

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.

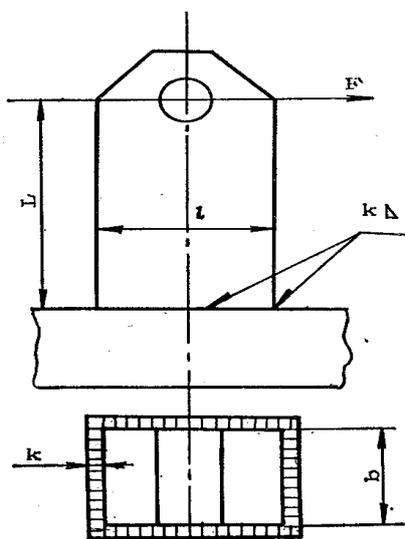


Рис. 1.1. Проушина

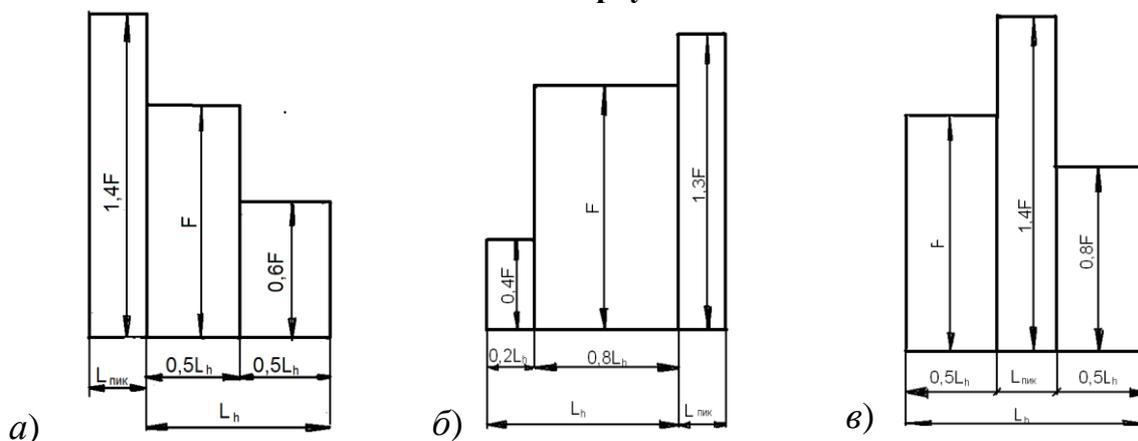


Рис. 1.2. Циклограммы нагружения

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	\bar{b}	40	60	150	4	8,0	-1	$1,2 \cdot 10^7$
3	v	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	\bar{b}	70	100	180	6	14,0	0	$1,5 \cdot 10^7$
6	v	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	\bar{b}	100	150	210	10	18,0	-1	$1,8 \cdot 10^7$
9	v	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	\bar{b}	30	40	110	5	6,0	-1	$2,1 \cdot 10^7$
12	v	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	\bar{b}	80	110	250	12	9,0	0	$0,9 \cdot 10^7$
15	v	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	\bar{b}	50	70	130	10	10,0	-1	$0,7 \cdot 10^7$
18	v	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	\bar{b}	50	60	200	5	13,0	0	$0,4 \cdot 10^7$
21	v	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	\bar{b}	80	100	260	10	18,0	-1	$0,1 \cdot 10^7$
24	v	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	\bar{b}	95	115	295	10	24,0	0	$1,0 \cdot 10^7$
27	v	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	\bar{b}	65	75	265	8	20,0	0	$0,7 \cdot 10^7$
30	v	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 $\tau_{-1} = 110 \text{ МПа}$. $\tau_B = 400 \text{ Н/мм}^2 \rightarrow \psi_\tau = 0$;

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.

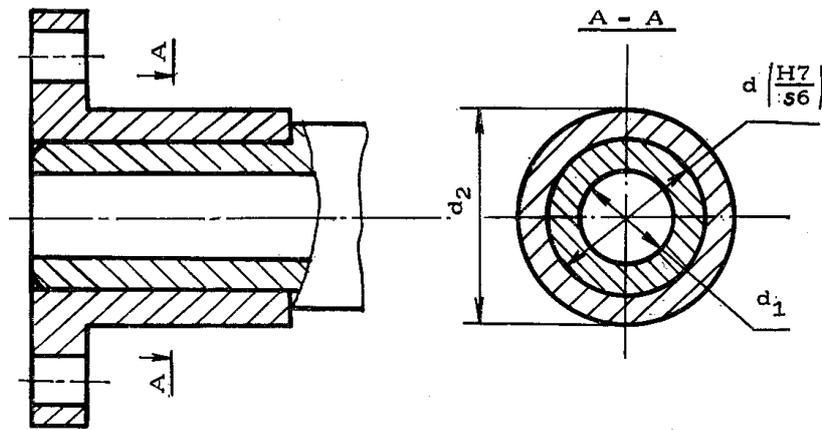


Рис. 2.1. Соединение с натягом

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.

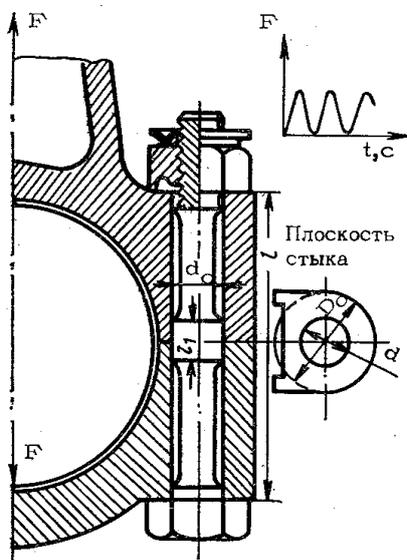


Рис. 3.1. Шатунный болт

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

Окончание таблицы

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

$\sigma_{\delta} = 900$ 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.

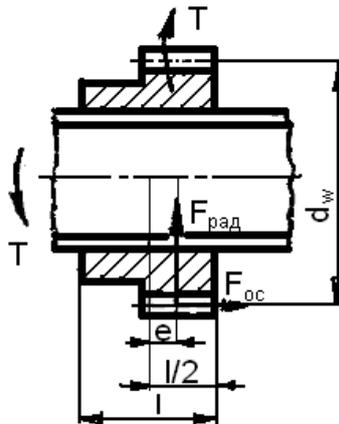


Рис. 4.1. Шлицевое соединение

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

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

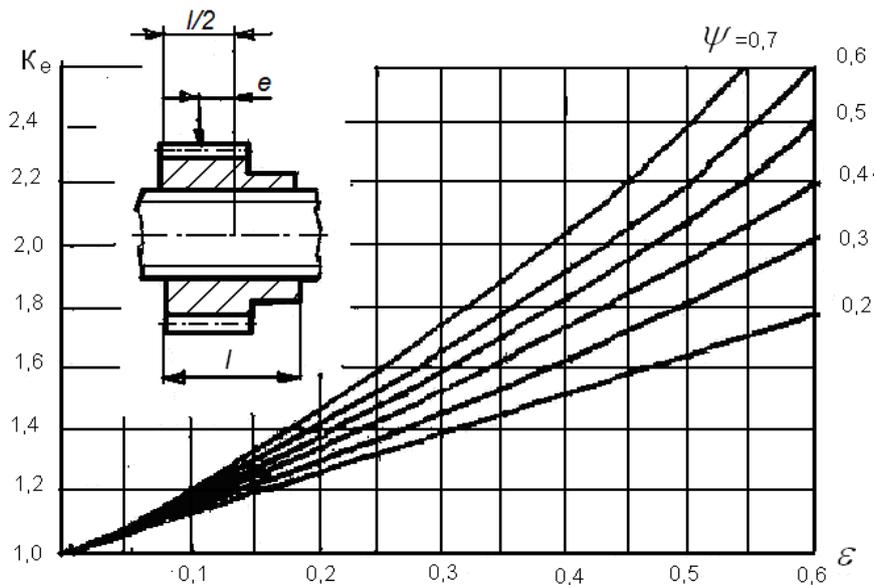


Рис. 4.2. Значение коэффициента концентрации давления относительно смещения нагрузки

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.

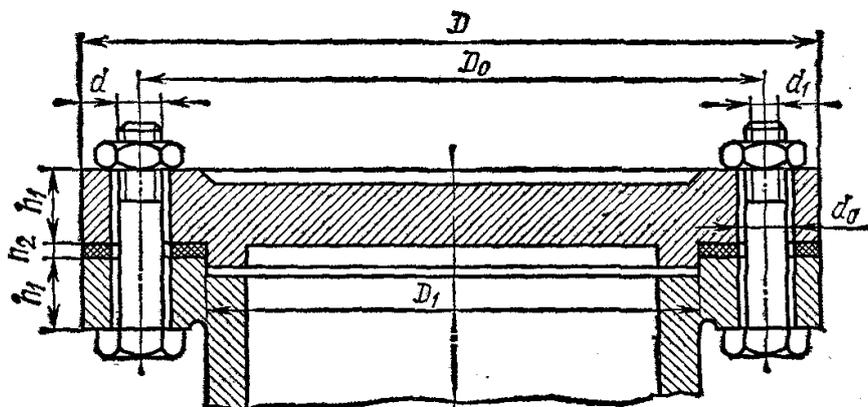


Рис. 5.1. Схема фланцевого соединения с неконтактирующими фланцами

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

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

$$\lambda_{\partial} = \frac{2h_1}{A_1 E_1} + \frac{h_2}{A_2 E_2} = \frac{2h_1}{\pi \cdot \left[\frac{(a + 0.5h_1)^2 - d^2}{4} \right] \cdot E_1} + \frac{h_2}{\pi \cdot \left[\frac{(a + 0.5h_2)^2 - d_0^2}{4} \right] \cdot E_2} \quad (5.7)$$

Коэффициент внешней нагрузки

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

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

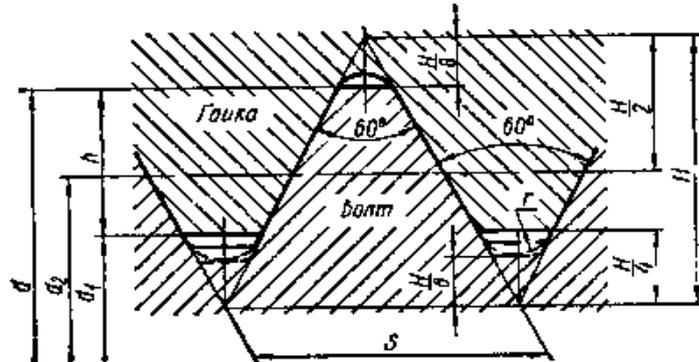
Вычертить на миллиметровой бумаге в удобном стандартном масштабе фланцевое соединение.

Рекомендуемая литература: [3, 4, 6].

Справочные данные

Таблица 5.2

Основные параметры метрической резьбы с крупным шагом



Размеры, мм

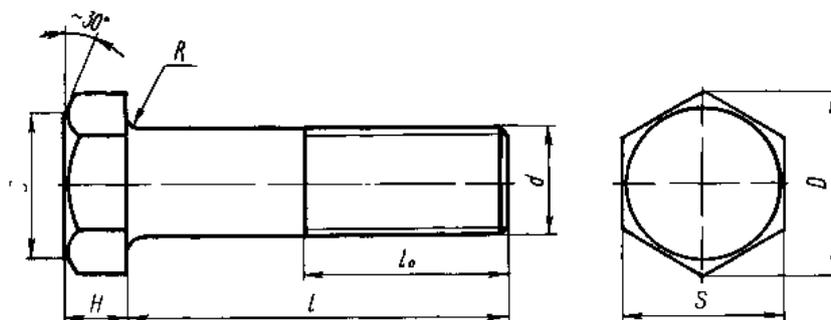
Диаметры			Шаг S	Рабочая высота профиля h	$F_t, \text{мм}^2$
d	d_2	d_1			
1	2	3	4	5	6
1	0,838	0,730	0,25	0,135	0,417
1,1	0,938	0,830	0,25	0,135	0,541
1,2	1,038	0,930	0,25	0,135	0,653
1,4	1,205	1,075	0,30	0,162	0,91
1,6	1,373	1,221	0,35	0,189	1,178
1,8	1,573	1,421	0,35	0,189	1,575
2	1,740	1,567	0,40	0,216	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	16,376	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

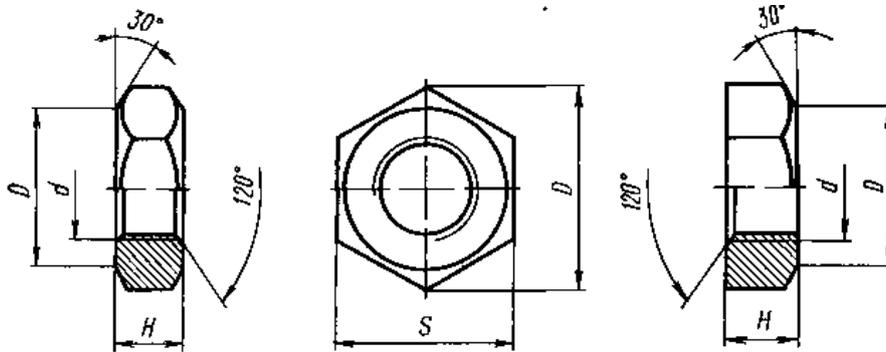
1	2	3	4	5	6	7
8	13	5,5	14,2	0,40... ,1	28... 100	22
10	17	7,0	18,7	0,6... ,6	32... 200	26; 32
12	19	8,0	20,9	0,6... ,6	35... 260	30; 36
(14)	22	9,0	24,3	0,6... ,6	40... 300	34; 40
16	24	10,0	26,5	0,6... ,6	45... 300	38; 44
(18)	27	12,0	29,9	0,6... ,6	50... 300	42; 48
20	30	13,0	33,3	0,8... ..2, 2	55... 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.

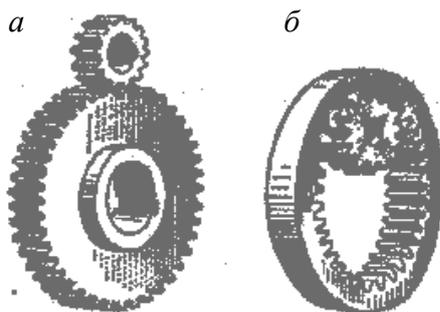


Рис. 6.1. Зубчатая цилиндрическая передача, зацепление: *a* – внешнее; *б* – внутреннее

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

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

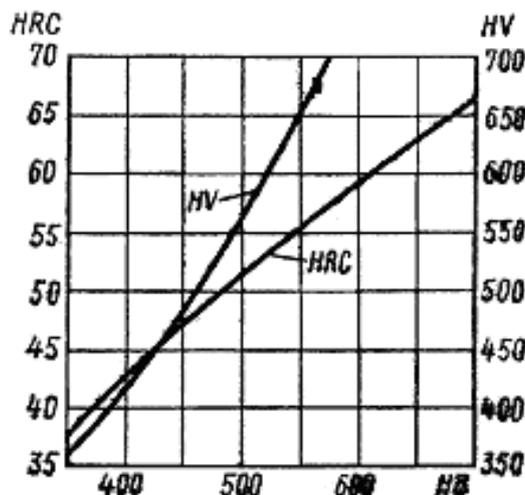


Рис. 6.2. График перевода HB в HRC

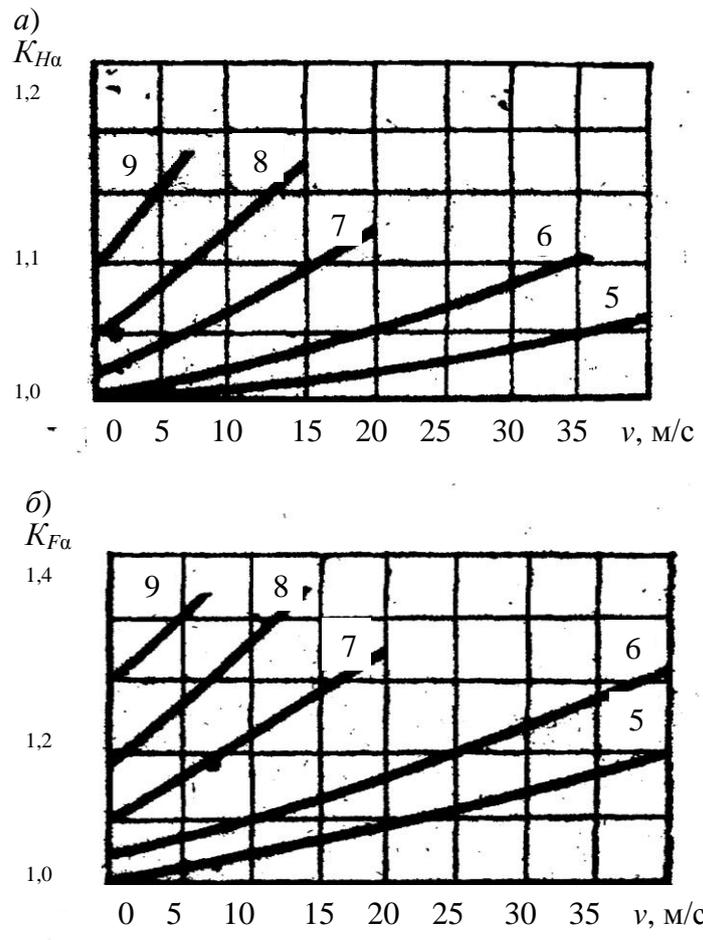


Рис. 6.3. Графики для определения коэффициентов $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$

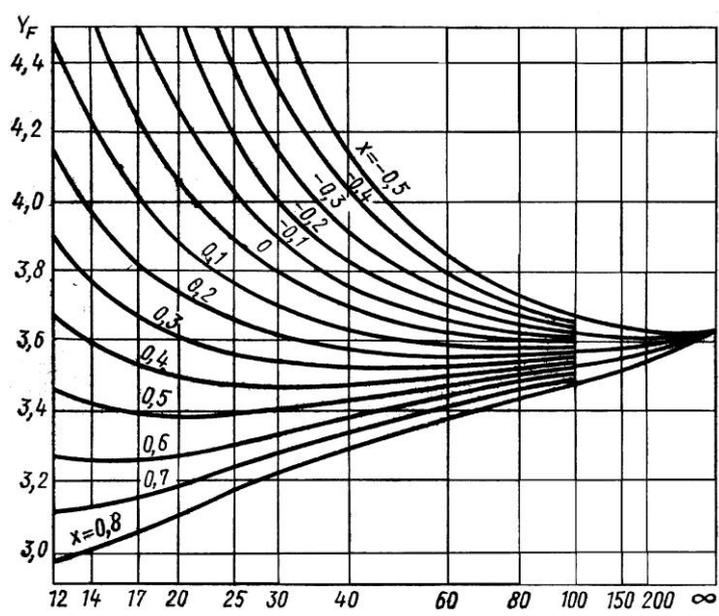


Рис. 6.4. График для определения коэффициента формы зуба Y_F

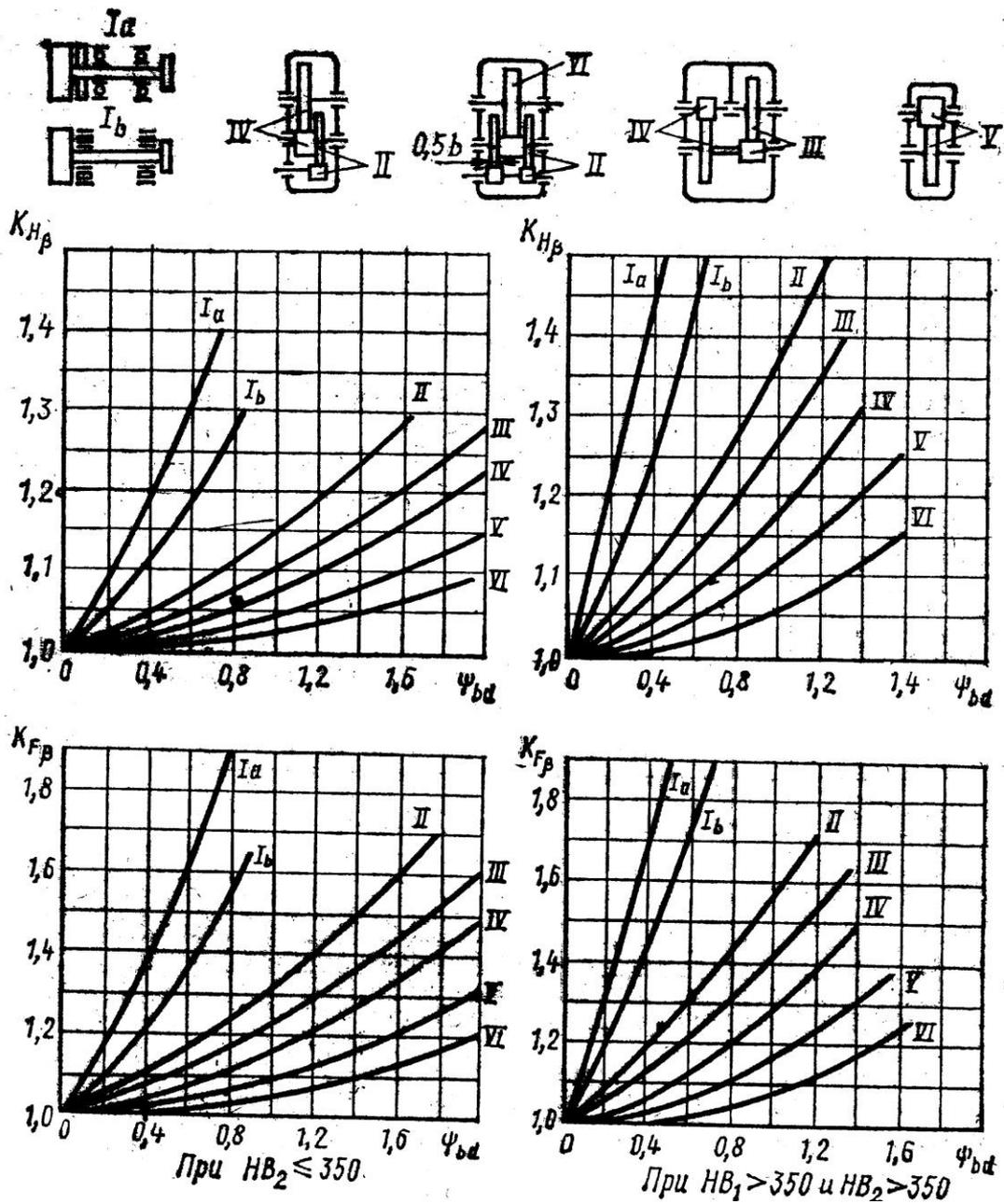


Рис.6.5. Графики для определения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

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, 20XН2М, 12XН2, 12XН3А) стали марок 18 ХТГ, 30ХТГ, 12X2Н4А 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
45X	100	230... 280	—	834	638	Улучшение	3, 840... 860 °С, М, О; 580... 640 °С
	100... 300	163... 269	—	736	490	То же	
	300... 500	163... 269	—	687	441		
40XH	100	230... 300	—	834	587	Улучшение	3, 820 ... 840 °С; М, О, 560 ... 600 °С
	100... 300	241	—	785	569	То же	
35XM	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.

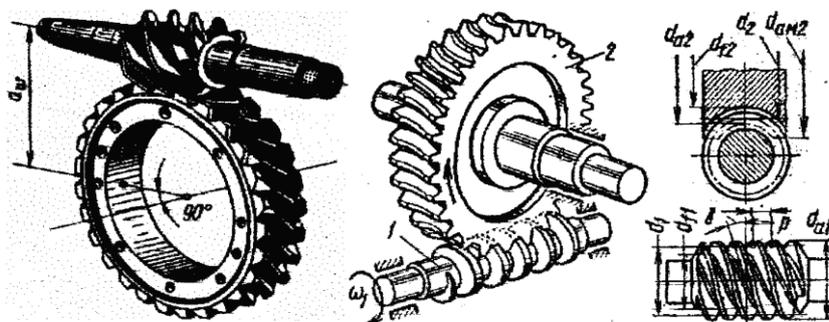


Рис. 7.1. Червячная передача

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										
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).

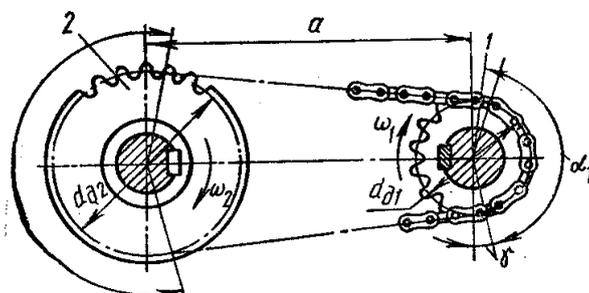


Рис. 8.1. Цепная передача

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

Окончание таблицы

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 $F_t = \frac{1000 \cdot N}{\upsilon}$				
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 $S_\upsilon = q \cdot \upsilon^2, \text{ Н}$				
Натяжение от провисания цепи при $K_f = 2$ $S_q = K_f \cdot q \cdot a \cdot g, \text{ Н}$				
Расчетный коэффициент безопасности $s = \frac{Q}{K_D \cdot F_t + S_\upsilon + S_q}$				
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 ... 15,785	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.

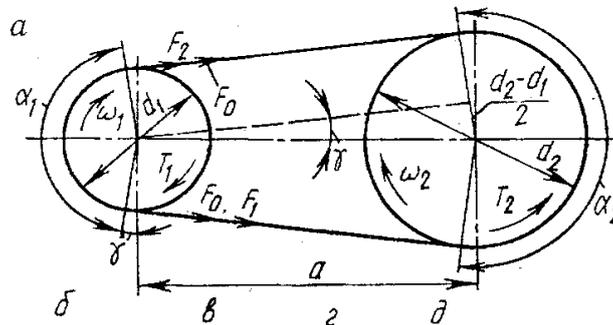


Рис 9.1. Ременная передача

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 *О, А, Б, В, 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>О</i>	10	8,5	6	47
<i>А</i>	13	11	8	81
<i>Б</i>	17	14	10,5	138
<i>В</i>	22	19	13,5	230
<i>Г</i>	32	27	19	476
<i>Д</i>	38	32	23,5	692
<i>Е</i>	50	42	30	1170

Таблица 9.5

Стандартный ряд длин клиновых ремней (ГОСТ 1284)

Интервал длин ремня	0		<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</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>О</i>	<i>А</i>	<i>Б</i>	<i>В</i>	<i>Г</i>	<i>Д</i>	<i>Е</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 .

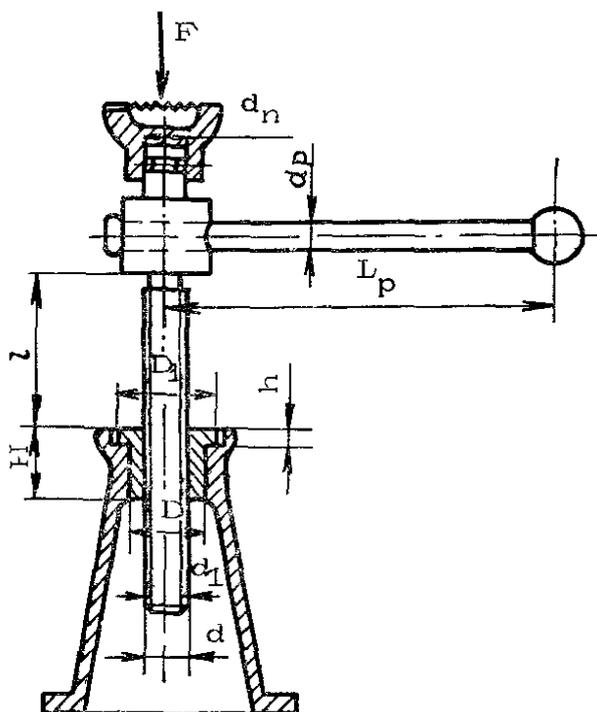


Рис. 10.1. Схема для расчета винтового домкрата

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 допускаемым 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

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

6. Если принять $[\sigma_{см}] = 0,4[\sigma_s]$, 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	$[\sigma_{cm}] = 0,8 \sigma_T$ – сталь; $[\sigma_{cm}] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_B$ – чугун $[\sigma_{cm}] = 1 \dots 2 \text{ Н/мм}^2$ – бетон $[\sigma_{cm}] = 2 \dots 4 \text{ Н/мм}^2$ – 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).

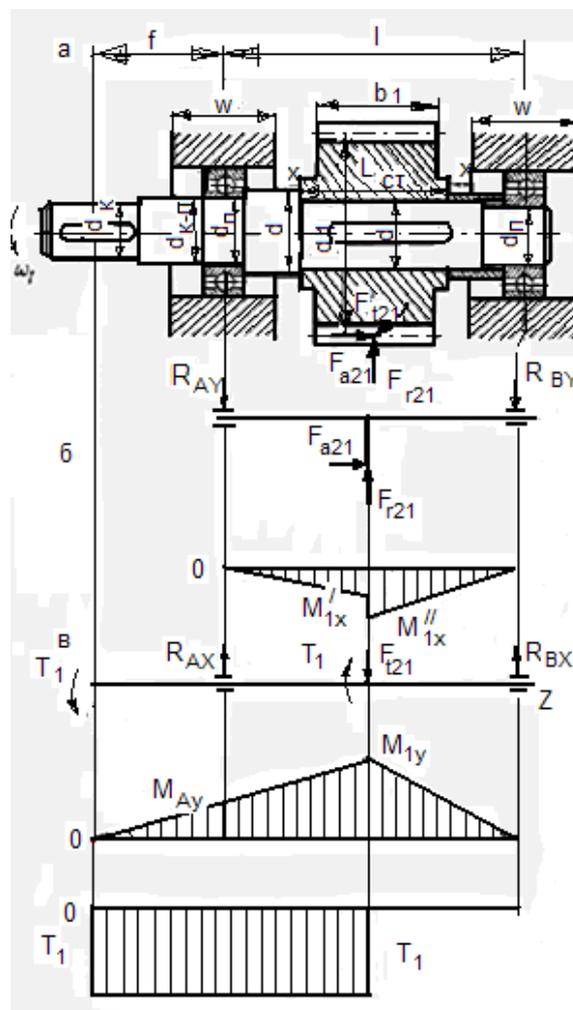


Рис 11.1. Схема ведущего вала цилиндрического косозубого редуктора: a – с посаженными на него деталями; b – схема нагружения вала в вертикальной плоскости и эпюра изгибающих моментов; c – схема нагружения вала в горизонтальной плоскости и эпюры изгибающих и вращающих моментов

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_6 , 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

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

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
<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40		<i>Ra</i> 5	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	
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 *Ra*5 следует предпочитать ряду *Ra*10; ряд *Ra*10 – ряду *Ra*20 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 галтелью, 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 галтелью, 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

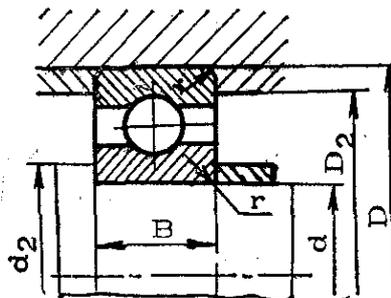
Таблица 11.8

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

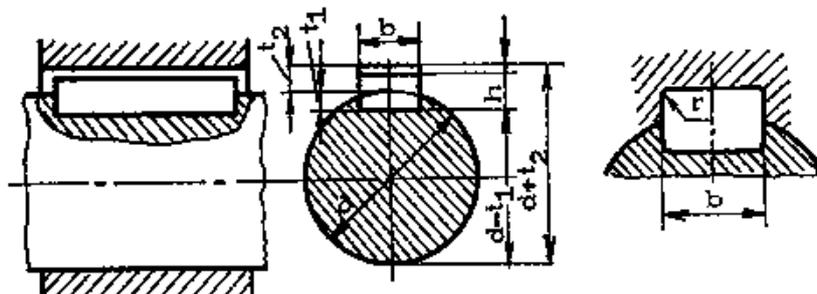
Шарикоподшипники радиальные однорядные типа 0000



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 $60\text{ }^{\circ}\text{C}$; 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

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

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 36	– –	1 1	0 0	0,41 0,37	0,87 0,66	0,68 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.

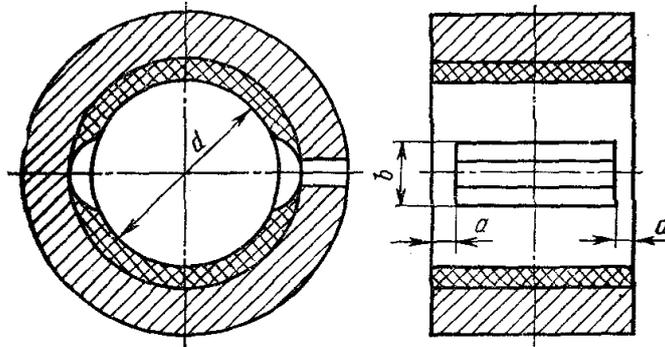


Рис. 13.1. Подшипник скольжения

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 $t_g = 20 \text{ }^\circ\text{С}$ и площадь поверхности подшипника, охлаждаемого воздухом, $A_g \approx \pi \cdot d \cdot l$, м^2 , получим $P_2 = K \cdot A_g (t_M - t_B)$, 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
<i>Угол обхвата 360°</i>														
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
<i>Угол обхвата 180°</i>														
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
<i>Угол обхвата 360°</i>														
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.

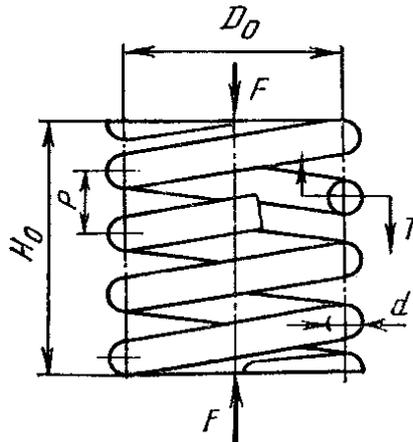


Рис. 14.1. Витая пружина

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

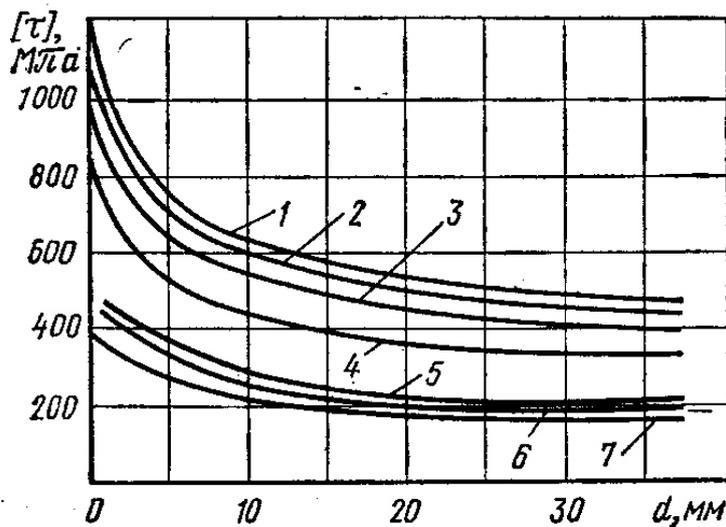


Рис. 14.2. Графики для определения диаметров проволоки пружины

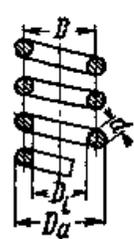
Таблица 14.2

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