. 5.1). Данные для расчета принять по табл. 5.1.

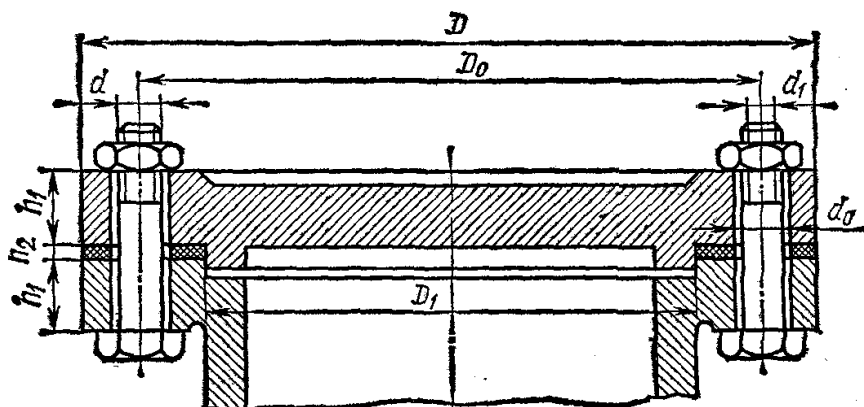


Рис. 5.1. Схема фланцевого соединения с неконтактирующими фланцами

$$S_1 = 2S; \quad b = S_1 + h_2; \quad l_b = 2h_1 + 3h_2; \\ l_1 = 3,5d; \quad D_n = D_1 + s_1 + 5d$$

Исходные данные

| № варианта | Труба | | p , МПа | h_1 , мм | h_2 , мм | t_c , °С | z | Материал прокладки |
|------------|------------|----------|-----------|------------|------------|------------|-----|--------------------|
| | D_1 , мм | S , мм | | | | | | |
| 1 | 89 | 4,0 | 3,0 | 4,0 | 2,0 | 460 | 4 | Паронит |
| 2 | 108 | 4,0 | 4,0 | 4,0 | 2,0 | 440 | 8 | Паронит |
| 3 | 114 | 6,0 | 5,0 | 5,0 | 2,0 | 420 | 8 | Паронит |
| 4 | 127 | 10,0 | 6,0 | 10,0 | 3,0 | 380 | 8 | Паронит |
| 5 | 127 | 6,0 | 7,0 | 7,0 | 2,0 | 360 | 8 | Паронит |
| 6 | 133 | 7,0 | 8,0 | 8,0 | 2,0 | 340 | 8 | Паронит |
| 7 | 133 | 9,0 | 9,0 | 10,0 | 3,0 | 320 | 8 | Паронит |
| 8 | 146 | 11,0 | 10,0 | 12,0 | 5,0 | 300 | 8 | Фторопласт-4 |
| 9 | 152 | 6,0 | 11,0 | 11,0 | 4,0 | 350 | 12 | Фторопласт-4 |
| 10 | 152 | 10,0 | 12,0 | 10,0 | 4,0 | 400 | 12 | Фторопласт-4 |
| 11 | 168 | 11,0 | 13,0 | 12,0 | 6,0 | 450 | 12 | Фторопласт-4 |
| 12 | 194 | 7,0 | 14,0 | 14,0 | 5,0 | 500 | 16 | Фторопласт-4 |
| 13 | 194 | 10,0 | 15,0 | 16,0 | 5,0 | 450 | 16 | Фторопласт-4 |
| 14 | 194 | 12,0 | 14,5 | 11,0 | 4,0 | 400 | 16 | Фторопласт-4 |
| 15 | 168 | 12,0 | 13,5 | 13,0 | 5,0 | 350 | 12 | Фторопласт-4 |
| 16 | 152 | 12,0 | 12,5 | 12,0 | 5,0 | 300 | 12 | Фторопласт-4 |
| 17 | 152 | 14,0 | 11,5 | 10,0 | 3,0 | 310 | 12 | Фторопласт-4 |
| 18 | 133 | 8,0 | 10,0 | 12,0 | 3,0 | 330 | 8 | Фторопласт-4 |
| 19 | 133 | 6,0 | 9,5 | 9,0 | 4,0 | 350 | 8 | Паронит |
| 20 | 127 | 8,0 | 8,5 | 8,0 | 3,0 | 370 | 8 | Паронит |
| 21 | 127 | 12,0 | 7,5 | 10,0 | 4,0 | 390 | 8 | Паронит |
| 22 | 114 | 8,0 | 6,5 | 8,0 | 3,0 | 410 | 8 | Паронит |
| 23 | 108 | 6,0 | 5,5 | 6,0 | 2,0 | 430 | 8 | Паронит |
| 24 | 85 | 5,0 | 4,5 | 4,0 | 2,0 | 450 | 4 | Паронит |
| 25 | 76 | 4,0 | 3,5 | 6,0 | 3,0 | 470 | 4 | Паронит |
| 26 | 72 | 3,5 | 3,0 | 5,0 | 2,0 | 300 | 4 | Паронит |
| 27 | 50 | 5,0 | 10,0 | 10,0 | 4,0 | 250 | 4 | Паронит |
| 28 | 40 | 4,0 | 8,0 | 8,0 | 4,0 | 200 | 4 | Фторопласт-4 |
| 29 | 30 | 3,5 | 6,0 | 8,0 | 3,0 | 150 | 4 | Фторопласт-4 |
| 30 | 25 | 3,0 | 5,0 | 6,0 | 3,0 | 120 | 4 | Фторопласт-4 |

Методические указания

Необходимо принять степень точности болтов (обычно нормальной точности) и материал болтов. Очевидно, что в данном соединении болты должны быть поставлены с предварительной затяжкой. Возможна последующая затяжка болтов при рабочем режиме. Болты соединения нагружены одинаково. Внешняя сила F_e , действующая на болтовое соединения, представляет собой силу внутреннего давления,

$$F_e = \frac{\pi \cdot D_n^2}{4} \cdot p, \text{ Н.} \quad (5.1)$$

Внешняя сила, проходящая на один болт, равна

$$F = \frac{F_{\text{в}}}{z}, \text{ Н.} \quad (5.2)$$

Далее определить осевую растягивающую силу F_a , Н, действующую на болт после предварительной затяжки и приложения внешней силы F , Н.

Учитывая, что для герметичности соединения между крышкой и фланцем предусматривается прокладка, принять коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,5$. Принять коэффициент затяжки болта $k = 3$. Тогда

$$F_a = [k(1 - \chi) + \chi] F, \text{ Н.} \quad (5.3)$$

Принять по ГОСТ для выбранного материала (стали) предел текучести σ_T (Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа). По табл. 5.5 принять допускаемый коэффициент запаса прочности $[s]$, определить допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \text{ МПа.} \quad (5.4)$$

Внутренний диаметр резьбы болта определить

$$d_1 = 1,3 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_p]}}, \text{ мм.} \quad (5.5)$$

По ГОСТу (см. СТ СЭВ 181-75, 182-75) (табл. 5.2) принять резьбу М____ (шаг ____), внутренний диаметр резьбы d_1 , мм.

Принятым размерам резьбы болтов и толщинам скрепляемых деталей соответствует болт М____ (ГОСТ 7798-70) (табл. 5.3) и гайка М____ (ГОСТ 5915-70) (табл. 5.4).

Проверить величину коэффициента запаса прочности $[s]$ в соответствии с табл. 5.5.

Определить по ГОСТ 5915-70 наружный диаметр опорной поверхности гайки $a = D$, мм (табл. 5.4).

Принять модули упругости материала болта (сталь $E = 2 \times 10^5$ МПа), материала трубопроводов ($E_1 = 2 \times 10^5$ МПа) и материала прокладки:

- паронит – $E_2 = 1 \times 10^3$ МПа;
- фторопласт-4 – $E_2 = 8 \times 10^2$ МПа.

Коэффициент податливости болта

$$\lambda_{\text{б}} = \frac{l}{AE}, \quad (5.6)$$

где A – расчетная площадь стержня болта, мм^2 (табл. 5.6).

Принять диаметр отверстия для болта (на 0,5...1 мм больше d болта).

Определить коэффициент податливости скрепляемых болтом деталей

$$\lambda_{\delta} = \frac{2h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} = \frac{2h_1}{\pi \cdot \left[(a + 0.5h_1)^2 - d^2 \right] \cdot E_1} + \frac{h_2}{\pi \cdot \left[(a + 0.5h_2)^2 - d_0^2 \right] \cdot E_2} \quad (5.7)$$

Коэффициент внешней нагрузки

$$\chi = \frac{\lambda_{\delta}}{\lambda_{\delta} + \lambda_{\sigma}} \quad (5.8)$$

Проверить совпадение с ранее принятым значением, при несовпадении повторить расчет.

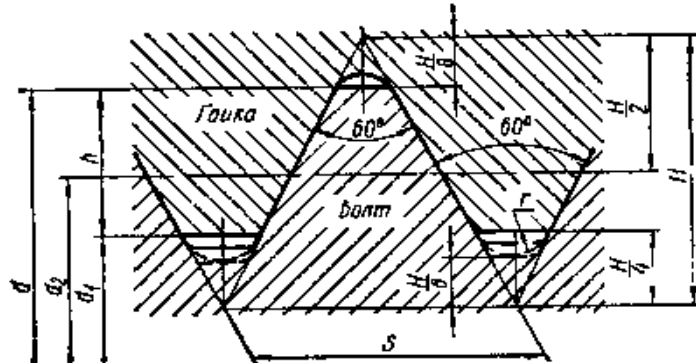
Вычертить на миллиметровой бумаге в удобном стандартном масштабе фланцевое соединение.

Рекомендуемая литература: [3, 4, 6].

Справочные данные

Таблица 5.2

Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом



Размеры, мм

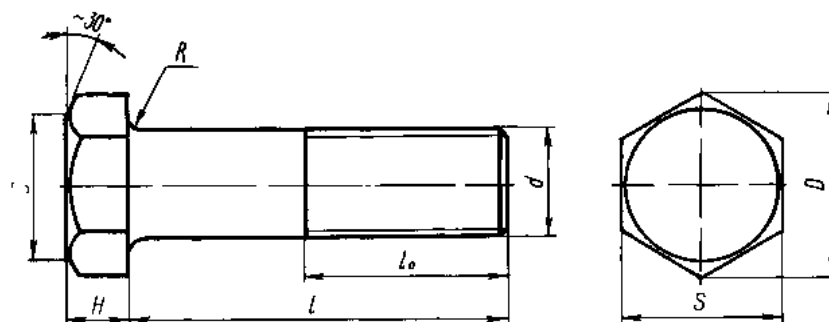
| Диаметры | | | Шаг \$S\$ | Рабочая высота профиля \$h\$ | \$F_t\$, мм ² |
|----------|---------|---------|-----------|------------------------------|--------------------------|
| \$d\$ | \$d_2\$ | \$d_1\$ | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | 0,838 | 0,730 | 0,25 | 0,135 | 0,417 |
| 1,1 | 0,938 | 0,830 | 0,25 | 0,135 | 0,541 |
| 1,2 | 1,038 | 0,930 | 0,25 | 0,135 | 0,653 |
| 1,4 | 1,205 | 1,075 | 0,30 | 0,162 | 0,91 |
| 1,6 | 1,373 | 1,221 | 0,35 | 0,189 | 1,178 |
| 1,8 | 1,573 | 1,421 | 0,35 | 0,189 | 1,575 |
| 2 | 1,740 | 1,567 | 0,40 | 0,216 | 1,93 |
| 2,2 | 1,908 | 1,713 | 0,45 | 0,243 | 2,32 |
| 2,5 | 2,208 | 2,013 | 0,45 | 0,243 | 3,18 |
| 3 | 2,675 | 2,459 | 0,50 | 0,270 | 4,77 |

Окончание таблицы

| | | | | | |
|-----|--------|--------|------|-------|--------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 3,5 | 3,110 | 2,850 | 0,60 | 0,325 | 6,36 |
| 4 | 3,546 | 3,242 | 0,70 | 0,379 | 8,25 |
| 4,5 | 4,013 | 3,688 | 0,75 | 0,406 | 10,7 |
| 5 | 4,480 | 4,134 | 0,80 | 0,433 | 13,35 |
| 6 | 5,350 | 4,918 | 1 | 0,541 | 19 |
| 7 | 6,350 | 5,918 | 1 | 0,541 | 27,4 |
| 8 | 7,188 | 6,647 | 1,25 | 0,676 | 34,6 |
| 9 | 8,188 | 7,647 | 1,25 | 0,676 | 46,2 |
| 10 | 9,026 | 8,376 | 1,5 | 0,812 | 54,9 |
| 11 | 10,026 | 9,376 | 1,5 | 0,812 | 69,0 |
| 12 | 10,863 | 10,106 | 1,75 | 0,947 | 80,0 |
| 14 | 12,701 | 11 835 | 2 | 1,082 | 110 |
| 16 | 14,701 | 13,835 | 2 | 1,082 | 150,1 |
| 18 | 16,37Ь | 15,294 | 2,5 | 1,353 | 184, 5 |
| 20 | 18,376 | 17,294 | 2,5 | 1,353 | 235,5 |
| 22 | 20,376 | 19,294 | 2,5 | 1,353 | 292 |
| 24 | 22,051 | 20,752 | 3 | 1,624 | 338 |
| 27 | 25,051 | 23,752 | 3 | 1,624 | 444 |
| 30 | 27,727 | 26,211 | 3,5 | 1,894 | 541 |
| 33 | 30,727 | 29,211 | 3,5 | 1,894 | 668 |
| 36 | 33,402 | 31,670 | 4 | 2,165 | 785 |
| 39 | 36,402 | 34,670 | 4 | 2,165 | 942 |
| 42 | 39,077 | 37,129 | 4,5 | 2,435 | 1082 |
| 45 | 42,077 | 40,129 | 4,5 | 2,435 | 1262 |
| 48 | 44,752 | 42,587 | 5 | 2,706 | 1430 |
| 52 | 48,752 | 46,587 | 5 | 2,706 | 1705 |
| 56 | 52,428 | 50,046 | 5,5 | 2,977 | 1960 |
| 60 | 56,428 | 54,046 | 5,5 | 2,977 | 2298 |
| 64 | 60,103 | 57,505 | 6 | 3,247 | 2600 |
| 68 | 64,103 | 61,505 | 6 | 3,247 | 2980 |

Таблица 5.3

Болты с шестигранной головкой нормальной точности (ГОСТ 7798-70)



Исполнение 1

$D_1 = (0,90.. 0,95)S$

| d | S | H | D , не менее | R | l | l_0 |
|-----|-----|-----|----------------|------------|----------|-------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 6 | 10 | 4,0 | 10,9 | 0,25.. 0,6 | 22... 90 | 18 |

Окончание таблицы

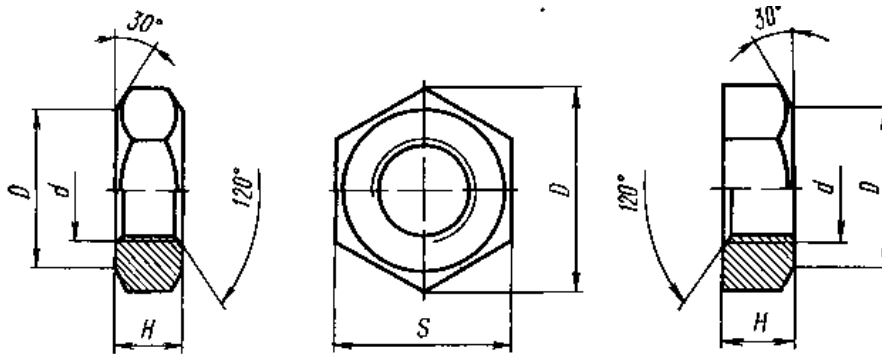
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|------|----|------|------|---------------|------------|----------|
| 8 | 13 | 5,5 | 14,2 | 0,40... ,1 | 28... 100 | 22 |
| 10 | 17 | 7,0 | 18,7 | 0,6... ,6 | 32... 200 | 26; 32 |
| 12 | 19 | 8,0 | 20,9 | 0,6... ,6 | 35... 260 | 30; 36 |
| (14) | 22 | 9,0 | 24,3 | 0,6... ,6 | 40... 300 | 34; 40 |
| 16 | 24 | 10,0 | 26,5 | 0,6... ,6 | 45... 300 | 38; 44 |
| (18) | 27 | 12,0 | 29,9 | 0,6... ,6 | 50... 300 | 42; 48 |
| 20 | 30 | 13,0 | 33,3 | 0,8... ..2, 2 | 55... 300 | 46; 52 |
| (22) | 32 | 14,0 | 35,0 | 0,8... ..2, 2 | 60... 300 | 50; 56 |
| 24 | 36 | 15,0 | 39,6 | 0,8... ..2, 2 | 65... 300 | 54; 60 |
| (27) | 41 | 17,0 | 45,2 | 1,0... ..2,7 | 70... 300 | 60; 66 |
| 30 | 46 | 19,0 | 50,9 | 1,0... ..2,7 | 75... 300 | 66; 72 |
| 36 | 55 | 23,0 | 60,8 | 1,0... ..3,2 | 90... 300 | 78; 84 |
| 42 | 65 | 26,0 | 72,1 | 1,2... ..3,3 | 105... 300 | 90; 96 |
| 48 | 75 | 30,0 | 83,4 | 1,6... ..4,3 | 115... 300 | 102; 108 |

Примечание. Длину l выбирают в указанных пределах из ряда: 8, 10, 12, 14, 16, (18), 20, (22), 25, (28), 30, (32), 35, (38), 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, (85), 90, (95), 100, (105), 110, (115), 120, (125), 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300

Таблица 5.4

Гайки шестигранные

$$D_1 = (0,9...0,95) S$$



Исполнение 1

Исполнение 2

| d | Грубой точности (ГОСТ 15526-70) | | | Нормальной точности (ГОСТ 5915-70) | | | Повышенной точности (ГОСТ 5927-70) | | |
|-----|------------------------------------|---------------|-------------------|---------------------------------------|---------------|-------------------|---------------------------------------|---------------|-------------------|
| | S номин. | H номин. | D , не менее | S номин. | H номин. | D , не менее | S номин. | H номин. | D , не менее |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 3 | | | | | | | 5,5 | 2,4 | 6,0 |
| 4 | | | | | | | 7,0 | 3,2 | 7,7 |
| 5 | | | | | | | 8,0 | 4,0 | 8,8 |
| 6 | | | | 10,0 | 5,0 | 10,9 | 10,0 | 5,0 | 11,0 |
| 8 | | | | 13 | 6,5 | 14,2 | 13 | 6,5 | 14,4 |
| 10 | | | 18,9 | 17 | 8 | 18,7 | 17 | 8 | 18,9 |
| 12 | | | 24,5 | 19 | 10 | 20,9 | 19 | 10 | 21,1 |

Окончание таблицы

| | | | | | | | | | |
|------|----|----|------|----|----|------|----|----|------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| (14) | | | 26,3 | 22 | 11 | 24,3 | 22 | 11 | 24,5 |
| 16 | | | 29,6 | 24 | 13 | 26,5 | 24 | 13 | 26,8 |
| (18) | | | 32,8 | 27 | 15 | 29,9 | 27 | 15 | 30,2 |
| 20 | 30 | 16 | 32,4 | 30 | 16 | 33,3 | 30 | 16 | 33,6 |
| (22) | 32 | 18 | 34,4 | 32 | 18 | 35,0 | 32 | 18 | 35,8 |
| 24 | 36 | 19 | 38,8 | 36 | 19 | 39,6 | 36 | 19 | 40,3 |
| (27) | 41 | 22 | 44,4 | 41 | 22 | 45,2 | 41 | 22 | 45,9 |
| 30 | 46 | 24 | 50,5 | 46 | 24 | 50,9 | 46 | 24 | 51,6 |
| 36 | 55 | 28 | 59,7 | 55 | 29 | 60,8 | 55 | 29 | 61,7 |
| 42 | 65 | 34 | 70,8 | 65 | 34 | 72,1 | 65 | 34 | 73,0 |
| 48 | 75 | 38 | 81,9 | 75 | 38 | 83,4 | 75 | 38 | 84,3 |

Таблица 5.5

Коэффициент безопасности при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой

| Материал болта (сталь) | Статическая нагрузка | | | Переменная нагрузка | |
|---------------------------|----------------------|-----------|-----------|---------------------|-----------|
| | M6 – M16 | M16 – M30 | M30 – M60 | M6 – M16 | M16 – M30 |
| Углеродистая | 3 ... 4 | 3 ... 2 | 2 ... 1,3 | 10 ... 6,5 | 6,5 |
| Легированная | 5 ... 4 | 4 ... 2,5 | 2,5 | 7,5 ... 5 | 5 |

Таблица 5.6

Допускаемая растягивающая статическая нагрузка [F] для затянутых болтов класса прочности 3,6

| Тип резьбы | Внутренний диаметр резьбы (СТ СЭВ 185-75) | Расчетная площадь стержня болта A, мм ² | Допускаемая нагрузка F _p , кН | |
|------------|--|--|--|------------------------|
| | | | неконтролируемая затяжка | контролируемая затяжка |
| M6 | 4,917 | 17,8 | 0,83 | 3,6 |
| M8 | 6,647 | 32,9 | 1,48 | 6,5 |
| M10 | 8,376 | 52,3 | 2,40 | 10,3 |
| M12 | 10,106 | 76,3 | 3,70 | 14,4 |
| (M14) | 11,835 | 104,5 | 5,10 | 20,6 |
| M16 | 13,835 | 144 | 7,50 | 27 |
| (M18) | 15,294 | 175 | 10,30 | 33 |
| M20 | 17,294 | 226 | 14,40 | 44 |
| (M22) | 19,294 | 282 | 19,10 | 55 |
| M24 | 20,752 | 324 | 23,60 | 64 |
| (M27) | 23,752 | 427 | 33,00 | 83 |
| M30 | 26,211 | 518 | 45,00 | 100 |
| (M33) | 29,211 | 647 | 56,2 | 128 |
| M36 | 31,670 | 760 | 72,00 | 152 |

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Практическое задание № 6

РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Рассчитать цилиндрическую (прямозубую или косозубую) передачу (рис. 6.1) одноступенчатого редуктора. Нагрузка передачи постоянная, во время пуска она кратковременно повышается в γ раз по сравнению с номинальной. Мощность, передаваемая шестерней, – P_1 , кВт; угловая скорость вращения шестерни – ω_1 , рад/с; передаточное отношение – u . Срок службы передачи – L_h , ч. Зацепление – эвольвентное (СТ СЭВ 229-75). Исходные данные для расчета принять по табл. 6.1.

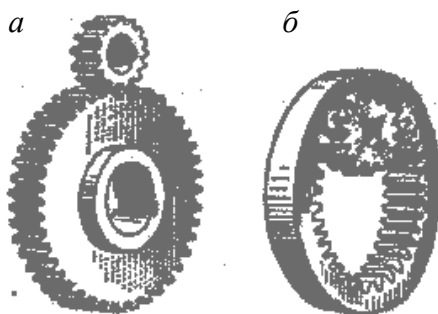


Рис. 6.1. Зубчатая цилиндрическая передача, зацепление: *a* – внешнее; *б* – внутреннее

Таблица 6.1

Исходные данные

| № варианта | P_1 , кВт | ω_1 , рад/с | u | L_h , ч | Перегрузка γ | Тип передачи |
|------------|-------------|--------------------|------|-----------|---------------------|--------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | 2,0 | 50 | 1,00 | 40 000 | 1,60 | П |
| 2 | 2,2 | 55 | 1,15 | 38 000 | 1,70 | К |
| 3 | 2,4 | 80 | 1,60 | 36 000 | 1,80 | П |
| 4 | 2,6 | 60 | 2,00 | 34 000 | 1,65 | К |
| 5 | 2,8 | 75 | 2,50 | 32 000 | 1,75 | П |
| 6 | 3,0 | 63 | 3,15 | 30 000 | 1,50 | К |
| 7 | 3,5 | 70 | 4,00 | 28 000 | 1,40 | П |
| 8 | 4,0 | 90 | 5,00 | 26 000 | 1,45 | К |
| 9 | 4,5 | 85 | 6,30 | 24 000 | 1,55 | П |
| 10 | 5,0 | 88 | 3,00 | 22 000 | 1,35 | К |
| 11 | 5,5 | 70 | 4,0 | 20 000 | 1,37 | П |
| 12 | 6,0 | 45 | 2,5 | 21 000 | 1,39 | К |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----|------|----|------|--------|------|---|
| 13 | 6,5 | 40 | 4,0 | 23 000 | 1,41 | П |
| 14 | 7,0 | 35 | 5,0 | 25 000 | 1,43 | К |
| 15 | 7,5 | 30 | 6,3 | 27 000 | 1,46 | П |
| 16 | 8,0 | 25 | 5,0 | 29 000 | 1,48 | К |
| 17 | 8,5 | 20 | 4,0 | 31 000 | 1,51 | П |
| 18 | 9,0 | 48 | 3,15 | 33 000 | 1,53 | К |
| 19 | 9,5 | 51 | 2,00 | 35 000 | 1,56 | П |
| 20 | 10,0 | 54 | 2,50 | 37 000 | 1,58 | К |
| 21 | 9,7 | 57 | 1,6 | 39 000 | 1,61 | П |
| 22 | 9,4 | 61 | 1,25 | 35 500 | 1,63 | К |
| 23 | 9,1 | 64 | 1,00 | 33 500 | 1,66 | П |
| 24 | 8,8 | 67 | 1,25 | 37 500 | 1,68 | К |
| 25 | 8,2 | 72 | 1,6 | 39 500 | 1,71 | П |
| 26 | 8,0 | 74 | 2,5 | 38 500 | 1,75 | К |
| 27 | 7,5 | 80 | 3,15 | 36 500 | 1,80 | П |
| 28 | 7,0 | 85 | 4,0 | 35 500 | 1,85 | К |
| 29 | 6,5 | 90 | 1,25 | 34 500 | 1,90 | П |
| 30 | 6,0 | 95 | 1,6 | 33 500 | 2,0 | К |

Примечание. П – прямозубая, К – косозубая

Методические указания

1. Выбрать материал зубчатых колес, вид термообработки и степень точности (табл. 6.6).

2. Рассчитать зубья передачи на контактную прочность и на изгиб. Из расчета зубьев на контактную прочность вычислить межосевое расстояние передачи a_w . Предварительно необходимо определить значение величин, входящих в данную формулу.

Валы передачи необходимо установить на подшипники качения и принять $\eta = 0,98$. Мощность, передаваемая колесом, вычисляется

$$P_2 = P_1 \cdot \eta, \text{ кВт}, \quad (6.1)$$

крутящий момент, передаваемый колесом,

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, \text{ Н м}. \quad (6.2)$$

Принять коэффициент ψ_{ba} :

- коэффициент ширины венца зубчатых колес $\psi_{ba} = 0,100; 0,125; 0,160; 0,200; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,000; 1,250;$
- при различной ширине сопряженных зубчатых колес значение ψ_{ba} относится к более узкому из них.

Определить коэффициент ψ_{bd}

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} (u + 1). \quad (6.3)$$

Допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ вычислить по (6.7), предварительно определив значения величин, входящих в данную формулу. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев:

- при объемной закалке HRC 38...50

$$\sigma_{Hlimb} = 18HRC + 150, \text{ МПа.}; \quad (6.4)$$

- при поверхностной закалке HRC 40...56

$$\sigma_{Hlimb} = 17HRC + 200, \text{ МПа.};$$

- при HB < 350 для углеродистой и легированной стали

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70, \text{ МПа.}$$

Примем коэффициент безопасности $s_H = 1,1$; коэффициент $Z_R = 0,95$; коэффициент $Z_v = 1$. Базовое число циклов напряжений $N_{H0} = 70 \times 10^6$. Эквивалентное число циклов определяем

$$N_{HE} = 60 \cdot n_2 \cdot c \cdot L_h, \quad (6.5)$$

где $c = 1$, т.к. колесо находится в зацеплении с одной шестерней;

n_2 – частота вращения зубчатого колеса, об/мин;

L_h – срок службы передачи, ч.

Определяем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}}, \quad (6.6)$$

$$1 \leq K_{HL} \leq 2,4.$$

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_{HL}}{s_H}, \text{ МПа.} \quad (6.7)$$

По графику (рис. 6.3) определить коэффициент $K_{H\beta}$.

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2}}, \text{ мм.} \quad (6.8)$$

где $K_a = 430$ – для косозубой передачи, $K_a = 495$ – для прямозубой передачи;

T_2 – момент на зубчатом колесе, Нм.

Принимаем a_w в соответствие с СТ СЭВ 310-76 (табл. 6.2).

Делительное межосевое расстояние некоррегированных колес $a = a_w$.

Модуль зубьев

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w, \text{ мм.} \quad (6.9)$$

Проверяем соответствие m ГОСТу (табл. 6.3).

Принимаем угол наклона зубьев $\beta = 8 \dots 18^\circ$ ([3, с. 158]) для косозубой передачи, определяем $\cos \beta$. Сумма зубьев шестерни и колеса

$$z_c = \frac{2a \cdot \cos \beta}{m}. \quad (6.10)$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_c}{1+u}. \quad (6.11)$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_c - z_1. \quad (6.12)$$

Проверяем по (6.17), (6.18) рабочие поверхности зубьев на контактную прочность по максимальному контактному напряжению при действии на зубья кратковременной нагрузки. Для этого определим расчетное контактное напряжение σ_H , вызываемое расчетным моментом T_1 , и допускаемое максимальное контактное напряжение $[\sigma_H]_{max}$. Коэффициент Z_H определяем

$$\beta_b = \beta, \quad \alpha_{t\omega} = \frac{\alpha}{\cos \beta},$$
$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{t\omega}}}. \quad (6.13)$$

Коэффициент $Z_M = 275 \text{ Н}^{1/2}/\text{мм}$. Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta. \quad (6.14)$$

Коэффициент Z_ε

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}. \quad (6.15)$$

Делительный диаметр d_1 и начальный диаметр d_{w1} – диаметры шестерни

$$d_1 = d_{w1} = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta}, \text{ мм.} \quad (6.22)$$

Окружная скорость передачи

$$v = \frac{\omega_1 \cdot d_{w1}}{2}, \text{ м/с.} \quad (6.23)$$

Определяем по графику (рис. 6.3, а) коэффициент $K_{H\alpha}$, по табл. 6.4 – коэффициент $K_{H\gamma}$, коэффициент $K_{H\beta}$ определен ранее.

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\varepsilon \frac{u+1}{u} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_{H\beta} K_{H\gamma} (u+1)}{2a^3 \psi_{ba}}} \leq [\sigma_H], \text{ МПа.} \quad (6.16)$$

Делаем вывод о контактной прочности зубьев.

По ГОСТ 4543 определяем предел текучести (табл. 6.6). Допускаемое максимальное контактное напряжение для зубьев

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_T, \text{ МПа.} \quad (6.17)$$

Определяем величину кратковременной перегрузки

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_1}}, \text{ МПа,} \quad (6.18)$$

где $T_{\max} = \gamma \cdot T_1$, МПа.

Производим проверочный расчет зубьев шестерни на изгиб. При одинаковом материале шестерни и колеса толщина зубьев шестерни у основания меньше, чем у зубьев колеса, поэтому расчет зубьев на изгиб выполняем для зубьев шестерни, менее прочных при изгибе по сравнению с зубьями колеса. Предварительно определяем значение величин, входящих в формулу. Если материал колес разный, то определить менее прочное звено можно по формуле $\frac{\sigma_F}{Y_F}$, а проверку произвести по тому из колес пары, у которого это отношение меньше.

Крутящий момент, передаваемый шестерней,

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Н м.} \quad (6.19)$$

Эквивалентное число зубьев шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}. \quad (6.20)$$

Коэффициент $Y_\varepsilon = 1$.

Определяем коэффициент формы зуба шестерни Y_F по графику (рис. 6.4).

Коэффициент Y_β

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ}. \quad (6.21)$$

Определяем по рис. 6.3, β коэффициент $K_{F\alpha}$; по рис. 6.5 – коэффициент $K_{F\beta}$; по табл. 6.5 – коэффициент динамической нагрузки K_{Fv} .

Для зубьев шестерни вычислим допустимое напряжение на изгиб $[\sigma_F]$. Предварительно определим значение величин, входящих в эту формулу.

По табл. 6.6 определяем предел изгибной выносливости зубьев $\sigma_{F\lim b}$. Примем коэффициент безопасности $s_F = 1,7 - 2,2$ (большее значение для литых заготовок). Базовое число циклов $N_{F0} = 4 \times 10^6$. Эквивалентное число циклов определяем

$$N_{FE} = 60 \cdot n_1 \cdot c. \quad (6.24)$$

Проверяем выполнение условия $N_{F0} \geq N_{FE}$. Если условие выполняется, то $K_{FL} = 1$. Коэффициент $K_{Fc} = 1$, принимаем в соответствии с рекомендацией.

Допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_F]$ для зубьев шестерни

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b} K_{FL} K_{Fc}}{s_F}, \text{ МПа}. \quad (6.25)$$

Произведем проверочный расчет зубьев шестерни на изгиб

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{z_1^3 \cdot \Psi_{bd} \cdot m^3} \leq [\sigma_F], \text{ МПа}, \quad (6.27)$$

где T_1 – момент на шестерне, Нм.

Делаем вывод о прочности зубьев передачи на изгиб.

Проверим зубья на пластическую деформацию или хрупкий излом при изгибе при действии на зубья кратковременной перегрузки. Расчетное максимальное напряжение на изгиб зубьев, вызываемое расчетным моментом T_1 .

Допускаемое максимальное напряжение на изгиб зубьев

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6 \cdot \sigma_\sigma, \text{ МПа}, \quad (6.28)$$

где σ_σ – предел прочности стали (см. соответствующий ГОСТ по свойствам сталей). Т.к. кратковременная перегрузка больше номинальной в γ раз, то

$$\sigma_{F\max} = \gamma \cdot \sigma_F \leq [\sigma_F]_{\max}, \text{ МПа}. \quad (6.29)$$

Делаем вывод о прочности зубьев на изгиб при кратковременной перегрузке.

Определяем размеры зубьев. В соответствии с СТ СЭВ 308-76 коэффициент головок зубьев $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Высота головок зубьев

$$h_a = h_a^* \cdot m, \text{ мм.} \quad (6.30)$$

Высота ножек зубьев

$$h_f = (h_a^* + c^*) \cdot m, \text{ мм.} \quad (6.31)$$

Высота зубьев

$$h = h_a + h_f, \text{ мм.} \quad (6.32)$$

Делительный диаметр d , диаметр вершин d_a и диаметр впадин d_f :

- для шестерни: d_1 – вычислен ранее;

$$d_{a1} = d_1 + 2h_a, \text{ мм;} \quad (6.33)$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f, \text{ мм;} \quad (6.34)$$

- для колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta}, \text{ мм;} \quad (6.35)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_a, \text{ мм;} \quad (6.36)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f, \text{ мм.} \quad (6.37)$$

Рабочая ширина зубчатого венца

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a, \text{ мм.} \quad (6.38)$$

Рекомендуемая литература: [3, 5, 6].

Справочные данные

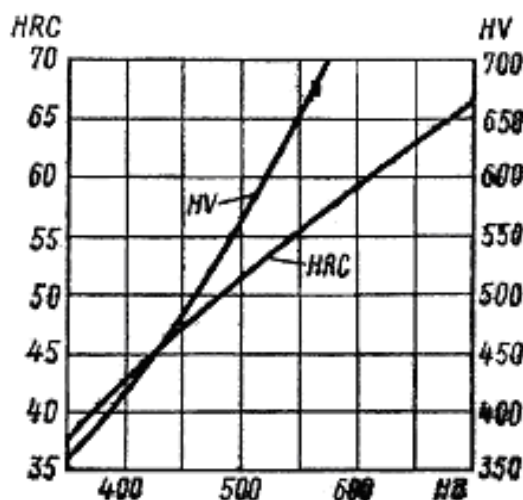


Рис. 6.2. График перевода HB в HRC

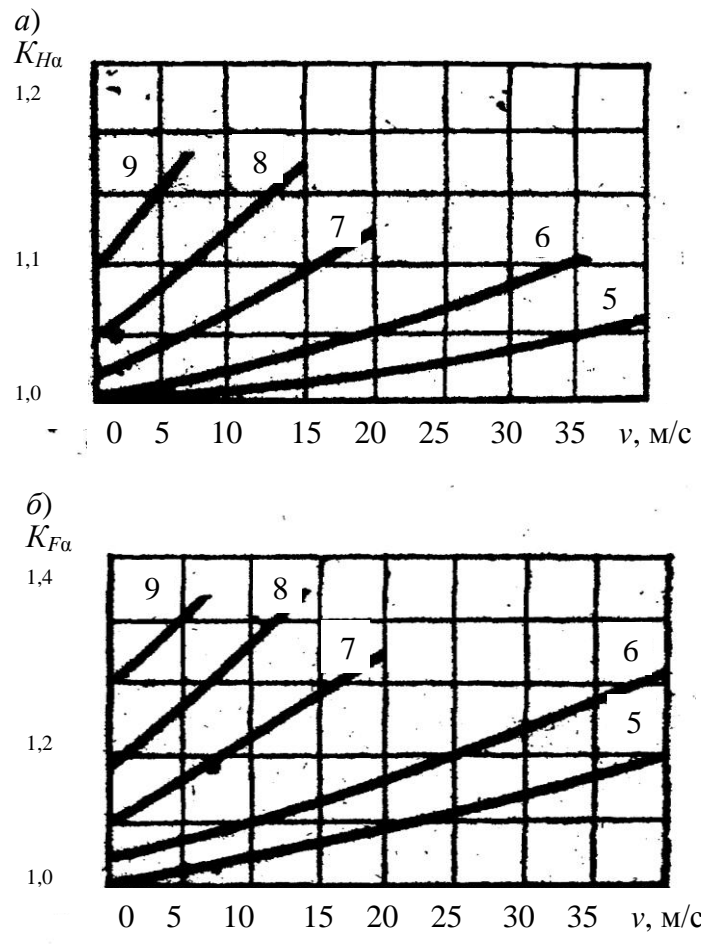


Рис. 6.3. Графики для определения коэффициентов $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$.

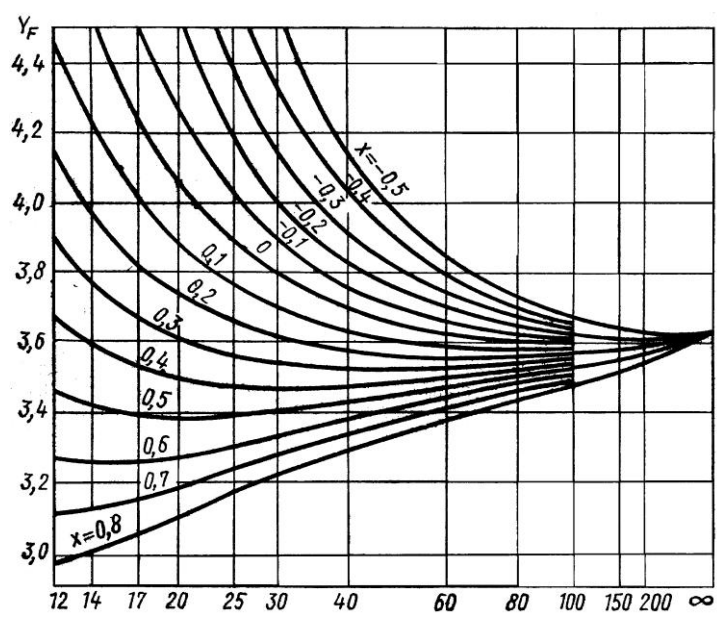


Рис. 6.4. График для определения коэффициента формы зуба Y_F

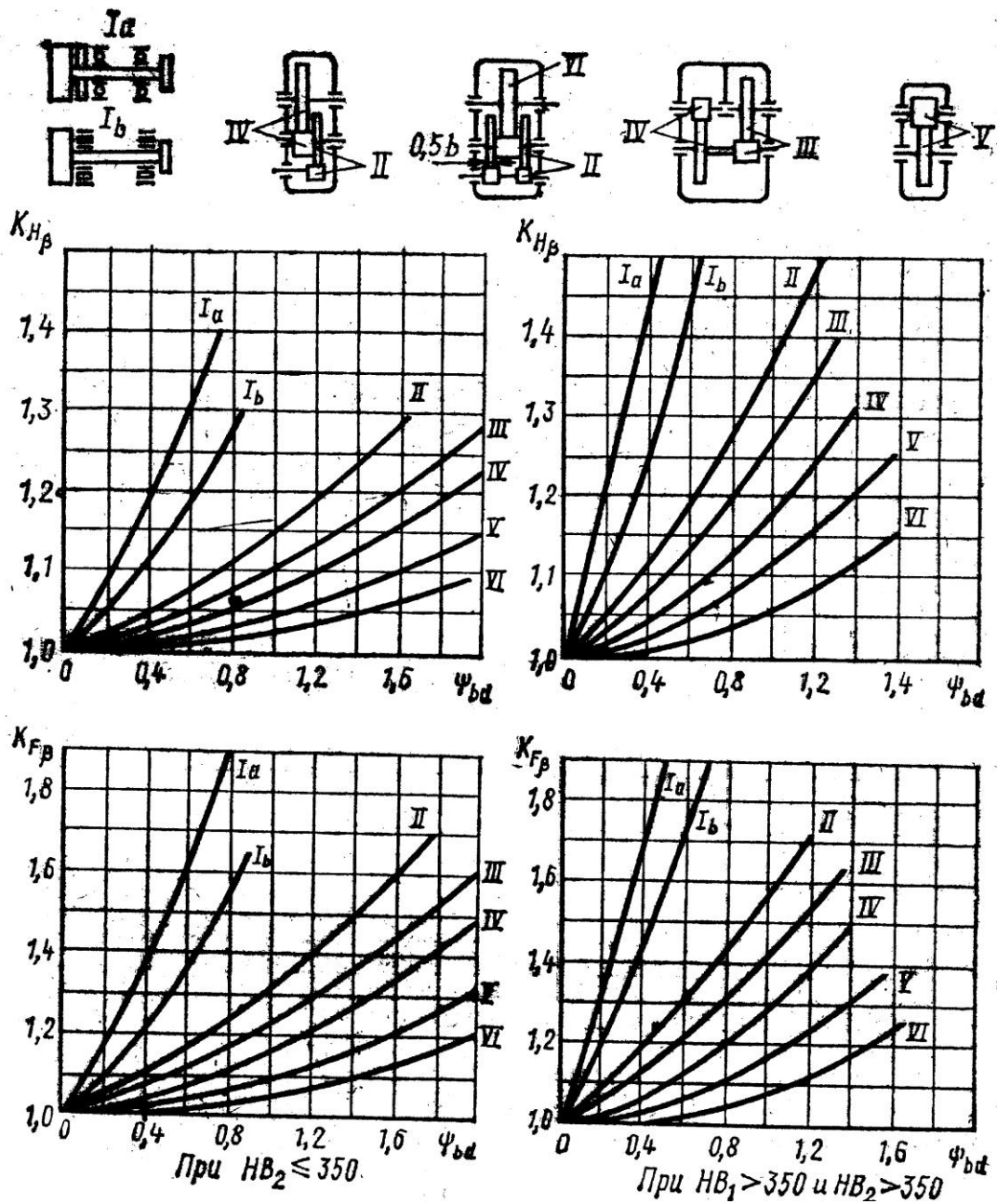


Рис.6.5. Графики для определения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Таблица 6.2

Значения межосевых расстояний a_w , мм

| | | | | | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1-й ряд | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 |
| 2-й ряд | | | 71 | 90 | 112 | 140 | 180 | 225 | 280 | 355 |

Окончание таблицы

| | | | | | | | | | |
|---------|-----|-----|-----|-----|------|------|------|------|------|
| 1-й ряд | 400 | 500 | 630 | 800 | 1000 | 1250 | 1600 | 2000 | 2500 |
| 2-й ряд | 450 | 560 | 710 | 900 | 1120 | 1400 | 1800 | 2240 | |

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-ому

Таблица 6.3

Модуль зубьев (ГОСТ 9565)

| | | | | | | | | | | | | |
|---------|------|------|------|-----|-----|-----|---|---|----|----|----|----|
| 1-й ряд | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 10 | 12 | 16 | 20 |
| 2-й ряд | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 | 14 | 18 | |

Таблица 6.4

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Hv}

| Степень точности | Твердость поверхностей зубьев | v , м/с | | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| | | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| 6-я | а | <u>1,03</u> | <u>1,06</u> | <u>1,12</u> | <u>1,17</u> | <u>1,23</u> | <u>1,28</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,06 | 1,07 |
| | б | <u>1,02</u> | <u>1,04</u> | <u>1,07</u> | <u>1,1</u> | <u>1,15</u> | <u>1,18</u> |
| | | 1,00 | 1,00 | 1,02 | 1,02 | 1,03 | 1,04 |
| 7-я | а | <u>1,04</u> | <u>1,07</u> | <u>1,14</u> | <u>1,21</u> | <u>1,29</u> | <u>1,36</u> |
| | | 1,02 | 1,03 | 1,05 | 1,06 | 1,07 | 1,08 |
| | б | <u>1,03</u> | <u>1,05</u> | <u>1,09</u> | <u>1,14</u> | <u>1,19</u> | <u>1,24</u> |
| | | 1,00 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,03 | 1,04 |
| 8-я | а | <u>1,04</u> | <u>1,08</u> | <u>1,16</u> | <u>1,24</u> | <u>1,32</u> | <u>1,4</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,04 | 1,06 | 1,07 | 1,08 |
| | б | <u>1,03</u> | <u>1,06</u> | <u>1,1</u> | <u>1,16</u> | <u>1,22</u> | <u>1,26</u> |
| | | 1,01 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,05 |
| 9-я | а | <u>1,05</u> | <u>1,1</u> | <u>1,2</u> | <u>1,3</u> | <u>1,4</u> | <u>1,5</u> |
| | | 1,01 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,09 | 1,12 |
| | б | <u>1,04</u> | <u>1,07</u> | <u>1,13</u> | <u>1,2</u> | <u>1,26</u> | <u>1,32</u> |
| | | 1,01 | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,05 |

Примечание.

- Твердость поверхности зубьев:
 - $H_1 < HB350$ и $H_2 < HB350$ или $H_1 > HRC45$ и $H_2 < HB350$;
 - $H_1 > HRC45$ и $H_2 > HRC45$.
- Значения K_{Hv} в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым

Таблица 6.5

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{Fv}

| Степень точности | Твердость поверхностей зубьев | v , м/с | | | | | |
|------------------|-------------------------------|-------------|-------------|-------------|------------|-------------|-------------|
| | | 1 | 2 | 4 | 6 | 8 | 10 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 6-я | а | <u>1,06</u> | <u>1,13</u> | <u>1,26</u> | <u>1,4</u> | <u>1,53</u> | <u>1,67</u> |
| | | 1,02 | 1,05 | 1,1 | 1,15 | 1,2 | 1,25 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|-----|---|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|-------------|
| 6-я | б | <u>1,02</u> | <u>1,04</u> | <u>1,08</u> | <u>1,11</u> | <u>1,14</u> | <u>1,17</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,04 | 1,06 | 1,07 |
| 7-я | а | <u>1,08</u> | <u>1,16</u> | <u>1,33</u> | <u>1,5</u> | <u>1,67</u> | <u>1,8</u> |
| | | 1,03 | 1,06 | 1,11 | 1,16 | 1,22 | 1,27 |
| | б | <u>1,03</u> | <u>1,05</u> | <u>1,09</u> | <u>1,13</u> | <u>1,17</u> | <u>1,22</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,08 |
| 8-я | а | <u>1,1</u> | <u>1,2</u> | <u>1,38</u> | <u>1,58</u> | <u>1,78</u> | <u>1,96</u> |
| | | 1,03 | 1,06 | 1,11 | 1,17 | 1,23 | 1,29 |
| | б | <u>1,04</u> | <u>1,06</u> | <u>1,12</u> | <u>1,16</u> | <u>1,21</u> | <u>1,26</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,08 |
| 9-я | а | <u>1,13</u> | <u>1,28</u> | <u>1,5</u> | <u>1,77</u> | <u>1,98</u> | <u>2,25</u> |
| | | 1,04 | 1,07 | 1,14 | 1,21 | 1,28 | 1,35 |
| | б | <u>1,04</u> | <u>1,07</u> | <u>1,14</u> | <u>1,21</u> | <u>1,27</u> | <u>1,34</u> |
| | | 1,01 | 1,02 | 1,04 | 1,06 | 1,08 | 1,09 |

Примечание.

1. Твердость поверхности зубьев:

а) $H_1 < \text{HB350}$ и $H_2 < \text{HB350}$ или $H_1 > \text{HRC45}$ и $H_2 < \text{HB350}$;

б) $H_1 > \text{HRC45}$ и $H_2 > \text{HRC45}$.

2. Значения K_{FV} в числителе относятся к прямозубым передачам, а в знаменателе – к косозубым

Таблица 6.6

Пределы выносливости σ_{Flimb}

| Вид термообработки и марки стали | Твердость зубьев HRC | | σ_{Flimb} , МПа |
|---|----------------------|--------------|-----------------------------|
| | на поверхности | в сердцевине | |
| Цементация легированных сталей: содержание Ni более 1 %, Cr 1 % и менее (например, 20ХН2М, 12ХН2, 12ХН3А) стали марок 18 ХТГ, 30ХТГ, 12Х2Н4А и др. | 57 ... 63 | 32 ... 45 | 950 |
| | 57 ... 63 | 32 ... 45 | 800 |
| Нитроцементация легированных сталей: 25 ХГМ 25ХГТ, 30ХГТ и др. | 57 ... 63 | 32 ... 45 | 1000 |
| | 57 ... 63 | 32 ... 45 | 750 |
| Закалка при нагреве ТВЧ по всему контуру: стали пониженной прокаливаемости (например, 55ПП) стали марок 60ХВ, 60Х, 60ХН и др. стали марок 35ХМА, 40Х, 40ХН и др. | 58 ... 62 | 28 ... 35 | 900 |
| | 54 ... 60 | 25 ... 35 | 700 |
| | 48 ... 60 | 25 ... 35 | 600 |
| Нормализация или улучшение | НВ | 180 ... 350 | 1,35НВ + 100 |
| Азотирование легированных сталей | – | 24 ... 40 | 18HRC _{сердц} + 50 |

Таблица 6.5

**Типовые материалы для зубчатых колес, виды их термообработки
и механические характеристика**

| Марка стали | Сечение s , мм ² | Механические свойства (при поверхностной закалке σ_B σ_T относятся к сердцевине, HRC и поверхности) | | | | Термообработка | Ориентировочный режим термообработки |
|---|-------------------------------|--|-----------|---|--|----------------|---|
| | | твёрдость HB | HRC | предел проч- ности σ_B , Н/мм ² | предел теку- чества σ_T , Н/мм ² | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| <i>Заготовка — поковка (штамповка или прокат)</i> | | | | | | | |
| 40 | 60 | 192 ... 228 | — | 687 | 392 | Улучшение | 3, 840 ... 860 °С; В, О, 550... 620 °С |
| 45 | 80 | 170 ... 217 | — | 587 | 333 | Нормализация | Н, 850 ... 870 °С |
| | 100 | 192 ... 240 | — | 735 | 441 | Улучшение | 3, 820 ... 840 °С; В, О, 560... 600 °С |
| 50 | 60 | 241 ... 285 | — | 834 | 569 | То же | 3, 820 ... 840 °С; В, О, 520... 530 °С |
| | 80 | 179 ... 228 | — | 628 | 343 | Нормализация | Н, 840... 860 °С |
| | 80 | 228 ... 255 | — | 687 ... 785 | 520 | Улучшение | 3, 820 ... 784 °С; О, 560 ... 620 °С |
| 40X | 100 | 230 ... 260 | — | 834 | 540 | Улучшение | 3, 830 ... 850 °С; О, 540 ... 580 °С |
| | 60 | 260 ... 280 | — | 932 | 687 | То же | 3, 830 ... 850 °С; О, 500 °С |
| | 60 | 500 ... 550 | 26 ... 30 | 981 | 785 | Азотирование | То же, с последующим мягким азотированием |
| | 100 | 230... 280 | — | 834 | 638 | Улучшение | 3, 840... 860 °С, М, О; 580... 640 °С |
| 40XH | 100... 300 | 163... 269 | — | 736 | 490 | То же | |
| | 300... 500 | 163... 269 | — | 687 | 441 | | |
| | 100 | 230... 300 | — | 834 | 587 | Улучшение | 3, 820 ... 840 °С; М, О, 560 ... 600 °С |
| 35XM | 100... 300 | 241 | — | 785 | 569 | То же | |
| | 40 | — | 48 ... 54 | 1700 | 1373 | Закалка | 3, 820 ... 840 °С; М, О, 180 ... 200 °С |
| | 100 | 241 | — | 883 | 785 | Улучшение | 3, 850 ... 870 °С; М, О; 600 ... 650 °С |
| | 50 | 269 | — | 883 | 785 | То же | То же |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|--|-----|--------------|-----------|---------------|---------------|--------------|---|
| 40 НМЛ | 40 | – | 45 ... 53 | 700 | 1373 | Закалка | 3, 850... 870 °С; М, О, 200 ... 220 °С |
| | 80 | 302 | – | 1080 | 889 | Улучшение | 3, 830... 850 °С; М, О, 600 ... 620 °С |
| | 300 | 217 | – | 687 | 490 | То же | |
| 35ХГСА | 150 | 235 | – | 746 | 490 | Улучшение | 3, 850.. 880 °С; М, О, 640 ... 660 °С |
| | 60 | 270 | – | 961 | 863 | То же | 3, 850 ... 880 °С; М, О, 500 °С |
| | 40 | 310 | – | 1080 | 942 | То же | |
| 20Х | 30 | – | 46 ... 53 | 1668 ... 1913 | 1324 ... 1570 | Закалка | 3, 860 ... 880 °С; М, О, 200 ... 250 °С |
| | 60 | – | 56 ... 63 | 638 | 392 | Цементация | 3, О |
| 12ХНЗА | 60 | – | 56 ... 63 | 903 | 687 | То же | 3, О |
| 25ХГТ | – | – | 58 ... 63 | 1128 | 932 | | 3,О |
| 33ХМЮА | – | 850 ... 900Н | 30 ... 35 | 1030 | 883 | Азотирование | Заготовка – улучшение |
| <i>Стальное литье</i> | | | | | | | |
| 45Л | – | – | – | 540 | 314 | Нормализация | Н, О |
| 30ХНМЛ | – | – | – | 687 | 540 | То же | Н, О |
| 40ХЛ | – | – | – | 638 | 490 | | Н, О |
| 35ХМЛ | – | – | – | 687 | 540 | | Н, О |
| Примечание. | | | | | | | |
| 1. | | | | | | | |
| <ul style="list-style-type: none"> ▪ НРС для цементированных и НУ для азотированных сталей – твердость поверхности; ▪ НРС для азотированных сталей – твердость сердцевины. | | | | | | | |
| 2. | | | | | | | |
| 3 – закалка, О – отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды, М – масло, В – вода, Н – нормализация | | | | | | | |

Практическое задание № 7

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать червячную передачу (рис. 7.1) по следующим данным: полный момент на колесе T_{21max} , Нм. Срок службы передачи L_h (легкий режим работы механизма).

Коэффициенты годового и суточного использования крана соответственно равны: $K_T = 0,25$; $K_c = 0,33$. Передаточное число u ; частота вращения колеса n_2 , об/мин; число заходов z_1 . Передача – реверсивная. Характер графика нагрузки – см. рис. 1.2, a, b, c . Исходные данные для расчета согласно заданного варианта принять по табл. 7.1.

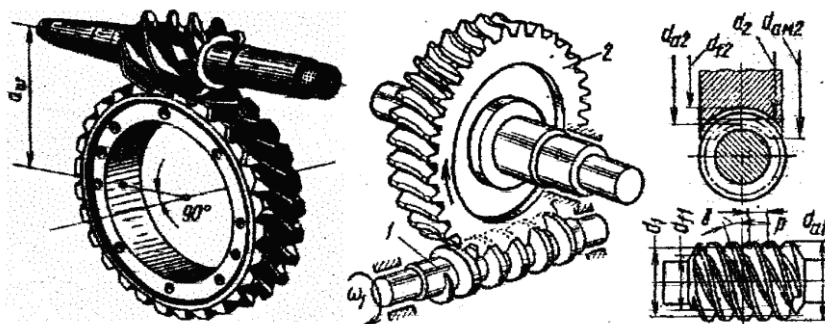


Рис. 7.1. Червячная передача

Таблица 7.1

Исходные данные

| № варианта | T_{21max} , Н м | u | Число заходов червяка z_1 | n_2 , мин ⁻¹ | L_h , ч | t_0 , °С | График нагрузки (рис. 1.2) |
|------------|-------------------|------|-----------------------------|---------------------------|-----------|------------|----------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| 1 | 520 | 31 | 1 | 100 | 5 000 | -10 | <i>a</i> |
| 2 | 510 | 28 | 1 | 120 | 5 200 | -5 | <i>b</i> |
| 3 | 500 | 25 | 1 | 140 | 5 400 | 0 | <i>c</i> |
| 4 | 490 | 22,5 | 2 | 160 | 5 600 | 5 | <i>a</i> |
| 5 | 480 | 20 | 2 | 180 | 5 800 | 10 | <i>b</i> |
| 6 | 470 | 18 | 2 | 200 | 6 000 | 15 | <i>c</i> |
| 7 | 460 | 16 | 2 | 220 | 6 200 | 20 | <i>a</i> |
| 8 | 450 | 14 | 2 | 240 | 6 400 | 25 | <i>b</i> |
| 9 | 440 | 12,5 | 4 | 260 | 6 600 | 30 | <i>c</i> |
| 10 | 430 | 10 | 4 | 280 | 6 800 | 35 | <i>a</i> |
| 11 | 420 | 63 | 1 | 10 | 7 000 | 40 | <i>b</i> |
| 12 | 410 | 56 | 1 | 20 | 7 200 | 45 | <i>c</i> |
| 13 | 400 | 50 | 1 | 40 | 7 400 | 50 | <i>a</i> |
| 14 | 390 | 45 | 1 | 60 | 7 500 | 40 | <i>b</i> |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|----|-----|------|---|-----|-------|-----|---|
| 15 | 380 | 40 | 1 | 70 | 7 600 | 30 | c |
| 16 | 370 | 35,5 | 2 | 80 | 7 800 | 20 | a |
| 17 | 360 | 31 | 2 | 90 | 8 000 | 10 | b |
| 18 | 350 | 28 | 2 | 100 | 8 200 | 0 | c |
| 19 | 340 | 22,5 | 2 | 110 | 8 400 | -5 | a |
| 20 | 330 | 20 | 2 | 120 | 8 500 | -10 | b |
| 21 | 320 | 18 | 2 | 130 | 8 600 | -15 | c |
| 22 | 310 | 16 | 2 | 140 | 8 800 | -20 | a |
| 23 | 300 | 14 | 2 | 150 | 9 000 | -25 | b |
| 24 | 530 | 12,5 | 4 | 160 | 6 500 | -30 | c |
| 25 | 540 | 10 | 4 | 170 | 5 500 | -35 | a |
| 26 | 550 | 63 | 1 | 180 | 5 000 | -12 | b |
| 27 | 560 | 56 | 1 | 190 | 4 500 | -10 | c |
| 28 | 570 | 50 | 1 | 200 | 4 000 | -5 | a |
| 29 | 580 | 45 | 1 | 210 | 3 500 | 0 | b |
| 30 | 590 | 40 | 1 | 220 | 3 000 | 5 | c |

Методические указания

1. Примем: материал венца червячного колеса – например, бронза Бр ОФ 10-1 ОСТ 1.90054-72 ($\sigma_b = 260$ МПа, $\sigma_T = 150$ МПа); червяка – сталь 45 ГОСТ 1050 ($\sigma_b = 700$ МПа, $\sigma_T = 350$ МПа) с твердостью НВ 250...300, шлифованная; коэффициент нагрузки $K = 1,3$. Максимальный (пиковый) момент ограничивается предохранительной муфтой и равен $T_{2II} = 2T_{21max}$.

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_2}{q} [\sigma_H]} \right)^2 } K \cdot T_{21max}, \text{ мм}, \quad (7.1)$$

где

$$z_2 = z_1 u;$$

$$[\sigma_H] = 0,75 \cdot \sigma_b \sqrt[8]{ \frac{10^7}{N_{HE}} }; \quad (7.2)$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружений

$$N_{HE} = 60n_2 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{21max}} \right)^4 L_{hi}, \text{ циклов}, \quad (7.2)$$

L_h – число часов работы

$$L_h = 365 \cdot 24 K_\Gamma K_c \frac{15\%}{100}, \text{ ч.}$$

Принимаем a_w по ГОСТ 2144 – 76.

Для червячных цилиндрических передач с углом скрещивания осей червяка и колеса, равным 90° , ГОСТ 2144-76 нормализованы: длина нарезанной части червяка b_1 (табл. 7.2); делительные углы подъема γ резьбы червяка и наклона зубьев колеса (табл. 7.3); межосевые расстояния a_w , мм (табл. 7.4).

2. Модуль m

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{q + z_2}, \text{ мм.} \quad (7.3)$$

Модули передач m , мм, нормализованы СТ СЭВ 267-76 (частичное извлечение) (СТ СЭВ 267-76): 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0. . Принять ближайшее значение.

Для унификации стандартного инструмента, применяемого при нарезании червяков и червячных колес, отношение делительного диаметра d_1 червяка к расчетному модулю m , называемое *коэффициентом диаметра червяка* q , ограничивают по СТ СЭВ 266-76 в пределах $q \geq 0,25z_2$, $q = 6,3 \dots 25$. Данным стандартом установлено два ряда значений q (табл. 7.5).

3. Проверка зуба на прочность по изгибу

$$\sigma_F = \frac{Y_{F_2} \cdot K \cdot F_{t2} \cdot \cos \gamma}{1,3 \cdot m^2 \cdot q} \leq [\sigma]_F, \text{ МПа,} \quad (7.4)$$

где

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{21\max}}{m \cdot z_2}.$$

Коэффициент формы зуба Y_{F_2} выбрать принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} (табл. 7.6).

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}. \quad (7.5)$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{-1F}] = 0,16 \cdot \sigma_b \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \text{ МПа,} \quad (7.6)$$

где

$$N_{FE} = 60 \cdot n_2 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{21\max}} \right)^9 L_{hi}.$$

При $N_{FE} < 10^6$ принимаем $\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 1$.

4. Проверка зуба на прочность по пиковому моменту

$$\sigma_{FII} = \sigma_F \frac{T_{2II}}{T_{21\max}} \leq [\sigma_{FII}] = 0,8 \cdot \sigma_T, \text{ МПа.} \quad (7.7)$$

5. Коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (7.8)$$

6. Размеры червяка:

- делительный диаметр

$$d_1 = qm, \text{ мм}; \quad (7.9)$$

- диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* \cdot m), \text{ мм}, \quad (7.10)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки, $h_a^* = 1$;

- диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^*)m, \text{ мм}, \quad (7.11)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора, $c^* = 0,2$;

- начальный диаметр червяка

$$d_w = (q + 2x)m, \text{ мм}; \quad (7.12)$$

- длина нарезной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m + 25, \text{ мм}; \quad (7.13)$$

- шаг и ход червяка

$$P = \pi m. \quad (7.14)$$

7. Размеры колеса:

- делительный диаметр

$$d_2 = mz_2, \text{ мм}; \quad (7.15)$$

- средний диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x), \text{ мм}; \quad (7.16)$$

- средний диаметр впадин червячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x), \text{ мм}; \quad (7.17)$$

- наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}, \text{ мм}; \quad (7.18)$$

- ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}, \text{ мм}. \quad (7.19)$$

8. Усилия действующие в зацеплении:

- окружная сила на колесе F_{t2} , равная осевой силе на червяке

F_{a1} , Н (см. п. 3);

- радиальная сила $F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$, Н;
- осевая сила на колесе, равная окружной на червяке F_{t1} ,

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} (\gamma + \rho), \text{ Н.} \quad (7.20)$$

Угол ρ выбран по табл. 7.7 по скорости скольжения, равной

$$v_{\text{ск.}} = \frac{m \cdot n_1}{19100} \sqrt{z_1^2 + q^2}, \text{ м/с,} \quad (7.21)$$

где n_1 – частота вращения червяка

$$n_1 = n_2 \cdot u, \text{ мин}^{-1}.$$

9. По скорости скольжения назначаем степень точности передачи и вид сопряжения, например, 7-С СТ СЭВ 211-76 (табл. 7.9).

10. Проверка коэффициента нагрузки $K = K_\beta \cdot K_v$:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - x), \quad (7.22)$$

где θ – коэффициент деформации червяка, выбирается по табл. 7.8;
 x – отношение среднего крутящего момента к максимальному

$$x = \frac{T_{\text{ср}}}{T_{1\text{max}}} = \frac{\sum T_{1i} L_{hi} n_{1i}}{\sum L_{hi} n_{1i}} \cdot \frac{1}{T_{1\text{max}}}. \quad (7.23)$$

Т.к. частота вращения червяка постоянна и отношения моментов на червяке равны отношениям моментов на колесе, то

$$x = \sum \frac{T_{2i}}{T_{21\text{max}}} \cdot \frac{L_{hi}}{L_h}. \quad (7.24)$$

При скорости скольжения $v_{\text{ск}}$ коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку K_{Hv} , принимают: при $v \leq 3$ м/с $K_{Hv} = 1$; при $v > 3$ м/с $K_{Hv} = 1 \dots 1,3$.

Коэффициент нагрузки $K = K_\beta \cdot K_v$.

11. Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta = 0,96 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg} (\gamma + \rho)}, \quad (7.25)$$

где γ – угол подъема резьбы червяка;
 ρ – приведенный угол трения, табл. 7.10.

12. Проверка тела червяка на прочность.

Примем расстояние между опорами червяка $l = d_2$ мм. Напряжение в теле червяка

$$\sigma_{F1} = \frac{M_E}{0,1 \cdot d_{f1}^3}, \text{ МПа,} \quad (7.26)$$

где

$$M_E = \sqrt{M_F^2 + T_1^2} = \sqrt{\left(\frac{F_{t1} \cdot l}{4}\right)^4 + \left(\frac{F_r \cdot l}{4} + \frac{F_{t2} \cdot d_1}{4}\right)^2} + T_1^2, \text{ Н мм,}$$

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta}, \text{ Н мм.}$$

13. Проверка червяка на жесткость

$$\frac{l^3 \sqrt{F_{t1}^2 + F_r^2}}{48E \cdot I_{np.}} \leq [f] = 0,01 \cdot m, \text{ мм,} \quad (7.27)$$

где приведенный момент инерции червяка

$$I_{np.} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right), \text{ мм}^4. \quad (7.28)$$

14. Проверка на нагрев.

Т.к. передача работает в повторно-кратковременном режиме, расчет ведем по среднему теплу, выделяющемуся за единицу времени, т.е. $Q^x = Q \cdot 15\%$,

$$t = t_0 + \frac{N_1(1-\eta)ПВ}{K_T A(1+\psi) \cdot 100}, \text{ }^\circ\text{С,} \quad (7.29)$$

где ПВ – продолжительность включения механизма, ПВ = 15 %;

A – поверхность охлаждения: $A = 20 a_w^2 \text{ м}^2$;

K_T – коэффициент теплопередачи, $K_T = 16 \text{ Вт/м}^2 \text{ град}$;

ψ – коэффициент, учитывающий теплоотвод в плиту; $\psi = 0,2$;

t_0 – температура окружающей среды, $^\circ\text{С}$;

$$N_1 = T_1 \omega_1 = T_1 \omega_2 u, \text{ Вт.}$$

Справочные данные

Таблица 7.2

Длина нарезанной части червяка (из приложения к ГОСТ 2144-76)

| x | z ₁ | |
|-------------|----------------------------|------------------------------|
| | 1 и 2 | 4 |
| -1,0 | $b_1 \geq (10,5 + z_1)m$ | $b_1 \geq (10,5 + z_1)m$ |
| -0,5 | $b_1 \geq (8 + 0,06z_2)m$ | $b_1 \geq (9,5 + 0,09z_2)m$ |
| 0 | $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$ | $b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m$ |
| 0,5 | $b_1 \geq (11 + 0,1z_2)m$ | $b_1 \geq (12,5 + 0,17z_2)m$ |
| 1,0 и более | $b_1 \geq (12 + 0,1z_2)m$ | $b_1 \geq (13 + 0,1z_2)m$ |

Таблица 7.3

**Делительные углы подъема γ резьбы червяка и наклона зубьев колеса
(из приложения ГОСТ 2144-76)**

| z_1 | q | | | | | | |
|-------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
| | 16 | 14 | 12 | 10 | 9 | 8 | 7,5 |
| 1 | 3,576° (3°34'35") | 4,086° (4°05'08") | 4,764° (4°45'49") | 5,711° (5°42'38") | 6,340° (6°20'25") | 7,125° (7°07'30") | 7,595° (7°35'41") |
| 2 | 7,125° (7°07'30") | 8,130° (8°07'48") | 6,462° (9°27'44") | 11,310° (11°18'36") | 12,529° (12°31'44") | 14,036° (14°02'10") | 14,931° (14°55'53") |
| 4 | 14,036° (14°02'10") | 15,945° (15°56'43") | 18,435° (18°25'06") | 21,801° (21°48'05") | 23,962° (23°57'45") | 26,565° (26°33'54") | 28,072° (28°04'21") |

Таблица 7.4

Межосевые расстояния a_w , мм (ГОСТ 2144-76)

| | | | | | | | | | | | | |
|---------|----|----|----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 1-й ряд | 40 | 50 | 63 | 80 | 100 | 125 | 160 | 200 | 250 | 315 | 400 | 500 |
| 2-й ряд | | | | | | 140 | 180 | 225 | 280 | 355 | 450 | |

Примечание. 1-й ряд следует предпочитать 2-ому

Таблица 7.5

Коэффициент диаметра червяка q (СТ СЭВ 266-76)

| | | | | | | | |
|---------|-----|-----|------|------|------|------|------|
| 1-й ряд | 6,3 | 8,0 | 10,0 | 12,5 | 16,0 | 20,0 | 25,0 |
| 2-й ряд | 7,1 | 9,0 | 11,2 | 14,0 | 18,0 | 22,4 | — |

Таблица 7.6

Коэффициент формы зуба Y_{F2}

| z_{v2} | 20 | 24 | 26 | 28 | 30 | 32 | 35 | 37 |
|----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Y_{F2} | 1,98 | 1,88 | 1,85 | 1,80 | 1,76 | 1,71 | 1,64 | 1,61 |
| z_{v2} | 40 | 45 | 50 | 60 | 80 | 100 | 150 | 300 |
| Y_{F2} | 1,55 | 1,48 | 1,45 | 1,40 | 1,34 | 1,30 | 1,27 | 1,24 |

Таблица 7.7

**Зависимость угла трения φ' от скорости скольжения
(червяк стальной, колесо бронзовое)**

| $v_{ск}$, м/с | φ' | $v_{ск}$, м/с | φ' |
|----------------|-----------------|----------------|-----------------|
| 0,01 | 5°40' ... 6°50' | 2,5 | 1°40' ... 2°20' |
| 0,1 | 4°30' ... 5°10' | 3,0 | 1°30' ... 2°00' |
| 0,5 | 3°10' ... 3°40' | 4,0 | 1°20' ... 1°40' |
| 1,0 | 2°30' ... 3°10' | 7,0 | 1°00' ... 1°30' |
| 1,5 | 2°20' ... 2°50' | 10,0 | 0°55' ... 1°20' |
| 2,0 | 2°00' ... 2°30' | | |

Таблица 7.8

Коэффициент деформации червяка θ в зависимости от z_1 и q

| z_1 | q | | | | | | |
|-------|-----|----|----|-----|------|------|-----|
| | 7,1 | 8 | 9 | 10 | 11,2 | 12,5 | 14 |
| 1 | 57 | 72 | 89 | 108 | 127 | 157 | 190 |
| 2 | 45 | 57 | 71 | 86 | 102 | 125 | 152 |
| 3 | 40 | 51 | 61 | 76 | 89 | 110 | 134 |
| 4 | 37 | 47 | 58 | 70 | 82 | 101 | 123 |

Таблица 7.9

Степени точности силовых червячных передач

| Степень точности | v_2 , м/с, не более | Обработка | Применение |
|------------------|-----------------------|---|---|
| 7 | 10 | Червяк закален, отшлифован и отполирован. Колесо нарезают шлифованными червячными фрезами. Обработка под нагрузкой | Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с высокими требованиями к габаритам |
| 8 | 5 | Червяк с HB < 350 нешлифованный. Колесо нарезают нешлифованной червячной фрезой или «летучкой». Обработка под нагрузкой | Передачи среднескоростные со средними требованиями к шуму, габаритам и точности |
| 9 | 2 | Червяк с HB ≤ 350 нешлифованный. Колесо нарезают любым способом | Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие и ручные с пониженными требованиями |

Таблица 7.10

Значение коэффициента трения f и приведенного угла трения ρ

| Группа материалов венца червяка | Оловянистые бронзы | | | | Безоловянистые бронзы и латуни | | Чугуны | | | |
|---|--------------------|--------|------------------|--------|--------------------------------|--------|--------|--------|------------------|--------|
| | ≥ 45 | | Остальные случаи | | ≥ 45 | | ≥ 45 | | Остальные случаи | |
| Твердость поверхностей витков червяка HRC | f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ |
| $V_{ск}$, м/с | f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ | f | ρ |
| 0,01 | 0,110 | 6°17' | 0,120 | 6°51' | 0,180 | 10°12' | 0,180 | 10°12' | 0,190 | 10°45' |
| 0,05 | 0,090 | 5°09' | 0,100 | 5°43' | 0,140 | 7°58' | 0,140 | 7°58' | 0,160 | 9°05' |
| 0,10 | 0,080 | 4°34' | 0,090 | 5°09' | 0,130 | 7°24' | 0,130 | 7°24' | 0,140 | 7°58' |
| 0,25 | 0,065 | 3°43' | 0,075 | 4°17' | 0,100 | 5°43' | 0,100 | 5°43' | 0,120 | 6°51' |
| 0,50 | 0,055 | 3°09' | 0,065 | 3°43' | 0,090 | 4°00' | 0,090 | 5°09' | 0,100 | 5°43' |
| 1,0 | 0,045 | 2°35' | 0,055 | 3°09' | 0,070 | 3°43' | 0,070 | 4°00' | 0,090 | 5°09' |
| 1,5 | 0,040 | 2°17' | 0,050 | 2°52' | 0,065 | 3°09' | 0,065 | 3°43' | 0,080 | 4°34' |
| 2,0 | 0,035 | 2°00' | 0,045 | 2°35' | 0,055 | 2°52' | 0,055 | 3°09' | 0,070 | 4°00' |
| 2,5 | 0,030 | 1°43' | 0,040 | 2°17' | 0,050 | 2°35' | | | | |
| 3,0 | 0,028 | 1°36' | 0,035 | 2°00' | 0,045 | 2°17' | | | | |
| 4,0 | 0,024 | 1°22' | 0,031 | 1°47' | 0,040 | 2°00' | | | | |
| 5,0 | 0,022 | 1°16' | 0,029 | 1°40' | 0,035 | 1°43' | | | | |
| 8,0 | 0,018 | 1°02' | 0,026 | 1°29' | 0,030 | 1°40' | | | | |
| 10,0 | 0,016 | 0°55' | 0,024 | 1°22' | | | | | | |
| 15,0 | 0,014 | 0°48' | 0,020 | 1°09' | | | | | | |
| 24,0 | 0,013 | 0°45' | | | | | | | | |

Практическое задание № 8

РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать передачу роликовой цепью (рис. 8.1) для привода шпинделя токарного автомата по следующим данным: мощность на ведущей звездочке N_1 , кВт, частота вращения ведомой звездочки n_2 , мин⁻¹, передаточное число передачи u , межосевое расстояние не более a , мм, регулировка передачи производится смещением оси ведущей звездочки, нагрузка – K_D , смазка – периодическая, работа – k сменная, линия центров звездочек наклонена к горизонту под углом α° . Исходные данные – табл. 8.1 (по вариантам).

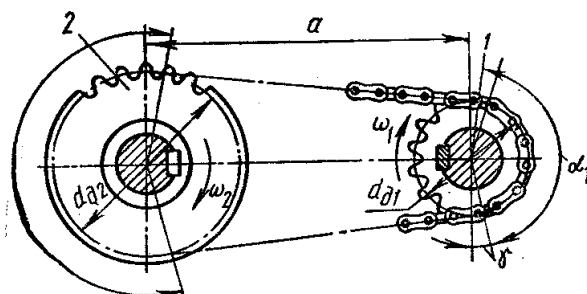


Рис. 8.1. Цепная передача

Таблица 8.1

Исходные данные

| № варианта | n_1 , кВт | n_2 , мин ⁻¹ | u | a , мм | k | Условия работы передач K_D |
|------------|-------------|---------------------------|------|----------|-----|------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 1 | 5,6 | 910 | 1,12 | 500 | 1 | СУ |
| 2 | 6,0 | 920 | 1,25 | 550 | 2 | НТ |
| 3 | 6,4 | 930 | 1,4 | 600 | 3 | СН |
| 4 | 5,8 | 940 | 1,6 | 650 | 1 | СУ |
| 5 | 7,2 | 960 | 1,8 | 700 | 2 | НТ |
| 6 | 7,6 | 970 | 2,0 | 725 | 3 | СН |
| 7 | 8,0 | 980 | 2,24 | 750 | 1 | СУ |
| 8 | 8,4 | 990 | 2,5 | 775 | 2 | НТ |
| 9 | 8,8 | 850 | 2,8 | 800 | 3 | СН |
| 10 | 9,2 | 900 | 3,15 | 825 | 1 | СУ |
| 11 | 9,6 | 950 | 3,55 | 850 | 2 | НТ |
| 12 | 10,0 | 1000 | 4,0 | 875 | 3 | СН |
| 13 | 9,7 | 1100 | 4,5 | 900 | 1 | СУ |
| 14 | 9,4 | 1050 | 5,0 | 925 | 2 | НТ |
| 15 | 9,1 | 1025 | 5,6 | 950 | 3 | СН |
| 16 | 8,8 | 975 | 5,0 | 940 | 1 | СУ |
| 17 | 8,5 | 950 | 4,5 | 930 | 2 | НТ |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----|-----|-----|------|-----|---|----|
| 18 | 8,8 | 925 | 4,0 | 920 | 3 | СН |
| 19 | 7,9 | 900 | 3,55 | 910 | 1 | СУ |
| 20 | 7,6 | 875 | 3,15 | 890 | 2 | НТ |
| 21 | 7,3 | 850 | 2,5 | 880 | 3 | СН |
| 22 | 7,0 | 825 | 2,8 | 870 | 1 | СУ |
| 23 | 6,7 | 800 | 2,24 | 860 | 2 | НТ |
| 24 | 6,4 | 775 | 2,0 | 840 | 3 | СН |
| 25 | 6,1 | 750 | 1,8 | 830 | 1 | СУ |
| 26 | 6,0 | 725 | 1,6 | 820 | 2 | НТ |
| 27 | 5,9 | 700 | 1,4 | 810 | 3 | СН |
| 28 | 5,8 | 675 | 1,25 | 800 | 1 | СУ |
| 29 | 5,7 | 650 | 1,12 | 790 | 2 | НТ |
| 30 | 5,6 | 625 | 1,06 | 780 | 3 | СН |

Примечания. СУ – сильные удары; НТ – нагрузка с толчками; СН – спокойная нагрузка

Методические указания

1. По табл. 8.2 принимаем число зубьев малой звездочки z_1 в зависимости от передаточного числа u .

2. Определяем число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 u. \quad (8.1)$$

3. Находим коэффициент, учитывающий условия эксплуатации

$$K_{\Sigma} = K_D K_a K_{рег} K_{см} K_{реж} K_n, \quad (8.2)$$

где K_D – коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки: при спокойной нагрузке $K_D = 1$, при нагрузке с толчками $K_D = 1,2 \dots 1,5$, при сильных ударах $K_D = 1,8$;

K_a – коэффициент, учитывающий длину цепи (межосевое расстояние): при $a = (30 \dots 50)P$ $K_a = 1$; при $a < 25P$ $K_a = 1,25$, при $a = (60 \dots 80)P$ $K_a = 0,9$;

$K_{рег}$ – коэффициент, учитывающий регулировку передачи: для передач с регулировкой положения оси одной из звездочек $K_{рег} = 1$, для передач с оттяжными звездочками или нажимными роликами $K_{рег} = 1,1$, для передач с нерегулируемыми осями звездочек $K_{рег} = 1,25$;

$K_{см}$ – коэффициент, учитывающий характер смазки: при смазке в масляной ванне или от насоса $K_{см} = 0,8$, при капельной смазке $K_{см} = 1$, при периодической смазке $K_{см} = 1,5$;

$K_{реж}$ – коэффициент, учитывающий режим работы передачи: при односменной работе $K_{реж} = 1$, при двухсменной $K_{реж} = 1,25$, при трехсменной $K_{реж} = 1 > 45$;

K_n – коэффициент, учитывающий наклон передачи: при наклоне линии центров звездочек под углом к горизонтали до 60° $K_n = 1$, при наклоне, большем 60° – $K_n = 1,25$.

Если $K_3 > 3$, следует изменить (улучшить) конструктивные и эксплуатационные условия работы передачи.

4. Определяем частоту вращения ведущей звездочки

$$n_1 = n_2 \cdot u \text{ мин}^{-1}. \quad (8.3)$$

5. Среднее значение допускаемого давления в шарнирах $[q_0]$ при n_1 , об/мин. – по табл. 8.3, например,

$$[q_0] = \frac{23,7 + 20,6 + 18,1 + 14,7}{4} = 19,3 \text{ МПа}. \quad (8.4)$$

6. Определяем ориентировочное значение шага цепи, принимая число рядов цепи m ,

$$P = 5983 \sqrt[3]{\frac{N \cdot K_3}{z_1 \cdot n_1 \cdot [q_0]}}, \text{ мм}. \quad (10.5)$$

Т.к. среднее значение $[q_0]$ принято при коэффициенте $K_a = 1$, вычисленное значение шага является ориентировочным.

Для определения оптимального значения шага зададимся тремя смежными шагами цепи ПР по ГОСТ 13568-75 и расчеты сведем в следующую таблицу.

| Определяемые величины и расчетные уравнения | Шаг цепи P , мм | | | Примечание (примерное обозначение шагов при расчете) |
|--|-------------------|--------|-------|--|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Характеристика цепи по табл.8.4 | | | | |
| Разрушающая нагрузка Q , Н | 17658 | 22563 | 24525 | (проставьте свои значения) |
| Ширина внутреннего звена B , мм | 11,30 | 13,28 | 17,75 | (проставьте свои значения) |
| Диаметр оси d , мм | 4,45 | 5,08 | 5,96 | (проставьте свои значения) |
| Масса одного погонного метра цепи q , кг/м | 0,71 | 0,96 | 1,52 | (проставьте свои значения) |
| Проекция опорной поверхности шарнира $A = Bd$, мм ² | | | | |
| Средняя скорость цепи $v = \frac{z \cdot P \cdot n}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с}$ | | | | |
| Число звеньев цепи или длина цепи, выраженная в шагах, $w = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{P} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{P}{a}$ | | | | |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--|-----|-----|-----|--|
| Допустимая частота вращения меньшей звездочки по табл. 8.5, об/мин | | | | Условие $n_{1max} \leq [n_{1max}]$ соблюдается или не соблюдается |
| Число ударов цепи в секунду $v = \frac{z \cdot n}{30 \cdot \omega} \text{ 1/с}$ | | | | |
| Допустимое значение по табл. 8.6, 1/с | | | | |
| Полезное рабочее усилие $F_t = \frac{1000 \cdot N}{v}$ | | | | |
| Уточняем коэффициент K_a , для чего определяем межосевое расстояние, выраженное в шагах | P | P | P | |
| Значения K_a можно принять | 0,8 | 1,0 | 1,0 | |
| Уточняем значение K_3 , только для цепи с P (например, $P = 12,7$ мм) $K'_3 = K_3 \cdot 0,8$ | | | | |
| Давление в шарнирах цепи $q_t = \frac{F_t \cdot K_3}{A}, \text{ МПа}$ | | | | |
| Допустимое значение $[q_0]$ по табл. 8.3, МПа | | | | |
| Натяжение от центробежных сил $S_v = q \cdot v^2, \text{ Н}$ | | | | |
| Натяжение от провисания цепи при $K_f = 2$ $S_q = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \text{ Н}$ | | | | |
| Расчетный коэффициент безопасности $s = \frac{Q}{K_D \cdot F_t + S_v + S_q}$ | | | | |
| Допустимое значение $[s]$ по табл. 8.7 | | | | |
| Нагрузка на валы при $K_B = \text{_____}$ $S_B = K_B \cdot F_t$ | | | | |
| Стрела предварительного провисания ветви $f = 0,02a, \text{ мм}$ | | | | |

Делаем выводы по выполненным расчетам.

Например, для заданных условий работы определяем пригодность всех цепей указанных шагов. Целесообразнее цепь с большим шагом P , т.к. она обеспечивает наименьшее давление в шарнирах, имеет наибольший запас прочности и оказывает наименьшее давление на валы. Исходя из этих соображений, можно принять цепь ПР-XX-XXXX (ГОСТ 13568-75); исходя из наименьших габаритов передачи и стоимости, следует принять меньшую цепь ПР-XX-XXXX (ГОСТ 13568-75).

Рекомендуемая литература: [4, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 8.2

Рекомендуемые числа зубьев малой звездочки

| Тип цепи | z_1 , при передаточном отношении | | | | | | z_{min} |
|-----------------------|------------------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | 1 ... 2 | 2 ... 3 | 3 ... 4 | 4 ... 5 | 5 ... 6 | > 6 | |
| Втулочная и роликовая | 31 ... 27 | 27 ... 25 | 25 ... 23 | 23 ... 21 | 21 ... 17 | 15 ... 13 | 13 (9) |
| Зубчатая | 35 ... 32 | 32 ... 30 | 30 ... 27 | 27 ... 23 | 23 ... 19 | 19 ... 17 | 17 (13) |

Таблица 8.3

Значение допускаемого давления $[q]$ для втулочных и роликовых цепей при $z_1 = 15 \dots 30$

| Частота вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин (не более) | Значение $[q]$, МПа, при шаге цепи P , мм | | | |
|--|--|----------------|----------------|----------------|
| | 12,7 ... 15,87 | 19,05 ... 25,4 | 31,75 ... 38,1 | 44,45 ... 50,8 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| 50 | 34,3 | 34,3 | 34,3 | 34,3 |
| 200 | 30,9 | 29,4 | 28,1 | 25,7 |
| 400 | 28,1 | 25,7 | 23,7 | 20,6 |
| 600 | 25,7 | 22,9 | 20,6 | 17,2 |
| 800 | 23,7 | 20,6 | 18,1 | 14,7 |
| 1000 | 22,0 | 18,6 | 16,3 | – |
| 1200 | 20,6 | 17,2 | 14,7 | – |
| 1600 | 18,1 | 14,7 | – | – |
| 2000 | 16,3 | – | – | – |
| 2400 | 14,7 | – | – | – |
| 2800 | 13,4 | – | – | – |
| 3200 | – | – | – | – |

Таблица 8.4

Цепи приводные однорядные (ГОСТ 13586), мм

| Обозначение цепей | Основные параметры | | | | | Габаритные размеры, не более | | | |
|---------------------------|--------------------|----------------|-------|------|--------------------|------------------------------|-------|------|------|
| | P | B , не менее | D | d | Q , кН, не менее | b | B | l | q |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| <i>Нормальные цепи ПР</i> | | | | | | | | | |
| ПР-8-460 | 8 | 3,00 | 5,00 | 2,31 | 4,6 | 7,11 | 4,77 | 11,7 | 0,18 |
| ПР-9,525-900 | 9,525 | 5,72 | 6,35 | 3,28 | 9,0 | 8,26 | 8,53 | 16,8 | 0,41 |
| ПР-12,7-900 | 12,7 | 3,30 | 7,75 | 3,66 | 9,0 | 9,91 | 5,80 | 11,7 | 0,31 |
| ПР-12,7-1800-1 | 12,7 | 5,40 | 8,51 | 4,45 | 1,8 | 11,81 | 8,90 | 18,2 | 0,62 |
| ПР-12,7-1800-2 | 12,7 | 7,75 | 8,51 | 4,45 | 1,8 | 11,81 | 11,30 | 20,9 | 0,71 |
| ПР-15,875-2300-1 | 15,875 | 6,48 | 10,16 | 5,08 | 2,3 | 14,73 | 10,11 | 20,1 | 0,80 |
| ПР-15,875-2300-2 | 15,875 | 9,65 | 10,16 | 5,08 | 2,3 | 14,73 | 13,28 | 23,7 | 0,96 |
| ПР-19,05-2500 | 19,05 | 12,7 | 11,92 | 5,96 | 2,5 | 18,08 | 17,75 | 30,6 | 1,52 |
| ПР-25,4-5000 | 25,4 | 15,88 | 15,88 | 7,95 | 5,0 | 24,13 | 22,61 | 38,5 | 2,57 |
| ПР-31,75-7000 | 31,75 | 19,05 | 19,05 | 9,55 | 7,0 | 30,18 | 27,46 | 46,0 | 3,73 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
|---------------------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|------|------|
| ПР-38,1-10000 | 38,1 | 25,40 | 22,23 | 11,22 | 10,0 | 36,10 | 35,46 | 56,9 | 5,50 |
| ПР-44,45-13000 | 44,45 | 25,40 | 25,40 | 12,75 | 13,0 | 42,24 | 37,19 | 61,3 | 7,50 |
| ПР-50,8-16000 | 50,8 | 31,75 | 28,58 | 14,29 | 16,0 | 48,26 | 44,00 | 69,0 | 9,40 |
| ПР-50,8-16000a | 50,8 | 31,00 | 30,00 | 15,83 | 16,0 | 48,26 | 45,21 | 72,0 | 9,70 |
| <i>Усиленные цепи ПРУ</i> | | | | | | | | | |
| ПРУ-19,05-3200 | 19,05 | 12,7 | 11,91 | 5,96 | 3,2 | 18,08 | 17,75 | 30,6 | 1,52 |
| ПРУ-25,4-6000 | 25,4 | 15,88 | 15,88 | 7,95 | 6,0 | 13 | 33,61 | 38,5 | 2,57 |
| ПРУ-31,75-8900 | 31,75 | 19,05 | 19,05 | 9,55 | 8,9 | | 27,46 | 46,0 | 3,73 |
| ПРУ-38,1-12700 | 38,1 | 25,40 | 22,23 | 11,12 | 12,7 | | 35,46 | 56,9 | 5,50 |
| ПРУ-44,45-17200 | 44,45 | 25,40 | 25,40 | 12,72 | 17,2 | | 37,19 | 61,3 | 7,50 |
| ПРУ-50,8-22700 | 50,8 | 31,75 | 28,58 | 14,29 | 22,7 | | 46,21 | 72,0 | 9,70 |
| ПРУ-63,5-35400 | 63,5 | 38,10 | 39,80 | 19,86 | 35,4 | | 54,29 | 89,0 | 16,0 |

Таблица 8.5

**Наибольшие допустимые частоты вращения (мин^{-1}) малой звездочки
для роликовых цепей общего назначения**

| Число зубьев малой звездочки | $n_{1 \max}$ при шаге цепи P , мм | | | | | | | |
|---------------------------------|-------------------------------------|--------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| 15 | 2300 | 1900 | 1350 | 1150 | 1000 | 750 | 650 | 600 |
| 19 | 2400 | 2000 | 1450 | 1200 | 1050 | 800 | 700 | 650 |
| 23 | 2500 | 2100 | 1500 | 1250 | 1100 | 800 | 750 | 650 |
| 27 | 2500 | 2150 | 1550 | 1300 | 1100 | 850 | 750 | 700 |
| 30 | 2600 | 2200 | 1550 | 1300 | 1100 | 850 | 750 | 700 |

Таблица 8.6

Допускаемое число ударов $[v]$ в секунду

| Тип цепи | Шаг цепи P , мм | | | | | | | |
|-----------|-------------------|--------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | 12,7 | 15,875 | 19,05 | 25,4 | 31,75 | 38,1 | 44,45 | 50,8 |
| Роликовая | 40 | 30 | 25 | 20 | 16 | 14 | 12 | 10 |
| Зубчатая | 60 | 50 | 40 | 25 | 20 | – | – | – |

Таблица 8.7

Допускаемое значение коэффициента безопасности для цепей

| Шаг цепи P , мм | Значение $[s]$ при частоте вращения малой звездочки, не более | | | | | | | | | | |
|---|---|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| | 50 | 200 | 400 | 600 | 800 | 1000 | 1200 | 1600 | 2000 | 2400 | 2800 |
| <i>Зубчатые цепи (при $z = 17 \dots 35$)</i> | | | | | | | | | | | |
| 12,7 ... 15,785 | 20 | 22 | 24 | 26 | 29 | 31 | 33 | 37 | 42 | 46 | 51 |
| 19,05 ... 25,4 | 20 | 23 | 26 | 30 | 33 | 36 | 40 | 46 | 53 | – | – |
| 31,75 | 20 | 26 | 32 | 36 | 41 | 46 | 51 | – | – | – | – |
| <i>Роликовые цепи</i> | | | | | | | | | | | |
| 12,7 ... 15,875 | 7 | 7,8 | 8,5 | 9,9 | 10,2 | 11 | 11,7 | 13,2 | 14,8 | 16,3 | 18 |
| 19,05 ... 25,40 | 7 | 8,2 | 9,3 | 10,3 | 11,7 | 12,9 | 14 | 16,3 | – | – | – |
| 31,75 ... 38,1 | 7 | 8,5 | 10,2 | 13,2 | 14,8 | 16,3 | 19,5 | – | – | – | – |
| 44,45 ... 50,80 | 7 | 9,3 | 11,7 | 14 | 16,3 | – | – | – | – | – | – |

Коэффициент нагрузки K_B

| Нагрузка | Передача | |
|-----------|--|---|
| | горизонтальная или с углом наклона до 40° | вертикальная или с углом наклона более 40° |
| Спокойная | 1,15 | 1,05 |
| Ударная | 1,30 | 1,15 |

Практическое задание №9

РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать клиноременную передачу (рис. 9.1) фрезерного станка. Двигатель – асинхронный короткозамкнутый. Передаваемая мощность N , кВт, частота вращения ведущего шкива n_1 , об/мин, частота вращения ведомого шкива n_2 , об/мин. Межосевое расстояние принять a мм. Пусковая нагрузка до B % нормальной, рабочая нагрузка с незначительными толчками. Работа двухсменная. Исходные данные для расчета принять по табл. 9.1.

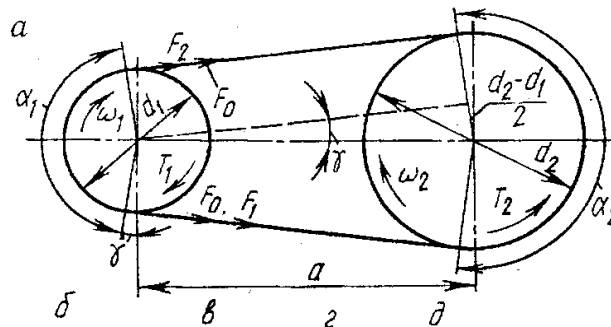


Рис 9.1. Ременная передача

Таблица 9.1

Исходные данные

| № варианта | N , кВт | n_1 , мин ⁻¹ | n_2 , мин ⁻¹ | a , мм | Пусковая нагрузка до % номинальной |
|------------|-----------|---------------------------|---------------------------|----------|------------------------------------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | 3,8 | 1120 | 280 | 560 | 120 |
| 2 | 4,0 | 1200 | 300 | 600 | 150 |
| 3 | 4,2 | 1280 | 320 | 640 | 200 |
| 4 | 4,4 | 1360 | 340 | 680 | 300 |
| 5 | 4,6 | 1440 | 360 | 720 | 120 |
| 6 | 4,8 | 1140 | 380 | 760 | 150 |
| 7 | 5,0 | 1200 | 400 | 800 | 200 |
| 8 | 5,2 | 1260 | 420 | 840 | 250 |

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
|----|-----|------|-----|------|-----|
| 9 | 5,4 | 1320 | 440 | 880 | 120 |
| 10 | 5,6 | 1380 | 460 | 920 | 150 |
| 11 | 5,8 | 1440 | 480 | 960 | 200 |
| 12 | 6,0 | 1500 | 500 | 1000 | 250 |
| 13 | 5,9 | 1470 | 490 | 970 | 120 |
| 14 | 5,7 | 1410 | 470 | 940 | 150 |
| 15 | 5,5 | 1350 | 450 | 910 | 200 |
| 16 | 5,3 | 1290 | 430 | 880 | 250 |
| 17 | 5,1 | 1280 | 410 | 850 | 120 |
| 18 | 4,9 | 1170 | 390 | 820 | 150 |
| 19 | 4,7 | 1110 | 370 | 790 | 200 |
| 20 | 4,5 | 1050 | 350 | 760 | 120 |
| 21 | 4,3 | 990 | 330 | 730 | 150 |
| 22 | 4,1 | 930 | 310 | 700 | 200 |
| 23 | 3,9 | 870 | 290 | 670 | 120 |
| 24 | 3,7 | 810 | 270 | 640 | 150 |
| 25 | 3,5 | 1000 | 250 | 610 | 200 |
| 26 | 3,4 | 1050 | 240 | 600 | 120 |
| 27 | 3,3 | 1100 | 230 | 580 | 150 |
| 28 | 3,2 | 1150 | 220 | 560 | 200 |
| 29 | 3,1 | 1200 | 210 | 550 | 120 |
| 30 | 3,0 | 1250 | 200 | 540 | 150 |

Методические указания:

Из табл. 9.2 следует, что одну и ту же мощность при данной скорости можно передать ремнями сечений *O, A, B, B, Г, Д*. Целесообразно брать меньшие сечения, т.к. при принятом диаметре меньшего шкива D_1 можно получить большие значения отношения D_1/h , а следовательно, понизить напряжения изгиба и существенно увеличить долговечность ремней. Для определения оптимальных параметров передачи производим расчеты для всех рекомендуемых сечений.

2. Принимаем диаметр меньшего шкива по табл. 9.3. Диаметры шкивов: для плоскоремennых передач по ГОСТ 17383-72 (извлечение): 50, 63, 80, 90, 100, 110, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 225, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500; для клиноремennых передач – по ГОСТ 20889-75. По этим же стандартам принимаются другие размеры шкивов, причем меньшее из допустимых значений в связи с тем, что межосевое расстояние ограничено условиями задачи. D_A, D_B, D_n , мм.

3. Определяем скорость ремня для всех выбранных сечений

$$v_n = \frac{\pi \cdot D_{1n} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}, \text{ м/с.} \quad (9.1)$$

Проверить, выходят ли эти скорости из пределов рекомендуемых скоростей для рассматриваемых сечений (табл. 9.2).

4. Находим передаточное число передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2}. \quad (9.2)$$

5. Определяем диаметр большего шкива для каждого из рассчитываемых сечений ремня, принимая коэффициент упругого скольжения $\xi = 0,01$,

$$D_{2n} = D_{1n} \cdot u \cdot (1 - \xi), \text{ мм.} \quad (9.3)$$

6. По ГОСТ 17383 (табл. 9.3) принимаем диаметры шкивов для рассчитываемых сечений

$$\begin{aligned} n - D_{n2}, \text{ мм,} \\ (n - 1) - D_{(n-1)2}, \text{ мм,} \\ (n + 1) - D_{(n+1)2}, \text{ мм.} \end{aligned}$$

7. По стандартным значениям диаметров шкивов определяем действительные частоты вращения валов

$$n_{2n} = (1 - \xi) \frac{D_{1n} \cdot n_1}{D_{2n}}, \text{ мин}^{-1}. \quad (9.4)$$

8. Уточняем передаточное число

$$u_n = \frac{n_1}{n_{2n}}. \quad (9.5)$$

9. Из ГОСТ 1284-68 (табл. 9.4) выписываем размеры рассчитываемых сечений:

| Сечение | b_0 | h | b_p | $A, \text{ мм}^2$ |
|---------|-------|-----|-------|-------------------|
| $n - 1$ | | | | |
| n | | | | |
| $n + 1$ | | | | |

10. Проверяем условие

$$2(D_1 + D_2) \geq a \geq 0,55(D_1 + D_2) + h, \text{ мм.} \quad (9.6)$$

- для сечения $n - 1$ ____ мм $\geq a \geq$ ____ мм;
- для сечения n ____ мм $\geq a \geq$ ____ мм;
- для сечения $n + 1$ ____ мм $\geq a \geq$ ____ мм.

Два варианта могут отпасть по той причине, что рекомендуемое межосевое расстояние не превышает заданного по условию задачи a , мм. Определим остальные параметры передачи для оставшихся выбранных сечений.

11. Длина ремня

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}, \text{ мм.} \quad (9.7)$$

По табл. 9.5 принимаем расчетную длину, ближайшую к вычисленной l , мм. Т.к. стандартная и вычисленная длина увеличиваются лишь на x , мм (до 25 мм), межосевое расстояние не уточняем или уточняем (при l больше 25 мм). Натяжение ремня производится перемещением двигателя.

12. Определяем число пробегов ремня

$$v = \frac{v}{l} \cdot [v] = 5. \quad (9.8)$$

13. Угол обхвата

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ, \text{ град.} \quad (9.9)$$

14. Коэффициент угла обхвата

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180^\circ - \alpha). \quad (9.10)$$

15. Коэффициент скорости

$$C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot v^2. \quad (9.11)$$

16. По табл. 9.6 принимаем полезное напряжение

$$[\sigma_t]_0 = \text{--- МПа при } \sigma_0 = 1,2 \text{ МПа.}$$

17. Полезное допускаемое напряжение в заданных условиях

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p, \text{ МПа,} \quad (9.12)$$

где C_p – коэффициент динамичности, по табл. 9.7.

18. Определяем нагрузку ремня

$$F_t = \frac{1000 \cdot N}{v}, \text{ Н.} \quad (9.13)$$

19. Определяем число ремней

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A} \quad (9.14)$$

Окончательно принимаем число ремней сечения X-XXXXXX ГОСТ 1284 (табл. 9.4). Определяем давление на валы

$$Q = 2\sigma_0 \cdot z \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha}{2}, \text{ Н.} \quad (9.15)$$

20. Расчетная долговечность

$$L_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7 \cdot C_u \cdot C_{II}}{2 \cdot 3600 \cdot v}, \text{ ч.} \quad (9.16)$$

Принимаем $C_u = 1,8$; $C_{II} = 1,8$; $m = 8$; $\sigma_y = 9$ МПа. Максимальное напряжение

$$\sigma_{\max} = \frac{S_0}{A} + \frac{F_t}{2A} + \sigma_F + \sigma_v = \sigma_0 + \frac{\sigma_t}{2} + \sigma_F + \sigma_v, \text{ МПа.} \quad (9.17)$$

Здесь $\sigma_0 = 1,2$ МПа (по табл. 9.6);

$$\frac{\sigma_t}{2} = \frac{F_t}{z \cdot 2A}, \text{ МПа;} \quad (9.18)$$

$$\sigma_F = E \frac{h}{D_{\min}}, \text{ МПа;} \quad (9.19)$$

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6}, \text{ МПа;} \quad (9.20)$$

$$\sigma_{\max} = \text{_____ МПа.}$$

Таким образом,

$$L_h = \text{_____ ч.}$$

Обычно для клиновых ремней общего назначения $L_h = (1000 \dots 5000)$ ч. Ширина шкива $B = (z - 1)P + 2s$. Для ремня сечением X по ГОСТ 1284-68 $P, \text{ мм}, s, \text{ мм}$. Следовательно, $B = \text{_____ мм}$.

Рекомендуемая литература: [3, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 9.2

Сечения ремня в зависимости от передаваемой мощности и скорости

| Передаваемая мощность, кВт | Рекомендуемое сечение ремня при скорости $v, \text{ м/с}$ | | |
|----------------------------|---|----------|-----------|
| | до 5 | 5 ... 10 | 10 и выше |
| 0,5 ... 1 | 0, А | 0, А | 0 |
| 1 ... 2 | 0, А, Б | 0, А | 0, А |
| 2 ... 4 | А, Б | 0, А, Б | 0, А |
| 4 ... 7,5 | Б, В | А, Б | А, б |
| 7,5 ... 15 | В | Б, В | Б, В |
| 15 ... 30 | — | В, Г | В, Г |
| 30 ... 60 | — | Г, Д | В, Г |
| 60 ... 120 | — | Д | Г, Д |

Таблица 9.3

Диаметры шкивов по ГОСТ 17383 (ГОСТ 20889; ГОСТ 20898)

| | | | | | | | | | |
|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| 50 | 63 | 80 | 90 | 100 | 110 | 112 | 125 | 140 | 160 |
| 180 | 200 | 225 | 250 | 280 | 320 | 360 | 400 | 450 | 500 |

Таблица 9.4

Размеры и сечение ремней по ГОСТ 1284

| Сечение | b_0 | b_p | h | $A, \text{мм}^2$ |
|----------|-------|-------|------|------------------|
| <i>O</i> | 10 | 8,5 | 6 | 47 |
| <i>A</i> | 13 | 11 | 8 | 81 |
| <i>Б</i> | 17 | 14 | 10,5 | 138 |
| <i>B</i> | 22 | 19 | 13,5 | 230 |
| <i>Г</i> | 32 | 27 | 19 | 476 |
| <i>Д</i> | 38 | 32 | 23,5 | 692 |
| <i>E</i> | 50 | 42 | 30 | 1170 |

Таблица 9.5

Стандартный ряд длин клиновых ремней (ГОСТ 1284)

| Интервал длин ремня | 0 | | <i>A</i> | <i>Б</i> | <i>B</i> | <i>Г</i> | <i>Д</i> | <i>E</i> |
|----------------------|-------------|---------|-------------|-------------|---------------|---------------|---------------|---------------|
| | 400 до 2500 | | 560 до 4000 | 800 до 6300 | 1800 до 10000 | 3150 до 15000 | 4500 до 18000 | 6300 до 18000 |
| Стандартный ряд длин | 400 | (452) | 450 | (475) | 500 | (530) | (560) | (600) |
| | 630 | (670) | 710 | (750) | 800 | (850) | 900 | (950) |
| | 1000 | (1060) | 1120 | (1180) | 1250 | (1320) | | 1400 |
| | (1500) | 1600 | (1700) | 1800 | (1900) | 2000 | | (2120) |
| | 2240 | (2360) | 2500 | (2650) | 2800 | (3000) | | (3150) |
| | | (3350) | 3550 | (3750) | 4000 | (4250) | 4500 | (4750) |
| | | 5000 | (5300) | 5600 | (6000) | 6300 | (6700) | 7100 |
| | | (7500) | 8000 | (8500) | 9000 | (8500) | 10000 | |
| | | (10600) | 11200 | (11800) | 12500 | (13200) | | |
| | | 14000 | (15000) | 16000 | (17000) | 18000 | | |

Таблица 9.6

Допускаемые полезные напряжения $[\sigma_t]_0$ для клиновых ремней при $\sigma_0 = 1,2 \text{ МПа}$, $\alpha = 180^\circ$, $v = 10 \text{ м/с}$ и спокойной работе передачи

| Расчетный диаметр меньшего шкива при сечении ремней, мм | | | | | | | $[\sigma_t]_0$ при σ_0 , МПа | | |
|---|----------|----------|----------|----------|----------|----------|-------------------------------------|--------|--------|
| <i>O</i> | <i>A</i> | <i>Б</i> | <i>B</i> | <i>Г</i> | <i>Д</i> | <i>E</i> | 1,2 | 1,4 | 1,6 |
| 63 | 90 | 125 | 180 | – | – | – | 1,35 | 1,5 | (1,67) |
| 71 | 10 | 140 | 20 | – | – | – | 1,51 | 1,67 | 1,8 |
| 80 | 112 | – | – | 315 | – | – | 1,6 | 1,78 | 1,9 |
| ≥ 90 | – | 160 | 225 | – | 500 | 800 | 1,69 | 1,89 | 1,00 |
| | ≥ 125 | – | – | 355 | 530 | – | 1,78 | 1,96 | 2,13 |
| | | ≥ 180 | 250 | 400 | 560 | 900 | (1,82) | 2,04 | 2,24 |
| | | | ≥ 280 | ≥ 450 | ≥ 630 | ≥ 1000 | (1,92) | (2,02) | 2,35 |

Примечание. В скобках – нерекомендуемые значения

Таблица 9.7

Коэффициент динамичности и режима нагрузки C_p при односменной работе (при передаче от электродвигателей: постоянного, переменного тока, асинхронных с короткозамкнутым ротором)

| Характер нагрузки | Приводимые в движения машины | C_p |
|--|--|-------|
| 1 | 2 | 3 |
| Пусковая нагрузка до 120 %. Рабочая нагрузка постоянная | Вентиляторы и воздуходувки, центробежные насосы и компрессоры, станки токарные, сверлильные и шлифовальные. Ленточные транспортеры | 1,0 |

| 1 | 2 | 3 |
|---|---|-----|
| Пусковая нагрузка до 150 %. Рабочая нагрузка с небольшими колебаниями | Станки фрезерные и револьверные. Поршневые компрессоры и насосы. Пластинчатые транспортеры | 0,9 |
| Пусковая нагрузка до 200%. Рабочая нагрузка со значительными колебаниями | Реверсивные приводы: станки строгальные и долбежные. Прессы винтовые и эксцентриковые. Станки ткацкие и прядильные. Транспортеры винтовые и скребковые, элеваторы | 0,8 |
| Пусковая нагрузка до 300 %. Рабочая нагрузка весьма неравномерная, ударная | Бегуны и глиномялки. Лесопильные рамы. Ножницы, молоты, дробилки, шаровые мельницы. Подъемники и экскаваторы | 0,7 |

Практическое задание № 10

РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ВИНТ-ГАЙКА

Рассчитать винтовой домкрат (рис. 10.1) грузоподъемностью F , Н. Высота подъема груза l , мм (табл. 10.1) Коэффициент трения в резьбе и на торце винта $f = 0,15$ (сталь-чугун). Усилие рабочего $F_t = 200$ Н. Найти d , d_1 , H , D , h , D_1 , l_p , d_p , η .

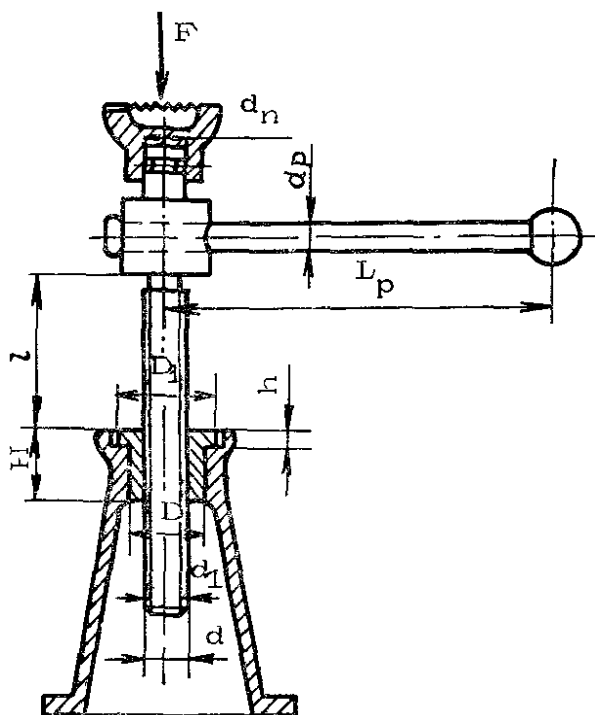


Рис. 10.1. Схема для расчета винтового домкрата

Таблица 10.1

Исходные данные

| № варианта | F , кН | l , мм | № варианта | F , кН | l , мм |
|------------|----------|----------|------------|----------|----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| 1 | 64 | 460 | 16 | 62 | 480 |
| 2 | 60 | 500 | 17 | 58 | 520 |
| 3 | 56 | 540 | 18 | 54 | 560 |
| 4 | 52 | 580 | 19 | 50 | 600 |
| 5 | 48 | 620 | 20 | 46 | 640 |
| 6 | 44 | 660 | 21 | 42 | 680 |
| 7 | 40 | 700 | 22 | 41 | 690 |
| 8 | 43 | 670 | 23 | 45 | 650 |
| 9 | 47 | 630 | 24 | 49 | 610 |
| 10 | 51 | 590 | 25 | 53 | 570 |
| 11 | 55 | 550 | 26 | 57 | 530 |
| 12 | 59 | 510 | 27 | 61 | 490 |
| 13 | 63 | 470 | 28 | 65 | 470 |
| 14 | 65 | 450 | 29 | 66 | 440 |
| 15 | 67 | 425 | 30 | 68 | 430 |

Методические указания

Определить внутренний диаметр винта, приняв материал – сталь 35 с допусаемым напряжением на сжатие $[\sigma_c] = 70$ МПа,

$$d_1 = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F}{\pi \cdot [\sigma_c]}}, \text{ мм.} \quad (10.1)$$

Принять трапецеидальную резьбу (СТ СЭВ 185-75), для которой d_1 , мм, d_2 , мм, d , мм, P , мм и α , град.

Для проверки винта на самоторможение определить угол подъема винтовой линии и угол трения. Угол подъема резьбы

$$\psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \text{ град.} \quad (10.2)$$

Угол трения

$$\rho' = \arctan g \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \text{ град.} \quad (10.3)$$

Проверить условие самоторможения ($\rho' > \psi$). Сделать вывод.

2. Т.к. стержень винта работает на сжатие и имеет большую свободную длину, его необходимо проверить на продольный изгиб с учетом устойчивости по формуле

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi [\sigma_c], \text{ МПа.} \quad (10.4)$$

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений φ для сжатых стержней выбирается в зависимости от гибкости λ (табл. 10.2).

Гибкость равна

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i} = \frac{4 \cdot l}{d_1} \quad (10.5)$$

Коэффициент уменьшения допускаемых напряжений φ равно _____.

Учитывая наличие зазоров в закреплении винта, принять $\mu = 1$ (шарнирное закрепление концов).

Радиус инерции для круглого стержня

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \frac{d_1}{4} \quad (10.6)$$

Тогда подставим численные значения в формулу

$$\sigma = \frac{4F}{\pi \cdot d_1^2} \leq \varphi[\sigma_c], \text{ МПа.} \quad (10.7)$$

3. Определяем число витков гайки (СЧ 18-36) из условия износостойкости по табл. 10.3, приняв $[q] = 8 \text{ Н/мм}^2$,

$$z = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)[q]}. \quad (10.8)$$

Если $z > 10$, то принять другую трапецеидальную резьбу, с большим диаметром d , мм, d_2 , мм, d_1 , мм, P , мм, $\alpha = 30^\circ$.

4. Высота гайки $H = z \cdot P$, мм.

5. Определить наружный диаметр гайки D из условия прочности на растяжение

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]} + d_2^2}, \text{ мм} \quad (10.9)$$

где

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_g}{[s]}, \text{ МПа.}$$

6. Если принять $[\sigma_{см}] = 0,4[\sigma_g]$, МПа, то диаметр буртика, из условия прочности на смятие равен

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2}, \text{ мм.} \quad (10.10)$$

Принять D_1 , мм (ближайшее большее целое значение).

7. Определить высоту буртика гайки h из условия прочности на срез. Для чугуна $\tau_{cp} = 0,15 \cdot \sigma_s$, МПа, откуда

$$h = \frac{F}{\pi \cdot D \cdot [\tau_{cp}]}, \text{ мм.} \quad (10.11)$$

Принять h , мм (ближайшее большее целое значение).

8. Момент трения в резьбе и на торце винта, т.е. момент, необходимый для вращения винта домкрата, определить

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{1}{3} f \cdot F \cdot d_{\Pi}, \text{ Н мм,} \quad (10.12)$$

где f – коэффициент трения; $f = 0,15$ (сталь по чугуну);
 d_n – диаметр пяты,

$$d_n = d_1 - 1.$$

9. Определить необходимую длину рукоятки при приложении к ней силы двух рабочих по $F_t = 200$ Н

$$l_p = \frac{T_{зав}}{2F_t}, \text{ мм.} \quad (10.13)$$

Принять l_p , мм.

10. Диаметр рукоятки круглого сечения из условия прочности на изгиб. Если принять допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F] = 120$ МПа (сталь Ст. 3), диаметр рукоятки равен

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1 \cdot [\sigma_F]}}, \text{ мм.} \quad (10.14)$$

Найти кпд винтовой пары по [5, (4.8)]

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')} \quad (10.15)$$

11. Определить кпд домкрата по [5, (4.9)]

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho') + \frac{2}{3} f \frac{d_{\Pi}}{d_m}} \quad (10.16).$$

12. Вычертить на миллиметровой бумаге в стандартном масштабе передачу винт-гайка.

Рекомендуемая литература: [3, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 10.2

Зависимость коэффициент уменьшения допускаемых напряжений φ от λ

| | | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| λ | 30 | 50 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 | 180 |
| φ | 0,94 | 0,89 | 0,86 | 0,75 | 0,60 | 0,45 | 0,36 | 0,29 | 0,23 |

Таблица 10.3

**Коэффициент безопасности и допускаемые напряжения
при расчете резьбовых соединений**

| Вид нагрузки | Рекомендуемые значения |
|--|--|
| Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов | $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$ |
| с затяжкой болтов | Статическая нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка. Переменная нагрузка: $[s_a] = 2,5 \dots 4$ } неконтролируемая $[s_r] = \dots$ } затяжка; $[s_a] = 1,5 \dots 2,5$ } контролируемая $[s_r] = 1,2 \dots 1,5$ } затяжка |
| Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором | Статическая или переменная нагрузка: $[s]$ – неконтролируемая затяжка; $[s] = 1,2 \dots 1,5$ – контролируемая затяжка |
| болты поставлены без зазора | $[\tau_{cp}] = 0,4 \sigma_T$ (статическая); $[\tau_{cp}] = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$ (переменная) |
| Прочность деталей в стыке | $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$ – чугун $[\sigma_{см}] = 1 \dots 2 \text{ Н/мм}^2$ – бетон $[\sigma_{см}] = 2 \dots 4 \text{ Н/мм}^2$ – дерево |
| Ходовые и грузовые винты | По износостойкости резьбы: $[q] = 8 \dots 12 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – бронза); $[q] = 4 \dots 8 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – чугун); $[q] = 7,5 \dots 13 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – сталь) |
| | $[\tau_{cp}] = 0,2 \sigma_T$ – стальная гайка; $[\tau_{cp}] = 25 \dots 35 \text{ Н/мм}^2$ – бронзовая гайка |

РАСЧЕТЫ ВАЛОВ, УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДШИПНИКОВ

Практическое задание № 11

РАСЧЕТ ВАЛА

Рассчитать ведущий вал цилиндрического косозубого редуктора (рис. 11.1) и проверить его усталостную прочность. Заданы: передаваемая мощность P , кВт; угловая скорость ω , рад/с; материал вала – сталь; размеры шестерни d_1 , мм, L_{cm} , мм; угол наклона зубьев β , град.; неуравновешенная составляющая силы, передаваемой муфтой, $S = 0,3F_{t21}$ (табл. 11.1).

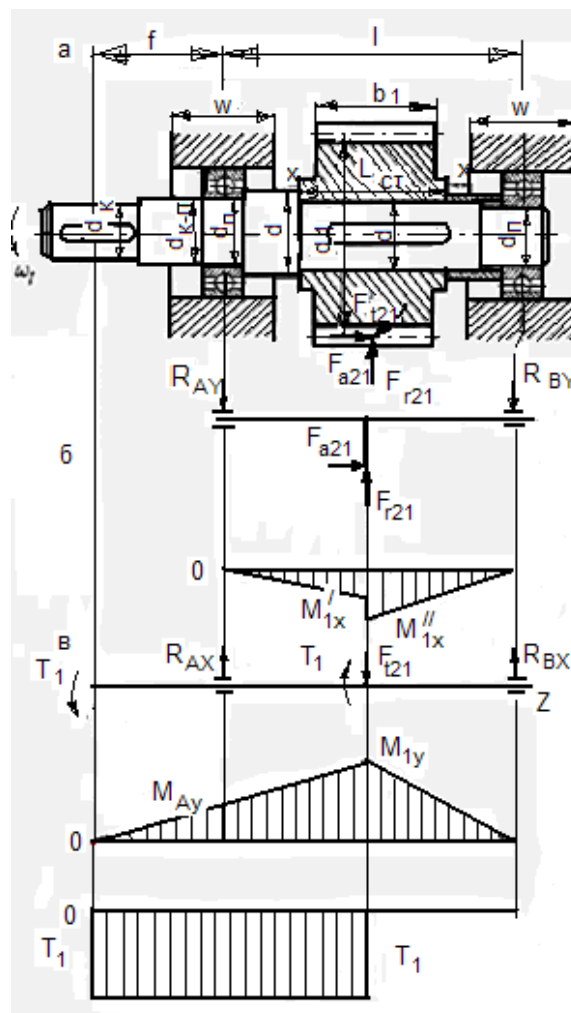


Рис 11.1. Схема ведущего вала цилиндрического косозубого редуктора:
 a – с посаженными на него деталями; b – схема нагружения вала в вертикальной плоскости и эпюра изгибающих моментов; c – схема нагружения вала в горизонтальной плоскости и эпюры изгибающих и вращающих моментов

Таблица 11.1

Исходные данные

| № варианта | P, кВт | ω, рад/с | Размеры, мм | | β, град. | Материал вала |
|------------|--------|----------|----------------|-----------------|----------|---------------|
| | | | d ₁ | L _{см} | | |
| 1 | 14,5 | 75 | 108 | 116 | 9,5 | Ст. 5 |
| 2 | 15,0 | 70 | 116 | 120 | 9,0 | 45 |
| 3 | 15,5 | 65 | 124 | 124 | 8,5 | 40X |
| 4 | 16,0 | 60 | 136 | 128 | 8,0 | 20 |
| 5 | 16,5 | 55 | 144 | 132 | 8,5 | 20X |
| 6 | 17,0 | 50 | 152 | 136 | 9,0 | 12XH3A |
| 7 | 17,5 | 45 | 163 | 140 | 9,5 | 12X2H4A |
| 8 | 18,0 | 40 | 168 | 144 | 10,5 | 18XГТ |
| 9 | 18,5 | 35 | 176 | 148 | 11,0 | 12XH3A |
| 10 | 19,0 | 30 | 184 | 152 | 10,0 | 12X2H4A |
| 11 | 19,5 | 25 | 192 | 156 | 11,5 | 20X |
| 12 | 20,0 | 20 | 200 | 160 | 12,0 | 20 |
| 13 | 14,0 | 80 | 190 | 158 | 12,5 | 40X |
| 14 | 13,5 | 85 | 182 | 154 | 13,0 | 45 |
| 15 | 13,0 | 90 | 174 | 150 | 13,5 | Ст. 5 |
| 16 | 12,5 | 95 | 166 | 146 | 14,0 | 45 |
| 17 | 12,0 | 100 | 158 | 142 | 14,5 | 40X |
| 18 | 11,5 | 105 | 150 | 138 | 15,0 | 20 |
| 19 | 11,0 | 110 | 142 | 134 | 14,5 | 20X |
| 20 | 10,5 | 115 | 134 | 130 | 14,0 | 12XH3A |
| 21 | 10,0 | 120 | 126 | 126 | 13,5 | 12X2H4A |
| 22 | 9,5 | 50 | 118 | 122 | 13,0 | 18XГТ |
| 23 | 9,0 | 60 | 110 | 118 | 12,5 | 12X2H4A |
| 24 | 8,5 | 70 | 102 | 114 | 12,0 | 12XH3A |
| 25 | 8,0 | 80 | 94 | 110 | 11,5 | 20X |
| 26 | 7,5 | 90 | 90 | 105 | 11,0 | 20 |
| 27 | 7,0 | 95 | 85 | 100 | 10,5 | Ст. 5 |
| 28 | 6,5 | 100 | 80 | 95 | 10,0 | 40X |
| 29 | 6,0 | 110 | 75 | 90 | 9,5 | 45 |
| 30 | 5,5 | 120 | 70 | 85 | 9,0 | 18XГТ |

Методические указания

1. Вал передает момент

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \text{ Н м}, \quad (11.1)$$

где P_1 – мощность на быстроходном валу, Вт;

ω – угловая скорость на быстроходном валу, с⁻¹.

2. В зацеплении со стороны колеса на шестерню действуют силы :

- окружная

$$F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1}, \text{ Н}; \quad (11.2)$$

- радиальная

$$F_{r21} = \frac{F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}, \text{ Н}; \quad (11.3)$$

- осевая

$$F_{a21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \beta, \text{ Н}. \quad (11.4)$$

3. Неуравновешенная составляющая силы, передаваемой муфтой,

$$S = 0,3F_{t21}, \text{ Н}. \quad (11.5)$$

4. Расстояние между серединами подшипников

$$l \approx L_{\text{ст}} + 2x + w, \text{ мм}, \quad (11.6)$$

где $x = 12 \text{ мм}$;

$w, \text{ мм}$ – по табл. 11.2.

5. Принимаем расстояние между муфтой и левым подшипником $f, \text{ мм}$ (см. рис. 11.1), по табл. 11.2.

6. Опорные реакции в вертикальной плоскости

$$\sum M_B = -R_{Ay} \cdot l - F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н} \cdot \text{мм}, \quad (11.7)$$

откуда

$$R_{Ay} = \frac{-F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}, \quad (11.8)$$

$$\sum M_A = R_{By} l - F_{a21} \frac{d_1}{2} - F_{r21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н}, \quad (11.9)$$

$$R_{By} = \frac{F_{a21} \frac{d_1}{2} + F_{r21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}. \quad (11.10)$$

Проверка:

$$\sum Y = -R_{Ay} + F_{r21} - R_{By} = 0 \quad (11.11)$$

7. Опорные реакции в горизонтальной плоскости

$$\sum M_B = S(l + f) + R_{Ax} l - F_{t21} \frac{l}{2} = 0, \text{ Н мм}, \quad (11.12)$$

откуда

$$R_{Ax} = \frac{-S(l + f) + F_{t21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н}. \quad (11.13)$$

$$\sum M_A = S \cdot f + F_{t21} \frac{l}{2} - R_{Bx} l = 0, \text{ Н мм}, \quad (11.14)$$

$$R_{Bx} = \frac{S \cdot f + F_{t21} \frac{l}{2}}{l}, \text{ Н.} \quad (11.15)$$

Проверка:

$$\sum X = S + R_{Ax} - F_{t21} + R_{Bx} = 0;$$

8. Изгибающие моменты:

- в вертикальной плоскости

$$M'_{1x} = -R_{Ay} \frac{l}{2}, \text{ Н мм,} \quad (11.16)$$

$$M''_{1x} = -R_{By} \frac{l}{2}, \text{ Н мм.} \quad (11.17)$$

- в горизонтальной плоскости

$$M_{Ay} = S \cdot f, \text{ Н мм,} \quad (11.18)$$

$$M'_{1y} = -R_{Bx} \frac{l}{2}, \text{ Н мм.} \quad (11.19)$$

9. Суммарный изгибающий момент в сечении под шестерней (это сечение наиболее нагруженное)

$$M = \sqrt{(M_{1x})^2 + (M_{1y})^2}, \text{ Н мм.} \quad (11.20)$$

10. Диаметр выходного конца вала

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \cdot 30}}, \text{ мм.} \quad (11.21)$$

Ослабление вала шпоночной канавкой необходимо компенсировать увеличением диаметра примерно на 5 ... 10 %. Окончательно принимаем по ГОСТ 6636-69 диаметр выходного конца вала d_k , мм (табл. 11.3).

11. Согласно ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры» (табл. 11.3), принимаем посадочный размеры вала под зубчатым колесом d' , мм.

12. Диаметры цапф под подшипниками должны быть несколько больше d_k , мм, и должны быть кратны 5. Принимаем d_n , мм.

13. Диаметр участка вала между выходным концом и цапфой под подшипник (этот участок должен иметь диаметр немного меньше, чем диаметр внутреннего кольца подшипника для свободного прохода подшипника). Принимаем d_{k-n} , мм.

14. Диаметр вала под шестерней должен обеспечить свободный проход шестерни до места ее посадки (в данном случае шестерню будут насаживать справа). Принимаем d , мм.

15. Диаметр буртика должен быть больше диаметра d , мм, на две высоты заплечиков h , мм (табл. 11.9). Принимаем d_6 , мм.

16. Производим проверочный расчет вала на выносливость для некоторых опасных сечений. Материал вала – сталь, σ_b , МПа; σ_T , МПа; σ_{-1} , МПа; τ_{-1} , МПа (табл. 11.4).

17. В сечении действует (см. рис. 11.1) наибольший изгибающий момент M , Н·мм, и крутящий момент T , Н·мм; концентрация напряжений вызвана наличием шпоночной канавки шириной b , мм, t_1 , мм (табл. 11.10) (концентрация напряжений от посадки зубчатых колес сказывается только у торца ступицы).

18. Момент сопротивления сечения вала (нетто)

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \text{ мм}^3. \quad (11.22)$$

19. Амплитуда номинальных напряжений изгиба при симметричном цикле изменения напряжения изгиба

$$\sigma_a = \sigma_F = \frac{M}{W}, \text{ МПа}. \quad (11.23)$$

20. Коэффициент безопасности в сечении по изгибу

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1} K_L}{K_\sigma / \beta \cdot \epsilon_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (11.24)$$

где K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений для вала в месте шпоночного паза (табл. 11.8);

β – коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности – шлифование (табл. 11.6);

ϵ_σ – масштабный фактор в зависимости от диаметра вала (табл. 11.5);

$\psi_\sigma = 0,12$ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений для среднеуглеродистых сталей;

$\sigma_m = 0$ – постоянная составляющая цикла изменения напряжений (при симметричном цикле изменения напряжений изгиба равна нулю).

21. Определяем коэффициент безопасности по кручению. Полярный момент сопротивления по сечению нетто (с учетом ослабления сечения шпоночным пазом)

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}, \text{ мм}^3. \quad (11.25)$$

22. При нереверсивном вращении вала напряжения кручения изменяются по пульсирующему циклу, поэтому переменные составляющие (амплитуды) и постоянные составляющие (среднее напряжение) цикла

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{T}{W_p}, \text{ МПа.} \quad (11.26)$$

Коэффициент безопасности для сечения по кручению

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1} K_L}{\frac{K_\tau}{\beta \cdot \varepsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}, \quad (11.27)$$

где τ_{-1} – предел выносливости по кручению при симметричном знакопеременном цикле изменения напряжений для стали (табл. 11.4);

K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении для вала, в месте шпоночного паза (табл. 11.8);

$\beta = 0,95$ – коэффициент, учитывающий состояние поверхности – шлифование, (табл. 11.6);

ε_τ – масштабный фактор при кручении (в зависимости от диаметра вала) (табл. 11.5);

$\psi_\tau = 0,7$ – коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений.

24. Общий коэффициент безопасности по усталостной прочности для сечения

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} > [s] = 2,5. \quad (11.28)$$

25. Сделать вывод о прочности и жесткости вала.

26. Вычертить на миллиметровой бумаге в масштабе схему ведущего вала (см. рис. 11.1) и эпюры изгибающих и крутящих моментов.

Рекомендуемая литература: [1, 3, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 11.2

Ориентировочные значения e, u, f, w для валов, мм

| Передаваемый момент $T, \text{ Н}\cdot\text{м}$ | e | u | f , не менее | w |
|--|-----------|-----------|-------------------|-----------|
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| до 10 | 40 ... 65 | 30 ... 55 | 35 ... 50 | 20 ... 40 |
| 10 ... 20 | 45 ... 70 | 35 ... 60 | 40 ... 55 | 25 ... 45 |
| 20 ... 40 | 50 ... 80 | 40 ... 65 | 45 ... 65 | 25 ... 50 |
| 40 ... 60 | 55 ... 85 | 45 ... 75 | 50 ... 70 | 25 ... 55 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
|--------------|-------------|-------------|------------|-----------|
| 60 ... 80 | 60 ... 90 | 50 ... 80 | 55 ... 75 | 30 ... 55 |
| 80 ... 100 | 65 ... 100 | 55 ... 90 | 60 ... 80 | 30 ... 60 |
| 100 ... 200 | 70 ... 120 | 60 ... 100 | 60 ... 90 | 30 ... 70 |
| 200 ... 400 | 80 ... 145 | 70 ... 130 | 70 ... 105 | 40 ... 80 |
| 400 ... 600 | 100 ... 160 | 90 ... 140 | 80 ... 115 | 45 ... 85 |
| 600 ... 800 | 115 ... 175 | 105 ... 155 | 90 ... 125 | 50 ... 90 |
| 800 ... 1000 | 130 ... 185 | 120 ... 165 | 95 ... 135 | 55 ... 95 |

Таблица 11.3

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636), мм

| Ряды | | | | Дополнительные размеры | Ряды | | | | Дополнительные размеры |
|------|------|------|------|---------------------------|------|------|------|------|---------------------------|
| Ra5 | Ra10 | Ra20 | Ra40 | | Ra5 | Ra10 | Ra20 | Ra40 | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| 10 | 10 | 10 | 10 | 10,2 | 50 | 50 | 50 | 50 | |
| | | | 10,5 | 10,8 | | | | 53 | 52 |
| | | 11 | 11 | 11,2 | | | 56 | 56 | 55 |
| | | | 11,5 | 11,8 | | | | 60 | 58 |
| | 12 | 12 | 12 | 12,5 | | | | | 62 |
| | | | 13 | 13,5 | 63 | 63 | 63 | 63 | 65 |
| | | 14 | 14 | 14,5 | | | | 67 | 70 |
| | | | 15 | 15,5 | | | 71 | 71 | 73 |
| 16 | 16 | 16 | 16 | | | | | 75 | 78 |
| | | | 17 | 16,5 | | 80 | 80 | 80 | |
| | | 18 | 18 | 17,5 | | | | 85 | 82 |
| | | | 19 | 18,5 | | | 90 | 90 | 88 |
| | | | | 19,5 | | | | 95 | 92 |
| | 20 | 20 | 20 | | | | | | 98 |
| | | | 21 | 20,5 | 100 | 100 | 100 | 100 | 102 |
| | | 22 | 22 | 21,5 | | | | 105 | 108 |
| | | | 24 | 23 | | | 110 | 110 | 112 |
| | | | | | | | | | 115 |
| 25 | 25 | 25 | 25 | | | | | | 118 |
| | | | 26 | 27 | | | | 120 | |
| | | 28 | 28 | 29 | | 125 | 125 | 125 | |
| | | | 30 | 31 | | | | 130 | 135 |
| | 32 | 32 | 32 | 33 | | | 140 | 140 | 145 |
| | | | 34 | | | | | 150 | 155 |
| | | 36 | 36 | 35 | 160 | 160 | 160 | 160 | |
| | | 38 | 37 | | | | | 170 | 165 |
| | | | 39 | | | | 180 | 180 | 175 |
| 40 | 40 | 40 | 40 | 41 | | | | 190 | 185 |
| | | | 42 | 44 | | | | | 195 |
| | | 45 | 45 | 46 | | 200 | 200 | 200 | 205 |
| | | | 48 | | | | | 210 | 215 |
| | | | | 49 | | | 220 | 220 | 230 |
| | | | | | | | | 240 | |

Примечание. Ряд Ra5 следует предпочитать ряду Ra10; ряд Ra10 – ряду Ra20 и т. д.

Таблица 11.4

Механические характеристики материалов валов, валов-шестерен и осей

| Марка стали | Диаметр заготовки, мм (не более) | Твердость НВ, кгс/мм ² (не менее) | σ_B , Н/мм ² | σ_T , Н/мм ² | τ_T' , Н/мм ² | σ^{-1} , Н/мм ² | τ_{-1} , Н/мм ² | $\frac{B}{\sigma_T}$ |
|-------------|----------------------------------|--|--------------------------------|--------------------------------|-------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------|----------------------|
| Ст. 5 | любой | > 190 | 510 | 275 | 147 | 216 | 128 | 1,85 |
| 20 | < 60 | > 145 | 392 | 235 | 118 | 167 | 98 | 1,67 |
| 35 | < 100 | > 187 | 510 | 304 | 167 | 255 | 128 | 1,68 |
| | < 100 | 190 ... 240 | 638 | 343 | 206 | 294 | 177 | 1,86 |
| 45 | < 60 | 240 ... 270 | 745 | 540 | 324 | 383 | 226 | 1,45 |
| | < 40 | 270 ... 300 | 883 | 638 | 383 | 432 | 255 | 1,38 |
| | < 300 | 200 ... 220 | 736 | 490 | 294 | 353 | 216 | 1,50 |
| 40X | < 100 | 240 ... 270 | 785 | 589 | 353 | 392 | 235 | 1,33 |
| | < 60 | 270 ... 300 | 883 | 736 | 4 ^C 41 | 451 | 775 | 1,20 |
| | < 300 | 240 ... 270 | 785 | 569 | 343 | 392 | 235 | 1,38 |
| 40XH | < 100 | 270 ... 300 | 903 | 736 | 441 - | 461 | 275 | 1,23 |
| | < 60 | 300 ... 320 | 981 | 785 | 474 | 490 | 294 | 1,25 |
| 40XГР | < 70 | 270 ... 300 | 532 | 834 | 540 | 490 | 324 | 1,12 |
| 45XЦ | < 80 | > 300 | 834 | 608 | 392 | 412 | 265 | 1,37 |
| 20X | < 60 | > 197 | 638 | 392 | 235 | 304 | 167 | 1,63 |
| 12XH3A | < 60 | > 260 | 932 | 687 | 481 | 451 | 226 | 1,36 |
| 12X2H4A | < 60 | > 300 | 1079 | 834 | 589 | 530 | 265 | 1,29 |
| 12X2H4A | < 150 | > 360 | 1226 | 1050 | 736 | 618 | 314 | 1,17 |
| 18XГТ | < 30 | > 330 | 1128 | 932 | 647 | 559 | 304 | 1,21 |
| | < 150 | 240 ... 270 | 873 | 697 | 481 | 441 | 226 | 1,25 |
| 30XГТ | <120 | 270 ... 300 | 922 | 736 | 510 | 461 | 253 | 1,25 |
| | <60 | > 300 | 981 | 785 | 549 | 490 | 245 | 1,25 |
| | <180 | > 320 | 1079 | 863 | 608 | 530 | 245 | 1,25 |
| 25X2ГНТ | <100 | > 340 | 1226 | 981 | 687 | 598 | 304 | 1,25 |
| | <60 | > 360 | 1472 | 1226 | 853 | 826 | 373 | 1,20 |

Таблица 11.5

Масштабный фактор (ϵ_σ и ϵ_τ) в зависимости от диаметра вала

| Диаметр ступенчатого вала с гальтелью, мм | | 20 – 30 | 30 – 40 | 40 – 50 | 50 – 60 |
|---|-------------------|---------|---------|---------|---------|
| Углеродистые стали | ϵ_σ | 0,91 | 0,88 | 0,84 | 0,81 |
| | ϵ_τ | 0,89 | 0,81 | 0,78 | 0,76 |
| Легированные стали | ϵ_σ | 0,83 | 0,77 | 0,73 | 0,70 |
| | ϵ_τ | 0,89 | 0,81 | 0,78 | 0,76 |

Окончание таблицы

| Диаметр ступенчатого вала с гальтелью, мм | | 60 – 70 | 70 – 80 | 80 – 90 | 100 – 120 | 120 – 140 |
|---|-------------------|---------|---------|---------|-----------|-----------|
| Углеродистые стали | ϵ_σ | 0,78 | 0,75 | 0,73 | 0,70 | 0,68 |
| | ϵ_τ | 0,74 | 0,73 | 0,72 | 0,72 | 0,68 |
| Легированные стали | ϵ_σ | 0,68 | 0,66 | 0,64 | 0,62 | 0,60 |
| | ϵ_τ | 0,74 | 0,73 | 0,72 | 0,70 | 0,68 |

Таблица 11.6

Коэффициент β , учитывающий упрочнение поверхности при применении специальных технологических методов

| Что создает дополнительное повышение предела усталости | Вид поверхности обработки | При малой концентрации напряжений ($K_{\sigma} \leq 1,5$) | При большой концентрации напряжений ($K_{\sigma} \geq 1,8$) |
|--|---|---|---|
| Наклеп поверхностного слоя | накатка стальным роликом; | 1,3 | 1,6 |
| | обжатие пуансоном места выхода поперечного отверстия; | 1,4 | 1,4 |
| | обдувка дробью | 1,5 | 1,7 |
| Химико-термическое упрочнение | азотирование, цементация, цианирование | 1,5 | 1,8 |
| Термическое упрочнение | поверхностная закалка ТВЧ | 1,6 | 2,0 |

Таблица 11.7

Эффективные коэффициенты концентраций напряжений (K_a и K_t) для валов в месте поперечного отверстия

| σ_B , Н/мм ² | K_{σ} | | K_t |
|-----------------------------------|--------------|-------------|-------------|
| | при d_0/d | | |
| | 0,05 – 0,15 | 0,15 – 0,25 | 0,05 – 0,25 |
| 500 | 1,95 | 1,75 | 1,75 |
| 700 | 2,05 | 1,85 | 1,80 |
| 900 | 2,15 | 1,95 | 1,90 |
| 1200 | 2,30 | 2,10 | 2,00 |

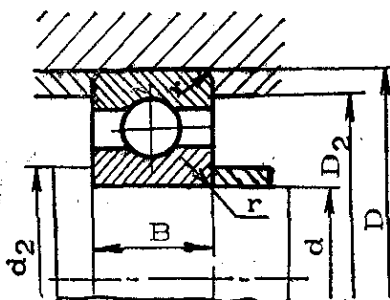
Таблица 11.8

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений (K_a и K_t) для валов в месте шпоночного паза

| σ_B , Н/мм ² | K_{σ} | | K_t |
|-----------------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------|
| | паз выполнен пальцевой фрезой | паз выполнен дисковой фрезой | |
| 500 | 1,60 | 1,40 | 1,40 |
| 700 | 1,90 | 1,55 | 1,70 |
| 900 | 2,15 | 1,70 | 2,05 |
| 1200 | 2,50 | 1,90 | 2,40 |

Таблица 11.9

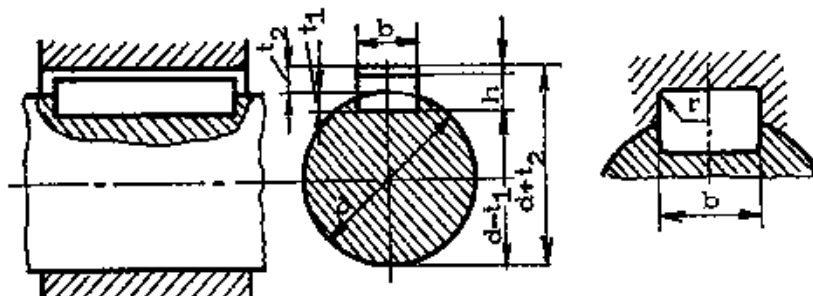
Шарикоподшипники радиальные однорядные типа 0000



| По ГОСТ 8338 | | | | | d_2 наим. | D_2 наиб. | Ориентировочные расчетные параметры | | | |
|--|-----|-----|-----|-----|----------------|----------------|-------------------------------------|----------|--------------------------|-------|
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | r | | | Грузоподъемность, кН | | n , об/мин, при смазке | |
| | мм | | | | | C | C_0 | κ | \mathcal{J} | |
| <i>Легкая серия диаметров 2, серия ширин 0</i> | | | | | | | | | | |
| 200 | 10 | 30 | 9 | 1 | 15 | 25 | 4,6 | 2,61 | 20000 | 25000 |
| 201 | 12 | 32 | 10 | 1 | 17 | 27 | 4,6 | 2,65 | 20000 | 25000 |
| 202 | 15 | 35 | 11 | 1 | 20 | 30 | 5,86 | 3,47 | 16000 | 20000 |
| 203 | 17 | 40 | 12 | 1 | 25 | 35 | 7,37 | 4,38 | 16000 | 20000 |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 26 | 41 | 9,81 | 6,18 | 12500 | 16000 |
| 205 | 25 | 52 | 15 | 1,5 | 31 | 46 | 10,8 | 6,35 | 10000 | 12500 |
| 206 | 30 | 62 | 16 | 1,5 | 36 | 56 | 15,0 | 10,0 | 10000 | 12500 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 42 | 65 | 19,7 | 13,6 | 8000 | 10000 |
| 208 | 40 | 80 | 18 | 2 | 47 | 73 | 25,1 | 17,8 | 6300 | 8000 |
| 209 | 45 | 85 | 19 | 2 | 52 | 78 | 25,2 | 17,8 | 6300 | 8000 |
| 210 | 50 | 90 | 20 | 2 | 57 | 83 | 27,0 | 19,0 | 6300 | 8000 |
| 211 | 55 | 100 | 21 | 2,5 | 64 | 91 | 33,3 | 25,0 | 5000 | 6300 |
| 212 | 60 | 110 | 22 | 2,5 | 69 | 101 | 40,3 | 30,9 | 5000 | 6300 |
| 213 | 65 | 120 | 23 | 2,5 | 74 | 111 | 44,0 | 34,0 | 5000 | 6300 |
| 214 | 70 | 125 | 24 | 2,5 | 79 | 116 | 47,9 | 37,4 | 4000 | 5000 |
| 215 | 75 | 130 | 25 | 2,5 | 84 | 121 | 50,9 | 41,1 | 4000 | 5000 |
| 216 | 80 | 140 | 26 | 3 | 90 | 130 | 55,9 | 44,5 | 4000 | 5000 |
| 217 | 85 | 150 | 28 | 3 | 95 | 140 | 64,1 | 53,1 | 4000 | 5000 |
| 218 | 90 | 160 | 30 | 3 | 100 | 150 | 73,8 | 60,5 | 3150 | 4000 |
| 219 | 95 | 170 | 32 | 3,5 | 107 | 158 | 83,7 | 69,5 | 3150 | 4000 |
| 220 | 100 | 180 | 34 | 3,5 | 112 | 168 | 93,9 | 79,0 | 3150 | 4000 |

Таблица 11.10

Шпонки призматические (по СТ СЭВ 189-75), мм



| Диаметр вала d | Сечение шпонки | | Глубина и радиус закругления пазов | | | |
|---------------------|----------------|-----|------------------------------------|--------------|--|-----------------|
| | b | h | вал t_1 | втулка t_2 | r (или фаска $s_1 \times 45^\circ$) | |
| | | | | | наимень- ший | наиболь- ший |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| 6 – 8 | 2 | 2 | 1,2 | 1 | 0,08 | 0,16 |
| 8 – 10 | 3 | 3 | 1,8 | 1,4 | | |
| 10 – 12 | 4 | 4 | 2,5 | 1,8 | | |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
|----------|----|----|-----|-----|------|------|
| 12 – 17 | 5 | 5 | 3,0 | 2,3 | 0,16 | 0,25 |
| 17 – 22 | 6 | 6 | 3,5 | 2,8 | | |
| 22 – 30 | 8 | 7 | 4,0 | 3,3 | | |
| 30 – 38 | 10 | 8 | 5,0 | 3,3 | 0,25 | 0,4 |
| 38 – 44 | 12 | 8 | 5,0 | 3,3 | | |
| 44 – 50 | 14 | 9 | 5,5 | 3,8 | | |
| 50 – 58 | 16 | 10 | 6,0 | 4,3 | | |
| 58 – 65 | 18 | 11 | 7,0 | 4,4 | | |
| 65 – 75 | 20 | 12 | 7,5 | 4,9 | 0,4 | 0,6 |
| 75 – 85 | 22 | 14 | 9,0 | 5,4 | | |
| 85 – 95 | 25 | 14 | 9,0 | 5,4 | | |
| 95 – 110 | 28 | 16 | 10 | 6,4 | | |

Примечания. 1. Длины призматических шпонок l выбирают из ряда (по СТ СЭВ 189-75) 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200

Практическое задание № 12

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Рассчитать и подобрать по ГОСТу подшипники качения. Исходные данные для расчета принять по результатам расчета технического задания № 11. Радиальная нагрузка на подшипник в вертикальной R_{Ay} , R_{By} , H и горизонтальной плоскостях R_{Ax} , R_{Bx} , H ; осевая F_{a21} , H ; диаметр вала в месте подшипника d_n , мм; частота вращения n , об/мин.; нагрузка на подшипник постоянная и спокойная; температура нагрева подшипника не превышает 60°C ; номинальная долговечность подшипника $L_h = 10000$ ч; режим нагружения – II (коэффициент эквивалентности $K_E = 0,63$).

Методические указания

1. Определяем реакции опор:

$$F_{r1\max} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}, \text{ Н}; \quad (12.1)$$

$$F_{r2\max} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}, \text{ Н}. \quad (12.2)$$

2. Предварительно принимаем шариковые радиальные подшипники легкой серии (табл. 12.1).

3. Для этих подшипников по табл. 11.8 (см. ПЗ-11) определяем динамическую C_r и статическую C_{0r} грузоподъемности, кН.

4. Находим эквивалентные нагрузки [8]:

$$F_{r1} = K_E \cdot F_{r1\max}, \text{ Н}, \quad (12.3)$$

$$F_{r2} = K_E \cdot F_{r2\max}, \text{ Н}, \quad (12.4)$$

$$F_a = K_E \cdot F_{a21}, \text{ Н}. \quad (12.5)$$

5. Расчет производим для второй опоры, как более нагруженной, $F_r = F_{r2}$, Н.

6. Определяем отношение $\frac{F_a}{C_{0r}}$ и из табл. 11.8 (см. ПЗ-11) выписываем X, Y, e .

7. Определяем отношение $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$ ($V = 1$ при вращении внутреннего кольца), сравниваем с коэффициентом e и окончательно принимаем значения коэффициентов X, Y . При $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ принимаем $X = 1, Y = 0$; при

$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$ для шариковых подшипников окончательно принимаем записанные ранее X и Y .

8. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка

$$P_E = (V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a) K_b \cdot K_T, \quad (12.5)$$

где K_b – коэффициент безопасности, табл. 12.1;

K_T – температурный коэффициент, табл. 12.2.

9. Требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{mp} = P_E \cdot p \sqrt{\frac{L_{10h} \cdot n \cdot 60}{10^6}}, \text{ Н}, \quad (12.6)$$

где P_E – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н;

L_{10h} – требуемая долговечность подшипника, ч;

n – частота вращения вала, об/мин;

$p = 3$ для шариковых, $p = 10/3 = 3,33$ для роликовых подшипников.

10. Если $C_{mp} < C_r$, то предварительно принятый подшипник подходит.

Если $C_{mp} > C_r$, то необходимо взять подшипник другой серии и повторить проверочный расчет.

11. Пригодность подшипника так же можно определить из сопоставления требуемой и базовой долговечностей.

Базовая долговечность предварительно выбранного шарикового радиального подшипника

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_E} \right)^3, \text{ об.}, \quad (12.7)$$

где C_r – динамическая грузоподъемность предварительно выбранного подшипника, Н;

P_E – эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н.

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n}, \text{ ч.} \quad (12.8)$$

Если базовая долговечность больше требуемой, то подшипник подходит.

12. В качестве критерия работоспособности подшипника используют базовый расчетный ресурс (L_{10}). Этот ресурс соответствует 90 % надежности, при этом имеется в виду, что используют обычный материал, обычную технологию производства и обычные условия эксплуатации.

Однако для многих видов применения желательно вычислить ресурс (скорректированный расчетный ресурс L_{na}) для различных уровней надежности и для специальных свойств подшипников и условий эксплуатации, которые отличаются от обычных так, что их влияние следует принять во внимание. Расчет производится по ГОСТ 18855-94.

Рекомендуемая литература: [3, 6, 8].

Справочные данные

Таблица 12.1

| Тип подшипника | α , град. | Fa/C_0 | $Fa/(VFr) \leq e$ | | $Fa/(VFr) \geq e$ | | e |
|--|------------------|----------|-------------------|---|-------------------|------|------|
| | | | X | Y | X | Y | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Радиальный шариковый однорядный | 0 | 0,014 | 1 | 0 | 0,56 | 2,30 | 0,19 |
| | | 0,028 | | | | 1,99 | 0,22 |
| | | 0,056 | | | | 1,71 | 0,26 |
| | | 0,084 | | | | 1,55 | 0,28 |
| | | 0,11 | | | | 1,45 | 1,30 |
| | | 0,17 | | | | 1,31 | 0,34 |
| | | 0,28 | | | | 1,15 | 0,38 |
| | | 0,42 | | | | 1,04 | 0,42 |
| Радиально-упорный шариковый однорядный | 12 | 0,014 | 1 | 0 | 0,45 | 1,81 | 0,30 |
| | | 0,029 | | | | 1,62 | 0,34 |
| | | 0,057 | | | | 1,46 | 0,37 |
| | | 0,086 | | | | 1,34 | 0,41 |
| | | 0,11 | | | | 1,22 | 0,45 |
| | | 0,11 | | | | 1,22 | 0,45 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
|---|----|------------------------------|---|---|------|------------------------------|------------------------------|
| | | 0,17 0,29 0,43 0,57 | | | | 1,13 1,14 1,01 1,00 | 0,48 0,52 0,54 0,54 |
| | 26 | – | 1 | 0 | 0,41 | 0,87 | 0,68 |
| | 36 | – | 1 | 0 | 0,37 | 0,66 | 0,95 |
| Подшипники роликовые конические однорядные | – | – | 1 | 0 | 0,4 | 0,4 ctg α | 1,5 tg α |
| | | | | | | | (можно по каталогу) |
| Примечание. Для роликоподшипников с короткими роликами $Fa = 0$, $X = 1$; для упорных шарико- и роликоподшипников $F_r = 0$, $Y = 1$; для двухрядных сферических шарикоподшипников X , Y , e – по каталогу | | | | | | | |

Таблица 12.2

Определение коэффициента безопасности

| № п/п | Машины, оборудование и условия эксплуатации | K_b |
|-------|--|-------------|
| 1 | Машины для кратковременной или прерывистой эксплуатации: бытовое оборудование, строительные и монтажные краны и машины, тракторы | 1,0 ... 1,1 |
| 2 | Машины того же назначения, что и в п. 1, но с повышенными требованиями к надежности; подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, комбайны, сельхозтехника | 1,1 ... 1,2 |
| 3 | Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой; стационарные электродвигатели, редукторы, авиадвигатели | 1,2 ... 1,3 |
| 4 | Машины того же назначения, что и в п. 3, но работающие с полной нагрузкой; металлорежущие и деревообрабатывающие станки, печатные и текстильные машины, воздухоподогреватели | 1,3 ... 1,4 |
| 5 | Машины для круглосуточной работы; приводы прокатного оборудования, компрессоры, шахтные подъемники, энергетическое оборудование средней мощности, транспортные буксы, локомотивы | 1,5 ... 1,7 |
| 6 | Трубопрокатные станы, вращающиеся печи, приводы судового оборудования, эскалаторы | 1,7 ... 2,0 |
| 7 | Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые агрегаты; крупные электрические машины и энергетические установки, целлюлозные и бумагоделательные машины и оборудование, шахтные насосы и воздухоподогреватели, коренные подшипники судовых двигателей | 2,0 ... 2,5 |

Таблица 12.3

Зависимость температурного коэффициента K_m от температуры T , °C

| $T, ^\circ\text{C}$ | ≤ 100 | 125 | 150 | 175 | 200 | 225 | 250 |
|---------------------|------------|------|------|------|------|------|-----|
| K_T | 1,0 | 1,05 | 1,10 | 1,15 | 1,25 | 1,35 | 1,4 |

Практическое задание № 13

РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ

Рассчитать подшипник скольжения (рис. 13.1) по следующим данным: радиальная нагрузка на подшипник F_r , Н; диаметр цапфы вала d , м; длина шипа l , мм; угловая скорость вращения вала ω , рад/с; шероховатость рабочих поверхностей R_a , мкм; относительный зазор в подшипнике ψ ; расстояние между опорами вала L , мм; максимальный прогиб вала y_{max} , мм. Определить расход и давление подачи масла при средней температуре в нагруженной зоне t_M , °С, и при угле обхвата подшипника 180° . Исходные данные для расчета принять по табл. 13.1.

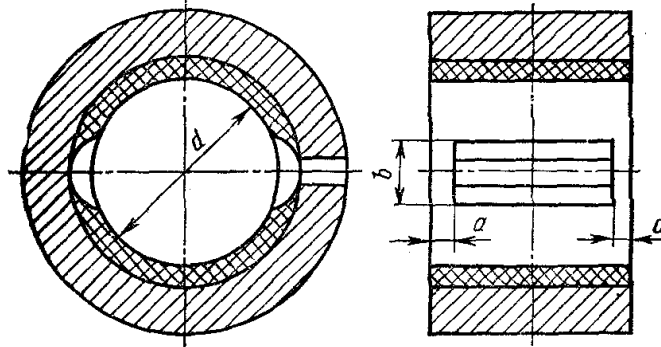


Рис. 13.1. Подшипник скольжения

Методические указания

1. Определим коэффициент нагруженности подшипника

$$p_m = \frac{F_r}{l \cdot d}, \text{ Па}; \quad l/d; \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ рад/с}; \quad v = \frac{1}{2} \omega \cdot d, \text{ м/с}. \quad (13.1)$$

2. Коэффициент нагруженности

$$\Phi_p = \frac{F_r \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega \cdot d \cdot l} = \frac{p \cdot \psi^2}{\mu \cdot \omega}. \quad (13.2)$$

3. По этому значению из табл. 13.2 определяем для заданного отношения l/d значение χ при угле обхвата 180° . Минимальная толщина слоя масла

$$h_{\min} = \delta(1 - \chi) = \frac{1}{2} d \cdot \psi(1 - \psi), \text{ мм} \times 1000 \text{ мкм}. \quad (13.3)$$

Таблица 13.1

Исходные данные

| № в-та | F_r , Н | d , мм | l , мм | ω , рад/с | R_a , мкм | ψ , | L , мм | y_{max} мм | t , °С | Масло | Материал подшипника |
|-----------|--------------|-------------|-------------|---------------------|----------------|----------|-------------|-----------------|-------------|----------------------|------------------------|
| 1 | 15 000 | 120 | 110 | 125 | 6,3 | 0,004 | 1250 | 0,05 | 43 | Турбинное Тп-22 | Баббит Б16 |
| 2 | 15 500 | 128 | 120 | 130 | 6,3 | 0,004 | 1300 | 0,05 | 43 | Тп-22 | Б16 |
| 3 | 16 000 | 136 | 130 | 135 | 6,3 | 0,004 | 1350 | 0,06 | 43 | Тп-22 | Б88 |
| 4 | 16 500 | 144 | 140 | 140 | 6,3 | 0,004 | 1400 | 0,07 | 42 | Тп-30 | Б88 |
| 5 | 17 000 | 152 | 150 | 145 | 10,0 | 0,005 | 1450 | 0,08 | 42 | Тп-30 | Б83 |
| 6 | 17 500 | 160 | 160 | 150 | 10,0 | 0,005 | 1500 | 0,09 | 42 | Тп-30 | Б83 |
| 7 | 18 000 | 168 | 170 | 152 | 10,0 | 0,005 | 1550 | 0,10 | 42 | Тп-46 | Бр ОФ10-1 |
| 8 | 18 500 | 176 | 180 | 155 | 10,0 | 0,005 | 1600 | 0,11 | 40 | Тп-46 | Бр ОФ5 |
| 9 | 19 000 | 184 | 200 | 156 | 10,0 | 0,005 | 1650 | 0,12 | 40 | Тп-46 | Б88 |
| 10 | 19 500 | 192 | 220 | 158 | 10,0 | 0,005 | 1700 | 0,13 | 40 | Тп-46 | Б88 |
| 11 | 20 000 | 200 | 240 | 160 | 10,0 | 0,005 | 1750 | 0,14 | 40 | Тп-22 | БрОЦС6-6-3 |
| 12 | 14 500 | 112 | 100 | 120 | 6,3 | 0,004 | 1200 | 0,04 | 40 | Тп-22 | БрАЖ9-4 |
| 13 | 14 000 | 104 | 100 | 115 | 6,3 | 0,004 | 1150 | 0,04 | 44 | Индустриальное И-12А | БрОЦС4-4-17 |
| 14 | 13 500 | 100 | 100 | 110 | 6,3 | 0,004 | 1100 | 0,04 | 44 | И-12А | Б88 |
| 15 | 13 000 | 92 | 100 | 105 | 6,3 | 0,004 | 1000 | 0,03 | 45 | И-12 | Б88 |
| 16 | 12 500 | 84 | 90 | 100 | 3,2 | 0,003 | 950 | 0,03 | 45 | И-20А | Б83 |
| 17 | 12 000 | 75 | 80 | 95 | 3,2 | 0,003 | 900 | 0,03 | 45 | И-20А | Б83 |
| 18 | 11 500 | 68 | 70 | 100 | 3,2 | 0,003 | 850 | 0,02 | 46 | И-30А | Б16 |
| 19 | 11 000 | 60 | 60 | 102 | 3,2 | 0,002 | 800 | 0,02 | 46 | И-30А | Б16 |
| 20 | 10 500 | 58 | 60 | 104 | 3,2 | 0,002 | 750 | 0,01 | 47 | И-40А | Б88 |
| 21 | 10 000 | 56 | 60 | 108 | 3,2 | 0,002 | 700 | 0,01 | 47 | И-40А | Б88 |
| 22 | 9 500 | 54 | 60 | 112 | 1,6 | 0,002 | 650 | 0,01 | 48 | И-50А | Б83 |
| 23 | 9 000 | 52 | 58 | 116 | 1,6 | 0,001 | 600 | 0,01 | 48 | И-50А | Б88 |
| 24 | 8 500 | 50 | 58 | 120 | 1,6 | 0,001 | 550 | 0,01 | 50 | Авиационное МС-20 | Б88 |
| 25 | 8 000 | 48 | 54 | 124 | 1,6 | 0,001 | 500 | 0,01 | 50 | МС-20 | Б88 |
| 26 | 7 500 | 46 | 52 | 125 | 0,8 | 0,001 | 450 | 0,01 | 52 | И-12 | БрОЦС6-6-3 |
| 27 | 7 000 | 45 | 50 | 130 | 0,8 | 0,001 | 400 | 0,01 | 54 | И-20А | БрАЖ9-4 |
| 28 | 6 500 | 42 | 45 | 135 | 0,8 | 0,001 | 350 | 0,01 | 55 | И-12 | БрОЦС4-4-17 |
| 29 | 6 000 | 40 | 42 | 140 | 0,8 | 0,001 | 300 | 0,01 | 55 | И-20А | Б88 |
| 30 | 5 500 | 35 | 40 | 145 | 0,8 | 0,001 | 250 | 0,01 | 60 | И-12 | Б83 |

4. Прогиб шипа в подшипнике

$$y_0 = 1,6 \frac{l}{L} y_{\max}, \text{ мкм.} \quad (13.4)$$

5. Проверим выполнения условия $1,1(\sum R_z + y_0) < h_{\min}$ и сделать соответствующие выводы.

6. Из табл. 13.3 полученным значениям l/d и χ соответствует отношение

$$\frac{\Phi_{mp}}{\Phi_p} = \frac{f}{\psi}, \quad (13.5)$$

откуда

$$f = \frac{\Phi_{mp}}{\Phi_p \cdot \psi};$$

7. Определим тепловыделение в подшипнике

$$P = f \cdot F_r \cdot \omega \cdot \frac{d}{2}, \text{ Вт.} \quad (13.6)$$

8. Приняв коэффициент теплопередачи $k = 12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, температуру воздуха $t_a = 20 \text{ }^\circ\text{С}$ и площадь поверхности подшипника, охлаждаемого воздухом, $A_a \approx \pi \cdot d \cdot l$, м^2 , получим $P_2 = K \cdot A_a (t_M - t_B)$, Вт. Можно полагать, что для минеральных масел объемная теплоемкость при температуре $20 \dots 100 \text{ }^\circ\text{С}$ $c = 1,72 \cdot 10^6 \text{ Дж}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С})$. Определим температурный перепад в подшипнике $\Delta t = t_2 - t_1$, $^\circ\text{С}$, расход смазочного материала Q за 1 с, при этом $P_1 = P - P_2$, Вт,

$$Q = \frac{P_1}{c \cdot \Delta t_M}, \text{ м}^3/\text{с.} \quad (13.7)$$

9. Определим безразмерный коэффициент истечения масла

$$q = q_1 + q_2 + q_3, \quad (13.8)$$

где q_1 – для угла обхвата 180° по табл. 13.4 для χ и l/d ;

β и θ – для подшипника с двумя смазочными канавками по табл. 13.5.

10.

$$q_2 = \beta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{p_e}{p_m}. \quad (13.9)$$

11. Размеры канавок принять

$$b = 0,2d, \\ a = 0,05d + 5, \text{ мм,}$$

найдем

$$q_3 = \theta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{b}{d} \left(\frac{l}{a} - 2 \right) \frac{p_e}{p_m}. \quad (13.10)$$

12.

$$q_2 + q_3 = q - q_1,$$

т.е.

$$\left(\beta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 + \theta \cdot \Phi_p \left(\frac{d}{l} \right)^2 \cdot \frac{b}{d} \left(\frac{l}{a} - 2 \right) \right) \frac{p_e}{p_m} = q - q_1. \quad (13.11)$$

13. Сделаем выводы о требуемом избыточное давление масла p_e и определить температуру масла

$$t_1 = t_M - \frac{\Delta t}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

14. Рекомендуемая литература: [3, 5, 6].

Справочные данные

Таблица 13.2

Значения безразмерного коэффициента Φ_p нагруженности подшипника

| l/d | Значение Φ_p при χ , равном | | | | | | | | | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,925 | 0,95 | 0,975 | 0,99 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| <i>Угол обхвата 360°</i> | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 0,070 | 0,110 | 0,174 | 0,267 | 0,333 | 0,423 | 0,551 | 0,767 | 1,169 | 1,951 | 3,133 | 5,330 | 13,23 | 45,32 |
| 0,5 | 0,106 | 0,166 | 0,263 | 0,399 | 0,496 | 0,627 | 0,821 | 1,121 | 1,688 | 2,773 | 4,396 | 7,329 | 17,59 | 57,05 |
| 0,6 | 0,149 | 0,232 | 0,363 | 0,547 | 0,677 | 0,851 | 1,093 | 1,496 | 2,227 | 3,598 | 5,630 | 9,188 | 21,46 | 66,48 |
| 0,7 | 0,196 | 0,303 | 0,471 | 0,704 | 0,867 | 1,082 | 1,381 | 1,877 | 2,758 | 4,286 | 6,779 | 10,90 | 24,77 | 73,96 |
| 0,8 | 0,246 | 0,380 | 0,584 | 0,865 | 1,060 | 1,316 | 1,667 | 2,247 | 3,254 | 5,195 | 7,818 | 12,41 | 27,55 | 79,90 |
| 0,9 | 0,299 | 0,458 | 0,609 | 1,025 | 1,252 | 1,544 | 1,943 | 2,599 | 3,737 | 5,775 | 8,742 | 13,67 | 29,88 | 84,64 |
| 1 | 0,354 | 0,539 | 0,814 | 1,181 | 1,437 | 1,764 | 2,203 | 2,928 | 4,156 | 6,466 | 9,553 | 14,78 | 31,82 | 88,55 |
| 1,1 | 0,409 | 0,619 | 0,927 | 1,333 | 1,615 | 1,971 | 2,450 | 3,231 | 4,556 | 6,889 | 10,26 | 15,73 | 33,47 | 91,75 |
| 1,2 | 0,464 | 0,698 | 1,036 | 1,482 | 1,778 | 2,163 | 2,676 | 3,509 | 4,807 | 7,353 | 10,88 | 16,55 | 34,86 | 94,45 |
| 1,3 | 0,518 | 0,775 | 1,141 | 1,617 | 1,940 | 2,375 | 2,884 | 3,762 | 5,224 | 7,862 | 11,43 | 17,27 | 36,05 | 96,73 |
| 1,5 | 0,622 | 0,921 | 1,336 | 1,868 | 2,221 | 2,664 | 3,248 | 4,198 | 5,760 | 8,447 | 12,33 | 18,42 | 37,97 | 100,39 |
| <i>Угол обхвата 180°</i> | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 0,089 | 0,141 | 0,216 | 0,339 | 0,431 | 0,573 | 0,776 | 1,179 | 1,775 | 3,195 | 5,055 | 8,39 | 21,00 | 65,26 |
| 0,5 | 0,133 | 0,209 | 0,317 | 0,493 | 0,622 | 0,819 | 1,098 | 1,572 | 2,428 | 4,261 | 6,615 | 10,71 | 25,62 | 75,86 |
| 0,6 | 0,182 | 0,283 | 0,427 | 0,655 | 0,819 | 1,070 | 1,418 | 2,001 | 3,036 | 5,214 | 7,956 | 12,64 | 29,17 | 83,21 |
| 0,7 | 0,234 | 0,361 | 0,538 | 0,816 | 1,014 | 1,312 | 1,720 | 2,399 | 3,580 | 6,029 | 9,072 | 14,14 | 31,88 | 88,90 |
| 0,8 | 0,287 | 0,439 | 0,647 | 0,972 | 1,199 | 1,538 | 1,965 | 2,754 | 4,053 | 6,721 | 9,992 | 15,37 | 33,99 | 92,89 |
| 0,9 | 0,339 | 0,515 | 0,754 | 1,118 | 1,371 | 1,745 | 2,248 | 3,067 | 4,459 | 7,294 | 10,75 | 16,37 | 35,66 | 96,35 |
| 1 | 0,391 | 0,589 | 0,853 | 1,263 | 1,528 | 1,929 | 2,469 | 3,372 | 4,808 | 7,772 | 11,38 | 17,18 | 37,00 | 98,95 |
| 1,1 | 0,440 | 0,658 | 0,947 | 1,377 | 1,669 | 2,097 | 2,664 | 3,580 | 5,106 | 8,186 | 11,91 | 17,86 | 38,12 | 101,15 |
| 1,2 | 0,487 | 0,723 | 1,033 | 1,489 | 1,796 | 2,247 | 2,838 | 3,787 | 5,364 | 8,533 | 12,35 | 18,43 | 39,04 | 102,90 |
| 1,3 | 0,529 | 0,784 | 1,111 | 1,590 | 1,912 | 2,379 | 2,990 | 3,968 | 5,586 | 8,831 | 12,73 | 18,91 | 30,81 | 104,42 |
| 1,5 | 0,610 | 0,891 | 1,248 | 1,763 | 2,099 | 2,60 | 3,242 | 4,266 | 5,947 | 9,304 | 13,34 | 19,68 | 41,07 | 106,84 |

Таблица 13.3

Значения отношения $f/\psi = \Phi_{гр}/\Phi_p$

| l/d | Значение f/ψ при χ , равном | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|------|------|------|------|-------|------|-------|------|
| | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,925 | 0,95 | 0,975 | 0,99 |
| Угол обхвата 360° | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 47,35 | 31,34 | 21,25 | 14,95 | 12,67 | 10,64 | 8,89 | 7,10 | 5,33 | 3,90 | 2,87 | 2,08 | 1,20 | 0,58 |
| 0,5 | 31,25 | 20,82 | 14,02 | 10,08 | 8,59 | 7,27 | 6,12 | 4,94 | 3,77 | 2,85 | 2,11 | 1,56 | 0,93 | 0,48 |
| 0,6 | 22,25 | 15,02 | 10,22 | 7,42 | 6,37 | 5,42 | 4,42 | 3,77 | 2,93 | 2,26 | 1,69 | 1,28 | 0,79 | 0,43 |
| 0,7 | 16,96 | 11,47 | 7,92 | 5,83 | 5,02 | 4,32 | 3,70 | 3,06 | 2,41 | 1,94 | 1,44 | 1,11 | 0,70 | 0,39 |
| 0,8 | 13,52 | 9,20 | 6,42 | 4,78 | 4,15 | 3,60 | 3,12 | 2,60 | 2,08 | 1,63 | 1,28 | 0,99 | 0,65 | 0,37 |
| 0,9 | 11,15 | 7,66 | 5,40 | 4,07 | 3,56 | 3,11 | 2,72 | 2,28 | 1,65 | 1,50 | 1,17 | 0,92 | 0,61 | 0,35 |
| 1 | 9,43 | 6,54 | 4,69 | 3,56 | 3,13 | 2,75 | 2,43 | 2,05 | 1,69 | 1,36 | 1,08 | 0,86 | 0,58 | 0,34 |
| 1,1 | 8,19 | 5,71 | 4,15 | 3,19 | 2,81 | 2,49 | 2,21 | 1,89 | 1,56 | 1,30 | 1,02 | 0,82 | 0,56 | 0,33 |
| 1,2 | 7,23 | 5,09 | 3,72 | 2,89 | 2,58 | 2,29 | 2,05 | 1,76 | 1,48 | 1,23 | 0,98 | 0,79 | 0,54 | 0,33 |
| 1,3 | 6,49 | 4,60 | 3,39 | 2,67 | 2,38 | 2,14 | 1,92 | 1,66 | 1,40 | 1,16 | 0,94 | 0,76 | 0,53 | 0,32 |
| 1,5 | 5,42 | 3,90 | 2,93 | 2,35 | 2,12 | 1,91 | 1,73 | 1,51 | 1,29 | 1,10 | 0,89 | 0,73 | 0,51 | 0,31 |
| Угол обхвата 180° | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 36,95 | 21,45 | 16,95 | 11,78 | 9,80 | 7,90 | 6,34 | 5,07 | 3,57 | 2,48 | 1,80 | 1,36 | 0,79 | 0,42 |
| 0,5 | 24,85 | 16,55 | 11,61 | 8,18 | 6,87 | 5,59 | 4,54 | 3,55 | 2,67 | 1,88 | 1,42 | 1,09 | 0,67 | 0,38 |
| 0,6 | 18,28 | 12,25 | 8,69 | 6,21 | 5,26 | 4,32 | 3,57 | 2,83 | 2,18 | 1,57 | 1,12 | 0,95 | 0,61 | 0,35 |
| 0,7 | 14,19 | 9,66 | 6,94 | 5,02 | 4,30 | 3,57 | 2,98 | 2,41 | 1,88 | 1,39 | 1,07 | 0,87 | 0,56 | 0,33 |
| 0,8 | 11,61 | 7,97 | 5,79 | 4,25 | 3,66 | 3,08 | 2,64 | 2,12 | 1,68 | 1,27 | 0,99 | 0,81 | 0,54 | 0,32 |
| 0,9 | 9,85 | 6,81 | 4,98 | 3,72 | 3,23 | 2,74 | 2,33 | 1,95 | 1,55 | 1,18 | 0,94 | 0,77 | 0,52 | 0,31 |
| 1 | 8,54 | 5,97 | 4,44 | 3,28 | 2,92 | 2,49 | 2,14 | 1,71 | 1,45 | 1,12 | 0,90 | 0,74 | 0,50 | 0,31 |
| 1,1 | 7,62 | 5,36 | 4,02 | 3,05 | 2,69 | 2,32 | 2,01 | 1,68 | 1,37 | 1,08 | 0,86 | 0,72 | 0,49 | 0,30 |
| 1,2 | 6,88 | 4,98 | 3,70 | 2,84 | 2,51 | 2,17 | 1,89 | 1,60 | 1,32 | 1,04 | 0,84 | 0,70 | 0,48 | 0,30 |
| 1,3 | 6,34 | 4,52 | 3,44 | 2,67 | 2,37 | 2,07 | 1,81 | 1,54 | 1,28 | 1,01 | 0,82 | 0,62 | 0,48 | 0,29 |
| 1,5 | 5,53 | 4,01 | 3,09 | 2,44 | 2,18 | 1,97 | 1,69 | 1,44 | 1,21 | 0,97 | 0,79 | 0,67 | 0,47 | 0,29 |

Таблица 13.4

Значения безразмерного коэффициента p_1
торцового истечения смазочного материала из нагруженной зоны подшипника

| l/d | Значение q_1 при χ , равном | | | | | | | | | | | | | |
|-------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,65 | 0,7 | 0,75 | 0,8 | 0,85 | 0,9 | 0,925 | 0,95 | 0,975 | 0,99 |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
| Угол обхвата 360° | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 0,115 | 0,162 | 0,209 | 0,258 | 0,282 | 0,306 | 0,334 | 0,348 | 0,366 | 0,378 | 0,380 | 0,376 | 0,365 | 0,314 |
| 0,5 | 0,113 | 0,158 | 0,203 | 0,249 | 0,271 | 0,292 | 0,318 | 0,330 | 0,343 | 0,351 | 0,348 | 0,340 | 0,317 | 0,268 |
| 0,6 | 0,110 | 0,152 | 0,196 | 0,238 | 0,259 | 0,278 | 0,302 | 0,310 | 0,320 | 0,323 | 0,318 | 0,306 | 0,280 | 0,230 |
| 0,7 | 0,107 | 0,148 | 0,189 | 0,228 | 0,247 | 0,264 | 0,283 | 0,291 | 0,297 | 0,297 | 0,289 | 0,275 | 0,248 | 0,200 |
| 0,8 | 0,104 | 0,144 | 0,181 | 0,217 | 0,234 | 0,249 | 0,267 | 0,272 | 0,275 | 0,273 | 0,263 | 0,248 | 0,222 | 0,177 |
| 0,9 | 0,100 | 0,138 | 0,174 | 0,206 | 0,222 | 0,235 | 0,250 | 0,254 | 0,255 | 0,250 | 0,240 | 0,225 | 0,199 | 0,158 |
| 1 | 0,097 | 0,138 | 0,166 | 0,196 | 0,209 | 0,221 | 0,235 | 0,236 | 0,237 | 0,230 | 0,220 | 0,205 | 0,188 | 0,142 |
| 1,1 | 0,094 | 0,128 | 0,158 | 0,186 | 0,198 | 0,208 | 0,220 | 0,221 | 0,220 | 0,212 | 0,203 | 0,188 | 0,165 | 0,129 |
| 1,2 | 0,090 | 0,122 | 0,150 | 0,176 | 0,181 | 0,196 | 0,207 | 0,206 | 0,205 | 0,197 | 0,187 | 0,174 | 0,151 | 0,119 |
| 1,3 | 0,087 | 0,117 | 0,143 | 0,143 | 0,167 | 0,185 | 0,194 | 0,193 | 0,191 | 0,183 | 0,174 | 0,160 | 0,140 | 0,110 |
| 1,5 | 0,080 | 0,108 | 0,130 | 0,150 | 0,158 | 0,164 | 0,172 | 0,171 | 0,168 | 0,160 | 0,152 | 0,140 | 0,122 | 0,095 |

Окончание таблицы

| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 |
|-------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| Угол обхвата 180° | | | | | | | | | | | | | | |
| 0,4 | 0,114 | 0,141 | 0,174 | 0,206 | 0,220 | 0,232 | 0,240 | 0,247 | 0,242 | 0,235 | 0,223 | 0,207 | 0,174 | 0,135 |
| 0,5 | 0,109 | 0,135 | 0,166 | 0,194 | 0,206 | 0,217 | 0,222 | 0,224 | 0,218 | 0,208 | 0,194 | 0,178 | 0,145 | 0,110 |
| 0,6 | 0,105 | 0,129 | 0,156 | 0,182 | 0,192 | 0,200 | 0,203 | 0,203 | 0,196 | 0,184 | 0,170 | 0,153 | 0,123 | 0,093 |
| 0,7 | 0,100 | 0,122 | 0,147 | 0,169 | 0,178 | 0,185 | 0,186 | 0,185 | 0,176 | 0,163 | 0,150 | 0,134 | 0,107 | 0,089 |
| 0,8 | 0,095 | 0,115 | 0,138 | 0,153 | 0,165 | 0,170 | 0,172 | 0,168 | 0,158 | 0,146 | 0,133 | 0,118 | 0,099 | 0,070 |
| 0,9 | 0,090 | 0,107 | 0,129 | 0,146 | 0,153 | 0,157 | 0,156 | 0,153 | 0,143 | 0,131 | 0,119 | 0,106 | 0,084 | 0,062 |
| 1 | 0,085 | 0,102 | 0,121 | 0,136 | 0,141 | 0,145 | 0,143 | 0,138 | 0,130 | 0,119 | 0,108 | 0,096 | 0,075 | 0,056 |
| 1,1 | 0,081 | 0,096 | 0,113 | 0,127 | 0,131 | 0,139 | 0,132 | 0,128 | 0,119 | 0,109 | 0,093 | 0,067 | 0,068 | 0,056 |
| 1,2 | 0,076 | 0,091 | 0,106 | 0,118 | 0,122 | 0,124 | 0,122 | 0,119 | 0,110 | 0,100 | 0,090 | 0,080 | 0,063 | 0,046 |
| 1,3 | 0,072 | 0,086 | 0,100 | 0,111 | 0,114 | 0,117 | 0,114 | 0,110 | 0,102 | 0,092 | 0,084 | 0,074 | 0,058 | 0,043 |
| 1,5 | 0,065 | 0,076 | 0,088 | 0,098 | 0,101 | 0,101 | 0,099 | 0,096 | 0,088 | 0,800 | 0,072 | 0,064 | 0,050 | 0,037 |

Таблица 13.5

Значения коэффициентов β и θ

| Относительный эксцентриситет χ | Значение β для подшипников с углом обхвата | | Значение θ для подшипников с двумя продольными канавками |
|-------------------------------------|--|-------|---|
| | 360° | 180° | |
| 0,3 | 0,132 | 0,194 | 0,097 |
| 0,4 | 0,153 | 0,227 | 0,107 |
| 0,5 | 0,175 | 0,273 | 0,116 |
| 0,6 | 0,200 | 0,323 | 0,125 |
| 0,65 | 0,213 | 0,352 | 0,129 |
| 0,7 | 0,226 | 0,384 | 0,131 |
| 0,75 | 0,240 | 0,417 | 0,132 |
| 0,8 | 0,256 | 0,454 | 0,132 |
| 0,85 | 0,273 | 0,489 | 0,128 |
| 0,9 | 0,289 | 0,535 | 0,121 |
| 0,925 | 0,299 | 0,563 | 0,113 |
| 0,95 | 0,308 | 0,582 | 0,108 |
| 0,975 | 0,318 | 0,609 | 0,097 |
| 0,99 | 0,323 | 0,625 | 0,090 |

Практическое задание № 14

РАСЧЕТ ВИТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПРУЖИНЫ

Рассчитать витую цилиндрическую пружину сжатия из проволоки круглого сечения (рис. 14.1) при условии, что силы пружины при предварительной деформации F_1 , Н; при рабочей деформации F_2 , Н; рабочий ход пружины h , мм. Исходные данные принять по табл. 14.1.

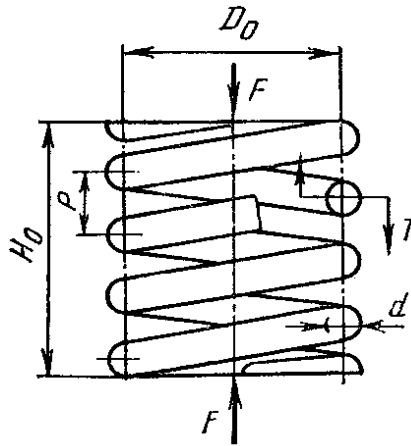


Рис. 14.1. Витая пружина

Таблица 14.1

Исходные данные

| № варианта | P_1 , Н | P_2 , Н | h , мм | № варианта | P_1 , Н | P_2 , Н | h , мм |
|------------|-----------|-----------|----------|------------|-----------|-----------|----------|
| 1 | 50 | 380 | 35 | 16 | 95 | 680 | 57 |
| 2 | 53 | 400 | 37 | 17 | 98 | 700 | 55 |
| 3 | 56 | 420 | 39 | 18 | 100 | 750 | 53 |
| 4 | 59 | 440 | 40 | 19 | 96 | 740 | 51 |
| 5 | 62 | 460 | 42 | 20 | 93 | 730 | 49 |
| 6 | 65 | 480 | 44 | 21 | 90 | 720 | 47 |
| 7 | 68 | 500 | 46 | 22 | 87 | 710 | 45 |
| 8 | 71 | 520 | 48 | 23 | 84 | 690 | 43 |
| 9 | 74 | 540 | 50 | 24 | 81 | 670 | 41 |
| 10 | 77 | 560 | 52 | 25 | 78 | 650 | 62 |
| 11 | 80 | 580 | 54 | 26 | 75 | 640 | 60 |
| 12 | 83 | 600 | 56 | 27 | 80 | 700 | 58 |
| 13 | 86 | 620 | 58 | 28 | 85 | 720 | 62 |
| 14 | 89 | 640 | 60 | 29 | 90 | 750 | 64 |
| 15 | 92 | 660 | 59 | 30 | 94 | 600 | 60 |

Методические указания

1. Изготовить пружину из пружинной стальной проволоки 1-го класса по ГОСТ 9889. Полагая, что диаметр проволоки равен 4 ... 8 мм, ориентироваться на кривую графика (рис. 14.2), принять допустимое напряжение для проволоки $[\tau] = 500$ МПа, что соответствует рекомендации ГОСТ 13764.

2. Определить силу пружины при максимальной деформации по

$$F_3 = 1,3F_2, \text{ Н.} \quad (14.1)$$

3. Принять индекс пружины $c = 6$. Определить коэффициент влияния кривизны витков $k = 1,24$.

4. Определить диаметр проволоки

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{k \cdot c \cdot F_3}{[\tau]}}, \text{ мм.} \quad (14.2)$$

5. В соответствии с ГОСТ 9398 окончательно принять d , мм. Проверить правильность принятия предварительных значений c , k , и $[\tau]$, соответствия его графику, рис. 14.2.

6. Определить средний диаметр пружины

$$D = c d, \text{ мм.} \quad (14.3)$$

7. Определить наружный диаметр пружины

$$D_n = D + d, \text{ мм.} \quad (14.4)$$

8. По ГОСТ 13766 подобрать пружину (например, пружина 1-го класса, 1-го разряда, № 501). Для выбранной пружины выписать значения (F_3 , Н, d , мм, D_n , мм, жесткость одного витка C_1 и наибольший прогиб витка λ'_a , мм).

9. Уточнить средний диаметр пружины по формуле

$$D = D_n - d, \text{ мм.} \quad (14.5)$$

10. Проверить выбранную пружину по C_1 и λ'_a . Определить

$$C_1 = \frac{10^4 d}{c^3}, \text{ МПа,} \quad (14.6)$$

сравнить с принятым значением.

11. Определить жесткость пружины

$$C = \frac{F_2 - F_1}{h}, \text{ Н/мм.} \quad (14.7)$$

12. Определить число рабочих витков пружины

$$n = \frac{C_1}{C}. \quad (14.8)$$

13. Определить максимальную деформацию пружины

$$\lambda = \frac{F_3}{C}, \text{ мм.} \quad (14.9)$$

14. Определить максимальную деформацию одного витка пружины

$$\lambda'_3 = \frac{\lambda_3}{n}, \text{ мм,} \quad (14.10)$$

сравнить полученное значение λ'_3 с табличным значением по ГОСТу.

15. Определить полное число витков

$$n_1 = n + n_2, \quad (14.11)$$

где $n_2 = 1,5 \dots 2$ – число опорных витков.

16. Определить шаг пружины

$$t = \lambda'_3 + d, \text{ мм.} \quad (14.12)$$

17. Определить высоту пружины при максимальной деформации

$$L_3 = (n_1 + 1 - n_3)d, \text{ мм,} \quad (14.13)$$

при числе зашлифованных витков $n_3 = 2$.

18. Определить высоту пружины в свободном состоянии

$$L_0 = L_3 + \lambda_3, \text{ мм.} \quad (14.14)$$

19. Определить длину развернутой пружины

$$L \approx 3,2D \cdot n_1, \text{ мм.} \quad (14.15)$$

20. Вычертить на миллиметровой бумаге в стандартном масштабе рассчитанную пружину.

21. Рекомендуемая литература: [3, 4].

Справочные данные

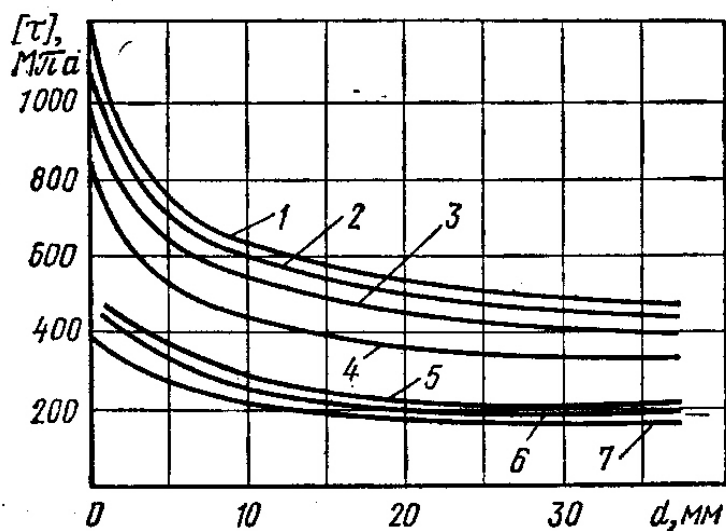


Рис. 14.2. Графики для определения диаметров проволоки пружины

Таблица 14.2

Таблица для подбора пружин растяжения-сжатия в зависимости от индекса $c = D/d$, грузоподъемности и жесткости при $G = 80 \text{ кН/мм}^2$ (размеры в мм)

| d | $c = \frac{D}{d} = 4$ | | | | | $c = \frac{D}{d} = 5$ | | | | | $c = \frac{D}{d} = 6$ | | | | |
|------|-----------------------|-----|-------|----------------|------------------|-----------------------|------|-------|----------------|------------------|-----------------------|-----|-------|----------------|------------------|
| | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' |
| | | | | | | | | | | | | | | Γ | λ'_1 |
| 0,5 | | | | | | | | | | | 3,5 | 3 | 2,5 | 132 | 0,043 |
| 0,6 | | | | | | | | | | | 4,2 | 3,6 | 3 | 190 | 0,036 |
| 0,8 | | | | | | | | | | | 5,6 | 4,8 | 4 | 338 | 0,027 |
| 1,0 | | | | | | | | | | | 7 | 6 | 5 | 528 | 0,022 |
| | | | | | | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_1 | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_1 |
| 1,2 | | | | | | 7,2 | 6 | 4,8 | 0,88 | 0,104 | 8,4 | 7,2 | 6 | 0,76 | 0,180 |
| 1,5 | | | | | | 9 | 7,5 | 6,0 | 1,37 | 0,083 | 10,5 | 9 | 7,5 | 1,19 | 0,144 |
| 2,0 | | | | | | 12 | 10 | 8 | 2,44 | 0,063 | 14 | 12 | 10 | 2,11 | 0,108 |
| 2,5 | | | | | | 15 | 12,5 | 10 | 3,81 | 0,05 | 17,5 | 15 | 12,5 | 3,30 | 0,086 |
| | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{10} | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{10} | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{10} |
| 3,0 | 15 | 12 | 9 | 6,45 | 0,213 | 18 | 15 | 12 | 5,48 | 0,417 | 21 | 18 | 15 | 4,75 | 0,721 |
| 4,0 | 20 | 16 | 12 | 11,5 | 0,160 | 24 | 20 | 16 | 9,75 | 0,313 | 28 | 24 | 20 | 8,45 | 0,540 |
| 5,0 | 25 | 20 | 15 | 17,9 | 0,128 | 30 | 25 | 20 | 15,23 | 0,250 | 35 | 30 | 25 | 13,2 | 0,432 |
| 6,0 | 30 | 24 | 18 | 25,8 | 0,107 | 38 | 30 | 24 | 21,92 | 0,208 | 42 | 36 | 30 | 19,0 | 0,360 |
| | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{100} | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{100} | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{100} |
| 8,0 | 40 | 32 | 24 | 45,9 | 0,800 | 48 | 40 | 32 | 39,0 | 1,562 | 56 | 48 | 40 | 33,8 | 2,70 |
| 10,0 | 50 | 40 | 30 | 71,7 | 0,640 | 60 | 50 | 40 | 60,9 | 1,250 | 70 | 60 | 50 | 52,8 | 2,16 |
| 12,0 | 60 | 48 | 36 | 103,2 | 0,533 | 72 | 60 | 48 | 87,7 | 1,041 | 84 | 72 | 60 | 76 | 1,80 |
| 15,0 | 75 | 60 | 45 | 161,3 | 0,427 | 90 | 75 | 60 | 137,0 | 0,833 | 105 | 90 | 75 | 119 | 1,44 |
| 20,0 | 100 | 80 | 60 | 286,8 | 0,320 | 120 | 100 | 80 | 244,0 | 0,625 | 140 | 120 | 100 | 211 | 1,08 |
| 25,0 | 125 | 100 | 75 | 448,1 | 0,256 | 150 | 125 | 100 | 381,0 | 0,500 | 175 | 150 | 125 | 330 | 0,864 |
| 30,0 | 150 | 120 | 90 | 645,0 | 0,233 | 180 | 150 | 120 | 548,1 | 0,417 | 210 | 180 | 150 | 475 | 0,720 |
| 40,0 | 200 | 160 | 120 | 1150 | 0,160 | 240 | 200 | 160 | 974,4 | 0,313 | 280 | 240 | 200 | 845 | 0,540 |

Окончание таблицы

| d | $c = \frac{D}{d} = 8$ | | | | | $c = \frac{D}{d} = 10$ | | | | | $c = \frac{D}{d} = 12$ | | | | |
|------|-----------------------|-----|-------|----------------|------------------|------------------------|-----|-------|----------------|-----------------|------------------------|-----|-------|----------|--------------|
| | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' | D_a | D | D_1 | P_{10} | λ' |
| | | | | Γ | λ'_1 | | | | Γ | λ'_1 | | | | Γ | λ'_1 |
| 0,2 | 1,8 | 1,6 | 1,4 | 16,8 | 0,256 | 2,2 | 2,0 | 1,8 | 13,8 | 0,500 | 2,6 | 2,4 | 2,2 | 11,8 | 0,864 |
| 0,25 | 2,25 | 2,0 | 1,75 | 26,25 | 0,205 | 2,75 | 2,5 | 2,25 | 21,6 | 0,400 | 3,3 | 3,0 | 2,75 | 18,4 | 0,691 |
| 0,3 | 2,7 | 2,4 | 2,1 | 37,8 | 0,171 | 3,3 | 3,0 | 2,7 | 31,0 | 0,333 | 3,9 | 3,6 | 3,3 | 26,6 | 0,576 |
| 0,4 | 3,6 | 3,2 | 2,8 | 67,2 | 0,128 | 4,4 | 4,0 | 3,6 | 55,2 | 0,250 | 5,2 | 4,8 | 4,4 | 47,2 | 0,432 |
| 0,5 | 4,5 | 4,0 | 3,5 | 105,0 | 0,102 | 5,5 | 5,0 | 4,5 | 86,2 | 0,200 | 6,5 | 6,0 | 5,5 | 73,8 | 0,346 |
| 0,6 | 5,4 | 4,8 | 4,2 | 151,2 | 0,083 | 6,6 | 6,0 | 5,4 | 124 | 0,167 | 7,8 | 7,2 | 6,6 | 106,2 | 0,288 |
| 0,8 | 7,2 | 6,4 | 5,6 | 268,0 | 0,064 | 3Д | 8,0 | 7,2 | 220,8 | 0,125 | 10,4 | 9,6 | 8,8 | 188,8 | 0,216 |
| 1,0 | 9,0 | 8,0 | 7,0 | 420 | 0,051 | 11 | 10 | 9,0 | 345 | 0,100 | 13 | 12 | 11 | 295 | 0,173 |
| | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_1 | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_1 | | | | | |
| 1,2 | 10,8 | 9,6 | 8,4 | 0,605 | 0,427 | 13,2 | 12 | 10,8 | 0,497 | 0,833 | | | | | |
| 1,5 | 13,5 | 12 | 10,5 | 0,945 | 0,341 | 16,5 | 15 | 13,5 | 0,776 | 0,667 | | | | | |
| 2,0 | 18,0 | 16 | 14 | 1,68 | 0,256 | 22 | 20 | 18 | 1,38 | 0,500 | | | | | |
| 2,5 | 22,5 | 20 | 17,5 | 2,62 | 0,205 | 27,5 | 25 | 22,5 | 2,16 | 0,400 | | | | | |
| | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{10} | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{10} | | | | | |
| 3,0 | 27 | 24 | 21 | 3,78 | 1,71 | 33 | 30 | 27 | 3,10 | 3,33 | | | | | |
| 4,0 | 36 | 32 | 28 | 6,72 | 1,28 | 44 | 40 | 36 | 5,52 | 2,50 | | | | | |
| 5,0 | 45 | 40 | 35 | 10,50 | 1,02 | 55 | 50 | 45 | 8,62 | 2,00 | | | | | |
| 6,0 | 54 | 48 | 42 | 15,12 | 0,85 | 66 | 60 | 54 | 12,4 | 1,67 | | | | | |
| | | | | $\kappa\Gamma$ | λ'_{100} | | | | | | | | | | |
| 8,0 | 72 | 64 | 56 | 26,9 | 6,4 | | | | | | | | | | |
| 10,0 | 90 | 80 | 70 | 42,0 | 5,12 | | | | | | | | | | |
| 12,0 | 108 | 96 | 84 | 60,5 | 4,27 | | | | | | | | | | |
| 15,0 | 135 | 120 | 105 | 94,5 | 3,41 | | | | | | | | | | |

d – диаметр проволоки;
 D_a – наружный диаметр пружины;
 D – средний диаметр пружины;
 D_i – внутренний диаметр пружины

ЛИТЕРАТУРА

1. Иоселевич, Г. Б. Детали машин: учеб. для студентов машиностроительных специальностей вузов / Г. Б. Иоселевич. – М.: Машиностроение, 1988. – 368 с.
2. Орлов, П. И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие / П. И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1988. – 544 с.
3. Гузенков, П. Г. Детали машин: учеб. пособие для студентов вузов / П. Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1982. – 351 с.
4. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: справ. / И. А. Биргер и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
5. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / под общ. ред. С. Н. Ничипорчика. – Мн.: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.
6. Кузмин, А. В. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А. В. Кузмин и др. – Мн.: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
7. Завистовский, В. Э. Технические задания и методические указания по курсу «Основы конструирования машин» для студентов специальностей 1201, 1202, 1705 очной и заочной форм обучения / В. Э. Завистовский. – Новополюцк: НПИ, 1991. – 36 с.
8. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – Изд. 4-е, перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985 – 416 с. : ил.

СОДЕРЖАНИЕ

| | |
|---|----|
| Введение | 1 |
| РАСЧЕТЫ СОЕДИНЕНИЙ | |
| ПЗ-1. Расчет сварного соединения | 2 |
| ПЗ-2. Расчет соединения с гарантированным натягом | 6 |
| ПЗ-3. Расчет резьбового соединения | 9 |
| ПЗ-4. Расчет шлицевого соединения | 15 |
| ПЗ-5. Расчет фланцевого соединения | 20 |
| РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ | |
| ПЗ-6. Расчет зубчатых цилиндрических передач | 27 |
| ПЗ-7. Расчет и проектирование червячной передачи | 40 |
| ПЗ-8. Расчет цепной передачи | 48 |
| ПЗ-9. Расчет ременной передачи | 54 |
| ПЗ-10. Расчет передачи винт-гайка | 60 |
| РАСЧЕТ ВАЛОВ, УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ, ПОДШИПНИКОВ | |
| ПЗ-11. Расчет вала | 65 |
| ПЗ-12. Расчет подшипников качения | 75 |
| ПЗ-13. Расчет подшипников скольжения | 79 |
| ПЗ-14. Расчет витой цилиндрической пружины | 84 |
| Литература | 90 |

Учебное издание

ПРАКТИКУМ
по курсам «Детали машин»,
«Детали машин и подъемно-транспортные устройства»
для студентов специальностей
1-36 01 01, 1-36 01 03,
1-36 01 03 (на базе среднего специального образования),
1-36 01 04, 1-36 07 01, 1-70 05 01
очной и заочной форм обучения

Составители:
ЛИСОВСКИЙ Александр Леонидович
КРАВЧЕНКО Николай Леонидович
ВИГЕРИНА Татьяна Владимировна

Редактор Т. А. Дарьянова

Подписано в печать 30.11.06. Формат 60x84 1/16. Гарнитура Таймс. Бумага офсетная.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 5,34. Уч.-изд. л. 5,19. Тираж 70 экз. Заказ 1558.

Издатель и полиграфическое исполнение –
Учреждение образования «Полоцкий государственный университет»

ЛИ № 02330/0133020 от 30.04.04 ЛП № 02330/0133128 от 27.05.04
211440, г. Новополоцк, ул. Блохина, 29