

**Санкт-Петербургский государственный экономический
университет**

Факультет сервиса

Кафедра Технической механики

ШАБАЕВ В.Н.

**МЕХАНИКА.
МЕТОДИКА РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ
ПО ДЕТАЛЯМ МЕХАНИЗМОВ И
МАШИН**

Учебное пособие

**Санкт-Петербург
2014**

ОГЛАВЛЕНИЕ

ГЛАВА I. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	6
Часть 1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	
1.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	6
1.2. Примеры решения задач.....	10
1.3. Задачи для самостоятельного решения	23
1.4. Расчетно-графические задачи.....	24
Часть 2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	27
2.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	27
2.2. Примеры решения задач.....	31
2.3. Задачи для самостоятельного решения	42
2.4. Расчетно-графические задачи.....	44
Часть 3. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	46
3.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	46
3.2. Примеры решения задач.....	51
3.3. Задачи для самостоятельного решения	56
3.4. Расчетно-графические задачи.....	58
Часть 4. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ.....	59
4.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	59
4.2. Примеры решения задач.....	65
4.3. Задачи для самостоятельного решения	69
4.4. Расчетно-графические задачи.....	71
Часть 5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	73
5.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	73
5.2. Примеры решения задач.....	87
5.3. Задачи для самостоятельного решения	96
5.4. Расчетно-графические задачи.....	97
ГЛАВА II. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ.....	99
Часть 6. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	99
6.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	99
6.2. Примеры решения задач.....	127
6.3. Задачи для самостоятельного решения	140
6.4. Расчетно-графические задачи.....	141
Часть 7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	143
7.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	143
7.2. Примеры решения задач.....	152
7.3. Задачи для самостоятельного решения	158
7.4. Расчетно-графические задачи.....	160
Часть 8. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	162
8.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	162
8.2. Примеры решения задач.....	162

8.3. Задачи для самостоятельного решения	180
8.4. Расчетно-графические задачи.....	181
Часть 9. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	183
9.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	183
9.2. Примеры решения задач.....	202
9.3. Задачи для самостоятельного решения	212
9.4. Расчетно-графические задачи.....	214
Часть 10. ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА.....	215
10.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	215
10.2. Примеры решения задач.....	221
10.3. Задачи для самостоятельного решения	231
10.4. Расчетно-графические задачи.....	233
Часть 11. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ.....	235
11.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	235
11.2. Примеры решения задач.....	248
11.3. Задачи для самостоятельного решения	252
11.4. Расчетно-графические задачи.....	253
ГЛАВА III. ВАЛЫ И ОСИ.....	255
Часть 12. ВАЛЫ И ОСИ.....	255
12.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	255
12.2. Примеры решения задач.....	267
12.3. Задачи для самостоятельного решения	281
12.4. Расчетно-графические задачи.....	282
ГЛАВА IV. ПОДШИПНИКИ.....	284
Часть 13. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ.....	284
13.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	284
13.2. Примеры решения задач.....	288
13.3. Задачи для самостоятельного решения	295
13.4. Расчетно-графические задачи.....	296
Часть 14. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ.....	298
14.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	298
14.2. Примеры решения задач.....	313
14.3. Задачи для самостоятельного решения	323
14.4. Расчетно-графические задачи.....	324
ГЛАВА V. МУФТЫ.....	326
Часть 15. МУФТЫ.....	326
15.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	326
15.2. Примеры решения задач.....	336
15.3. Задачи для самостоятельного решения	348
15.4. Расчетно-графические задачи.....	350
Часть 16. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ.....	351
16.1. Теоретические положения и рекомендации по решению задач.....	351
16.2. Примеры решения задач.....	364

16.3. Задачи для самостоятельного решения	369
16.4. Расчетно-графические задачи.....	370

ГЛАВА I. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

ЧАСТЬ 1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Сварные соединения образуются путем местного нагревания деталей в зоне их соединения. При нагреве устанавливаются межатомные связи между свариваемыми частями.

Сваркой изготавливают станины, рамы, корпуса редукторов, зубчатые колеса больших размеров, шкивы, колонны, цистерны, трубы, корпуса морских судов и т. п.

Существует много методов сварки (более 60), которые подразделяются на две основные группы: сварка *плавлением* (газовая, высокочастотная, дуговая и др.) и сварка *пластическим деформированием* (контактная, стыковая, точечная и др.)

Наиболее распространены дуговая и контактная виды электросварки.

Для дуговой сварки применяют электроды Э42, Э42А, Э46 и др. Число после буквы Э, умноженное на **10**, обозначает минимальное значение временного сопротивления металла шва; буква **А** — повышенное качество электрода.

Достоинства: экономия материала (сварные конструкции легче клепаных на 20...25 %); герметичность соединений; возможность соединения деталей любых криволинейных профилей и толщины; значительно меньшая трудоемкость по сравнению с заклепочными соединениями.

Недостатки: невысокое качество шва; высокая концентрация напряжения в зоне сварных швов; при переменных режимах нагружения прочность сварных швов невысокая.

Основные типы сварных соединений. Технология, обозначения, классификация и конструктивные элементы сварных швов к сварных швов и сварных соединений регламентированы соответствующим ГОСТом.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов различают следующие типы сварных соединений.

Стыковые соединения простые и надежные в сравнении с другими соединениями. Применяется ручная дуговая сварка и автоматическая - *шов*

образуется за счет основного металла. Стыковые соединения применяются в самых простых случаях (рис. 1.1.1) и в конструкциях, работающих при переменных напряжениях.

В зависимости от толщины соединяемых элементов соединения выполняются без подготовки кромок или с подготовкой.

Нахлесточные соединения выполняют угловыми швами с различной формой сечения (рис. 1.1.2, 1.1.3).

Основные характеристики углового шва (рис. 1.1.3): катет шва — K и высота шва h .

Для нормального шва $h = K \cdot \sin 45^\circ$; $h = 0,7K$.

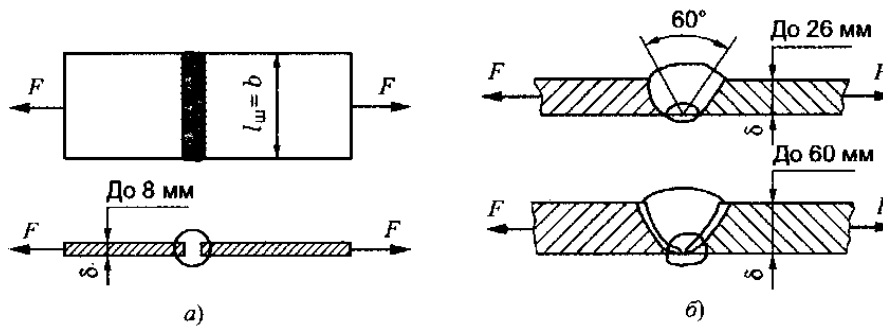


Рисунок 1.1.1 - Стыковые соединения

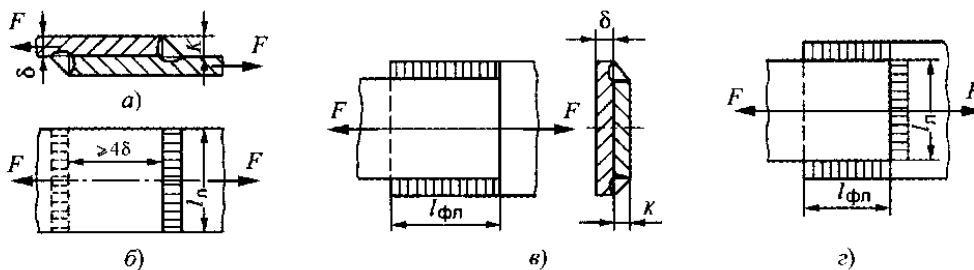


Рисунок 1.1.2 - Нахлесточные соединения угловыми швами:
 $a, б$ — лобовые, расположенные перпендикулярно линии действия силы F :
 a - фланговые параллельно действию силы P ; $г$ - комбинированные швы.

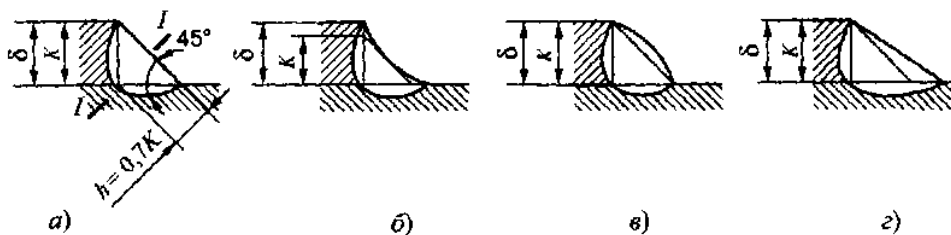


Рисунок 1.1.3 - Виды угловых швов:

a — нормальный профиль шва; K — катет шва; δ — толщина сварного листа; b — вогнутый шов обеспечивает плавный переход, вследствие чего снижается концентрация напряжений. Применяют в ответственных конструкциях, так как механическая обработка удорожает конструкцию; v — выпуклый шов повышает концентрацию напряжений, применять нерационально; z — специальный шов, применяют при переменных нагрузках.

По условиям технологии принимают $K \geq 3$, если толщина листа $\delta \geq 3$ мм.

Расчет на прочность сварных соединений. Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является *прочность*.

Исходным условием проектирования соединений является равнопрочность шва и соединяемых деталей.

Стыковые соединения (рис. 1.1,1, a)

Расчет производят по напряжениям растяжения или сжатия по площади A поперечного сечения соединяемых деталей. Условие прочности:

$$\sigma_p = \frac{P}{A} = \frac{F}{\delta \cdot l_{ш}} \leq [\sigma']_p,$$

где F — сила, действующая в соединении, H ; δ — толщина шва (принимается равной толщине детали), мм; $l_{ш}$ — длина шва, мм; σ_p — расчетное напряжение для шва, МПа; $[\sigma']_p$ — допускаемое напряжение для шва (табл. 1.1). МПа.

При статической нагрузке допускаемые напряжения для сварных швов определяют как часть от $[\sigma]_p$, на растяжение основного металла:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s_T]},$$

где σ_T — предел текучести основного металла, МПа; $[s_T]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности: $[s_T] = 1,35 \dots 1,6$ — для низкоуглеродистой стали и $[s_T] = 1,5 \dots 1,7$ — для низколегированной стали.

Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению основного металла детали $[\sigma]$ является коэффициентом прочности сварного соединения.

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma]_p};$$

$\varphi = 0,9 \dots 1,0$ — значение напряжений см. табл. 1.1.

Таблица 1.1 - Допускаемые напряжения в швах

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах при		
	Растяжении $[\sigma']_p$	Сжатию $[\sigma']_{сж}$	Срезе $[\tau']$
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная	-	-	$0,5[\sigma]_p$

В тех случаях, когда требуется повысить прочность соединения, применяют косые швы.

Расчет косого шва выполняют по формуле, в которой $[\sigma'] = [\sigma]_p$ (рис. 1.1.4).



Рисунок 1.1.4 - Косой шов стыкового соединения

Значение предела текучести в зависимости от свариваемого материала (или от основного металла) — см. табл. 1.2.

Таблица 1.2 - Значения механических характеристик для некоторых марок сталей

Марка стали	Предел прочности σ_p , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости $\sigma_{1пт}$, МПа	Марка стали	Предел прочности σ_p , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости $\sigma_{1пт}$, МПа
Ст3 и 10	340	200	160	30Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХТСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВТ16	1200	-	350
45	600	360	240				

Стыковую сварку применяют не только как способ соединения деталей, но и как технологический способ изготовления самих деталей.

Нахлесточные соединения угловыми швами (рис. 1.1.2, 1.1.5). Узловые швы рассчитывают на срез по опасному сечению $m-m$, совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота опасного сечения $h = 0,7K$ — для ручной сварки (сечение сечению $m-m$); $h = K$ — для автоматической.

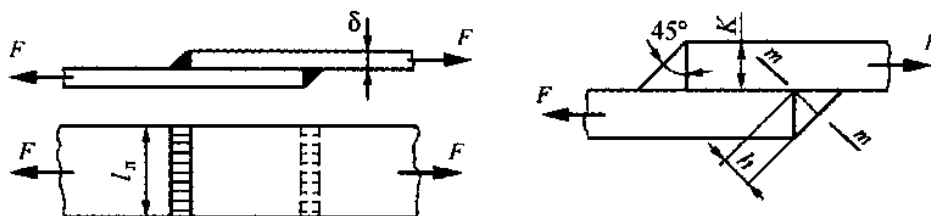


Рисунок 1.1.5 - Нахлесточные соединения угловыми швами

Условие прочности шва на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} = \frac{F}{h \cdot l_{ш}} \leq [\tau']_{ср},$$

где $\tau_{ср}$ и $[\tau']_{ср}$ — расчетное и допускаемое напряжения среза для шва, МПа (табл. 1.1.1); $l_{ш}$ - расчетная длина шва, мм.

В соединении *лобовыми швами* $l_{ш} = 2l_A$, (рис 1.1.5), фланговыми — $l_{ш} = 2l_{фл}$ (рис. 1.1.2, в). В комбинированном шве $l_{ш} = l_n + l_{фл}$.

1.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 1.2.1. Определить длину стыкового шва (рис. 1.1.1, а), соединяющего две полосы из Ст3. Толщина полос $\delta=8$ мм. Сила, действующая на соединение, $F=50$ кН, сварка электродуговая Э42.

Решение.

1.1. Для Ст3 $\sigma_T=200$ МПа (табл. 1.2), коэффициент запаса прочности $[s]=1.4...1.6$.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{1,4} = 140 \text{ МПа.}$$

1.2. Расчет на растяжение ведем по сечению соединяемых деталей δ и $b = l_{шва}$:

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta b} \leq [\sigma']_p$$

При ручной сварке (дуговой электродами Э42)

$$[\sigma']_p = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \cdot 140 = 126 \text{ МПа (табл. 1.1);}$$

$$b \geq \frac{F}{\delta \cdot [\sigma']_p} = \frac{50 \cdot 10^3}{8 \cdot 126} = 28 \text{ мм;}$$

$$b = l_{\text{шм}} = 30 \text{ мм.}$$

При расчете стыковых швов возвышение шва не учитывается.

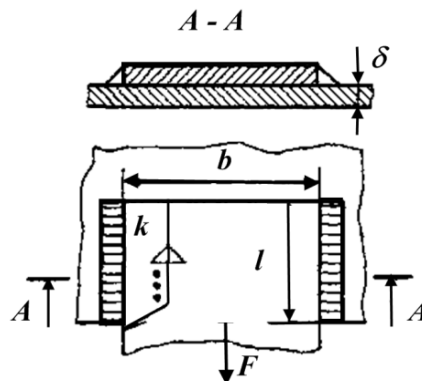


Рисунок 1.2.1

Задача 1.2.2. Определить длину фланговых швов соединения полосы с косынкой из Ст3 из условия прочности. $F=80 \text{ кН}$, ширина полосы $b=200 \text{ мм}$. Сварка ручная электродом Э42. Толщина деталей δ (рис. 1.2.1).

Решение.

2.1. Определить допускаемые напряжения:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s_T]} = \frac{200}{1,4} = 140 \text{ МПа}$$

для соединяемых деталей.

Допускаемое напряжение среза шва (табл. 1.1)

$$[\tau']_{ср} = 0,6[\sigma]_p = 0,6 \cdot 140 = 84 \text{ МПа.}$$

2.2. Из условия прочности на растяжение определить толщину δ полосы:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{b \cdot \delta} \leq [\sigma]_p;$$

$$\delta \geq \frac{F}{b[\sigma]_p} = \frac{80 \cdot 10^3}{200 \cdot 140} = 2,87 \text{ мм}; \quad \delta = 3 \text{ мм.}$$

2.3. Принимая катет шва $K = \delta = 3 \text{ мм}$, из условия прочности шва на срез найдем длину фланговых швов:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{F}{0,7K \cdot 2l} \leq [\tau']_{ср};$$

$$l \geq \frac{F}{1,4K \cdot [\tau']_{ср}} = \frac{80 \cdot 10^3}{1,4 \cdot 3 \cdot 84} = 228 \text{ мм.}$$

Задача 1.2.3. Определить длину фланговых швов, прикрепляющих уголок к косынке (рис. 1.2.2). Соединение должно быть равнопрочным с уголком. Значения допускаемых напряжений: для основного $[\sigma]_p = 140 \text{ МПа}$, для сварного шва $[\tau']_{ср} = 84 \text{ МПа}$; катет шва $K = 10 \text{ мм}$. Уголок неравнополочный $125 \times 80 \times 10$.

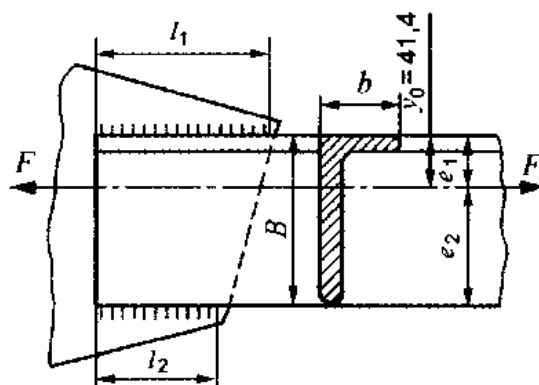


Рисунок 1.2.2

Решение.

3.1. Из условия прочности уголка на растяжение определяем нагрузку F . По ГОСТ 8510—93 (табл. 1.4) площадь поперечного сечения $A = 1970 \text{ мм}^2$.

$$\frac{F}{A_{раст}} \leq [\sigma]_p;$$

$$F = A_{раст} \cdot [\sigma]_p = 1970 \cdot 140 = 276 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

3.2. Из условия прочности шва определяем суммарную длину флангового шва:

$$\frac{F}{(l_1 + l_2) \cdot 0,7 \cdot K} < [\tau]_{\text{ср}}; \quad K = t = 10 \text{ мм}; \quad t - \text{толщина полки уголка};$$

отсюда L — суммарная длина шва.

$$L = (l_1 + l_2) \geq \frac{F}{0,7 \cdot K[\tau]_{\text{ср}}} = \frac{276 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 10 \cdot 84} = 4,7 \cdot 10^3 \text{ мм.}$$

3.3. Соблюдая условие равнопрочности, определяем l_1 и l_2 , зная положение центра тяжести уголка из ГОСТа: $y_0 = 41,4 \text{ мм}$, $y_0 = e_1$ (рис. 1.2.2):

$$e_2 = B - e_1 = 125 - 41,4 = 83,6 \text{ мм,}$$

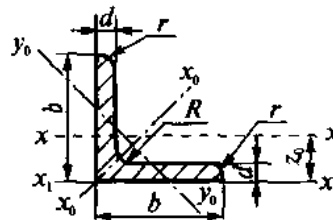
где B — высота полочки (табл. 1.4).

Составим пропорцию:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}, \quad \text{или} \quad \frac{l_1}{L - l_1} = \frac{e_2}{e_1}; \quad 41,4l_1 = 83,6 \cdot 4,7 \cdot 10^3 - 83,6l_1.$$

Ответ: $l_1 = 3140 \text{ мм}$; $l_2 = 1560 \text{ мм}$.

Таблица 1.3 - Прокатная угловая равнополочная сталь (из ГОСТ 8509-86)



Номера профиля	Размеры		Площадь профиля $A, \text{см}^2$	Справочные величины для осей						$z_0, \text{см}$
	h	d		$x - x$		$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$		
	мм			$I_x, \text{см}^4$	$i_x, \text{см}$	$I_{x_0}, \text{см}^4$	$i_{x_0}, \text{см}$	$I_{y_0}, \text{см}^4$	$i_{y_0}, \text{см}$	
2	20	3	1,13	0,40	0,59	0,63	0,75	0,17	0,39	0,60
		4	1,46	0,50	0,58	0,78	0,73	0,22	0,38	0,64
2,5	25	3	1,43	0,81	0,75	1,29	0,95	0,34	0,49	0,73
		4	1,86	1,03	0,74	1,62	0,93	0,44	0,48	0,76
2,8	28	3	1,62	1,16	0,85	1,84	1,07	0,48	0,55	0,80
3,2	32	3	1,86	1,77	0,97	2,80	1,23	0,74	0,63	0,89
			2,43	2,26	0,96	3,58	1,21	0,94	0,62	0,94

3,6	36	3	2,10	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	0,99
		4	2,75	3,29	1,09	5,21	1,38	1,36	0,70	1,04
4	40	3	3,55	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	1,09
		4	4,58	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	1,13
		5	3,79	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	1,17
4,5	45	3	2,65	5,13	1,29	8,13	1,75	2,12	0,89	1,28
		4	3,48	6,63	1,38	10,50	1,74	2,74	0,89	1,26
		5	4,29	8,03	1,37	12,73	1,72	3,33	0,88	1,30
5	50	3	2,96	7,11	1,55	11,30	1,95	2,95	1,00	1,33
		4	3,89	9,21	1,54	14,60	1,94	3,80	0,99	1,35
		5	4,80	11,20	1,53	17,83	1,92	4,63	0,98	1,42
5,6	56	4	4,38	13,10	1,73	20,80	2,18	5,41	1,11	1,52
		5	5,41	16,00	1,72	25,40	2,16	6,59	1,10	1,57
6,3	63	4	4,96	18,90	1,95	29,90	2,45	7,81	1,25	1,69
		5	6,13	23,10	1,94	36,60	2,44	9,52	1,25	1,74
		6	7,28	27,10	1,93	42,90	2,43	11,20	1,24	1,78
7	70	4,5	6,20	29,00	2,16	45,00	2,72	12,00	1,39	1,88
		5	6,86	31,90	2,16	50,70	2,72	13,20	1,39	1,90
		6	8,15	37,60	2,15	59,60	2,71	15,50	1,38	1,94
		7	9,42	43,00	2,14	68,20	2,69	17,80	1,37	1,99
		8	10,70	48,20	2,13	76,40	2,68	20,00	1,37	2,02
7,5	75	5	7,39	39,50	2,31	62,60	2,91	16,40	1,49	2,02
		6	8,78	46,60	2,30	73,90	2,90	19,30	1,48	2,06
		7	10,10	53,30	2,29	84,60	2,89	22,10	1,48	2,10
		8	11,50	59,80	2,28	94,60	2,87	24,80	1,47	2,15
		9	12,80	66,10	2,27	105,00	2,86	27,50	1,46	2,18

Окончание таблицы 1.3

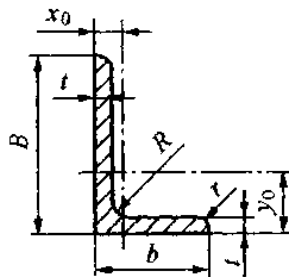
Номера профиля	Размеры		Площадь профиля $A, \text{см}^2$	Справочные величины для осей						$z_0,$ см
	h	d		$x - x$		$x_0 - x_0$		$y_0 - y_0$		
	мм			J_x см ⁴	i_x см	$J_{x_0} \text{ max}$ см ⁴	$i_{x_0} \text{ max}$ см	$J_{y_0} \text{ min}$ см ⁴	$i_{y_0} \text{ min}$ см	
8	80	5,5	8,63	52,70	2,47	83,60	3,11	21,80	1,59	2,17
		6	9,38	57,00	2,47	90,40	3,11	23,50	1,58	2,19
		7	10,80	65,30	2,45	104,00	3,09	27,00	1,58	2,23
		8	12,30	73,40	2,44	116,00	3,08	30,30	1,57	2,27
9	90	6	10,60	82,10	2,78	130,00	3,50	34,00	1,79	2,43
		7	12,30	94,30	2,77	150,00	3,49	38,90	1,78	2,47
		8	13,90	106,00	2,76	168,00	3,48	43,80	1,77	2,51
		9	15,60	118,00	2,75	188,00	3,46	48,60	1,77	2,55
10	100	6,5	12,80	122,00	3,00	193,00	3,88	50,70	1,99	2,68
		7	13,80	131,00	3,08	207,00	3,88	54,20	1,98	2,71
		8	15,00	147,00	3,07	233,00	3,87	60,90	1,98	2,75
		10	19,20	179,00	3,05	284,00	3,84	74,10	1,96	2,83
		12	22,80	209,00	3,03	331,00	3,81	86,90	1,95	2,91
		14	25,30	237,00	3,00	375,00	3,78	99,30	1,94	2,99

		16	29,70	264,00	2,98	416,00	3,74	112,00	1,94	3,06
11	110	8	17,20	198,17	3,39	314,51	4,28	81,83	2,18	3,00
12,5	125	12	28,89	422,23	3,82	670,02	4,82	174,43	2,46	3,53
		14	33,37	481,76	3,80	763,90	4,78	199,62	2,45	3,61
		16	37,77	538,56	3,78	852,84	4,75	224,29	2,44	3,68
14	140	10	27,33	512,29	4,33	813,62	5,46	210,96	2,78	3,82
		12	37,49	602,49	4,31	956,98	5,43	248,01	2,76	3,90
15	150	15	43,08	908,38	4,59	1442,60	5,79	374,17	2,95	4,27
16	160	10	31,43	774,24	4,96	1229,10	6,25	319,38	3,19	4,30
		16	49,07	1175,19	4,89	1865,73	6,17	484,64	3,14	4,55
18	180	12	42,19	1316,62	5,59	2092,78	7,04	540,45	3,58	4,89
20	200	12	47,10	1822,78	6,22	2896,16	7,84	749,40	3,99	5,37
		14	54,60	2097,09	6,20	3333,00	7,81	861,00	3,97	5,46
		20	78,54	2871,47	6,12	4560,42	7,72	1181,92	3,93	5,70
		30	111,54	4019,60	6,00	6351,05	7,55	1698,16	3,89	6,07
22	220	14	60,38	2814,36	6,83	4470,15	8,60	1158,56	4,38	5,91
25	250	20	96,96	5764,87	7,71	9159,73	9,72	2370,01	4,94	6,91
		25	119,71	7006,39	7,65	11125,5	9,64	2887,26	4,91	7,11
		30	141,96	8176,52	7,59	12964,7	9,56	3388,98	4,89	7,31

Примечание: 1. A – площадь поперечного сечения; 2. z_0 – расстояние от центра масс до наружной грани полки; 3. Пример обозначения угловой равнополочной стали профиля 5 с толщиной полки $t=4$ мм марки Ст3:

«Уголок $\frac{50 \times 50 \times 4 \text{ ГОСТ } 8509-86}{\text{Ст3 ГОСТ } 535-88}$ »

Таблица 1.4 – Прокатная угловая неравнополочная сталь (из ГОСТ 8510-93)



Номер профиля	B	b	t	R	r	x_0	y_0	A , мм ²	Масса 1 м, кг
	мм								
3,2/2	32	20	3	5,5	1,2	4,5	10,8	149	1,17
			4			5,3	11,2	194	1,52
4/2,5	45	28	3	4,0	1,3	5,5	13,2	189	1,48
			4			6,3	13,7	247	1,94
			5			6,6	14,1	303	2,37
4,5/2,8	45	28	3	5,0	1,7	6,4	14,7	214	1,68
			4			6,8	15,1	280	2,20
5/3,2	50	32	3	5,5	1,8	7,2	16,0	242	1,90
			4			7,6	16,5	317	2,40
5,6/3,6	56	36	4	6,0	2,0	8,4	18,2	358	2,81

			5			8,8	18,7	441	3,46
6,3/4,0	63	40	4	7,0	2,3	9,1	20,3	404	3,17
			5			9,5	20,8	498	3,91
			6			9,9	21,2	590	4,63
			8			10,7	22,00	768	6,03
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	10,5	22,8	559	4,39
7,5/5	75	50	5	8,0	2,7	11,7	23,9	611	4,79
			6			12,2	24,4	723	5,60
			8			12,9	25,2	947	7,43
8/5	80	50	5	8,0	2,7	11,3	26,0	636	4,49
			6			11,7	26,5	755	5,92
9/5,6	90	56	5,5	9,0	3,0	12,6	29,2	786	6,17
			6			12,8	29,5	854	6,70
			8			13,6	30,4	1118	8,77
10/6,3	100	63	6	10,0	3,3	14,2	32,3	958	7,53
			7			14,6	32,8	1100	8,70
			8			15,0	33,2	1257	9,87
			10			15,8	34,0	1547	12,14
11/7	110	70	6,5	10,0	3,3	15,8	35,5	1145	8,98
			8			16,4	36,1	1393	10,93
12,5/8	125	80	7	11,0	3,7	18,0	40,1	1406	11,04
			8			18,4	40,5	1598	12,58
			10			19,2	41,4	1970	15,47
			12			20,0	42,2	2336	18,34

Примечание: 1. A – площадь поперечного сечения; 2. x_0, y_0 – расстояние от центра масс до наружных граней полки; 3. Пример обозначения угловой равнополочной стали профиля 8/5 с толщиной полки $t=5$ мм марки Ст3:

«Уголок $\frac{80 \times 50 \times 5}{\text{ГОСТ 8510-93}}$
Ст3 $\frac{\text{ГОСТ 535-88}}$ »

Задача 1.2.4. Длина лобовых швов, соединяющих листы (рис. 1.2.3), $b = 100$ мм. Листы из Ст3. Толщина листов $\delta = 8$. Нагрузка $F=10$ кН. Сварка ручная дуговая Э50А. Проверить прочность шва.

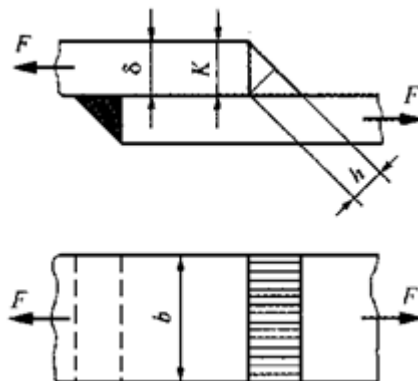


Рисунок 1.2.3

Решение.

4.1. Определить допускаемое напряжение листа из Ст3:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{1,4} = 140 \text{ МПа.}$$

Допускаемое напряжение шва при срезе

$$[\tau']_{ср} = 0,65 \cdot [\sigma]_p \text{ (табл. 1.1);}$$
$$[\tau']_{ср} = 0,65 \cdot 140 = 91 \text{ МПа.}$$

4.2. Определит напряжение среза лобового шва из условия прочности на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{0,7K \cdot 2l_{ш}} < [\tau']_{срi}$$

Биссектриса h шва равна $0,7K$ (рис. 1.8), $K = \delta = 8 \text{ мм}$;

$$\tau_{ср} = \frac{10 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 100} = 89,5 \text{ МПа} \leq [\tau']_{ср} = 91 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

Задачи 1.2.5. Определить размеры лобового и фланговых швов для сварки с косынкой уголка №16 (160 x 160 x 10), ГОСТ 8509-93, Ст3, $[\sigma]_p = 160 \text{ МПа}$. Линия действия нагрузки F проходит через центр тяжести уголка. Катет шва принять равным толщине полки уголка $K = 10 \text{ мм}$. Сварка ручная электродом Э42. Соединение должно быть равнопрочно основному металлу (рис. 1.2.4).

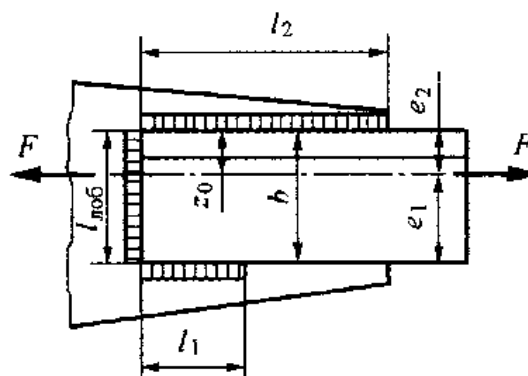


Рисунок 1.2.4

Решение.

5.1. Допускаемое усилие F из условия прочности уголка на растяжение. По ГОСТ 8509-93 площадь поперечного сечения $A = 31,4 \text{ см}^2$ (табл. 1.3, выборка).

$$|F| = [\sigma]_p \cdot A = 160 \cdot 31,4 \cdot 10^2 = 502 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

5.2. Допускаемое напряжение среза шва

$$[\tau']_{ср} = 0,6[\sigma]_{ср} = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа (табл. 1.1).}$$

5.3. Из условия прочности на срез выразим длину швов:

$$\begin{aligned} \frac{|F|}{A_{ср}} &\leq [\tau']; \\ \frac{|F|}{L \cdot 0,7K} &\leq [\tau']; \\ L &= l_{\text{лоб}} + l_1 + l_2; \\ L &\geq \frac{|F|}{0,7K \cdot [\tau']} = \frac{502 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 96} = 747 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Длины лобового шва равны длине полки уголка:

$$l_{\text{лоб}} = b = 160 \text{ мм;}$$

$$l_{\text{фл}} = L - l_{\text{лоб}} = 747 - 160 = 587 \text{ мм.}$$

5.4. Из табл. 1.3 находим для уголка №16 значение z_0 , определяющее положение центра тяжести профиля относительно оси x , совмещенной с внешней гранью полки профиля:

$$z_0 = 4,30 \text{ см.}$$

Разделив суммарную длину фланговых швов на части обратно пропорциональные их расстояниям от оси профиля, найдем

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1};$$

$$e_2 = z_0 = 43 \text{ мм.}$$

$$e_1 = b - e_2 = 160 - 43 = 117 \text{ мм.}$$

Составим пропорцию

$$\frac{l_1}{l_{\text{фл}} - l_1} = \frac{e_2}{e_1};$$

$$\frac{l_1}{587 - l_1} = \frac{43}{117};$$

отсюда

$$l_1 = 157 \text{ мм}; \quad l_2 = l_{\text{фл}} - l_1 = 587 - 157 = 430 \text{ мм.}$$

Задача 1.2.6. Определить момент T , который сварное соединение способно выдержать без разрушения (рис. 1.2.5). Дано: $\delta = 4 \text{ мм}$; $b = 100 \text{ мм}$; T – неизвестно.

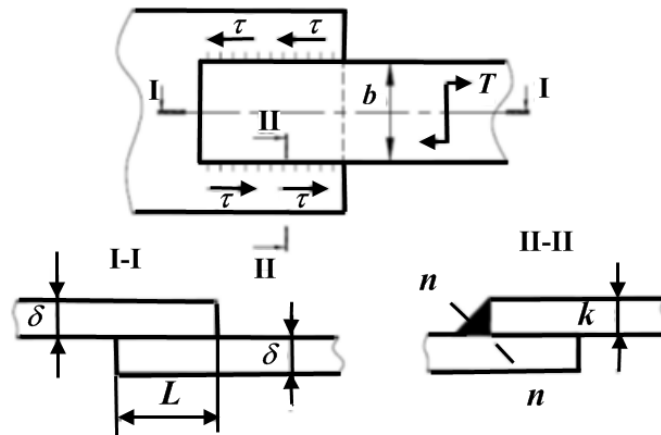


Рисунок 1.2.5 – Соединения фланговыми швами

Решение.

6.1. Условие прочности сварочного соединения:

$$\tau = \frac{T}{0,7KLb} \leq [\tau'],$$

где T - искомый момент; K – катет шва, примем $K = 4 \text{ мм}$; L – длина шва, примем $L < b$ и $L = 90 \text{ мм}$; $[\tau']$ – допускаемое напряжение в швах при ручной дуговой сварке электродом Э42:

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_p]; \quad [\tau.] = 0,6[\sigma_p] \quad (\text{табл.1.1});$$

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S}$ - допускаемое напряжение на растяжение материала соединяемых деталей при статических нагрузках;

s – запас прочности, $s \approx 1,4-1,6$. Примем $s = 1,5$.

Условно полагаем, что напряжение τ направлено вдоль швов и расположено по длине шва равномерно.

6.2. Материал свариваемых деталей примем сталь Ст3. $\sigma_T = 200 \text{ МПа}$ (таблица 1.2), тогда:

$$T = [\tau'] 0,7 K L b.$$

6.3. Подставив значение входящих величин определим момент T , который сварное соединение способно выдержать.

$$[\sigma_p] = \frac{200}{1,5} = 133,33 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6 \cdot 133,33 = 79,998 \approx 80 \text{ МПа},$$

тогда

$$T = 80 \cdot 0,7 \cdot 4 \cdot 90 \cdot 100 = 2016000 \text{ Н}\cdot\text{мм},$$

или

$$T = 2016 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad \text{или} \quad T = 2,016 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Задача 1.2.7. Определить размеры швов уголка, приваренного к листу фермы. Материал листа и уголка сталь Ст3. $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$ (таблица 1.2). Сварка выполнена вручную электродом Э42. Сварное соединение должно быть равнопрочно уголку (рис. 1.2.6).

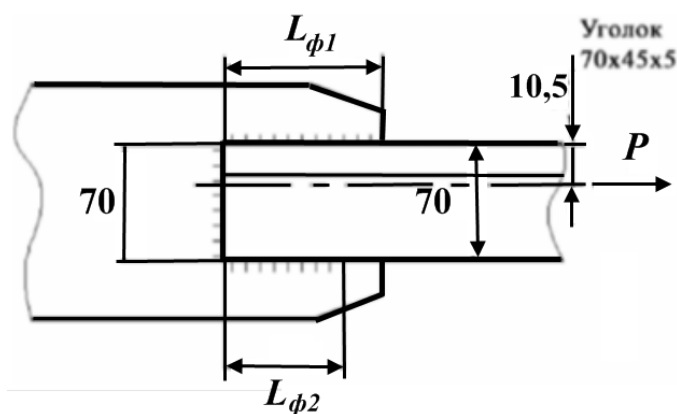


Рисунок 1.2.6 - Соединение уголка с фермой

Решение.

7.1. Допускаемое растягивающего усилия для уголка вычисляется так:

$$[P] = F_{yc} [\sigma_p] = 559 \cdot 160 = 89,5 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

7.2. Из условия прочности уголка

$$\sigma = \frac{[P]}{F_{yc}} \leq [\sigma],$$

здесь $F_{yc} = 5,59 \text{ см}^2$.

Примем величину катета K равной толщине полки уголка ($K=5 \text{ мм}$).

7.3. Определяем допускаемое усилие для лобового шва из условия

$$\tau = \frac{[P_n]}{0,7kl_n} \leq [\tau_{cp}]$$

отсюда

$$[P_n] = 0,7kl_n[\tau_{cp}] = 0,7 \cdot 5 \cdot 70 \cdot 104 = 25,5 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Допускаемое напряжение среза $[\tau'] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа}$.

7.4. Усилие, воспринимаемое фланговыми швами

$$[P_{cp}] = [P] - [P_n] = 69,5 - 25,5 = 64 \text{ кН}$$

Это усилие распределяется между фланговыми швами $L_{\phi 1}$ и $L_{\phi 2}$.

Оно обратно пропорционально расстояниям от них до продольной оси уголка. Воспользовавшись уравнением статики, найдем нагрузку, воспринимаемую каждым швом.

$$[P_{\phi 1}] = P_{\phi} \frac{B - Z_0}{B} = 64 \frac{70 - 10,5}{70} = 54,4 \text{ кН};$$

$$[P_{\phi 2}] = P_{\phi} \frac{Z_0}{B} = 64 \frac{10,5}{70} = 9,6 \text{ кН}.$$

7.5. Определим длины фланговых швов

$$L_{\phi 1} = \frac{[P_{\phi 1}]}{0,7K[\tau_{cp}]} = \frac{54,4 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 104} = 143 \text{ мм};$$

$$L_{\phi 2} = \frac{[P_{\phi 2}]}{0,7K[\tau_{cp}]} = \frac{9,6 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 5 \cdot 104} = 26 \text{ мм}.$$

Задача 1.2.8. Рассчитать сварной шов (рис. 1.2.7): $d=140 \text{ мм}$, толщина стенки трубы $\delta = 5 \text{ мм}$, $T=104 \text{ Нм}$, $M=7 \cdot 10^3 \text{ Нм}$, нагрузка статическая, мате-

риал трубы — сталь Ст3, сварка ручная электродом Э42. Сама труба рас-
считана по $[\sigma]_p = 157 \text{ МПа}$.

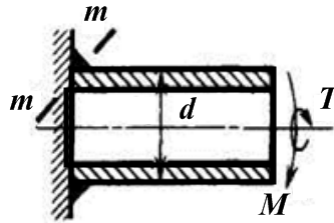


Рисунок 1.2.7

Решение.

8.1. Напряжение от T , по формуле

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{2T}{0,7k\pi d^2},$$

$$\tau_T = \frac{2 \cdot 10^7}{(0,7k\pi \cdot 140^2)} = \frac{4,65 \cdot 10^2}{k}.$$

8.2. Напряжения от M по формуле

$$\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{2M}{0,7k\pi d^2},$$

$$\tau_M = \frac{4 \cdot 7 \cdot 10^6}{(0,7k\pi \cdot 140^2)} = \frac{6,5 \cdot 10^2}{k}.$$

8.3. Суммарное напряжение, по формуле (3.19),

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau'],$$

$$\tau = \frac{10^2}{k} \sqrt{4,65^2 + 6,5^2} = \frac{8 \cdot 10^2}{k} \leq [\tau'] = 94 \text{ МПа (см. пример 3.1)}.$$

Отсюда находим $k = 8,5 \text{ мм}$. Отметим, что для принятой конструкции шва при условии равнопрочное шва и трубы требуется $k > 8$. Более совер-

шенно соединение стыковым швом с разделкой кромок. Изучающим рекомендуется самим выполнить расчет такого соединения.

1.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 1.3.1. Определить длину стыкового шва (рис. 1.3.1), соединяющего две полосы из стали. Толщина полос δ мм. Сила, действующая на соединение, F кН, сварка электродуговая Э42. Исходные данные даны в таблице 1.3.1.

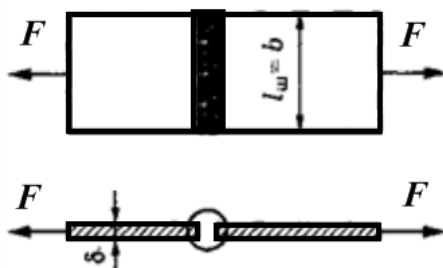


Рисунок 1.3.1

Таблица 1.3.1 – Исходные данные для задачи 1.3.1

№ варианта	Марка стали	δ , мм	F , кН	s	σ_T , МПа
1	Ст3	5	40	1,4	200
2	Ст10	6	50	1,4	200
3	Ст20	7	60	1,5	240
4	Ст35	8	70	1,5	300
5	Ст45	9	80	1,6	360
6	Ст3	5	70	1,4	200
7	Ст10	6	60	1,4	200
8	Ст20	7	50	1,5	240
9	Ст35	8	40	1,5	300
10	Ст45	9	30	1,6	360
11	Ст3	5,5	75	1,4	200
12	Ст10	6,5	65	1,4	200
13	Ст20	7,5	55	1,4	240
14	Ст35	8,5	45	1,4	300
15	Ст45	9,5	35	1,5	360

Задача 1.3.2. Определить длину фланговых швов соединения полосы с косынкой из стали из условия прочности. F кН, ширина полосы b мм. Сварка ручная электродом Э42. Толщина деталей δ (рис. 1.3.2). Исходные данные даны в таблице 1.3.2.

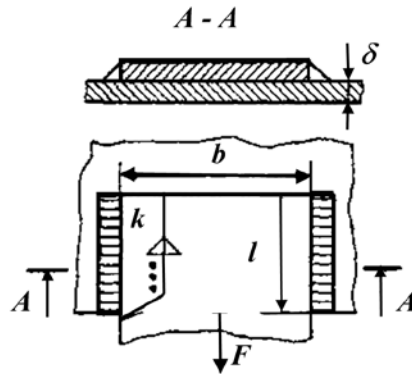


Рисунок 1.3.2

Таблица 1.3.2 – Исходные данные для задачи 1.3.2

№ варианта	Марка стали	δ , мм	F , кН	s	b , мм	σ_T , МПа
1	Ст3	5	40	1,4	190	200
2	Ст10	6	50	1,4	195	200
3	Ст20	7	60	1,5	200	240
4	Ст35	8	70	1,5	205	300
5	Ст45	9	80	1,6	210	360
6	Ст3	5	70	1,4	220	200
7	Ст10	6	60	1,4	190	200
8	Ст20	7	50	1,5	195	240
9	Ст35	8	40	1,5	200	300
10	Ст45	9	30	1,6	205	360
11	Ст3	5,5	75	1,4	210	200
12	Ст10	6.5	65	1,4	220	200
13	Ст20	7.5	55	1,4	190	240
14	Ст35	8,5	45	1,4	195	300
15	Ст45	9.5	35	1,5	200	360

1.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 1.4.1. Определить длину фланговых швов, прикрепляющих уголок к косынке (рис. 1.4.1). Соединение должно быть равнопрочным с уголком. Значения допускаемых напряжений: для основного $[\sigma]_p$ МПа, для сварного шва $[\tau']_{ср}$ МПа; катет шва $K=t$ мм. Уголок неравнополочный (см. табл. 1.4.1). Исходные данные даны в таблице 1.4.1.

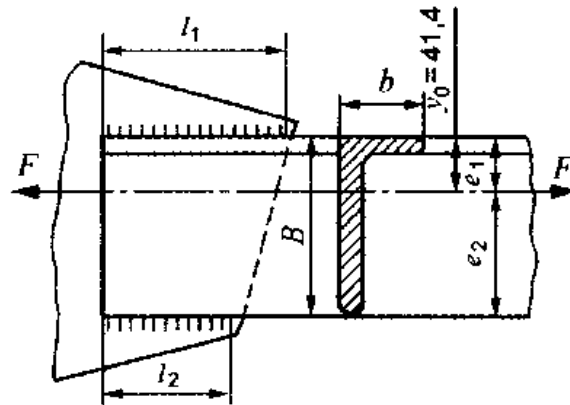


Рисунок 1.4.1

Таблица 1.4.1 – Исходные данные для задачи 1.4.1

№ варианта	Уголок	x_0	y_0	t , мм	$A_{расч}$, мм ²	$[\tau']_{ср}$, МПа	$[\sigma]_p$, МПа
1	80×50×5	11,3	26,0	5	636	0,65 $[\sigma]_p$	200
2	80×50×6	11,7	26,5	6	755	0,65 $[\sigma]_p$	200
3	63×40×4	9,1	20,3	4	404	0,65 $[\sigma]_p$	240
4	63×40×5	9,5	20,8	5	498	0,65 $[\sigma]_p$	300
5	75×50×5	11,7	23,9	5	611	0,65 $[\sigma]_p$	360
6	75×50×6	12,1	24,4	6	725	0,65 $[\sigma]_p$	200
7	75×50×8	12,9	25,2	8	947	0,65 $[\sigma]_p$	200
8	90×56×6	12,8	29,5	6	854	0,65 $[\sigma]_p$	240
9	90×56×8	13,6	30,4	8	1118	0,65 $[\sigma]_p$	300
10	100×63×6	14,2	36,3	6	958	0,65 $[\sigma]_p$	360
11	100×63×7	14,6	32,8	7	1109	0,65 $[\sigma]_p$	200
12	100×63×8	15,0	33,2	8	1257	0,65 $[\sigma]_p$	200
13	56×36×4	8,4	18,2	8	1257	0,65 $[\sigma]_p$	240
14	125×80×7	18,0	40,1	7	1406	0,65 $[\sigma]_p$	300
15	125×80×8	18,4	40,5	8	1598	0,65 $[\sigma]_p$	360

Задача 1.4.2. Длина лобовых швов, соединяющих листы (рис. 1.4.2), b мм. Листы из стали. Толщина листов δ мм. Нагрузка F кН. Сварка ручная дуговая Э50А. Исходные данные в таблице 1.4.2 ($K=\delta$, $h=0,7K$). Проверить прочность шва.

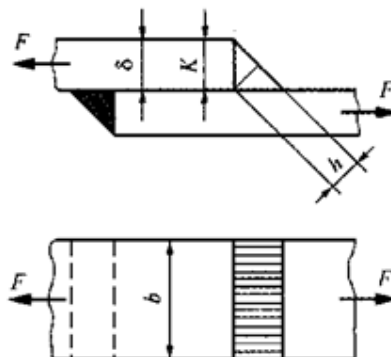


Рисунок 1.4.2

Таблица 1.4.2 – Исходные данные для задачи 1.4.2

№ варианта	b , мм	δ , мм	F , кН	σ_T , МПа	[s]
1	90	6	10	200	1,4
2	95	7	12	240	1,45
3	100	8	15	300	1,5
4	105	9	16	360	1,4
5	110	10	17	200	1,45
6	115	6	18	240	1,5
7	120	7	19	300	1,4
8	125	8	20	360	1,45
9	90	9	10	200	1,5
10	95	10	12	240	1,4
11	100	6	15	300	1,45
12	105	7	16	360	1,5
13	110	8	17	200	1,4
14	115	9	18	240	1,45
15	120	10	19	300	1,5

Часть 2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Соединение, осуществляемое заклепками, относится к неразъемным соединениям, т. к. для того, чтобы разъединить детали необходимо разрушить заклепки.

Заклепки применяют в соединениях, для которых методы сварки и склеивания малоэффективны или непригодны: в соединениях деталей из разнородных материалов, цветных металлов и сплавов, где нагрев недопустим из-за коробления; в особо ответственных случаях; в соединениях работающих при вибрационных нагрузках (авиация) и др.

Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам, одна из которых, называемая закладкой, изготавливается вместе со стержнем, а другая, называемая замыкающей, выполняется в процессе клепки.

Существуют различные формы заклепок, установленные ГОСТом (рис. 2.1.1).

Достоинства:

- высокая прочность и надежность соединения;
- возможность соединения деталей из любых материалов;
- высокая работоспособность при ударных и переменных нагрузках.

Недостатки:

- ослабление соединяемых деталей отверстиями под заклепки;
- сложность технологического процесса изготовления клепаных конструкций;
- соединение встык требует дополнительных деталей-накладок.

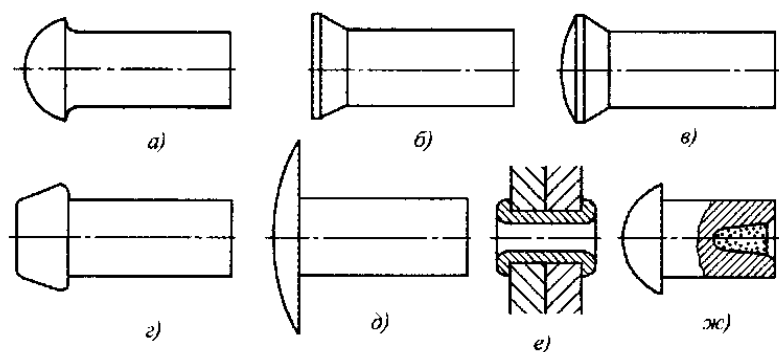


Рисунок 2.1.1 - Формы заклепок:

a — с полукруглой головкой; *б, в* с потайной или полупотайной головкой (судостроение, самолетостроение); *г* — с бочкообразной головкой; *д* — с широкой головкой для соединения тонкостенных материалов; *е* — трубчатые заклепки, применяются в соединениях неметаллических слабо нагруженных соединениях; *ж* — взрывные заклепки, применяются в труднодоступных местах для образования замыкающей головки.

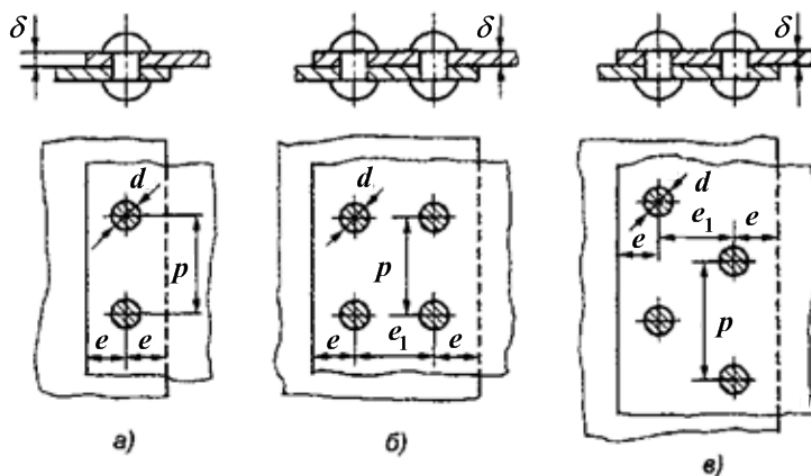


Рисунок 2.1.2 - Заклепочные соединения внахлестку:

a — однорядные; *б* — двухрядные; *в* — двухрядные с шахматным расположением заклепок; *p* — шаг между осями заклепок; *e* — расстояние от оси заклепок до края детали (листа); *e₁* — расстояние между рядами заклепок; при нахлесточном соединении заклепок — обозначения те же.

Классификация заклепочных соединений.

a) по назначению:

- прочные соединения (металлоконструкции);
- прочноплотные (резервуары высокого давления);
- плотные (емкости с небольшим давлением).

б) по конструктивному притеку:

- соединения нахлесточные одно-, двух- и многорядные (рис. 2.1.2);
- соединения встык (рис. 2.1.3).

Критерии работоспособности и их расчет. Опыт эксплуатации конструкций показал, что нарушения соединений вызываются обрывом головки с разрушениями стержней, смятием стенок отверстий и стержней, а также разрушением соединяемых листов, ослабленных отверстиями. Следовательно, основными критериями работоспособности являются *прочность заклепок и листов соединений*.

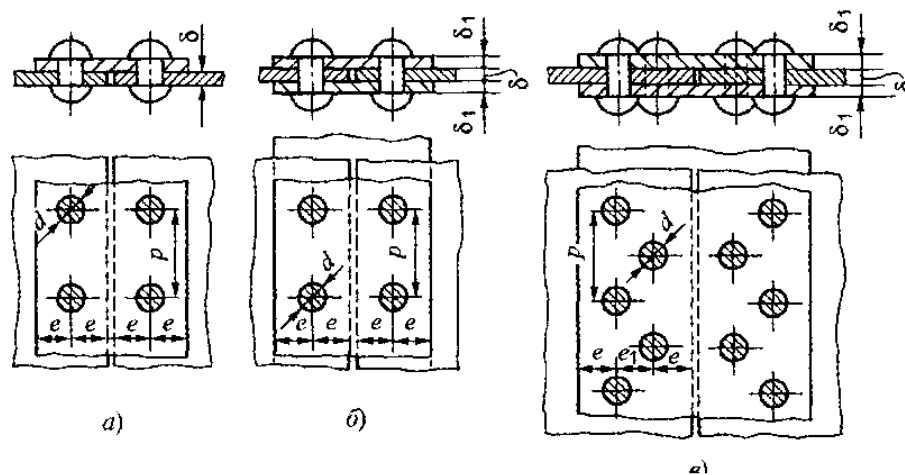


Рисунок 2.1.3 - Заклепочные соединения встык.

a – односрезные заклепочные соединения; *б* — двухсрезные заклепочные соединения; *в* - двух срезные заклепочные соединения с шахматным расположением заклепок.

При расчете прочных швов предполагается, что нагрузка F распределяется между заклепками шва равномерно, а сила трения, возникающая между соединенными деталями, в расчете не учитывается.

В нахлесточном соединении (рис. 2.1.3, *a*) внешние нагрузки F образуют пару сил, момент которой мал в связи с малым плечом.

Расчетные формулы на прочность следующие:

1. Условие прочности заклепок на срез (рис.2.1.3, *в*):

$$\tau_{ср} = \frac{F}{z \cdot A_{ср}} \leq [\tau]_{ср},$$

где

$$A_{ср} = i \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

i — число плоскости среза среза (на рис. 2.1.3, a $i = 1$, на рис. 2.1.3, b $i = 2$);
 z — число заклепок шва; $[\tau]_{ср}$ — табл. 1.5.

Условие прочности соединяемых деталей на смятие (рис. 2.1.4).

$$\sigma_{см} = \frac{F}{zA_{см}} \leq \sigma_{см},$$

где

$$A_{см} = \delta_{min} \cdot d$$

δ_{min} — меньшая из толщины соединяемых деталей;
 z — число заклепок в ряду.

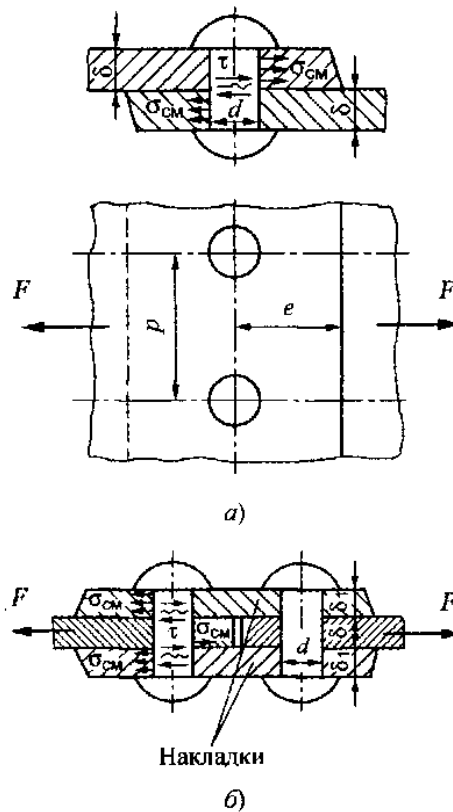


Рисунок 2.1.3

Условие прочности соединяемых деталей на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{zA_p} \leq [\sigma]_p,$$

где

$$A_p = (p - d)\delta_{min};$$

p – шаг заклепочного соединения принимаем $p=(3...6)d$;
 d – диаметр заклепки.

Таблица 1.5 – Выбор допускаемых напряжений

Вид напряжений		Обработка отверстий	Допускаемые напряжения, МПа	
			Ст0 и Ст2	Ст3
Срез Срез	$[\tau]_{ср}$	Сверление	140	140
		Продавливание	100	100
Смятие Смятие	$[\sigma]_{см}$	Сверление	280	320
		Продавливание	240	280

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10...20 %.

2.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 2.2.1. Проверить прочность изображенного на рис. 2.2.1 заклепочного соединения, если $F= 87$ кН. Допускаемые напряжения на растяжение листов $[\sigma]_p = 140$ МПа, на смятие $[\sigma]_{см} = 280$ МПа, на срез заклепок $[\tau]_{ср} = 100$ МПа. Толщина листов δ_A «, соединяемых встык деталей равна 10 мм, толщина накладок δ_B «, каждой равна 6 мм. Диаметр заклепок $d = 17$ мм, ширина листов $b = 150$ мм.

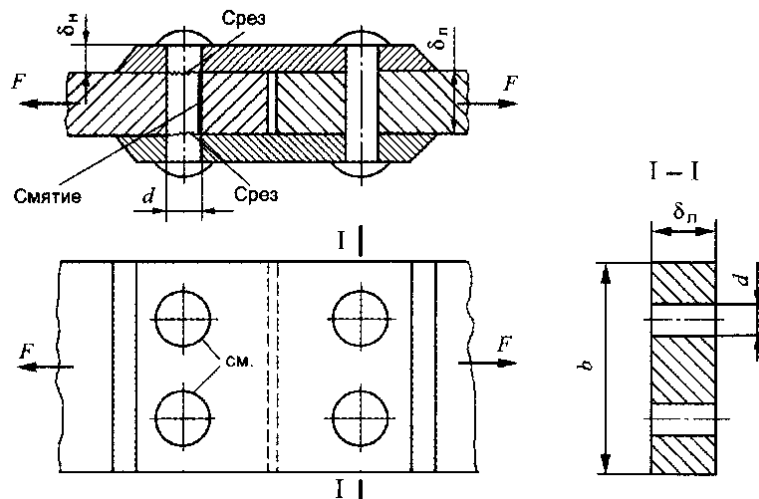


Рисунок 2.2.1 - Конструкция клепанного узла фермы

Решение.

1.1. Проверка прочности листа на растяжение в сечении, ослабленного отверстиями под заклепки:

$$\sigma_p^{\text{расч}} = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{(b-2d)\delta_A} = \frac{87 \cdot 10^3}{(150-2 \cdot 17) \cdot 10} = 75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p^{\text{расч}} = 75 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 140 \text{ МПа.}$$

1.2. Проверка прочности заклепок на срез, учитывая, что в данном соединении заклепки двухрезные.

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau]_{\text{ср}}; \quad Q = F;$$

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{z\delta_A \cdot \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{87 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{17^2}{4}} = 96 \text{ МПа} < [\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ МПа.}$$

где z — число заклепок на половине стыка, $z = 2$.

1.3. Проверка прочности листов на смятие (рис. 2.2.1);

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{F}{2\delta_A d} = \frac{87 \cdot 10^3}{2 \cdot 10 \cdot 17} = 255 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} = 280 \text{ МПа.}$$

Итак, проверка прочности листов на растяжение, заклепок на срез и листов на смятие проведена, прочность листов и заклепок обеспечена.

Задача 2.2.2. Две полосы соединены внахлестку пятью заклепками (рис. 2.2.2). Определить напряжения в сечении II - II, ослабленном отверстиями под заклепки. Толщина каждого листа $\delta = 7$ мм. Проверить прочность заклепок СтЗ, диаметр заклепок $d = 14$ мм, допускаемое напряжение на срез $[\tau]_{\text{ср}} = 140$ МПа (табл. 1.5), нагрузка на соединение $F = 90$ кН.

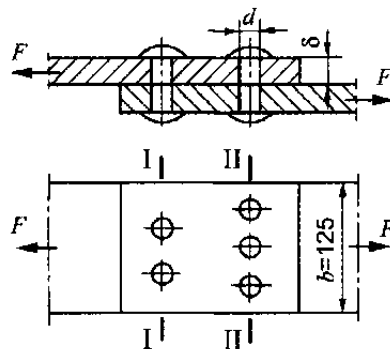


Рисунок 2.2.2 – Рациональное размещение заклепок

Решение.

2.1. Определить напряжения в сечении II - II листа. Полоса работает на растяжение.

$$\sigma_p^{II} = \frac{F}{A_p^{II}} = \frac{F}{(b - 3d)\delta} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 4}{(125 - 3 \cdot 14) \cdot 7} = 155 \text{ МПа};$$

2.2. Проверить прочность заклепок на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{F}{z \frac{\pi d^2}{4}} = \frac{90 \cdot 10^3 \cdot 4}{5 \cdot \pi \cdot 14^2} = 116 \text{ МПа};$$

здесь z — общее число заклепок:

$$\tau_{ср} = 116 \text{ МПа} < [\tau]_{ср} = 140 \text{ МПа}.$$

Задача 2.2.3. Узел фермы (рис. 2.2.3) состоит из фасонки (лист), раскоса и стойки, которые крепятся заклепками. Диаметр заклепок $d = 17$ мм. Усилия в раскосе $N_1 = 110$ кН, в стойке $N_2 = 80$ кН. Толщина фасонки $\delta = 6$ мм. Определить необходимое число заклепок, если $[\tau] = 140$ МПа; $[\sigma]_{см} = 300$ МПа.

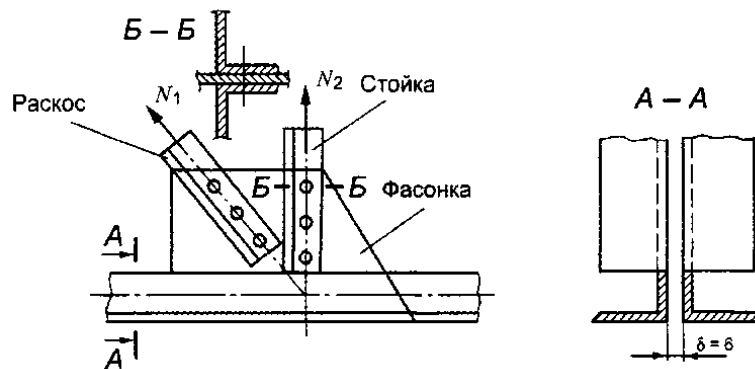


Рисунок 2.2.3 – Узел фермы

Решение.

3.1. Определить число заклепок z для раскоса, заклепки двухсрезыные:

$$\frac{N_1}{A_{ср}} \leq [\tau]_{ср}; \quad \frac{N_1}{z_{ср} \cdot 2 \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau]_{ср},$$

следовательно

$$z_{ср} \geq \frac{N_1 \cdot 2}{\pi d^2 \cdot [\tau]_{ср}} = \frac{110 \cdot 10^3}{6 \cdot 17 \cdot 300} = 3,6 \text{ шт.}$$

Из полученных значений z принимаем большее, округляя до целого числа $z = 4$.

3.2. Определить число заклепок для стойки из условия среза:

$$z_{ср} = \frac{N_2}{2 \cdot \frac{\pi d^2}{4} [\tau]_{ср}} = \frac{80 \cdot 10^3}{2\pi \cdot \frac{17^2}{4} \cdot 140} = 1,26 \text{ шт.}$$

3.3. Число заклепок из условия смятия листа

$$z_{см} = \frac{N_2}{\delta d [\sigma]_{см}} = 2,76 \text{ шт.}$$

Задача 2.2.4. Выбрать наиболее выгодное размещение заклепок в соединении внахлестку полосы толщиной $\delta = 10 \text{ мм}$ с косынкой. Соединение нагружено постоянной осевой силой $P = 225 \text{ кН}$. Материал полосы и косынки — сталь Ст. 3. Материал заклепок — сталь Ст. 2; их диаметр $d \approx 2\delta$. Отверстия под заклепки сверленые.

Решение.

4.1. Ближайший по ГОСТу 10299—62 диаметр заклепок $d = 19 \text{ мм}$, диаметр отверстий $d_0 = 20 \text{ мм}$.

4.2. Условие прочности полосы на растяжение в ослабленном сечении (при расположении заклепок в один ряд)

$$\sigma = \frac{P}{\delta(b - d_0)} \leq [\sigma]_p.$$

Для конструкции из стали Ст. 3 при действии статической нагрузки

$$[\sigma]_p = 1600 \text{ кг/см}^2 = 157 \text{ Мн/м}^2.$$

Определяем требуемую ширину полосы

$$b = \frac{P}{[\sigma]_p \delta} + d_0 = \frac{225 \cdot 10^3}{157 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} + 20 \cdot 10^{-3} \approx 0,165 \text{ м},$$

округлив, принимаем $b = 170 \text{ мм}$.

4.3. Определяем из расчета на срез требуемое число заклепок:

$$z = \frac{P}{\frac{\pi}{4} d_0^2 [\tau]_{cp}} = \frac{225 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} \cdot 20^2 \cdot 10^{-6} \cdot 137 \cdot 10^6} \approx 5,$$

где для заклепок из стали Ст. 2 при сверленных отверстиях принято

$$[\tau]_{cp} = 1400 \text{ кг/см}^2 = 137 \text{ Мн/м}^2.$$

4.4. Проверяем заклепочное соединение на смятие при толщине косынки, равной толщине полосы $\delta_k = \delta = 10 \text{ мм}$, и допуская напряжение на смятие $[\sigma]_{см} = 3200 \text{ кг/см}^2 = 314 \text{ Мн/м}^2$:

$$\sigma_{см} = \frac{P}{z \delta d_0} = \frac{225 \cdot 10^3}{5 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3}} = 225 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 225 \text{ Мн/м}^2.$$

4.5. Строим эпюру продольных сил, возникающих в поперечных сечениях полосы, при размещении заклепок в один ряд (рис. 2.2.4, а). Считаем, что нагрузка распределяется между заклепками равномерно, т. е. усилие, воспринимаемое одной заклепкой,

$$P_1 = \frac{P}{z} = \frac{225}{5} = 45 \text{ кН}.$$

В сечении I—I продольная сила равна внешней нагрузке:

$$N_1 = P = 225 \text{ кН}.$$

Напряжение

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{F_t} = \frac{P}{(b-d_0)\delta} = \frac{225 \cdot 10^3}{(170-20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 150 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 150 \text{ МН/м}^2$$

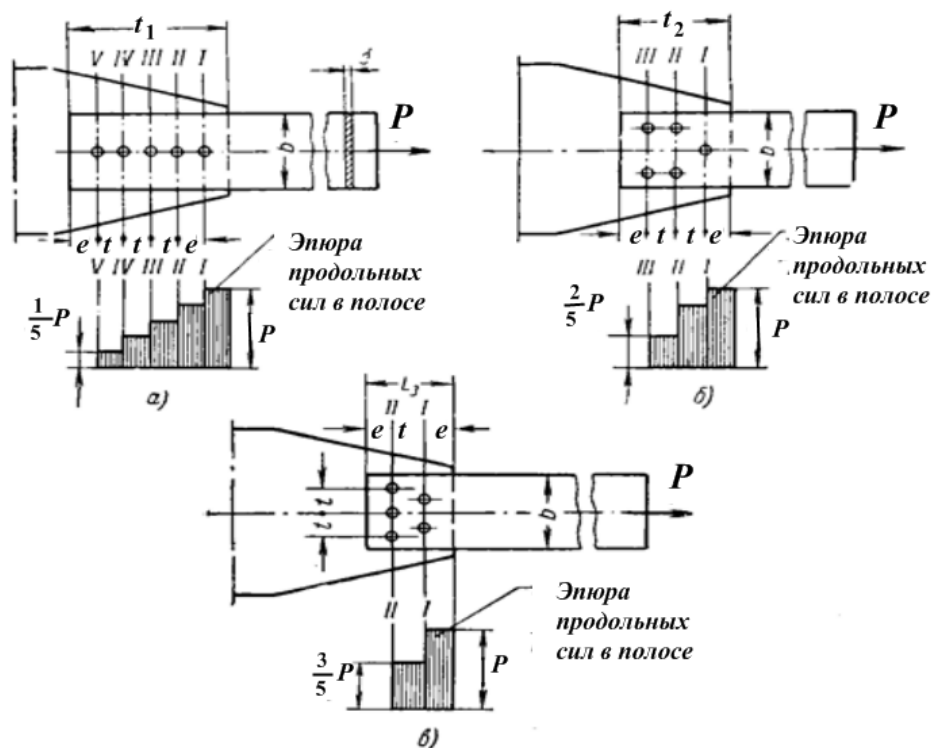


Рисунок 2.2.4

Продольная сила в сечении II — II:

$$N_{II} = P - \frac{P}{5} = 225 - \frac{225}{5} = 180 \text{ кН}.$$

Напряжение

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{F_{II}} = \frac{180 \cdot 10^3}{(170-20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 120 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 120 \text{ МН/м}^2.$$

В сечении III—III

$$N_{III} = P - \frac{2}{5}P = \frac{3}{5}P = \frac{3}{5} \cdot 225 = 135 \text{ кН};$$

$$\sigma_{III} = 90 \text{ МН/м}^2.$$

В сечении IV—IV

$$N_{IV} = P - \frac{3}{5}P = \frac{2}{5} \cdot 225 = 90 \text{ кН};$$

$$\sigma_{IV} = 60 \text{ МН} / \text{м}^2.$$

В сечении V—V

$$N_V = P - \frac{4}{5}P = \frac{1}{5} \cdot 225 = 45 \text{ кН};$$

$$\sigma_V = 30 \text{ МН} / \text{м}^2.$$

Отношение

$$\sigma_I : \sigma_{II} : \sigma_{III} : \sigma_{IV} : \sigma_V = 1 : 0,8 : 0,6 : 0,4 : 0,2.$$

Длина нахлестки (длина заклепочного шва)

$$L_1 = 4t + 2e \approx 15d_0 = 15 \cdot 20 = 300 \text{ мм}.$$

Материал полосы использован нерационально.

4.6. Рассмотрим соединение при расположении заклепок по рис. 2.2.4, б.

Продольная сила в сечении I—I $N_I = P = 225 \text{ кН}$; напряжение $\sigma_I = 150 \text{ Мн/м}^2$.

В сечении II – II

$$N_{II} = P - \frac{1}{5}P = 225 - \frac{1}{5} \cdot 225 = 180 \text{ кН}.$$

$$\sigma_{II} = \frac{180 \cdot 10^3}{(170 - 2 \cdot 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 138,5 \cdot 10^6 = 138,5 \text{ МН} / \text{м}^2.$$

В сечении III—III

$$N_{III} = P - \frac{3}{5}P = 225 - \frac{3}{5} \cdot 225 = 90 \text{ кН};$$

$$\sigma_{III} = \frac{90 \cdot 10^3}{(170 - 2 \cdot 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 69,3 \cdot 10^6 = 69,3 \text{ МН} / \text{м}^2$$

Отношение

$$\sigma_I : \sigma_{II} : \sigma_{III} = 1 : 0,92 : 0,46.$$

Длина нахлестки $L_2 = 2t + 2e \approx 9d_0 = 9 \cdot 20 = 180 \text{ мм}$, т. е. меньше, чем в первом варианте, на 120 мм. Второй вариант выгоднее первого, так как материал полосы используется более полно и длина шва меньше.

4.7. Рассмотрим вариант расположения заклепок по рис. 2.2.4, в. При этом варианте необходимо несколько увеличить ширину полосы, так как в первом ряду она ослаблена двумя, а во втором ряду тремя заклепочными отверстиями.

Определяем требуемую ширину полосы:

$$b = \frac{P}{[\sigma]_p} + 2d_0 = \frac{225 \cdot 10^3}{157 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} + 2 \cdot 20 \cdot 10^{-3} \approx 0,186 \text{ м}$$

принимаем $b = 190 \text{ мм}$.

Продольная сила и напряжения в сечении I—I

$$N_I = P = 225 \text{ кН};$$

$$\sigma_I = \frac{225 \cdot 10^3}{(100 - 2 \cdot 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 150 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 150 \text{ МН / м}^2.$$

В сечении II—II

$$N_{II} = P - \frac{2}{5}P = 135 \text{ кН};$$

$$\sigma_{II} = \frac{135 \cdot 10^3}{(100 - 3 \cdot 20) \cdot 10 \cdot 10^{-6}} = 104 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 104 \text{ МН / м}^2$$

Отношение $\sigma_I : \sigma_{II} = 1 : 0,69$.

Длина нахлестки $L_3 = t + 2e \approx 5d_0 = 5 \cdot 20 = 100 \text{ мм}$, что на 200 мм меньше, чем в первом варианте. Этот вариант наиболее рационален. Косынку на растяжение не проверяем, так как она заведомо прочнее полосы (при их равной толщине).

Задача 2.2.5. В среднем из стержней, сходящихся в узле фермы, изображенном на рис. 2.2.5, возникает продольное сжимающее усилие $N = 220 \text{ кН}$. Свободная длина стержня $l = 2,1 \text{ м}$. Определить номер профиля и число заклепок, если стержень состоит из двух равнобоких уголков. Материал стержня и заклепок — сталь Ст. 2. Нагрузка статическая. Отверстия сверленные. Основное допустимое напряжение на сжатие $[\sigma]_c = 140 \text{ Мн/м}^2$.

Решение.

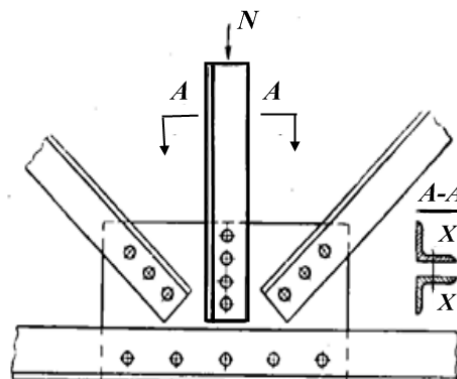


Рисунок 2.2.5

5.1. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержня из расчета на сжатие с учетом опасности продольного изгиба

$$F_{\text{брутто}} \geq \frac{N}{\varphi[\sigma]_c}.$$

Предварительно принимаем коэффициент продольного изгиба $\varphi_1 = 0,7$; при этом

$$F_{\text{брутто}} \geq \frac{220 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 140 \cdot 10^6} = 22,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 22,5 \text{ см}^2$$

Требуемая площадь одного уголка

$$F_1 = \frac{F_{\text{брутто}}}{2} = \frac{22,5}{2} = 11,25 \text{ см}^2.$$

По ГОСТу 8509—86 табл. 1.3 выбираем уголок $80 \times 80 \times 8$, для которого $F_1 = 12,3 \text{ см}^2$. Очевидно, минимальным главным центральным моментом инерции сечения является момент инерции J_x ; соответствующий радиус инерции $i_x = i_{\text{min}} = 2,44 \text{ см}$ по таблице ГОСТа 8509—86 (радиус инерции сечения относительно оси x равен радиусу инерции одного уголка относительно той же оси). Гибкость стержня

$$\lambda = \frac{\mu l}{l_{\text{min}}} = \frac{210}{2,44} = 86,$$

где $\mu = 1,0$.

Соответствующее табличное значение коэффициента продольного изгиба $\varphi_{\text{табл}} = 0,714$, что незначительно отличается от предварительно принятого, поэтому пересчета не делаем.

5.2. Принимаем диаметр заклепок $d = 2\delta = 2 \cdot 8 = 16 \text{ мм}$; диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 16,5 \text{ мм}$.

5.3. Проверяем стержень на прочность по сечению нетто (учитывая ослабление сечения заклепочными отверстиями):

$$F_{\text{нетто}} = F_{\text{брутто}} - 2d_0\delta = 2 \cdot 12,3 - 2 \cdot 1,65 \cdot 0,8 \approx 22 \text{ см}^2;$$

$$\sigma_c = \frac{N}{F_{\text{нетто}}} = \frac{220 \cdot 10^2}{22 \cdot 10^{-4}} = 100 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 100 \text{ МН / м}^2$$

5.4. Определяем требуемое число заклепок из условия прочности на срез при $[\tau]_{\text{ср}} = 140 \text{ МН/м}^2$:

$$z = \frac{N}{\frac{\pi}{4} d_0^2 k [\tau]_{\text{ср}}} = \frac{220 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} (16,5 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 2 \cdot 140 \cdot 10^6} \approx 4,$$

где число срезов одной заклепки $k = 2$.

5.6. Проверяем соединение на смятие, принимая толщину косынки, равной удвоенной толщине полки уголка; $\delta_k = 16 \text{ мм}$; $[\sigma]_{\text{см}} = 280 \text{ МН/м}^2$:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{2d_0\delta_k} = \frac{220 \cdot 10^3}{4 \cdot 16,5 \cdot 16 \cdot 10^{-6}} = 208 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 < [\sigma]_{\text{см}}.$$

Задача 2.2.6. Проверить на прочность заклепочное соединение, изображенное на рис. 2.2.6, а. Диаметр отверстий под заклепки $d_0 = 16,5 \text{ мм}$. Допускаемые напряжения: $[\sigma]_p = 160 \text{ МН/м}^2$; $[\tau]_{\text{ср}} = 140 \text{ МН/м}^2$; $[\sigma]_{\text{см}} = 320 \text{ МН/м}^2$.

Решение.

6.1. Определяем положение центра тяжести поперечных сечений трех за- клепок (отсчет ведем от центров заклепок 2 и 3):

$$x_c = \frac{87 \frac{\pi}{4} d_0^2}{3 \frac{\pi}{4} d_0^2} = 29 \text{ мм}.$$

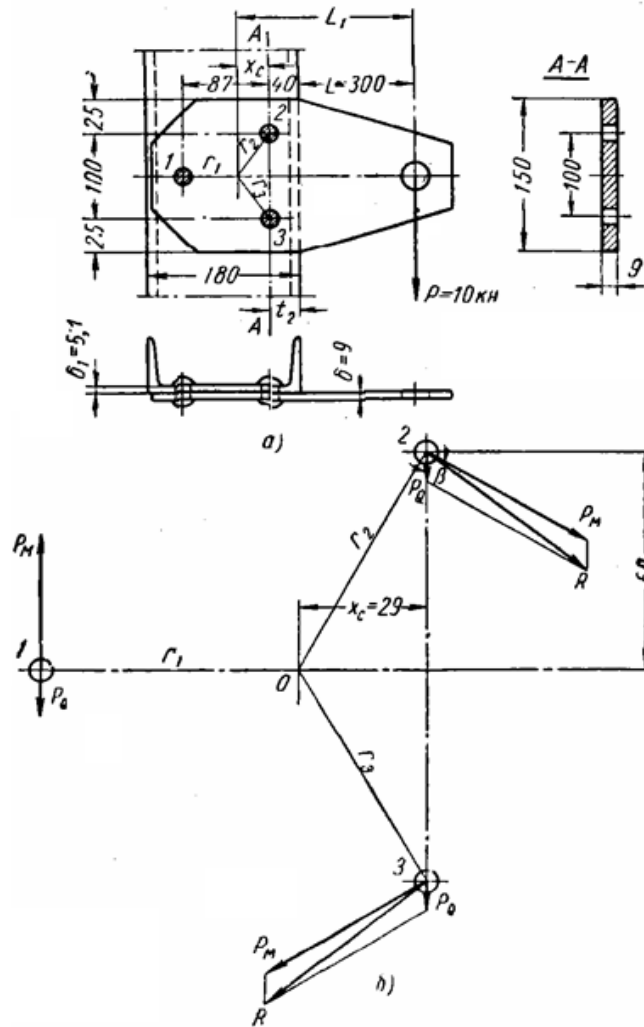


Рисунок 2.2.6

6.2. Определяем расстояния от общего центра тяжести до центров заклепок:

$$r_1 = 87 - 29 = 58 \text{ мм}; \quad r_2 = r_3 = 58 \text{ мм}$$

(из равенства площадей сечений следует, что центры всех заклепок одинаково удалены от общего центра тяжести соединения).

6.3. Определяем момент силы P относительно центра тяжести соединения:

$$M = PL_1 = 10 \cdot 10^3 \cdot 369 \cdot 10^{-3} = 3690 \text{ Нм},$$

здесь $L_1 = L + t_2 + x_c = 300 + 40 + 29 = 369 \text{ мм}$.

6.4. Определяем усилие, действующее на каждую из заклепок от момента (все заклепки находятся на одинаковых расстояниях от центра тяжести, поэтому приходящиеся на них усилия равны по модулю; направления этих усилий показаны на рис. 2.2.6, б):

$$P_M = \frac{Mr_1}{\sum r_i^2} = \frac{3690 \cdot 58 \cdot 10^{-3}}{3(58 \cdot 10^{-3})^2} = 21,2 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

6.5. Определяем усилие, приходящееся на одну заклепку от сдвигающей силы $Q = P$, считая, что эта сила равномерно распределяется между заклепками:

$$P_Q = \frac{Q}{3} = \frac{10 \cdot 10^3}{3} = 3,33 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

6.6. Определяем суммарное усилие, приходящееся на наиболее нагруженную заклепку; из рис. 2.2.6, б видно, что геометрическая сумма сил P_M и P_Q будет максимальной для заклепки 2 (или 3):

$$R = \sqrt{P_M^2 + P_Q^2 + 2P_M P_Q \cos \beta} = \sqrt{21,2^2 + 3,33^2 + 2 \cdot 21,2 \cdot 3,33 \cos 60^\circ} = 23,1 \text{ кН}$$

6.7. По усилию R проверяем заклепку на срез и стенку отверстия в швеллере на смятие:

$$\tau_{ср} = \frac{R}{\frac{\pi}{4} d_0^2} = \frac{23,1 \cdot 10^3}{\frac{3,14}{4} (16,5 \cdot 10^{-3})^2} \approx 108 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 108 \text{ МН / м}^2 < [\tau]_{ср};$$

$$\sigma_{см} = \frac{R}{\delta_1 d_0} = \frac{23,1 \cdot 10^3}{5,1 \cdot 16,5 \cdot 10^{-6}} \approx 266 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 266 \text{ МН / м}^2 < [\sigma]_{см}$$

6.8. Проверяем лист на изгиб по ослабленному двумя заклепочными отверстиями сечению $A - A$ (см. рис. 2.2.6, а).

Момент инерции сечения

$$J_{нетто} = \frac{0,9 \cdot 15^2}{12} - 2 \left(\frac{0,9 \cdot 1,65^2}{12} + 5^2 \cdot 0,9 \cdot 1,65 \right) = 178 \text{ см}^4.$$

Момент сопротивления

$$W_{нетто} = \frac{J_{нетто}}{0,5h} = \frac{178}{7,5} = 23,7 \text{ см}^3.$$

Наибольшие напряжения изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_A}{W_{\text{нетто}}} = \frac{P(L+t_2)}{W_{\text{нетто}}} = \frac{10 \cdot 10^3 (300 + 40) \cdot 10^{-3}}{23,7 \cdot 10^{-6}} =$$

$$= 143,5 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 143,5 \text{ МН / м}^2 < [\sigma]_p$$

Принимаем для стойки $z = 3$.

2.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 2.3.1. Две полосы соединены внахлестку пятью заклепками (рис. 2.3.1). Определить напряжения в сечении II - II, ослабленном отверстиями под заклепки. Толщина каждого листа δ мм. Проверить прочность заклепок Ст3, диаметр заклепок d мм, допускаемое напряжение на срез $[\tau]_{cp}$ МПа, нагрузка на соединение F кН. Входные данные в таблице 2.3.1.

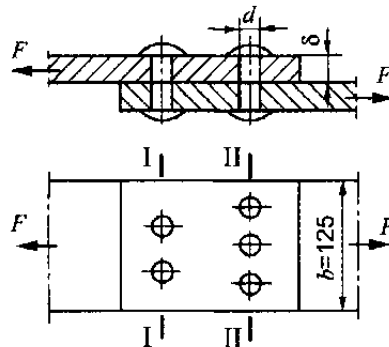


Рисунок 2.3.1 – Рациональное размещение заклепок

Таблица 2.3.1 – Входные данные для задачи 2.3.1

№ варианта	δ , мм	d , мм	F , кН	$[\tau]_{cp}$, МПа
1	5	10	40	140
2	6	11	45	145
3	7	12	50	150
4	8	13	55	140
5	9	14	60	145
6	10	15	65	150
7	5	16	70	140
8	6	17	40	145
9	7	18	45	150
10	8	10	50	140
11	9	11	55	145
12	5	12	60	150
13	6	13	65	140
14	7	14	70	145

15	8	15	40	150
----	---	----	----	-----

Задача 2.3.2. Проверить прочность изображенного на рис. 2.3.2 заклепочного соединения, если F кН. Допускаемые напряжения на растяжение листов $[\sigma]_p$ МПа, на смятие $[\sigma]_{см}$ МПа, на срез заклепок $[\tau]_{ср}$ МПа. Толщина листов δ_l , соединяемых встык деталей равна (мм), толщина накладок δ_n каждой равна (мм). Диаметр заклепок d мм, ширина листов b мм. Входные данные в таблице 2.3.2.

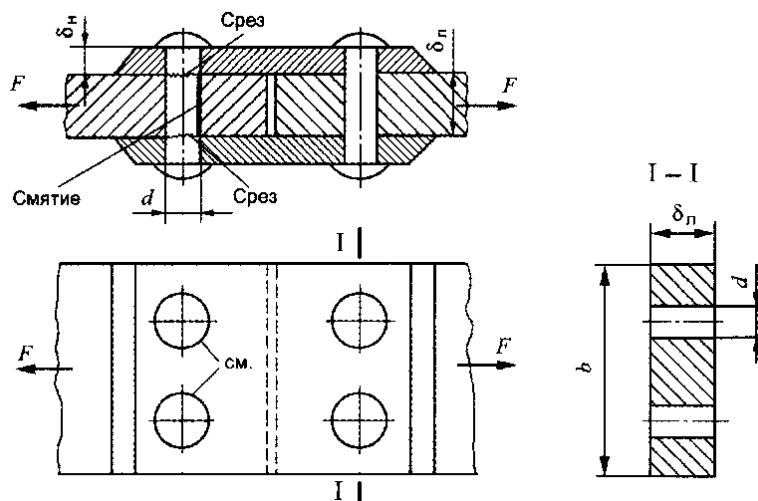


Рисунок 2.3.2 - Конструкция клепанного узла фермы

Таблица 2.3.2 – Входные данные для задачи 2.3.2

№ варианта	F , кН	δ_l , мм	δ_n , мм	d , мм	b , мм	$[\sigma]_p$, МПа	$[\sigma]_{см}$, МПа	$[\tau]_{ср}$, МПа
1	70	8	5	15	130	140	280	100
2	75	9	6	16	135	140	280	100
3	80	10	7	17	149	140	280	100
4	85	11	8	18	145	140	280	100
5	90	12	9	19	150	140	280	100
6	95	13	10	15	155	140	280	100
7	70	14	7	16	160	140	280	100
8	75	15	8	17	165	140	280	100
9	80	8	9	18	170	140	280	100
10	85	9	10	19	175	140	280	100
11	90	10	7	15	130	140	280	100
12	95	11	8	16	135	140	280	100
13	70	12	9	17	149	140	280	100

14	75	13	10	18	145	140	280	100
15	80	14	7	19	150	140	280	100

2.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 2.4.1. Узел фермы (рис. 2.4.1) состоит из фасонки (лист), раскоса и стойки, которые крепятся заклепками. Диаметр заклепок $d = 17$ мм. Усилия в раскосе $N_1 = 110$ кН, в стойке $N_2 = 80$ кН. Толщина фасонки $\delta = 6$ мм. Определить необходимое число заклепок, если $[\tau] = 140$ МПа; $[\sigma]_{см} = 300$ МПа. Входные данные в таблице 2.4.1.

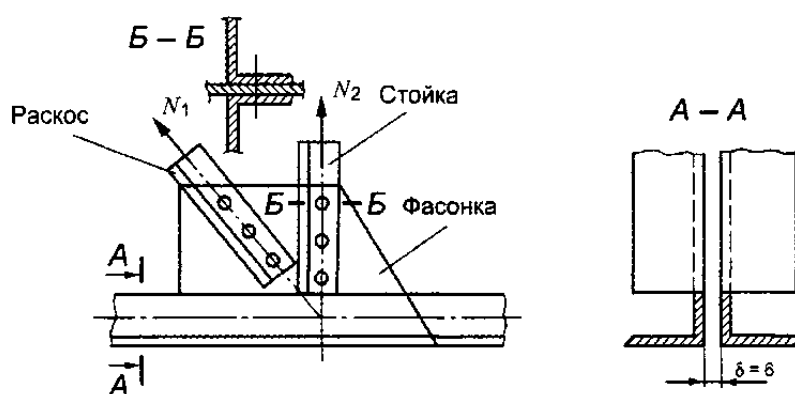


Рисунок 2.4.1 – Узел фермы

Таблица 2.4.1 – Входные данные для задачи 2.4.1

№ варианта	N_1 , кН	N_2 , кН	δ , мм	d , мм	$[\sigma]_{см}$, МПа	$[\tau]$, МПа
1	90	80	5	15	300	140
2	95	85	6	16	300	140
3	100	90	7	17	300	140
4	110	95	8	18	300	140
5	115	100	9	19	300	140
6	90	80	10	15	300	140
7	95	85	7	16	300	140
8	100	90	8	17	300	140
9	110	95	9	18	300	140
10	115	100	10	19	300	140
11	90	80	7	15	300	140
12	95	85	8	16	300	140

13	100	90	9	17	300	140
14	110	95	10	18	300	140
15	115	100	7	19	300	140
16	100	80	7	18	300	140
17	110	85	8	19	300	140
18	115	90	9	15	300	140
19	90	95	10	16	300	140
20	95	100	7	17	300	140
21	100	80	8	18	300	140
22	110	85	9	19	300	140
23	115	90	10	18	300	140
24	90	95	7	19	300	140
25	95	100	8	15	300	140
26	100	80	9	16	300	140
27	110	85	10	17	300	140
28	115	90	7	18	300	140
29	100	95	7	19	300	140
30	90	100	8	18	300	140

РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Часть 3. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Шпонка представляет собой стальной брус, устанавливаемый в паз вала и в паз ступицы зубчатого колеса, шкива, соединительной муфты или звездочки.

Шпонка служит для передачи вращающего момента от вала к ступице и наоборот. Основные типы шпонок стандартизированы. Шпоночные пазы на валах и осях получают фрезерованием концевыми или дисковыми фрезами, в ступицах паз получают протягиванием.

Шпоночные соединения бывают неподвижными и подвижными и служат для предотвращения относительного поворота ступицы вала при передаче вращающего момента.

Достоинства:

- простота и надежность соединения;
- легкость монтажа и демонтажа;
- невысокая стоимость.

Недостатки:

- шпоночные пазы ослабляют сечение вала и ступицы;
- паз является концентратором напряжений изгиба и кручения;
- трудоемкость в изготовлении соединения: крепление шпонки в пазу винтами, ручная пригонка по пазу.

Разновидности шпоночных соединений. Шпоночные соединения подразделяют на напряженные и ненапряженные. В напряженном соединении действуют силы упругости, вызванные предварительной затяжкой — монтажные напряжения.

Напряженные соединения получают при применении клиновых и тангенциальных шпонок (рис. 3.1.1).

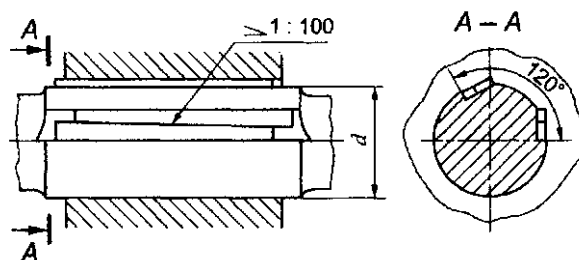


Рисунок 3.1.1 – Соединение тангенциальными шпонками

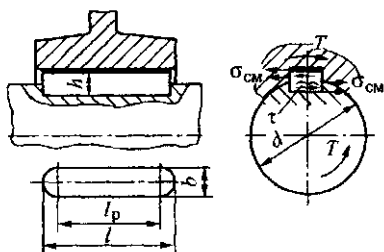


Рисунок 3.1.2 - Соединение призматическими шпонками

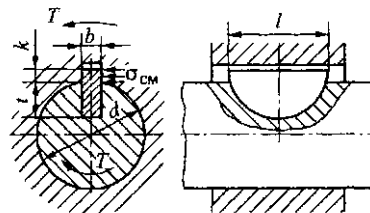


Рисунок 3.1.3 - Соединение сегментными шпонками

Ненапряженные соединения создаются при использовании призматических шпонок (рис. 3.1.2) и сегментных шпонок (рис. 3.1.3).

В этих случаях при сборке в деталях не возникает предварительных напряжений.

Рабочими гранями призматических шпонок (рис. 3.1.2) являются боковые поверхности высотой h .

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами, с плоскими и с одним плоским, а другим скругленным торцом (3.1.4).

Призматические шпонки не удерживают детали от осевого смещения вдоль вала. Фиксируют колеса с помощью распорных втулок, винтов и других деталей.

Геометрические размеры призматической шпонки принимают по ГОСТ 23360—78 (табл. 1.6) в зависимости от диаметра шла; для сегментных шпонок - ГОСТ 24071-80 (табл. 1.7).

Параллельность граней призматической шпонки позволяет осуществить подвижное в осевом направлении соединение ступицы с валом (коробки перемены передач). При перемещении ступицы силы трения могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее крепят к валу винтами (рис. 3.1.15),

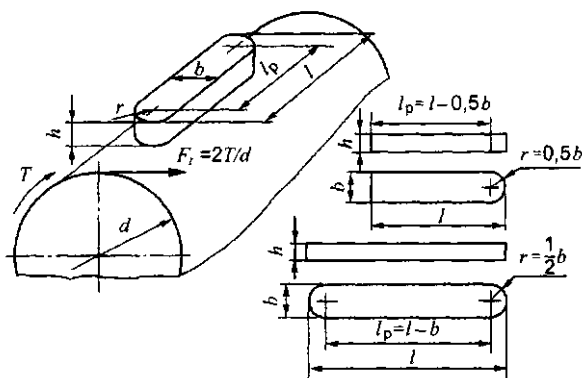


Рисунок 3.1.4 – Шпонка призматическая

Сегментные шпонки (рис. 3.1.3) работают боковыми гранями. Применяют их для передачи сравнительно небольших вращающих моментов. Пазы для сегментных шпонок просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже.

Клиновые шпонки имеют уклон верхней грани 1:100, выполняются с головками и без головок. Головка служит для выбивания шпонки из паза. При установке шпонки в паза вала и ступицы, при забивании создаются силы трения, которые передают вращающий момент и осевую силу. Клиновые шпонки применяются относительно редко в тихоходных передачах.

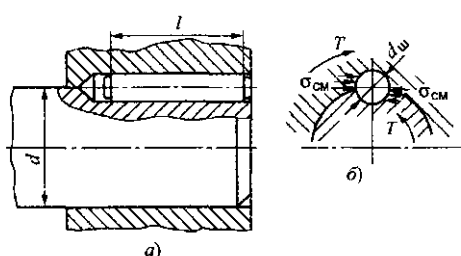
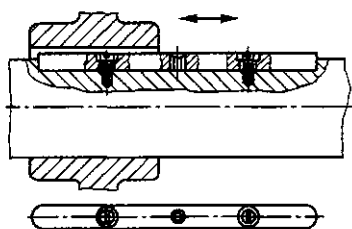
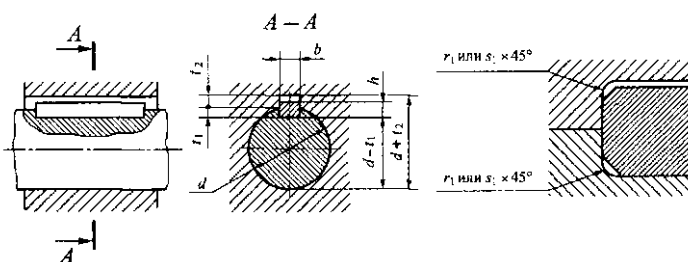


Рисунок 3.1.5 - Крепление шпонки к валу Рисунок 3.1.6 – Соединение с цилиндрической шпонкой

Встречаются соединения цилиндрической шпонкой (штифт) на консоли вата. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал (рис. 3.1.6).

Таблица 1.6 – Призматические шпонки (из ГОСТ 23360-78)



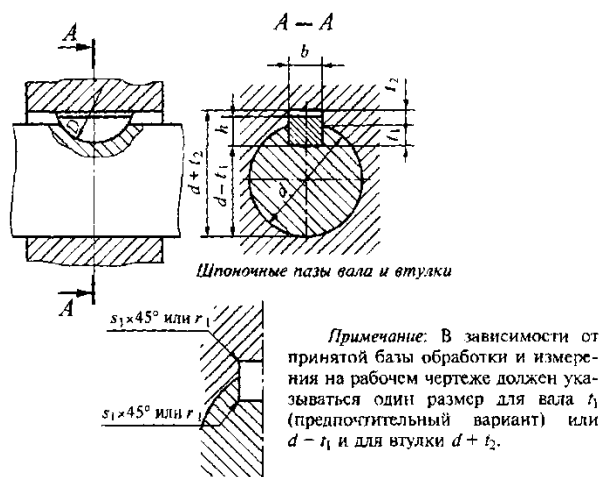
Диаметр вала, d				Сечение шпонки		Глубина вала	
				b	h	ала t_1	Отверстия t_2
Св.	12	до	17	5	5	3	2,3
Св.	17	до	22	6	6	3,5	2,8
Св.	22	до	30	8	7	4	3,3
Св.	30	до	38	10	8	5	3,3
Св.	38	до	44	12	8	5	3,3
Св.	44	до	50	14	9	5,5	3,8
Св.	50	до	58	16	10	6	4,3
Св.	58	до	65	18	11	7	4,4
Св.	65	до	75	20	12	7,5	4,9

Св.	75	до	85	22	14	9	5,4
Св.	85	до	95	25	14	9	5,4
Св.	95	до	110	28	16	10	6,4
Св.	110	до	113	32	18	11	7,4

Примечание. 1. Стандартный ряд длин l мм; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 25; 23; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; до 500.

2. Пример условного обозначения шпонки $b=14$ мм; $h=9$ мм; $l=100$ мм исполнения: Шпонка 14×9×100 ГОСТ23360-78. Обозначение шпонки исполнения 2: Шпонка 2 14×9×100 ГОСТ23360-78

Таблица 1.7 – Сегментные шпонки ГОСТ 24071-80



Диаметр вала d		Размер шпонки $b \times h \times D$	Шпоночный паз						
Назначение шпонки			Ширина b	Вал t_1		Втулка t_2		Размер S_1 фаски или радиус r_1	
Передача крутящих моментов	Фиксация элементов			Номин.	Пред. откл.	Номин.	Пред. откл.	Не менее	Не более
От 3 до 4	От 3 до 4	1×1,4×4	1,0	1,0	+0,10	0,6	0,08	0,16	
Св. 4 до 5	Св. 4 до 6	1,5×2,6×7	1,5	2,0		0,8			
Св. 5 до 6	Св. 6 до 8	2×2,6×7	2,0	1,8		1,0			
Св. 6 до 7	Св. 8 до 10	2×3,7×10	2,5	2,9		1,0			
Св. 7 до 8	Св. 10 до 12	2,5×3,7×10	2,5	2,7		1,2			
Св. 8 до 10	Св. 12 до 15	3×5×13	3,0	3,8	+0,20	1,4	0,16	0,25	
Св. 10 до 12	Св. 15 до 18	3×6,5×16	3,0	5,3		1,4			
Св. 12 до 14	Св. 18 до 20	4×6,5×16	4,0	5,0		1,8			
Св. 14 до 16	Св. 20 до 22	4×7,5×19	4,0	6,0		1,8			
Св. 16 до 18	Св. 22 до 25	5×6,5×16	5,0	4,5		2,3			
Св. 18 до 20	Св. 25 до 28	5×7,5×19	5,0	5,5	2,3	+3,10	0,16	0,25	
Св. 20 до 22	Св. 28 до 32	5×9×22	5,0	7,0	+0,30				2,3

Св. 22 до 25	Св. 32 до 36	6×9×22	6,0	6,5		2,8			
Св. 25 до 28	Св. 36 до 40	6×10×25		7,5		2,8			
Св. 28 до 32	Св. 40	8×11×28	8,0	8,0		3,3	+0,20	0,25	0,40
Св. 32 до 38	Св. 40	10×13×32	10,0	10,0		3,3			

Примечание. В зависимости от принятой базы обработки и измерения на рабочем чертеже должен указываться один размер для вала t_1 (предпочтительный вариант) или $d - t_1$ и для втулки $d - t_2$.

Расчет шпоночных соединений. Критерием работоспособности шпоночных соединений является прочность.

Шпонки выбирают из таблиц стандартов в зависимости от диаметра вала с последующей проверкой на прочность. Основным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие. Расчет стандартных шпонок на срез чаще всего не производят, т. к. стандартные шпонки имеют размеры b и h , которые подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия, а не среза.

Призматические шпонки проверяют по условию прочности на смятие (рис. 3.1.2, 3.1.7):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}; \quad F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d} \text{ [H]}; \quad T - \text{[H} \cdot \text{м]},$$

где d — диаметр вала в месте установки шпонки, мм; F_t — окружная сила; $A_{\text{см}}$ — площадь смятия.

$$A_{\text{см}} = (h - l_1)l_p,$$

где l_1 — величина глубины паза вала;

l_p — рабочая длина шпонки, с плоскими торцами $l_p = l$, со скругленными $l_p = l - b$, где b — ширина шпонки.

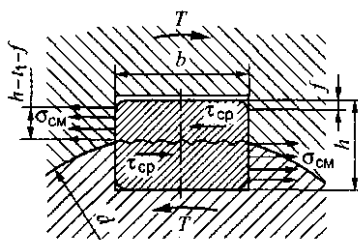


Рисунок 3.1.7 – Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Приближенно можно принять

$$A_{\text{см}} \approx \frac{h}{2} \cdot l_p,$$

где h — высота шпонки.

При проектировочном расчете определяют рабочую расчетную длину шпонки и согласовывают полученное значение со стандартным рядом по ГОСТ 23360—78 (табл. 1.6). Двину ступицы принимают на 8...10 мм больше длины шпонки.

Сегментную шпонку (рис. 3.1.3, табл. 1.7) проверяют на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d(h-l_1)l_p} < [\sigma]_{\text{см}}.$$

В связи с тем, что сегментная шпонка узкая, ее проверяют на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T \cdot 10^3}{dbl_p} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

Материал шпонок и допускаемые напряжения. Стандартные шпонки изготавливают из прутковой чистотянутой стали. Допускаемые напряжения для шпоночных соединений:

стальная ступица $[\sigma]_{\text{см}} = 130...200$ МПа;

чугунная ступица $[\sigma]_{\text{см}} = 80...110$ МПа.

При постоянной нагрузке принимают большие значения, при переменной и с ударами — меньшие.

Если $\sigma_{\text{см}}^{\text{расч}}$ превосходит $\sigma_{\text{см}}$ в 2—2,5 раза, устанавливают две шпонки под углом 180° или три шпонки под углом 120° .

Рекомендации по конструированию шпоночных соединений.

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали большего посадочного диаметра d без удаления шпонки из паза на участке меньшего диаметра.

2. При наличии нескольких шпоночных пазов на валу их располагают на одной образующей (рис. 3.1.8).

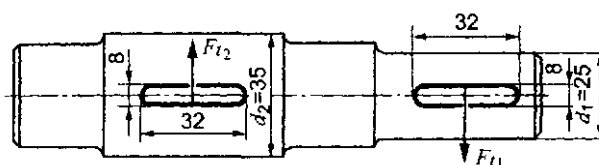


Рисунок 3.1.8 – Эскиз вала с установкой шпонок

3. Из удобства изготовления рекомендуется для разных ступеней одного и того же вала назначать одинаковые по сочетанию шпонки, исходя из ступени меньшего диаметра. Прочность шпоночных соединений при

этом оказывается вполне достаточной, так как силы F_{t_1} и F_{t_2} , действующие на шпонки, составляют:

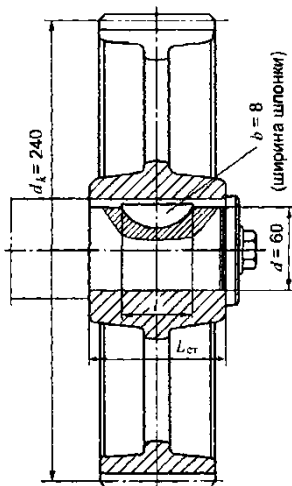


Рисунок 3.1.9 – Соединение зубчатого колеса d_k с валом d

$$F_{t_1} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_1}; \quad F_{t_2} = \frac{2T \cdot 10^3}{d_2}.$$

Но $d_2 > d_1$, следовательно $F_{t_2} < F_{t_1}$.

4. При необходимости двух сегментных шпонок их ставят вдоль вала в одном пазу ступицы. Постановка нескольких шпонок в одном соединении сильно ослабляет вал, поэтому рекомендуется перейти на шлицевое соединение.

3.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 3.2.1. Зубчатое колесо закреплено на валу при помощи сегментной шпонки, размеры которой $b \cdot h \cdot l = 8 \cdot 11 \cdot 28$ мм (табл. 1.7).

Во время работы шпонка оказалась срезанной. Определить окружное усилие на колесе, при котором произошел срез, если диаметр вала $d = 60$ мм, диаметр колеса $d_k = 240$ мм; длина ступицы $L_{ст} = 32$ мм, $\tau_{в ср} = 300$ МПа — временное сопротивление при срезе.

Решение.

1.1. По условию задания шпонка срезалась:

$$\tau_{ср} = \frac{2T \cdot 10^3}{dbl},$$

где $b = 8$ мм — ширина шпонки;

$l = 28$ мм — длина шпонки (в зависимости от длины ступицы колеса),

$$T = \frac{dbl[\tau]_{\text{ср}}}{2 \cdot 10^3} = 2218 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

1.2. Вращающий момент на валу равен вращающему моменту на колесе:

$$T = F_{\text{ш}} \frac{d}{2} = F_{\text{к}} \frac{d_{\text{к}}}{2}.$$

Определим усилие, передаваемое колесом.

$$F_{\text{к}} = \frac{2T}{d_{\text{к}}} = \frac{2 \cdot 2218}{240} = 18480 \text{ Н}.$$

$$F_{\text{к}} = 18,5 \text{ кН}.$$

Задача 3.2.2. Определить длину призматической направляющей шпонки вала конической фрикционной муфты по следующим данным: диаметр вала $d = 45$ мм, материал вала — сталь 50, материал муфты — чугун СЧ 18. Момент передаваемый муфтой $T = 345$ Нм. Перемещение муфты производится под нагрузкой. Вал работает с незначительными толчками (рис. 3.2.1).

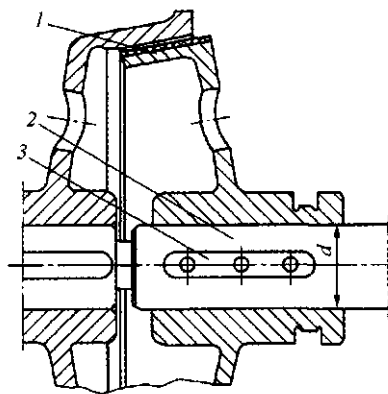


Рисунок 3.2.1 – Соединение муфты 1 с валом 2 шпонкой 3

Решение.

2.1. По условию задачи соединение подвижное и работа происходит с толчками, значит допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{ср}}$ следует принять на 50% ниже рекомендуемого при заданном сочетании материалов сталь — чугун. В данном случае $[\sigma]_{\text{ср}} = 80 \dots 110$ МПа — при чугунной ступице муфты; перемещение муфты производится под нагрузкой, работа с незначительными толчками, поэтому $[\sigma]_{\text{ср}}$ принимается меньше указанного выше на 30%... 50%.

Принимаем $[\sigma]_{\text{см}}$, учитывая условие задачи, меньше на 30%. тогда $[\sigma]_{\text{см}} = 56$ МПа,

2.2. Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4T}{dhl_p} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

Подставляя числовые значения, найдем рабочую длину шпонки.

$$l_{\text{раб}} \geq \frac{4T}{dh[\sigma]_{\text{см}}} = \frac{4 \cdot 345 \cdot 10^3}{45 \cdot 9 \cdot 56} = 61 \text{ мм};$$

$$l = l_p + b = 61,4 + 14 = 75,4.$$

По ГОСТу выбираем шпонку 14 x 9 x 80 ГОСТ 23360-78 (табл. 1.6).

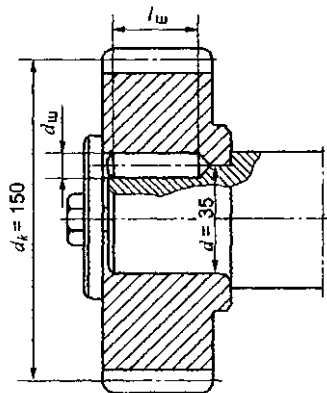


Рисунок 3.2.2 – Соединение шестерни с валом штифтом

Задача 3.2.3. Шестерня соединена с валом с помощью цилиндрической шпонки (штифта) (рис. 3.1.6). Определить напряжения смятия и среза.

Окружное усилие в зубчатом зацеплении $F_t = 2$ кН, диаметр штифта $d_w = 10$ мм, длина штифта $l_w = 45$ мм: диаметр колеса $d_k = 150$ мм, диаметр вала $d = 35$ мм (рис. 3.2.2).

Решение.

3.1. Вращающий момент на колесе равен вращающему моменту на валу.

$$T = F_t \cdot \frac{d_k}{2} = 2 \cdot 10^3 \cdot \frac{150}{2} = 150 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

3.2. Напряжение смятия штифта (рис. 3.1.16, б)

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dd_m l_m} = \frac{4 \cdot 150 \cdot 10^3}{35 \cdot 45 \cdot 10} = 38 \text{ МПа.}$$

3.3. Напряжение среза (в продольном сечении)

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dd_m l_m} = \frac{2 \cdot 150 \cdot 10^3}{35 \cdot 45 \cdot 10} = 19 \text{ МПа.}$$

Задача 3.2.4. Выбрать по ГОСТу призматическую шпонку для соединения шестерни с валом (рис. 3.2.3) и проверить шпоночное соединение на прочность. Материал шестерни—сталь 40Х; материал шпонки — сталь 45, нормализованная.

Передаваемый момент $M_k = 150 \text{ Нм}$. Передача работает с небольшими толчками.

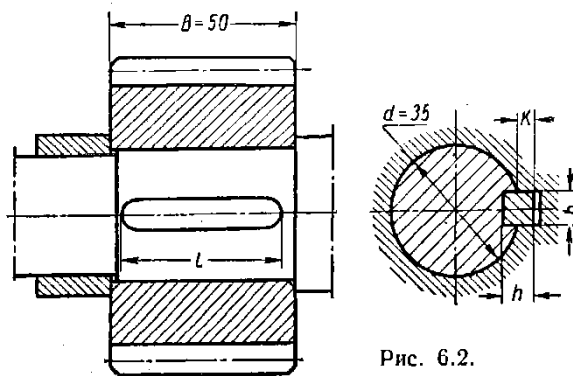


Рис. 6.2.

Рисунок 3.2.3

Решение.

4.1. По ГОСТу 8788—58 (см. табл. П6) выбираем шпонку призматическую обыкновенную размерами $b = 10$; $h = 8$; $l = 45$; $K = 4,2 \text{ мм}$ (исполнение I); (длину шпонки принимаем на 5 мм меньше ширины шестерни).

4.2. Напряжение смятия

$$\begin{aligned} \sigma_{см} &= \frac{2M}{dK(l-b)} = \frac{2 \cdot 150}{35 \cdot 10^{-3} \cdot 4,2 \cdot 10^{-3} (45-10) \cdot 10^{-3}} = \\ &= 58,3 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 58,3 \text{ МН / м}^2 < [\sigma]_{см} \approx 100 \text{ МН / м}^2. \end{aligned}$$

4.3. Напряжения среза в продольном сечении шпонки

$$\begin{aligned} \tau_{ср} &= \frac{2M}{dbl} = \frac{2 \cdot 150}{35 \cdot 10^{-3} \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 45 \cdot 10^{-3}} = \\ &= 19 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 19 \text{ МН / м}^2 < [\tau]_{ср} \end{aligned}$$

Задача 3.2.5. Шестерня соединена с валом при помощи цилиндрической шпонки (штифта), как показано на рис. 3.2.4. Определить напряжения среза, возникающие в штифте, и напряжения смятия в соединении. Окружное усилие в зубчатом $P = 2,0 \text{ кН}$; $d_{ш} = 10 \text{ мм}$; $l_{ш} = 45 \text{ мм}$.

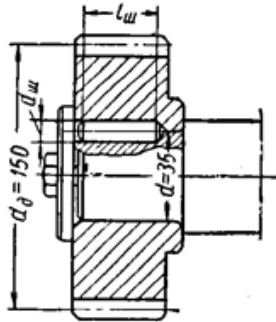


Рисунок 3.2.4

Решение.

5.1. Момент, передаваемый валом,

$$M = P \frac{d_0}{2} = 2,0 \cdot 10^3 \cdot \frac{150}{2} \cdot 10^{-3} = 150 \text{ Нм}.$$

5.2. Напряжения смятия в штифтовом соединении

$$\sigma_{см} = \frac{4M}{d_{ш} l_{ш} d} = \frac{4 \cdot 150}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3}} = 38,2 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 38,2 \text{ МН / м}^2$$

3. Напряжения среза в продольном сечении штифта

$$\tau_{ср} = \frac{2M_{\kappa}}{d_{ш} l_{ш} d} = \frac{2 \cdot 150}{10 \cdot 10^{-3} \cdot 45 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3}} = 19,1 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 19,1 \text{ МН / м}^2$$

3.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 3.3.1. Шестерня соединена с валом при помощи цилиндрической шпонки (штифта), как показано на рис. 3.3.1. Определить напряжения среза, возникающие в штифте, и напряжения смятия в соединении. Окружное усилие в зубчатом $P = 2,0 \text{ кН}$; $d_{ш} = 10 \text{ мм}$; $l_{ш} = 45 \text{ мм}$. Входные данные в таблице 3.3.1.

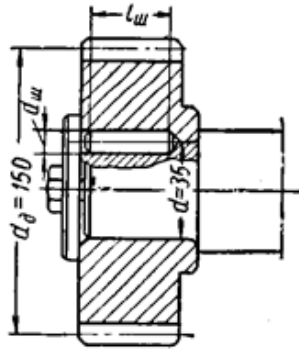


Рисунок 3.3.1

Таблица 3.3.1 – Входные данные для задачи 3.3.1

№ варианта	P , кН	$l_{ш}$, мм	$d_{ш}$, мм
1	90	40	10
2	95	42	11
3	100	44	12
4	110	45	13
5	115	46	14
6	90	47	15
7	95	48	10
8	100	49	11
9	110	50	12
10	115	40	13
11	90	42	14
12	95	44	15
13	100	45	10
14	110	46	11
15	115	47	12
16	100	48	13
17	110	49	14
18	115	50	15
19	90	40	10
20	95	42	11
21	100	44	12
22	110	45	13
23	115	46	14
24	90	47	15
25	95	48	10
26	100	49	11
27	110	50	12
28	115	40	13
29	100	42	14
30	90	44	15

3.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 3.4.1. Шестерня соединена с валом с помощью цилиндрической шпонки (штифта) (рис. 3.4.1). Определить напряжения смятия и среза. Окружное усилие в зубчатом зацеплении $F_t = 2$ кН, диаметр штифта $d_{ш} = 10$ мм, длина штифта $l_{ш} = 45$ мм: диаметр колеса $d_k = 150$ мм, диаметр вала $d = 35$ мм (рис. 3.4.2). Входные данные в таблице 3.4.1 для задачи 3.4.1

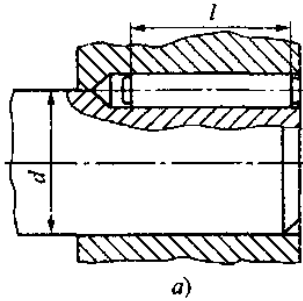


Рисунок 3.4.1

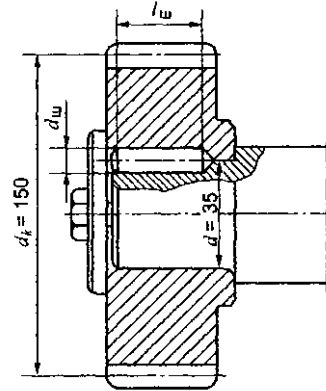
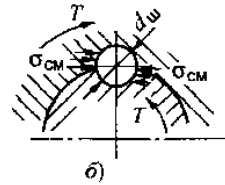


Рисунок 3.4.2

Таблица 3.4.1 – Входные данные для задачи 3.4.1

№ варианта	F_t , кН	$l_{ш}$, мм	$d_{ш}$, мм	d_k , мм	d , мм
1	2	40	10	140	40
2	2,1	42	11	142	42
3	2,2	44	12	143	44
4	2,3	45	13	144	45
5	2,4	46	14	145	46
6	2,5	47	15	146	47
7	2,6	48	10	147	48
8	2,7	49	11	148	49
9	2,8	50	12	149	50
10	2,9	40	13	150	40
11	3,0	42	14	151	42
12	2,1	44	15	152	44
13	2,2	45	10	153	45
14	2,3	46	11	154	46
15	2,4	47	12	155	47
16	2,5	48	13	156	48
17	2,6	49	14	157	49
18	2,7	50	15	158	50
19	2,8	40	10	159	40

20	2,9	42	11	160	42
21	3,0	44	12	145	44
22	2,1	45	13	146	45
23	2,2	46	14	147	46
24	2,3	47	15	148	47
25	2,4	48	10	149	48
26	2,5	49	11	150	49
27	2,6	50	12	151	50
28	2,7	40	13	152	40
29	2,8	42	14	153	42
30	2,9	44	15	154	43

Часть 4. ЗУБЧАТЫЕ (ШЛИЦЕВЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

4.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Шлицевое соединение конструктивно подобно многошпоночным и образуется наружными зубьями на валу и впадинами в отверстии ступицы (зубчатого колеса, шкива, блока шестерен и др.). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубчатые соединения служат для передачи вращающего момента и в ряде конструкций для перемещения деталей вдоль вала: перемещение блока шестерен коробок передач станков, автомобилей, в редукторах авиационных конструкций и т. п.

Зубья на валах получают на шлицефрезерном станке методом обкатки, в ступицах — протягиванием на протяжных станках. Отделочной операцией является *шлифование*.

Достоинства шлицевых соединений:

высокая несущая способность;
лучшее центрирование соединяемых деталей;
при осевом перемещении деталей более точное направление;
большая усталостная прочность (концентрации напряжений изгиба меньше);

Основным недостатком шлицевых соединений является сложность технологии производства и, следовательно, высокая стоимость. Рекомендации по конструированию шлицевых соединений:

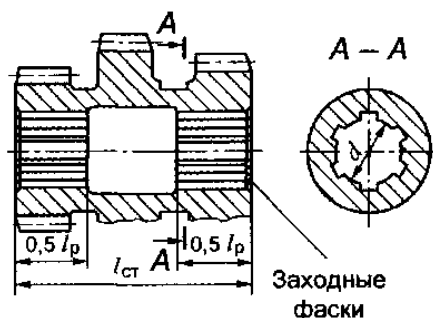


Рисунок 4.1.1

1. Для подвижных соединений рабочую длину ступицы принимать не менее диаметра вала (рис. 4.1.1). При коротких ступицах возможно защемление от перекоса и перемещении вдоль вала.

2. Для облегчения входа протяжки, сборки соединения в отверстиях предусматривают заходные фаски.

3. Для уменьшения изнашивания следует уменьшать зазоры в соединении, повышать точность изготовления и твердость поверхности (рабочей) зубьев.

Разновидности шлицевых соединений. Шлицевые соединения могут быть подвижными или неподвижными (установленные детали закреплены на валу).

Стандартом предусмотрены три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая. Отличаются они высотой шлицев и числом зубьев ($z = 6 \dots 20$).

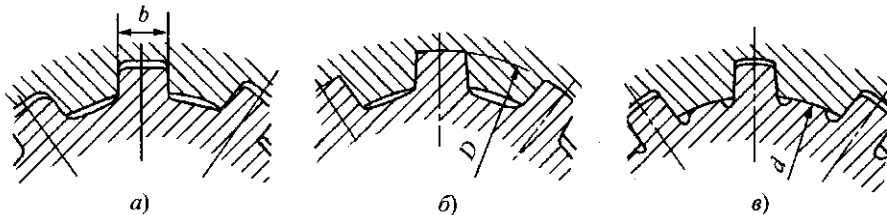


Рисунок 4.1.2 – Соединение с прямоугольными шлицами

a — центрирование по боковым граням; *b* — центрирование по наружному диаметру *D*; *v* — центрирование по внутреннему диаметру *d*.

По форме профиля различают зубья:
 прямоугольные;
 эвольвентные;
 треугольные (не стандартизированы).

Наиболее распространены соединения прямоугольными шлицами. Их применяют для посадки подвижных и неподвижных деталей.

Соединения с прямоугольными шлицами выполняют с различным центрированием (рис. 4.1.3, табл. 1.9).

Центрирование по *D* и *d* обеспечивает высокую точность вала и ступицы.

Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки на зубья, применяют для валов диаметром до 125 мм.

Более совершенны эвольвентные шлицы с углом профиля 30° . Размеры установлены ГОСТ 6033—80 (рис. 4.1.4, табл. 1.10).

Эвольвентные шлицевые соединения по сравнению с прямоугольными более технологичны, т. к. шпильевые валы можно нарезать червячными фрезами с прямолинейным профилем, а ступицы нарезать на зубодолбежных станках. Обладают большей нагрузочной способностью.

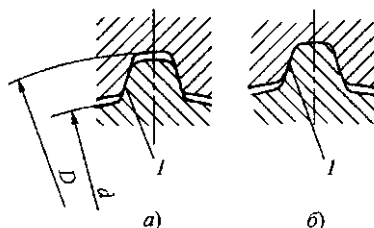


Рисунок 4.1.4 – Эвольвентные шлицевые соединения
a - центрирование по боковым граням; *б* – по наружному диаметру

Критерии работоспособности шлицевых соединений.

Основными критериями работоспособности являются:

Сопротивление рабочих поверхностей смятию;

сопротивление изнашиванию от коррозии, которое имеет механический характер вследствие перемещений соприкасающихся поверхностей.

Деформации изгиба вала носят циклический характер и передаются в отверстия ступицы, в связи с чем появляются микротрещины.

Расчет шлицевых соединений. Смятие и изнашивание рабочих поверхностей связаны с действующими напряжениями смятия $\sigma_{см}$ на поверхностях контакта. Расчет ведется упрощенно, что допускает ГОСТ в таких случаях.

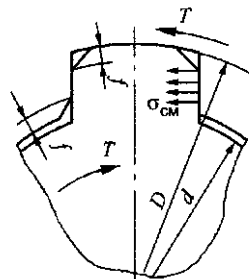


Рисунок 4.1.5

Условие прочности для прямобочных шлицов:

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K_z}{d_{ср} z h l_p} \leq [\sigma]_{см},$$

где T — вращающий момент, Нм; K_z — коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, $K_z = 1,1 \dots 1,5$; $d_{ср}$ — средний диаметр соединения, мм;

$$d_{ср} = \frac{D+d}{2}, \text{ мм (рис. 4.1.5);}$$

z — число зубьев;

h — рабочая высота зубьев, мм;

l_p — рабочая длина соединения, мм;

$[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия, МПа (табл. 1.9).

Для соединений прямобочными шлицами

$$h = \frac{D-d}{2} - 2f,$$

где f — фаска зуба.

Для эвольвентных шлицов

$$h = 0,815m;$$

$$D_{cp} = D - 1,1m,$$

где m — модуль зубьев, мм (табл. 1.10, ГОСТ 6033-80).

Если расчетное напряжение σ_{cm} превышает $[\sigma]_{cm}$, более, чем на 5 %, то увеличивают длину ступицы, изменяют размеры или принимают другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

При проектировочном расчете выбирают размеры сечения по ГОСТ 1139 80 (для прямобочных шлицевых соединений см. табл. 1.9) и определяют длину зубьев l_p по формуле

$$l_p \geq \frac{2T_{cp} \cdot 10^3 \cdot K_z}{d_{cp} z h [\sigma]_{cm}}.$$

Если l_p получается больше $1,5d$, то изменяют размеры или принимают другой вид соединения. Длину ступицы принимают

$$l_{ст} = l_p + (4 \dots 6) \text{ мм.}$$

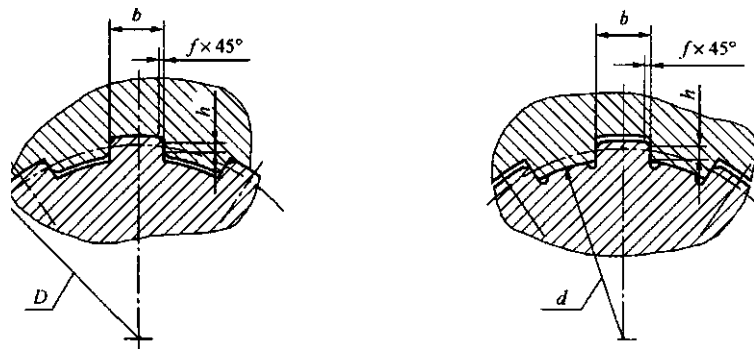
Таблица 1.8 – Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{cm}$ для шлицевых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{cm}$ Н/мм (МПа)	
		$\leq 350 \text{ HB}$	$> 40 \text{ HRC}$
Неподвижное	<i>a</i>	35...50	40...70
	<i>б</i>	60...100	100...140
	<i>в</i>	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (блок шестерен коробки передач)	<i>a</i>	15...20	20...35
	<i>б</i>	20...30	30...60
	<i>в</i>	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой (соединение карданного вала)	<i>a</i>	-	3...10
	<i>б</i>	-	5...15
	<i>в</i>	-	10...20

Примечания: 1. *a* - тяжелые условия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большей частоты и амплитуды, плохие условия смазывания, невысокая точность изготовления; *б* — условия эксплуатации средние; *в* — условия эксплуатации хорошие.

2. Большие значения — для легких режимов нагрузки.

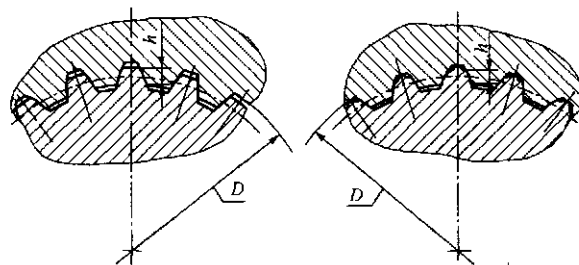
Таблица 1.9 – Соединения шлицевые прямобочные (из ГОСТ1139-80)



а) центровка по наружному краю б) центровка по внутреннему диаметру

Основные параметры	<i>d</i> мм															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Легкая серия																
<i>D</i> , мм	-	-	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
<i>z</i>	-	-	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
<i>b</i> , мм	-	-	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
<i>f</i> , мм	-	-	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Средняя серия																
<i>D</i> , мм	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
<i>z</i>	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
<i>b</i> , мм	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	14
<i>f</i> , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тяжелая серия																
<i>D</i> , мм	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
<i>z</i>	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
<i>b</i> , мм	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
<i>f</i> , мм	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Таблица 1.10 – Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30⁰ (выборка). Размеры в мм



а) Центровка по верхней поверхности б) Центровка по наружному диаметру

Номинальный размер <i>D</i>	Модуль <i>m</i>									
	Ряд 1	0,8	-	1,25	-	2	2	3	-	-

	Ряд 2	-	1	-	1,5	-	2,5	-	3,5	4	
Ряд 1	Ряд 2	Число зубьев									
20	-	33	18	14	12	8	6	-	-	-	
-	22	26	20	16	13	9	7	6	-	-	
25	-	30	24	18	15	11	8	7	-	-	
-	28	34	26	21	17	12	10	8	-	-	
30	-	36	28	22	18	13	10	8	-	-	
-	32	38	30	24	20	14	11	9	-	-6	
35	-	42	34	26	22	16	12	10	-	7	
-	38	46	36	29	24	18	14	11	-	8	
40	-	48	38	30	25	18	14	12	-	8	
-	42	51	40	32	26	20	15	12	-	9	
45	-	55	4	34	28	21	16	13	12	10	
-	48	58	46	37	30	22	18	14	12	10	
50	-	60	48	38	32	24	18	15	12	11	
-	52	64	50	40	33	24	19	16	12	11	
55	-	66	54	42	35	26	20	17	14	12	
-	58	70	56	45	37	28	22	18	14	13	
60	-	74		46	38	28	22	18	16	13	
-	62	-	-	48	40	30	23	19	16	14	
65	-	-	-	50	42	31	24	20	18	14	

Применении: 1. При выборе номинальных диаметров и модулей первый ряд следует предпочитать второму.

2. Число, зубьев, заключенное в рамки, являются предпочтительными.

3. Модуль, 3,5 по возможности не применять.

В зубчатых эвольвентных соединениях ГОСТ 6033—80 устанавливает номинальные диаметры, модули, числа зубьев (табл. 1.10). Центрирование чаще всего выполняют по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру.

4.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 4.2.1. Проверить прочность прямобочного зубчатого соединения блока шестерен с валом коробки перемены передач (КПП) токарного станка по следующим данным: передаваемый вращающий момент $T = 100$ Н м; $D = 26$ мм; длина ступицы блока $l = 40$ мм. Материал вала — сталь 45, блока шестерен — сталь 40, Рабочие поверхности зубьев термически обработаны и шлифованы. $[\sigma]_{см} = 30 \dots 50$ МПа.

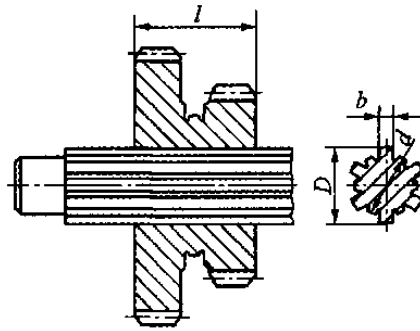


Рисунок 4.2.1 – Прямобочное зубчатое соединение

Решение.

1.1. По ГОСТ 1139-80 (табл. 1.9) принимаем легкую серию (рис. 4.2.1), по заданному $z = 6$, принимаем $D = 26$ мм, $d = 23$ мм, фаска $f = 0.3$ мм.

1.2. Напряжение смятия (расчетное)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T \cdot 10^3 K_3}{d_{\text{ср}} z h l} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

где K_3 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями, $K_3 = 1,1 \dots 1,5$;

$$d_{\text{ср}} = 0,5(D + d) = 0,5(26 + 23) = 24,5 \text{ мм};$$

h - высота поверхности контакта зубьев,

$$h = 0,8(D - d) - 2f - 9,5(26 - 23) - 2 \cdot 0,3 = 0,9 \text{ мм}.$$

Принимаем $K_3 = 1,3$.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,3}{24,5 \cdot 6 \cdot 0,9 \cdot 40} = 49 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{см}} = 50 \text{ МПа}.$$

Задача 4.2.2. Подобрать шлицевое соединение зубчатого колеса с валом (рис. 4.2.2). Соединение передает вращающий момент $T = 210$ Нм. Условия эксплуатации средние. Диаметр вала $d = 45$ мм, материал — сталь 45 с термообработкой — улучшение, твердость 290 НВ.

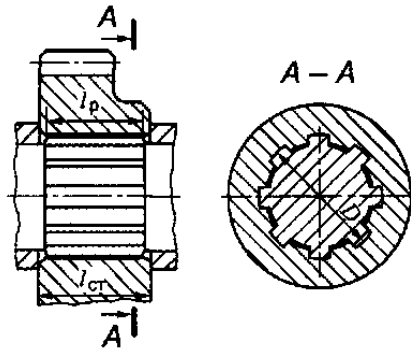


Рисунок 4.2.2

Решение.

2.1. Размеры соединения. Принимаем, как наиболее распространенное, прямобочное с центрированием по наружному диаметру.

2.2. По табл. 1.9 находим размеры для легкой серии. Для $d = 45$ мм:

$$z \cdot d \cdot D = 8 \cdot 46 \cdot 50 \text{ мм};$$

фаска $f = 0,4$ мм;

средний диаметр и высота зуба

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

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

2.3. Допускаемые напряжения. Для неподвижного соединения при средних условиях эксплуатации и твердости < 350 ПВ по табл. 1.8 принимаем $[\sigma]_{см} = 60$ МПа.

2.4. Расчетная длина зубьев при $K_z = 1,3$ из условия прочности на смятие

$$\sigma_{см}^{расч} = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K_z}{d_{ср} z h l_{расч}},$$

отсюда

$$l_{расч} = \frac{2 \cdot 10^3 T K_z}{d_{ср} z h [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 210 \cdot 1,3}{48 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 60} = 19,7 \text{ мм}.$$

2.5. Длина ступицы колеса

$$l_{ст} = l_{расч} + 6 \text{ мм} = 19,7 + 6 = 25,7 \text{ мм}.$$

Принимаем ближайшее значение по R_g 40: $l_{расч} = 28$ мм (ГОСТ 6636-69. табл. 1.11).

Задача 4.2.3. Эвольвентное зубчатое соединение передает вращающий момент $T = 3000$ Нм. Поминальный диаметр зубьев $z = 38$, модуль $m = 1,25$ мм (табл. 1.10). Соединение неподвижное. Твердость поверхности в пределах HB 240 ...300. Определить из условия прочности на смятие длину зуба l . $[\sigma]_{см} = 80$ МПа.

Решение.

3.1. Условие прочности на смятие

$$\frac{T \cdot 10^3}{\varphi A l r_{ср}} < [\sigma]_{см}$$

где φ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рабочим поверхностям зубьев, $\varphi = 0,7...0,8$, обычно принимают $\varphi = 0,75$; A - площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на 1 мм длины, мм²/мм.

Для эвольвентных шлицев

$$A = 0,8mz = 0,8 \cdot 1,25 \cdot 38 = 38 \text{ мм.}$$

Средний радиус

$$r_{ср} = 0,5d_a, \text{ где } d_a = D - 0,2m; r_{ср} = 0,5(50 - 0,2 \cdot 1,25) = 24,875 \text{ мм.}$$

3.2. Определить длину зуба l из условия прочности на смятие

$$l \geq \frac{T \cdot 10^3}{\varphi A r_{ср} [\sigma]_{см}} = \frac{3000 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 38 \cdot 24,875 \cdot 80} = 56,5 \text{ мм.}$$

Округлить по ГОСТ 6636-69 R_g 40:

$l = 60$ мм. Длина ступицы колеса (или блика):

$$l_{ст} = D + (4 \dots 6) \text{ мм.}$$

Таблица 1.11 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры	Ряды			Дополнительные размеры
R_a 10	R_a 20	R_a 40		R_a 10	R_a 20	R_a 30		R_a 10	R_a 20	R_a 40	

8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	40	40	49	41 44	200	200	200 210	205
	9,0	9,0 9,5	9,2 9,8		45	45 48	46 49		220	220 240	
10	10	10 10,5	10,2 10,8	50	50	50 53	52 55	250	250 260		
	11	11 11,5	11,2 11,8		56	56 60	58 62		280	280 300	270 290 310
12	12	12 13	12,5	63	63	63 67	65	320	320	320 340	330
	14	14 15	13,5 14,5 15,5		71	71 75	70 73 78		360	360 380	
16	16	16 17	16,5 17,5	80	80	80 85	82	400	400	400 420	410 440
	18	18 19	18,5 19,5		90	90 95	92 98		450	450 480	
20	20	20 21	20,5	100	100	100 105	102	500	500	500 530	515
	22	22 24	21,5 23,0		110	110	108 112 115 118 120		560	560 600	
25	25	25 26		125	125	130		630	630	630 670	615 650
	28	28 30	27 29		140	140 150	135 145		710	710 50	
32	32	32 34	31 33	160	160	160 170	155 165	800	800	800 850	775 825
	36	36 38	35 37 39		180	180 190	175 185 195		900	900 950	

4.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 4.3.1. Проверить прочность прямобочного зубчатого соединения блока шестерен с валом коробки перемены передач (КПП) токарного станка по следующим данным (рис. 4.3.1): передаваемый вращающий момент $T = 100$ Н м; $D = 26$ мм; длина ступицы блока $l = 40$ мм. Материал вала — сталь 45, блока шестерен — сталь 40, Рабочие поверхности зубьев

термически обработаны и шлифованы. $[\sigma]_{\text{см}} = 30 \dots 50$ МПа. Входные данные для задачи 4.3.1 в таблице 4.3.1.

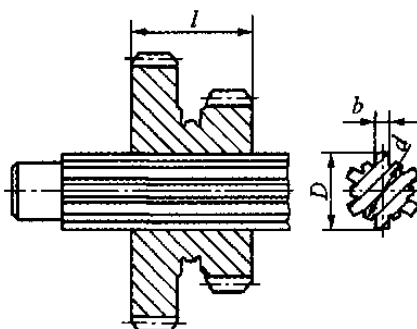


Рисунок 4.3.1 – Прямобочное зубчатое соединение

Таблица 4.3.1 - Входные данные для задачи 4.3.1

№ варианта	T , Нм	D , мм	l , мм	$[\sigma]_{\text{см}}$
1	90	24	30	30
2	92	26	32	32
3	94	28	34	36
4	96	30	36	38
5	98	32	38	40
6	100	34	40	42
7	102	36	42	44
8	104	38	44	46
9	106	40	46	48
10	108	24	48	50
11	110	26	50	30
12	112	28	30	32
13	114	30	32	36
14	116	32	34	38
15	118	34	36	40
16	120	36	38	42
17	90	38	40	44
18	92	40	42	46
19	94	24	44	48
20	96	26	46	50
21	98	28	48	30
22	100	30	50	32
23	102	32	30	36
24	104	34	32	38

25	106	36	34	40
26	108	38	36	42
27	110	40	30	44
28	112	24	32	46
28	114	26	34	48
30	116	28	36	50

4.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 4.4.1. Эвольвентное зубчатое соединение передает вращающий момент T Нм. Поминальный диаметр зубьев z , модуль m мм (табл. 1.10). Соединение неподвижное. Твердость поверхности в пределах HB 240 ...300. Определить из условия прочности на смятие длину зуба l . $[\sigma]_{\text{см}}$ МПа. Входные данные для задачи 4.4.1 в таблице 4.4.1.

Таблица 4.4.1 - Входные данные для задачи 4.3.1

№ варианта	T , Нм	z	HB	$[\sigma]_{\text{см}}$
1	2500	24	240	70
2	2600	26	242	72
3	2650	28	244	76
4	2700	30	246	78
5	2750	18	248	80
6	2800	34	250	82
7	3000	36	252	84
8	3100	38	254	86
9	3150	40	256	88
10	3200	24	258	90
11	3250	26	260	70
12	3300	28	262	72
13	3350	30	264	76
14	3400	32	268	78
15	3450	34	270	80
16	3500	36	272	82
17	2500	38	274	84
18	2600	40	276	86
19	2650	24	278	88
20	2700	26	280	90
21	2750	28	282	70
22	2800	30	284	72
23	3000	32	286	76

24	3100	34	288	78
25	3150	36	290	80
26	3200	38	292	82
27	3250	40	294	84
28	3300	24	296	86
28	3350	26	298	88
30	3400	28	300	90

Часть 5. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Резьбовые соединения — это самый распространенный вид разъемных соединений. Они осуществляются болтами, винтами, шпильками, гайками и т. п.

Основным элементом соединения является резьба, образуемая нарезанием или накаткой на детали по винтовой линии (рис. 5.1.1, 5.1.2).

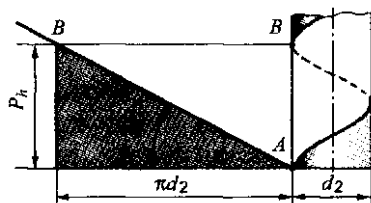


Рисунок 5.1.1 - Винтовая линия резьбы

ψ — угол подъема резьбы

Резьбы классифицируются по форме поверхности, на которой образуется резьба: цилиндрические и конические. По форме профиля различают типы:

треугольные (рис. 5.1.3, а);

упорные (рис. 5.1.3, б);

трапецеидальные (рис. 5.1.3, в);

прямоугольные (рис. 5.1.3, г);

круглые (рис. 5.1.3, д).

При подъеме винтовой линии слева на право — резьба правая, у левой — справа налево.

Резьбы делятся на многозаходные и однозаходные (рис. 5.1.4).

По назначению различают:

крепежные;

крепежно-уплотняющие;

ходовые (для преобразования движения).

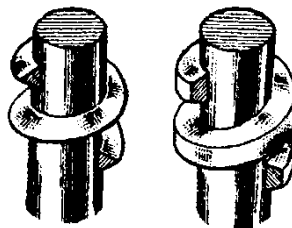


Рисунок 5.1.2— Образование резьбы

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют для соединения деталей, требующих герметичности (рис. 5.1.6).

Крепежные резьбы чаще однозаходные. Резьбы для преобразования движения (вращательное в поступательное и наоборот) применяют в винтовых механизмах (в ходовых и грузовых винтах). Они имеют трапецеидальный профиль, резе — прямоугольный.

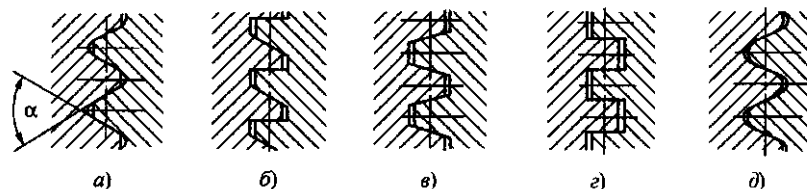


Рисунок 5.1.3- Формы профиля резьбы:

a — треугольная; *б* — упорная; *в* — трапецеидальная; *г* — прямоугольная; *д* — круглая

Достоинства резьбовых соединений:

- простота конструкции, технологичность;
- удобство сборки, разборки;
- высокая нагрузочная способность;
- малые габариты соединений;
- стандартизация изделий.

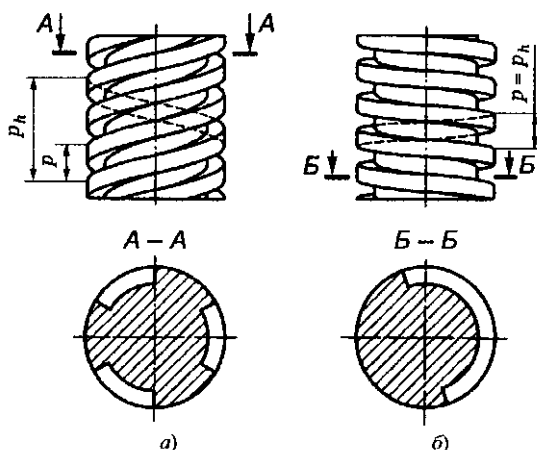


Рисунок 5.1.4- Виды резьб

a — трехзаходная; *б* — однозаходная

Недостаток: наличие резьбы создает концентрацию напряжений на поверхности деталей, что снижает их прочность при переменных напряжениях.

Геометрические параметры резьбы

Основными параметрами цилиндрической резьбы являются:

d — номинальный диаметр (нагруженный диаметр резьбы винта);

d_1 — внутренний диаметр резьбы гайки;

d_3 — внутренний диаметр резьбы винта;
 d_2 — средний диаметр резьбы, на котором ширины профилей винта и гайки совпадают;

p — шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей;

p_h — ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (рис. 5.1.4, а, б).

Для однозаходной резьбы $p_h = p$.

Для многозаходной резьбы $p_h = z \cdot p$, где z — число заходов.

Ход равен пути перемещения винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке;

α — угол профиля резьбы; наиболее распространенной является метрическая резьба, для которой $\alpha = 60^\circ$.

γ — угол наклона боковой стороны профиля (рис. 5.1.5);

ψ — угол подъема резьбы (рис. 5.1.1);

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_h}{\pi d_2}$$

Основные типы резьб. *Метрическая резьба* — изготавливается по стандарту с крупным и мелким шагом (табл. 1.12). Угол наклона у боковой стороны профиля дает возможность самоторможения и обеспечивает восприятие больших осевых сил (рис. 5.1.5). Мелкие резьбы применяют в соединениях, работающих при переменных нагрузках.

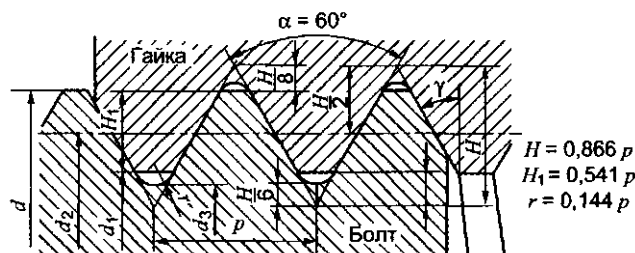


Рисунок 5.1.5– Метрическая резьба

Дюймовая резьба имеет профиль равнобедренного треугольника с углом при вершине $\alpha = 55^\circ$. Число витков задают на дюйм (1 дюйм = 25,4 мм). В РФ используется при ремонта импортного оборудования.

Трубная резьба имеет профиль равнобедренного треугольника с закругленными выступами и впадинами (рис. 5.1.6).

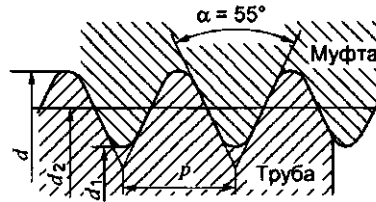


Рисунок 5.1.6– Трубная резьба

Трапецидальная резьба — основная в передаче винт—гайка. Профиль — равнобочная трапеция, угол профиля $\alpha = 30^\circ$, угол наклона боковой стороны $\gamma = 15^\circ$ (рис. 5.1.7). Характеризуется технологичностью, малыми потерями на трение, КПД выше, чем у резьб треугольного профиля. Применяется для реверсивных передач под нагрузкой (домкраты, прессы, ходовые винты станков).

Упорная резьба (рис. 5.1.8). Профиль — неравнобочная трапеция с $\gamma = 3^\circ$. Применяют в передаче винт—гайка при больших односторонних нагрузках (винты домкратов, прессов).

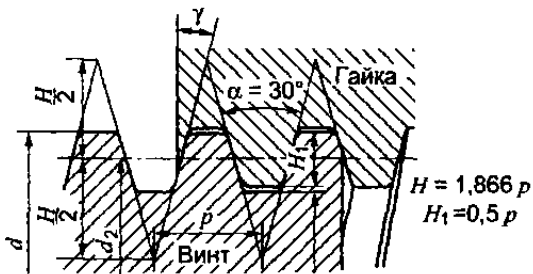


Рисунок 5.1.7– Трапецидальная резьба

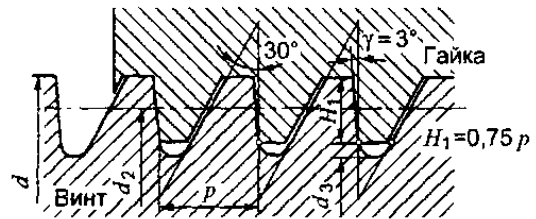


Рисунок 5.1.8– Упорная резьба

Прямоугольная резьба (рис. 5.1.9). Профиль резьбы — квадрат, $\gamma = 0^\circ$. Имеет самый высокий среди резьб КПД, но затруднительна в изготовлении. Затруднение вызваны тем, что эту резьбу нельзя фрезеровать и шлифовать, т. к. угол профиля $\alpha = 0^\circ$. Не стандартизирована. Применение ограничено (малонагруженные передачи винт—гайка).

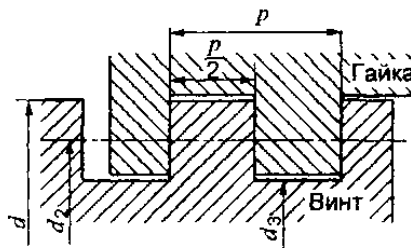
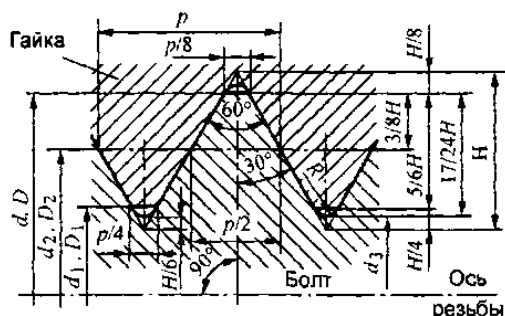


Рис. 5.1.9. Прямоугольная резьба

Таблица 1.12 - Основные размеры метрической резьбы, мм (по ГОСТ 9150-81. ГОСТ 8724-81)



d, D — наружные диаметры соответственно наружной резьбы (болта) и внутренней резьбы (гайки);

d_2, D_2 — средние диаметры соответственно болта и гайки;

d_1, D_1 — внутренние диаметры соответственно болта и гайки;

d_3 — внутренний диаметр болта по дну впадины;

p — шаг резьбы;

H — высота исходного треугольника.

Номинальные значения диаметров резьбы должны соответствовать указанным на чертеже и в таблице.

Шаг резьбы p	Диаметр резьбы			
	наружный	средний	внутренний	внутренний по дну впадины
С крупным шагом				
0,40	2,0	1,740	1,567	1,509
0,45	(2,2)	1,908	1,713	1,648
0,45	2,5	2,208	2,013	1,948
0,50	3,0	2,675	2,459	2,387
0,60	(3,5)	3,110	2,850	2,764
0,70	4	3,546	3,242	3,141
0,75	(4,5)	4,013	3,688	3,580
0,80	5	4,480	4,134	4,019
1	6	5,350	4,918	4,773
1,25	8	7,188	6,647	6,466
1,50	10	9,026	8,376	8,160
1,75	12	10,863	10,106	9,853

Продолжение табл. 1.12

Шаг резьбы p	Диаметр резьбы			
	наружный	средний	внутренний	внутренний по дну впадины
2	(14)	12,701	11,835	11,546
2	16	14,701	13,835	13,546
2,5	(18)	16,376	15,294	14,933
2,5	20	18,376	17,294	16,933

2,5	(22)	20,376	19,294	18,933
3	24	22,051	20,752	20,319
3	(27)	25,051	23,752	23,319
3,5	30	27,727	26,211	25,706
3,5	(33)	30,727	29,211	28,706
4	36	33,402	31,670	31,093
4	(39)	36,402	34,670	34,093
4,5	42	39,077	37,129	36,479
4,5	(45)	42,077	40,129	39,479
5	48	44,752	42,587	41,866
5	(52)	48,752	46,587	45,866
5,5	56	52,428	50,046	49,252
5,5	(60)	56,428	54,046	53,252
6	64	60,103	57,505	56,639
6	(68)	64,103	61,505	60,639

Конструктивные формы резьбовых соединений. Наиболее распространение среди резьбовых деталей получили крепежные болты, шпильки, винты, гайки.

Соединение болтом (рис. 5.1.10, *а*) применяют для деталей сравнительно малой толщины, а также при многократной разработке и сборке соединений. При большой толщине соединяемых деталей предпочтительны шпильки (рис. 5.1.10, *в*).

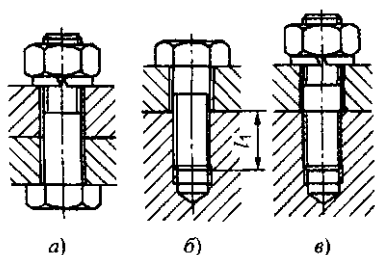


Рисунок 5.1.10. Виды резьбовых соединений: *а* — соединение болтом; *б* — соединение винтом; *в* — соединение шпилькой

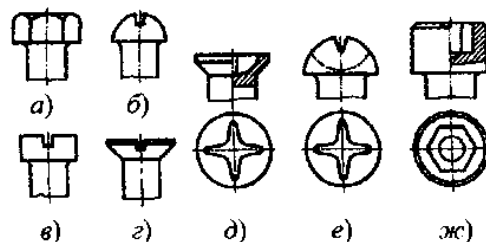


Рисунок 5.1.11. Формы головок болтов: *а* - шестигранные; *б, е* — полукруглые; *е, ж* — цилиндрические; *г, д* — по тайные.

Болты и крепежные винты различают по форме головок, форме стержня, а также по степени точности изготовления (рис. 5.1.11).

Чаще применяют болты и винты с шестигранной головкой, так как они позволяют приложить больший момент заворачивания и получить большие силы затяжки деталей.

Гайки различают в зависимости от формы, высоты и точности изготовления (рис. 1.46, 1.47).

Шайбы подкладывают под гайки увеличивая этим опорную поверхность и предохраняя детали от задиrow. Существуют шайбы пружинные, стопорные и др. применяемые для предохранения резьбовых деталей от самоотвинчивания.

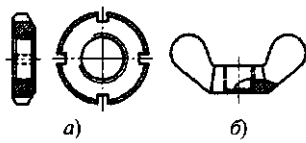


Рисунок. 5.1.12 - Виды гаек:
а — гайка круглая, б — гайка-барашек

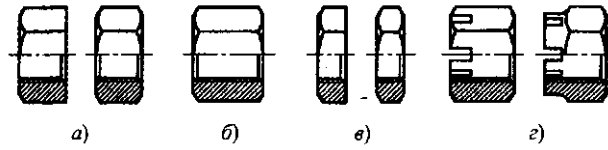


Рисунок 5.1.13 - Гайки шестигранные:
а — нормальной высоты; б — высокая; в — узкие; г — корончатые

КПД винтовой пары. При переменных нагрузках условие самоторможения не наблюдается, поэтому применяют различные способы стопорения.

КПД винтовой пары л определяется как отношение полезной работы W_n на винте к затраченной W_3 за один оборот винта или гайки.

$$W_n = F p_n = F \pi d_2 t g \psi; \quad W_3 = F_t \pi d_2 = F t g (\psi + \varphi') \pi d_2;$$

$$\eta = \frac{W_n}{W_3} = \frac{t g \psi}{t g (\psi + \varphi')}$$

где ψ — угол подъема резьбы; φ' — приведенный угол трения,

$$\varphi' = \arctg f';$$

f' — приведенный коэффициент трения (рис. 5.1.1).

Значение КПД имеет смысл для передачи винт—гайка. Для повышения КПД применяют многозаходную резьбу с углом подъема ψ до 40° , а также антифрикционные материалы (бронзу и др.), вводят смазочные материалы.

Классы прочности и материалы резьбовых изделий. Стальные болты, шпильки и винты изготовляют 12 классов прочности, которые обозначают двумя числами, разделенными точкой: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8 и т. д. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение временного сопротивления σ_B в Н/мм² (МПа); произведение чисел, умноженное на 10, определяют предел текучести σ_T в Н/мм².

Класс прочности деталей выбирается в зависимости от степени нагруженности. При малой нагруженности принять 5.6; 6.6 — для средней нагруженности; 12.9 — для высокой нагруженности.

Таблица 1.13 - Классы прочности и механические характеристики болтов, гаек (выборка)

Класс прочности	Временное сопротивление ств, Н/мм ² (МПа)	Предел текучести от, Н/мм ² (МПа)	Марка стали	
			болта	гайки
4.6	400	240	20	20, СтЗкпЗ
5.6	500	300	30, 35	10, 10кп
6.8	600	360	20, 20кп	15, 15кп

Для стандартных крепежных резьбовых деталей общего назначения применяют низко- и среднеуглеродистые стали по ГОСТ 1759.4—87.

Таблица 1.14 - Механические характеристики марок сталей

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа	Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1} , МПа
СтЗ и 10	340	200	160	30Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХГСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВТ16	1200	-	350
40	600	360	240				

Углеродистые стали 10...35 являются дешевыми и позволяют изготовлять болты, винты, гайки методом штамповки с последующей накаткой резьбы. Легированные стали 30Х, 30ХГСА применяют при высоких нагрузках на детали, испытывающих переменные и ударные нагрузки.

Значения допускаемых напряжений определяют в зависимости от предела текучести σ_T , так как в большинстве случаев резьбовые изделия изготовляют из пластичных материалов.

При расчете на растяжение: $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T}$, (σ_T — см. табл. 1.14).

При расчете на срез: $[\tau]_{cp} = 0,4 \sigma_T$.

При расчете на смятие: $[\sigma]_{cm} = 0,8 \sigma_T$.

Значения допускаемого коэффициента запаса прочности $[s]_T$ зависят от характера нагрузки, качества монтажа (контролируемая или неконтролируемая затяжка), материала крепежных деталей из углеродистых сталей:

для незатянутых соединений $[s]_T = 1,5...2$ (в общем машиностроении);

для грузоподъемного оборудования $[s]_T = 3...4$;

для затянутых соединений $[s]_T = 1,3...2$, (при контролируемой затяжке) и $[s]_T$ — при неконтролируемой затяжке.

Таблица 1.15. Значение допускаемого коэффициента запаса [s]

Материал болта	[s]Т при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке при		
	М6...М16	М16...М30	М30...М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Типовые схемы расчета болтов

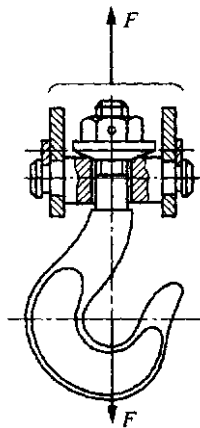


Рисунок 5.1.14 – Напряжение стержня винта растягивающей силой

Опыт эксплуатации машин, аппаратов показал, что отказы соединений обычно происходят из-за разрушения резьбовых изделий и разгерметизации стыков. Как правило происходит поломка болтов и шпилек по резьбовой части. Реже встречаются поломки болтов под головкой и срез резьбы в гайке. Рассмотрим некоторые случаи нагружения болтов (винтов).

1. Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой F (рис. 5.1.14). Опасным является сечение резьбы по диаметру d_1 — внутренний диаметр резьбы.

Условие прочности при растяжении:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p; \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \text{ (мм);}$$

F — Н; $[\sigma]_p$ — МПа.

Расчетный диаметр d_1 — согласовать со стандартом и записать найденный номинальный диаметр резьбы.

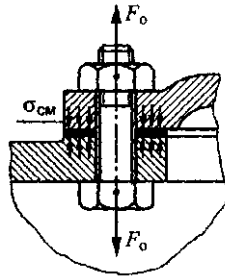


Рисунок 5.1.15

2. Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (крепление крышек корпусов редукторов, крепление герметичных крышек). Болт затягивается осевой силой F_0 и закручивается моментом сил трения в резьбе (рис. 5.1.15).

Напряжение растяжения от силы $F_{зат}$:

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_{расч}^2},$$

где $d_{расч} = d - 0,94p$;

d и p — наружный диаметр резьбы и шаг резьбы;

$F_{зат}$ - на практике определяют:

$F_{зат} = K_{зат}F$, где F — внешняя нагрузка на один болт;

$K_{зат}$ — коэффициент затяжки по условию нераскрытия стыка.

При постоянной нагрузке $K_{зат} = 1,25...2$.

При переменной нагрузке $K_{зат} = 2,5...4$.

При металлической фасонной прокладке $K_{зат} = 2...3$.

При металлической плоской прокладке $K_{зат} = 3...5$.

Напряжение кручения от трения в резьбе

$$\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_p} = \frac{0,5F_0 d_2 t g(\psi + \varphi')}{0,2d_{расч}^3}$$

где ψ — угол подъема резьбы;

φ' — приведенный угол трения.

Эквивалентное напряжение по теории энергии формоизменения

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma].$$

Подставляя выражение σ_p и $\tau_{кр}$ в формулу $\sigma_{экр}$ и принимая для стандартных болтов с метрической резьбой $\psi = 2^\circ 30'$, $d_2/d_1 = 1,12$ и $f = 0,15$; чему соответствует $\varphi' = 8^\circ 40'$, получим:

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma_p.$$

Итак, расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, т. е. $F_{\text{расч}} = 1,3F_0$. Расчетный диаметр болта:

$$\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi d_{\text{расч}}^2} \leq [\sigma]_p,$$

следовательно

$$d_{\text{расч}} \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}},$$

где $[\sigma]_p$ — см. гл. 1, п. 5.5.

$d_{\text{расч}}$ согласовать с ГОСТ 9150—81 по табл. 1.12.

3. Болтовые соединения, нагруженные поперечной силой Q .

Болт поставлен в отверстие с зазором (рис. 5.1.16, а) и затянут так, чтобы сила трения возникающая между поверхностями соприкасающихся деталей, обеспечила нормальную работу соединения без смещения деталей. Расчет болта ведут по силе затяжки:

$$F_0 = \frac{KQ}{ifz},$$

где $K=1,4...2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей, при статической нагрузке $K=1,3...1,5$, при переменной нагрузке $K=1,8...2$;

f — коэффициент трения для стальных и чугунных поверхностей $f=0,15...0,2$;

i — число стыков (на рис. 5.1.16, а $i=1$; на рис. 1.50, в $i=2$);

z — число болтов;

расчетный диаметр резьбы болта определяется по формулам, приведенным в гл. I, п. 5.8;

$[\sigma]_p$ — см. в гл. I, п. 5.7.

Болт поставлен в отверстие из-под развертки без зазора, (рис. 5.1.16, б). Расчет ведется на срез по диаметру стержня d_0 .

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4Q}{iz\pi d_0^2} \leq [\tau]_{\text{ср}} - \text{условие прочности.}$$

$I=1...2$ — число плоскостей среза (на рис. 5.1.16, б $i=1$, на рис. 5.1.16, в $i=2$);

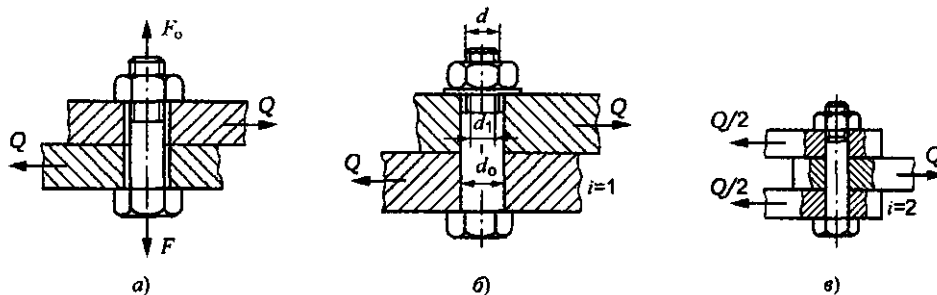


Рисунок 5.1.16

z — число болтов;

$[\tau]_{cp}$ — допускаемое напряжение на срез стержня болта, $[\tau]_{cp} = (0,2..0,3)\sigma_T$; σ_T — см. табл. 1.14.

Проектировочный расчет таких болтов ведется и на смятие по условию прочности:

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{z d_0 \delta} \leq [\sigma]_{см},$$

где δ — толщина более тонкой детали;

$[\sigma]_{см} = (0,8..1,0)\sigma_T$ — для углеродистой стали;

$[\sigma]_{см} = (0,6..0,8)\sigma_T$ — для легированной стали (см. табл. 1.14).

Определить диаметр стержня болта из условия прочности на смятие:

$$d_0 \geq \frac{Q}{z \delta [\sigma]_{см}}.$$

Из двух полученных значений d_0 принимают большее (табл. 1.16):

$$d_0 = d + (1..2) \text{ мм},$$

где d — номинальный диаметр резьбы болта.

4. Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей.

В болтовом соединении болт затянут силой F_0 , и соединение нагружено внешней растягивающей силой F , приходящейся на один болт. Предварительная затяжка обеспечивает герметичность и отсутствие раскрытие стыка (крепление головки блоков цилиндров, люков сосудов высокого давления, крышек подшипников и т. д.) (рис. 5.1.17).

При действии внешней осевой растягивающей силы F часть внешней силы χF дополнительно нагружает болт, остальная часть $F - \chi F = F(1 - \chi)$ разгружает стык.

χ — коэффициент основной (внешней) нагрузки.

Суммарная нагрузка, действующая на болт: $F_z = F_0 + \chi F$.

При приближенных расчетах принимают:

$\chi = 0,2...0,3$ — для соединений стальных и чугунных деталей без прокладок;

$\chi = 0,4...0,5$ — для таких же соединений с упругими прокладками.

Таблица 1.16. Болты класса точности А с шестигранной уменьшенной головкой для отверстия

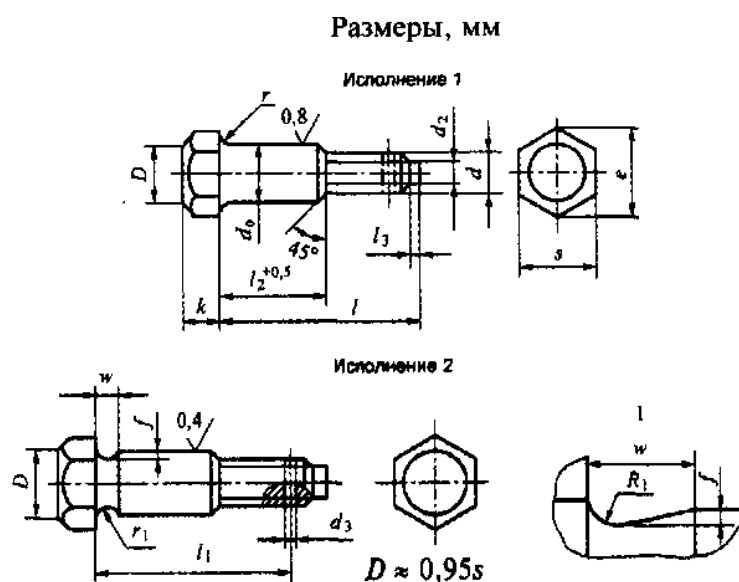


Рисунок 5.1.17

Диаметр резьбы d	6	8	10	12	16	20	24	30	36	42	48	
Шаг резьбы	крупный	1	1,25	1,5	1,75	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
	мелкий	—	1	1,25	1,25	1,5	1,5	2	2	3	3	3
Диаметр стержня d_0	7	9	11	13	17	21	25	32	38	44	50	
Размер под ключ S	10	12	14	17	22	27	32	41	50	60	70	
Высота головки k	4	5,5	7,0	8,0	10	13	15	19	23	26	30	
Диаметр описанной окружности e , не менее	11,0	13,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8	45,9	56,1	67,4	78,6	
Диаметр болта d_2	4,0	5,5	7,0	8,5	12,0	15,0	18,0	23,0	28,0	33,0	38,0	
Длина конца болта $l_3 \approx$	1,5	1,5	2,0	2,0	3,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	8,0	
Диаметр отверстия d_1	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	4,0	5,0	6,3	6,3	8,0	8,0	

Продолжение табл. 1.16

Диаметр резьбы d	6		8		10		12		16		20		24		30		36		42		48	
Длина болта l	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2	l_1	l_2
20	—	8	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
25	19,	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

	5																				
30	24,5	18	24,5	15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35	29,5	23	29,5	20	29,5	17	—	13	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
40	34,5	25	34,5	22	34,5	20	33	18	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
45	39,5	30	39,5	27	39,5	25	38	23	—	17	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
50	44,5	35	44,5	32	44,5	30	45	28	41	22	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
55	49,5	40	49,5	37	49,5	35	48	33	46	27	—	23	—	—	—	—	—	—	—	—	—
60	54,5	45	54,5	42	54,5	40	53	38	51	32	50	28	—	22	—	—	—	—	—	—	—
65	59,5	50	59,5	47	59,5	45	58	43	56	37	55	33	—	27	—	—	—	—	—	—	—
70	64,5	55	64,5	52	64,5	50	63	48	61	42	60	38	59	32	—	—	—	—	—	—	—
75	69,5	60	69,5	57	69,5	55	68	53	66	47	65	43	64	37	—	25	—	—	—	—	—
80	—	—	74,5	62	74,5	60	73	58	71	52	70	48	69	42	—	30	—	—	—	—	—
90	—	—	—	—	84,5	70	83	68	81	62	80	58	79	52	76	40	—	35	—	—	—
100	—	—	—	—	94,5	80	93	78	91	72	90	68	89	62	86	50	84	45	—	—	—
110	—	—	—	—	104,5	85	103	82	101	78	100	72	99	65	96	60	94	55	91	45	—
120	—	—	—	—	114,5	95	113	92	111	88	110	82	109	75	106	70	104	65	101	55	100
130	—	—	—	—	—	123	102	121	9	120	9	119	8	118	8	117	7	116	6	115	6

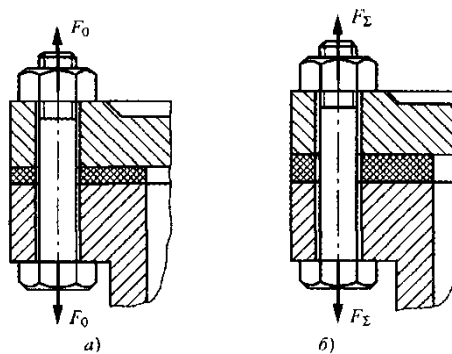


Рисунок 5.1.17 - Болтовое соединение

Из условия нераскрытия стыка:

$$F_0 = K_{зат}(1 - \chi)F,$$

где $K_{зат}$ — коэффициент запаса предварительной затяжки:

$K_{зат} 1,2...5,2$ — при постоянной нагрузке,

$K_{зат} = 2,5...4$ — при переменной нагрузке.

С учетом кручения при затяжке расчет ведется по формуле

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + \chi F.$$

Расчетный диаметр резьбы болта определяется по формуле

$$d_{\text{расч}} \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}} \quad \text{-(табл. 1.16)}.$$

5.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 5.2.1. Подобрать болты для соединения стальных планок по данным:

$F = 5,5$ кН — растягивающая сила планки 1,3 и 2 (рис. 5.2.1);

$Z = 2$ — число болтов. Материал болтов Ст3;

$f = 0,17$ — коэффициент трения на стыке деталей;

класс прочности — 3,6, затяжка неконтролируемая.

Решение.

1.1. Болт поставлен с зазором, расчет ведется из условия прочности на растяжение с кручением. По табл. 1.14 для Ст3 находим предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа, по табл. 1.15, находим $[s]_T = 4$.

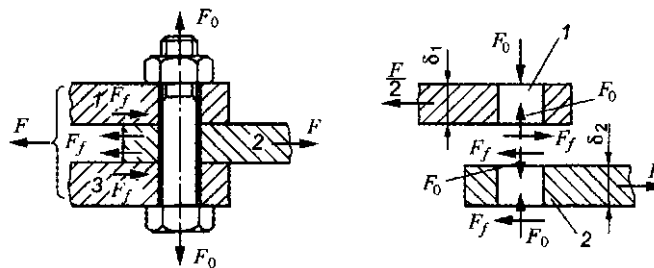


Рисунок 5.2.1

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа}.$$

1.2. Определение силы затяжки при условии отсутствия сдвига деталей

$$F \leq F_f i = F_f f i,$$

где F_f — сила трения; $i = 2$ — число стыков, отсюда

$$F_0 = \frac{F}{f i};$$

учитывая коэффициент запаса по сдвигу, получим

$$F_0 = \frac{KF}{fiz'}$$

где z — число болтов, $K=1,7$, тогда

$$F_0 = \frac{1,7 \cdot 5,5 \cdot 10^3}{0,17 \cdot 2 \cdot 2} = 13750 \text{ Н.}$$

1.3. Условие прочности по эквивалентным напряжениям

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_0}{\pi d_{\text{расч}}^2} \leq [\sigma]_p,$$

отсюда

$$d_{\text{расч}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 13750}{\pi \cdot 50}} = 21,4 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9150—81 (табл. 1.12): $d_1 = 23,319$ мм, номинальный диаметр М27, шаг резьбы $p = 3$ мм;

Примечание. М27 — не рекомендуется. Примем М30, $p = 3,5$ мм.

Задача 5.2.2. Определить диаметр болта из расчета на срез по условиям задачи 1, но болт поставлен без зазора в калиброванное отверстие.

Затяжка болта не обязательна, силы трения в стыке не учитываются. Диаметр стержня болта больше диаметра нарезанной части на 1... 1,5 мм, что предохраняет резьбу от смятия (рис. 5.2.2).

Класс прочности 3.6, $\sigma_T = 200$ МПа.

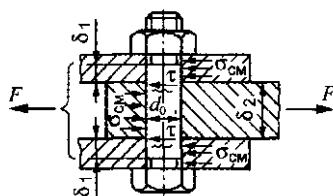


Рисунок 5.2.2

Решение.

2.1. Условие прочности при срезе

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{Q}{A_{\text{ср}}} = \frac{F \cdot 4}{\pi d_0^2 iz} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где Q — поперечная сила в сечении болта; $z = 2$; $i = 2$
 F — внешняя сила $Q = F$;

d_0 — диаметр стержня по ГОСТ 7817—80 (табл. 1.16).
Для материала болта

$$[\tau]_{\text{ср}} = 0,25\sigma_T = 0,25 \cdot 200 = 50 \text{ МПа.}$$

Принимаем $d_0 = 7$ мм, резьба М6, $p = 1$ мм (табл. 1.16).

2.2. Определить диаметр стержня:

$$d_0 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{iz[\tau]_{\text{ср}}}} = 1,13 \sqrt{\frac{5,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 50}} = 5,92 \text{ мм.}$$

Задача 5.2.3. Крышка подшипника крепится к корпусу винтами, затянутыми при сборке для обеспечения герметичности узла подшипника. Винты испытывают силу затяжки F_0 и воспринимают осевую силу $F=30$ кН, направленную на узел подшипника. Винты из Ст3, от $\sigma_T=200$ МПа (табл. 1.14), число винтов $z = 6$.

Определить диаметр винта (рис. 5.2.3).

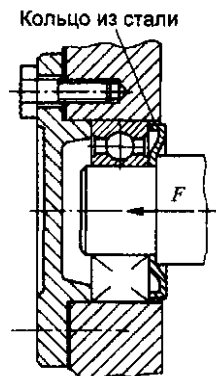


Рисунок 5.2.3

Решение.

3.1. Допускаемое напряжение на растяжение; нагрузка на один винт

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T} = \frac{200}{4} = 50 \text{ МПа; } F_{\text{болт}} = \frac{F}{z} = \frac{30}{6} = 5 \text{ кН.}$$

σ_T - см. табл. 1.14; $[s]_T$ — табл. 1.15; для Ст3, затяжка неконтролируемая.

3.2. Сила затяжки, обеспечивающая нераскрытие стыка.

$$F_0 = K_{\text{зат}}(1 - \chi)F_{\text{болт}} = 1,3(1 - 0,4)5 = 3,9 \text{ кН}$$

где χ — коэффициент внешней нагрузки, $\chi = 0,4$.

3.3. Расчетная сила с учетом влияния кручения

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + \chi F_{\text{болт}} = 1,3 \cdot 3,9 + 0,4 \cdot 5 = 7,06 \text{ кН.}$$

3.4. Расчетный диаметр резьбы винта

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,06 \cdot 10^3}{\pi \cdot 50}} = 15,9 \text{ мм.}$$

По табл. 1.12 (ГОСТ 9150—81) принимаем винт М20, шаг резьбы $p = 2,5$ мм. Для выбранного винта внутренний диаметр резьбы $d_1 = 17,294$ мм. Болт М20 подходит, так как $d_1 > d_p = 15,9$ мм.

Задача 5.2.4. Подобрать болты для соединения крышки с цилиндрическим сосудом сжатого воздуха при следующих данных: давление сжатого воздуха в цилиндре $p = 0,5$ МПа, внутренний диаметр крышки $D = 40$ мм, число болтов $z = 14$. Материал болтов сталь 20, класс прочности болтов 4.6. Затяжка болтов контролируемая. Прокладка полиэтиленовая (рис. 5.2.4).

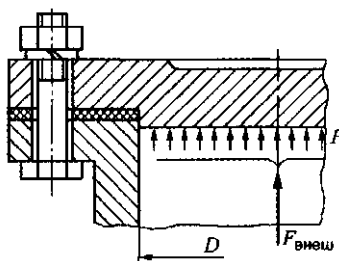


Рисунок 5.2.4

Решение:

4.1. Болты соединения считаем одинаково нагруженными. Внешняя нагрузка $F_{\text{внеш}}$ силы давления сжатого воздуха

$$F_{\text{внеш}} = p \frac{\pi D^2}{4} = 0,5 \cdot 10^6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,41^2}{4} = 66000 \text{ Н.}$$

Сила, приходящаяся на один болт

$$F = \frac{F_{\text{внеш}}}{z} = \frac{66 \cdot 10^3}{14} = 4700 \text{ Н.}$$

4.2. Определить силу затяжки болтов, приняв $K_{\text{зам}} = 2$ (нагрузка постоянная), $\chi = 0,5$ (соединение с упругой прокладкой).

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_0 + \chi F = 1,3 \cdot 4700 + 0,5 \cdot 4700 = 8450 \text{ Н.}$$

4.3. Для болтов из стали 20 и класса прочности 4.6 по табл. 1.13 находим $\sigma_T = 240$ МПа; при контролируемой затяжке запаса прочности $[s]_T = 1,7 \dots 2,2$, принимаем $[s]_T = 2$.

4.4. Определить расчетный диаметр резьбы болта.

$$d_{\text{расч}} \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}}; \quad [\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[s]_T} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа.}$$

$$d_{\text{расч}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8450}{\pi \cdot 120}} = 8,2 \text{ мм.}$$

По табл.1.12 (ГОСТ 9150—81) принимаем М10, шаг резьбы $p = 1,5$ мм. Для принятого болта М10 внутренний диаметр резьбы $d_1 = 8,376$ мм. Болт М10 подходит, так как $d_1 = 8,376 \text{ мм} > d_{\text{расч}} = 8,2 \text{ мм}$.

Задача 5.2.5. Болт с эксцентричной головкой (рис. 5.2.5) имеет резьбу М24. Определить, при каком усилии затяжки V эквивалентное напряжение для опасной точки стержня болта будет равно допускаемому $[\sigma]_p = 120 \text{ Мн/м}^2$. Эксцентриситет $e = 0,7d$. Коэффициент трения в резьбе $f = 0,15$. При расчете использовать гипотезу энергии формоизменения. Сравнить полученное значение V с допускаемым для болта того же диаметра, имеющего центральную головку.

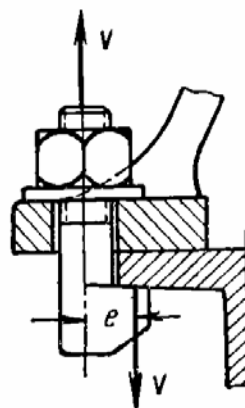


Рисунок 5.2.5

Решение.

5.1. Эквивалентное напряжение при работе стержня болта на одновременное действие растяжения, изгиба и кручения:

$$\sigma_{\sigma V} = \sqrt{(\sigma_p + \sigma_u)^2 + 3\tau_k^2}.$$

5.2. Напряжение от растяжения

$$\sigma_p = \frac{V}{F} = \frac{V}{3,24 \cdot 10^{-4}} = 3090V.$$

5.3. Напряжение от изгиба в опасной точке поперечного сечения

$$\sigma_u = \frac{M}{W} = \frac{V \cdot e}{\frac{\pi d_{ном}^3}{32}} = \frac{V \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 10^{-3}}{\frac{3,14(20,32 \cdot 10^{-3})^3}{32}} = 20350V$$

здесь $d_{ном} = d - 1,226S = 24 - 1,226 \cdot 3 = 20,32$ мм.

5.4. Напряжение от кручения в опасной точке поперечного сечения

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{\frac{\pi d_{ном}^3}{16}} = \frac{V \cdot \frac{d_{cp}}{2} \operatorname{tg}(\lambda + \rho')}{\frac{\pi d_{ном}^3}{16}} = \frac{V \cdot \frac{22,05 \cdot 10^{-3}}{2} \operatorname{tg}(2^\circ 29' + 9^\circ 48')}{\frac{3,14(20,32 \cdot 10^{-3})^3}{16}} = 1455V$$

где

$$d_{cp} = 22,05 \text{ мм};$$

$$\lambda = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi d_{cp}} = \operatorname{arctg} \frac{3}{3,14 \cdot 22,05} = \operatorname{arctg} 0,0433 = 2^\circ 29';$$

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \operatorname{arctg} 0,173 = 9^\circ 48'.$$

5.5. Подставляя значения напряжений в формулу $\sigma_{\sigma V}$ и приравнивая его $[\sigma]_p$, получаем

$$\sigma_{\sigma V} = V \sqrt{(3090 + 20350)^2 + 3 \cdot 1455^2} = 120 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2,$$

откуда

$$[V] = 5090 \text{ Н} = 5,09 \text{ кН}.$$

5.6. Для болта с центральным напряжением $\sigma_u = 0$ и

$$\sigma_{\sigma V} = V \sqrt{3090^2 + 3 \cdot 1455^2} = 3905V = 120 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$$

откуда

$$[V] = \frac{120 \cdot 10^6}{3905} = 30,1 \cdot 10^3 \text{ Н} = 30,1 \text{ кН}.$$

Допускаемая нагрузка для болта с эксцентричной головкой оказалась на 83,1% ниже, чем для центрально напряженного болта.

Задача 5.2.6. Определить коэффициент полезного действия метрической резьбы М30 при коэффициенте трения в резьбе $f=0,15$.

Решение.

6.1. Основные размеры резьбы следующие: $d = 30 \text{ мм}$, $d_1 = 26,211 \text{ мм}$, $d_2 = 27,727 \text{ мм}$, $p = 3,5 \text{ мм}$.

КПД резьбы

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)} = \frac{0,04}{\operatorname{tg} 13^\circ} = \frac{0,04}{0,2309} = 0,173,$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы, град. Для резьбы М30

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{3,5}{3,14 \cdot 27,727} = 0,04; \quad \psi = 3^\circ;$$

φ – угол трения резьбы,

$$\varphi = \operatorname{arctg} f' \approx 10^\circ,$$

где f' – приведенный коэффициент трения резьбы, град.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \frac{0,25}{0,866} = 0,173.$$

Задача 5.2.7. Какую силу должен приложить рабочий, пользуясь ключом размером 32 мм стандартной длины, если болты изготовлены из стали марки Ст20. Принять коэффициент трения $f=0,15$.

Решение.

7.1. Составим расчетную схему (рис. 5.2.6).

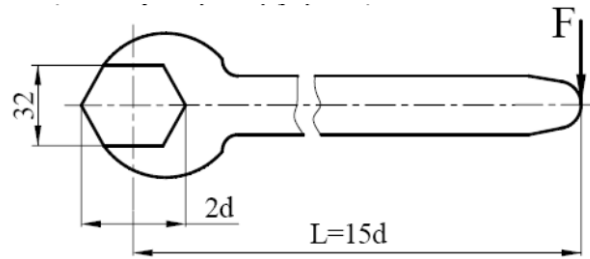


Рисунок 5.2.6 – Расчётная схема

7.2. Размеру под ключ 32 мм соответствуют болты с резьбой М24, у которой $d_1=20,754$ мм, $d_2=22,051$ мм, $p=3$ мм.

7.3. Размер болтов можно определить геометрическим путем (рис. 5.2.7):

$$d = \frac{16}{\sin 60^\circ}.$$

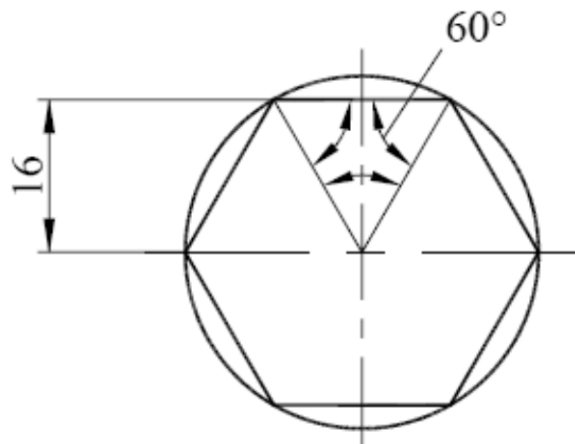


Рисунок 5.2.7 – Расчетная схема

7.4. Запишем условие прочности болтов, поставленных с зазором:

$$\sigma = \frac{4F_{зат} \cdot K}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки болтов; d_1 – диаметр стержня болтов М24, $d_1=20,752$ мм; K – коэффициент, учитывающий напряжение кручения, $K=1,3$.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{240}{2} = 120,$$

где σ_T – предел текучести, $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ для стали 20; $[s]$ – коэффициент запаса прочности для контролируемой затяжки, $[s]=1,5-2,5$.

Определяем силу затяжки болтов $F_{зам}$, H .

$$F_{зам} = \frac{\sigma_T d_1^2}{4 \cdot [s]} = \frac{120 \cdot 3,14 \cdot 20,754^2}{4 \cdot 1,3} = 31211.$$

7.5. По формуле определяем момент трения преодолеваемый рабочим при затяжке болтов.

$$T_{зав} = 0,5 \cdot F_{зам} d_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + tg(\psi + \varphi) \right],$$

где ψ – угол подъема винтовой линии резьбы, град.

$$tg \psi = \frac{p}{\pi d_2} = \frac{3}{3,14 \cdot 22,051} = 0,043.$$

Примем $\psi=3^\circ$.

$$\varphi = arctg f' \approx 10^\circ,$$

где f' – приведенный коэффициент трения резьбы.

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = \frac{0,25}{0,866} = 0,173;$$

$$\begin{aligned} T_{зав} &= 0,5 \cdot 31211 \cdot 22,051 \left[\left(\frac{32}{22,051} \right) \cdot 0,25 + tg 13^\circ \right] = \\ &= 0,5 \cdot 31211 \cdot 22,051 \left[\left(\frac{32}{22,051} \right) \cdot 0,15 + 0,2309 \right] = 134053 \text{ Нмм}. \end{aligned}$$

7.6. Силу F , H , которую должен приложить рабочий к ключу стандартной длины, определим из условия

$$F = \frac{T_{зав}}{15d} = \frac{134053}{15 \cdot 24} = 428 \text{ Н}.$$

5.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 5.3.1. Крышка подшипника крепится к корпусу винтами, затянутыми при сборке для обеспечения герметичности узла подшипника. Винты испытывают силу затяжки F_0 и воспринимают осевую силу F кН, направленную на узел подшипника. Винты из стали, σ_T МПа, $[s]_T$ (табл. 5.3.1), коэффициент внешней нагрузки $\chi=0,4$, число винтов z (табл. 5.3.1). Определить диаметр винта (рис. 5.3.1). Входные данные для задачи 5.3.1 в таблице 5.3.1.

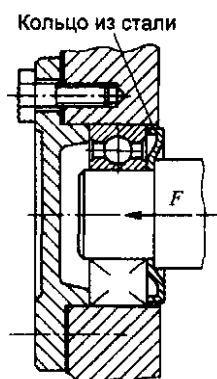


Рисунок 5.3.1

Таблица 5.3.1 - Входные данные для задачи 5.3.1

№ варианта	Болт	Сталь	F , кН	z	$[s]_T$	σ_T , МПа
1	M6...M10	Ст3 и 10	25	4	5...4	200
2	M6...M10	Ст20	26	5	5...4	240
3	M6...M10	Ст35	26,5	6	5...4	300
4	M6...M10	Ст40	27	8	5...4	360
5	M6...M10	Ст30Х	27,5	4	6,5...5	640
6	M6...M10	Ст30ХГСА	28	5	6,5...5	900
7	M16...M30	Ст3 и 10	30	6	5...4	200
8	M16...M30	Ст20	31	8	5...4	240
9	M16...M30	Ст35	31,5	4	5...4	300
10	M16...M30	Ст40	32	5	5...4	360
11	M16...M30	Ст30Х	32,5	6	5...3,3	640
12	M16...M30	Ст30ХГСА	33	8	5...3,3	900
13	M6...M10	Ст3 и 10	25	4	5...4	200
14	M6...M10	Ст20	26	5	5...4	240
15	M6...M10	Ст35	26,5	6	5...4	300
16	M6...M10	Ст40	27	8	5...4	360
17	M6...M10	Ст30Х	27,5	4	6,5...5	640

18	M6...M10	Ст30ХГСА	28	5	6,5...5	900
19	M16...M30	Ст3 и 10	30	6	5...4	200
20	M16...M30	Ст20	31	8	5...4	240
21	M16...M30	Ст35	31,5	4	5...4	300
22	M16...M30	Ст40	32	5	5...4	360
23	M16...M30	Ст30Х	32,5	6	5...3,3	640
24	M16...M30	Ст30ХГСА	33	8	5...3,3	900
25	M6...M10	Ст3 и 10	25	4	5...4	200
26	M6...M10	Ст20	26	5	5...4	240
27	M6...M10	Ст35	26,5	6	5...4	300
28	M6...M10	Ст40	27	8	5...4	360
28	M6...M10	Ст30Х	27,5	4	6,5...5	640
30	M6...M10	Ст30ХГСА	28	5	6,5...5	900

5.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 5.4.1. Подобрать болты для соединения крышки с цилиндрическим сосудом сжатого воздуха при следующих данных: давление сжатого воздуха в цилиндре p МПа, внутренний диаметр крышки D мм, число болтов $z = 14$, коэффициент внешней нагрузки $\chi=0,5$, $K_{зам}=2$. Материал болтов сталь 20, класс прочности болтов 4.6. Затяжка болтов контролируемая. Прокладка полиэтиленовая (рис. 5.4.1). Входные данные для задачи 5.3.1.

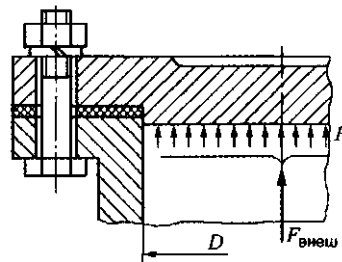


Рисунок 5.4.1

Таблица 5.3.1 - Входные данные для задачи 5.3.1

№ варианта	Болт	Сталь	p , МПа	D , мм	z	$[s]_T$	σ_T , МПа
1	M6...M10	Ст3 и 10	0,4	35	14	1,7...2,2	200
2	M6...M10	Ст20	0,45	36	14	1,7...2,2	240
3	M6...M10	Ст35	0,5	37	14	1,7...2,2	300
4	M6...M10	Ст40	0,55	38	14	1,7...2,2	360
5	M6...M10	Ст30Х	0,6	39	14	1,7...2,2	640

6	M6...M10	Ст30ХГСА	0,4	40	14	1,7...2,2	900
7	M16...M30	Ст3 и 10	0,45	41	14	1,7...2,2	200
8	M16...M30	Ст20	0,5	42	14	1,7...2,2	240
9	M16...M30	Ст35	0,55	43	14	1,7...2,2	300
10	M16...M30	Ст40	0,6	44	14	1,7...2,2	360
11	M16...M30	Ст30Х	0,4	45	14	1,7...2,2	640
12	M16...M30	Ст30ХГСА	0,45	35	14	1,7...2,2	900
13	M6...M10	Ст3 и 10	0,5	36	14	1,7...2,2	200
14	M6...M10	Ст20	0,55	37	14	1,7...2,2	240
15	M6...M10	Ст35	0,6	38	14	1,7...2,2	300
16	M6...M10	Ст40	0,4	39	14	1,7...2,2	360
17	M6...M10	Ст30Х	0,45	40	14	1,7...2,2	640
18	M6...M10	Ст30ХГСА	0,5	41	14	1,7...2,2	900
19	M16...M30	Ст3 и 10	0,55	42	14	1,7...2,2	200
20	M16...M30	Ст20	0,6	43	14	1,7...2,2	240
21	M16...M30	Ст35	0,4	44	14	1,7...2,2	300
22	M16...M30	Ст40	0,45	35	14	1,7...2,2	360
23	M16...M30	Ст30Х	0,5	36	14	1,7...2,2	640
24	M16...M30	Ст30ХГСА	0,55	37	14	1,7...2,2	900
25	M6...M10	Ст3 и 10	0,6	38	14	1,7...2,2	200
26	M6...M10	Ст20	0,4	39	14	1,7...2,2	240
27	M6...M10	Ст35	0,45	40	14	1,7...2,2	300
28	M6...M10	Ст40	0,5	41	14	1,7...2,2	360
28	M6...M10	Ст30Х	0,55	42	14	1,7...2,2	640
30	M6...M10	Ст30ХГСА	0,6	43	14	1,7...2,2	900

ГЛАВА II. МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Часть 6. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

6.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

К зубчатым передачам относятся передачи, в которых движение передается зацеплением пары зубчатых колес.

Меньшие из зубчатых колес передачи принято называть *шестернями*, большие — *колесами*.

Для параметров шестерни принимается индекс 1, колеса — 2.

Из всех видов механических передач зубчатые наиболее распространены, т. к. имеют высокую нагрузочную способность, могут передавать мощности до десятков тысяч киловатт при окружных скоростях до 150 м/с.

Достоинства:

малые габариты при высокой надежности;

большая долговечность;

высокий КПД;

постоянство передаточного числа;

небольшие нагрузки на валы и подшипники.

Наибольшее распространение получили цилиндрические передачи как более простые в изготовлении и эксплуатации.

В цилиндрической передаче оси валов расположены параллельно.

В конической передаче оси пересекаются (рис. 6.1.2).

В зависимости от расположения зубцов на ободке колес различают передачи (рис. 6.1.1): прямозубые (*а*), косозубые (*б*), шевронные (*в*).

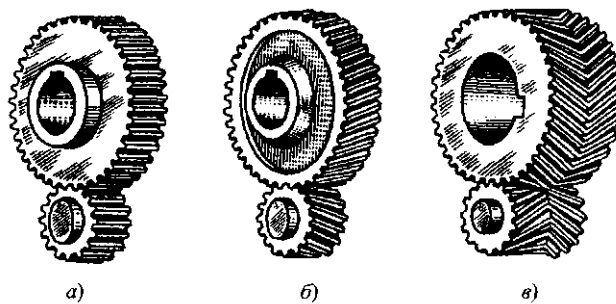


РИСУНОК 6.1.1 - Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления:
а — цилиндрическая прямозубая; *б* — цилиндрическая косозубая; *в* — шевронная цилиндрическая

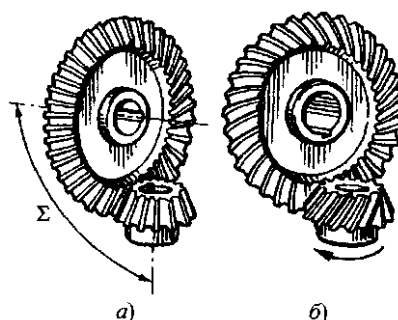


Рисунок 6.1.2 – Конические зубчатые передачи:
 а) прямозубая; б) с круговым зубом

В зависимости от взаимного расположения зубчатых колес различают зубчатые передачи с внешним (рис. 6.1.1) и внутренним (рис. 6.1.3) зацеплением. Наиболее распространены передачи внешнего зацепления.

По конструктивному исполнению передачи могут быть открытыми (не защищены от влияния внешней среды) и закрытыми (помещены в корпуса и работают в масляной ванне).

В передаче различают два основных вала: ведущий 1 (входной) и ведомый 2 (выходной). Параметры, относящиеся к ведущему валу (с насаженными на него зубчатыми колесами и т. п.) имеют индекс 1, а к ведомому — 2.

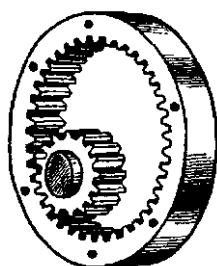


Рисунок 6.1.3 – Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления

Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев, называется *одноступенчатой*.

Основными характеристиками передачи являются:

мощность P_1 на ведущем и P_2 на ведомом валах, кВт;

угловая скорость ω_1 , ведущего и ω_2 ведомого валов, рад/с; или

частота вращения n_1 ведущего и n_2 ведомого валов, об/мин (рис.

6.1.4). Для проекторочного расчета любых передач этих характеристик достаточно.

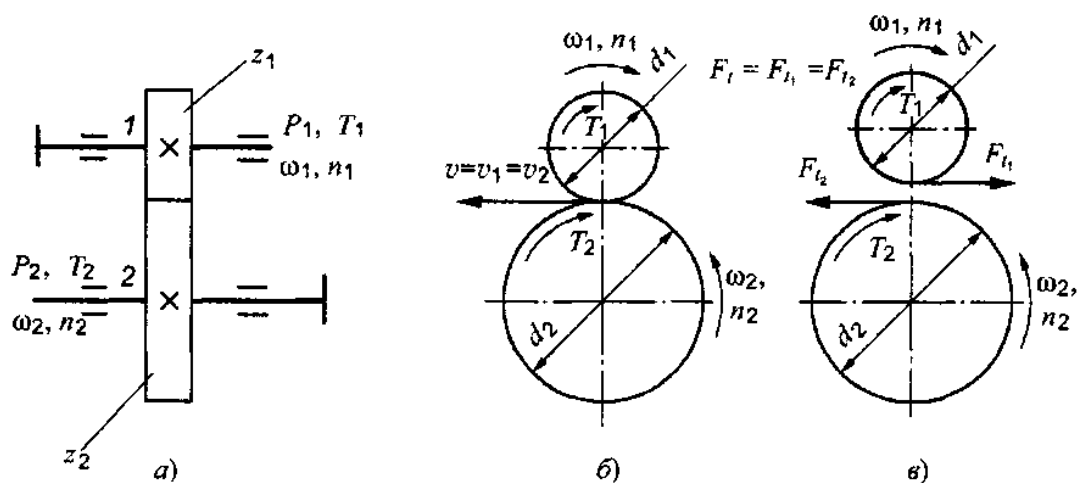


Рисунок 6.1.4. Направления вращающих моментов в передаче:
 а — ведущее звено — шестерня (1), ведомое звено — колесо (2);
 б — схема направления вращающих моментов T_1 и T_2 в зависимости от принятых направлений ω_1 и ω_2 ;

Производные характеристики:

коэффициент полезного действия (КПД) передачи

$$\eta = \frac{P_2}{P_1};$$

окружная скорость ведущего и ведомого звена, м/с

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{\pi d n}{60},$$

где d — диаметр колеса, м.

При отсутствии скольжения окружные скорости обоих звеньев равны, т. е. $v_1 = v_2$ (рис. 6.1.4, б).

При $v_1 = v_2$, или $\frac{\omega d_1}{2} = \frac{\omega d_2}{2}$, получаем передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} \text{ или } u = \frac{n_1}{n_2}.$$

Для зубчатой передачи, понижающей угловую скорость,

$$u = \frac{z_2}{z_1},$$

где z_1 и z_2 - соответствующее число зубьев шестерни и колеса.

Для стандартных редукторов передаточное число выбирают из ряда: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5 и т. д. (ГОСТ 2185-66).

окружная сила передачи, Н (рис. 6.1.4, в)

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{2T}{d}.$$

На шестерне (ведущей) направление силы F_t , противоположно направлению вращения, на колесе (ведомом) совпадает с ним; вращающий момент

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}.$$

Вращающий момент на ведущем валу $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$, его направление совпадает с направлением вращающего вала, так как это момент движущих сил.

Момент на ведомом валу $T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}$, его направление противоположно направлению вращения вала, так как это момент сил сопротивления (рис. 6.1.4, б).

Зависимость между вращающимися моментами на валах используют при расчете передач.

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{P_2 \cdot \omega_1}{P_1 \cdot \omega_2} = \eta u,$$

следовательно,

$$T_2 = T_1 \eta u,$$

где u — передаточное число — основная кинематическая характеристика зубчатой передачи.

Геометрические параметры зацепления (цилиндрические прямозубые передачи). При вращении зацепленных зубчатых колес окружности диаметрами d_{w1} и d_{w2} перекатываются одна по другой без скольжения и называются *начальными*. У отдельного колеса начальная окружность не известна до тех пор, пока не известны парное колесо и межосевое расстояние a_w .

Делительная окружность принадлежит отдельно взятому колесу и делит зуб на две части — головку высотой h_a и ножку высотой h_f при этом высота зуба $h = h_a + h_f$, обозначается d .

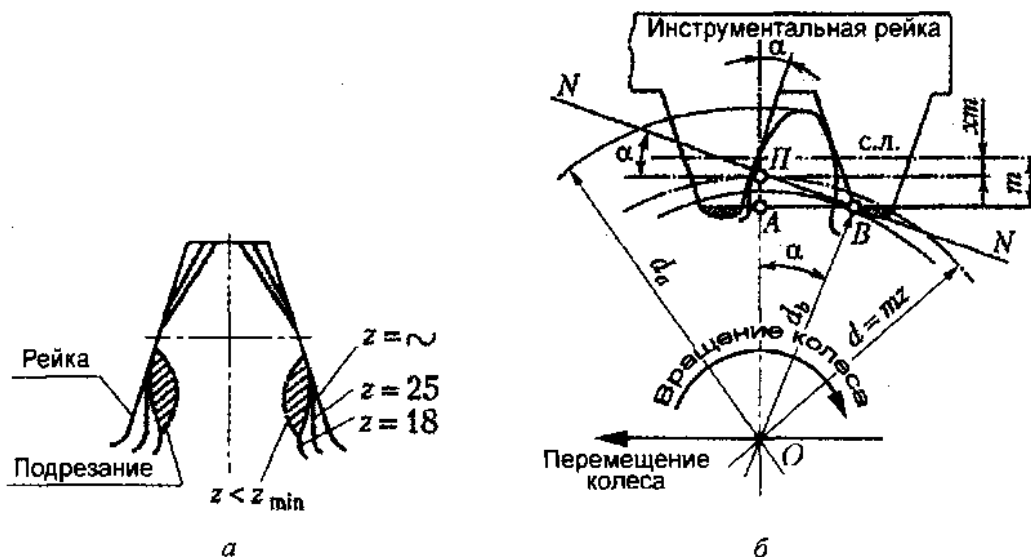


Рисунок 6.1.5 – Зацепление зубчатого колеса с рейкой

Для снижения материалоемкости колес изготавливают колеса с возможно меньшим числом зубьев, что может привести к срезанию части поверхности у основания зуба обрабатываемого колеса — подрезанию зуба (рис. 6.1.5. и 6.1.6). Прочность зуба уменьшается; чтобы избежать подрезания, производят смещение инструмента (рейки) на величину xm , где x — коэффициент смещения, m — модуль зубьев (рис. 6.1.5 и 6.1.6.). Значение x выбирают из таблиц. Минимальное число зубьев z_{min} без подрезания можно нарезать зуборезным долбяком: $13 < z_{min} < 17$ для прямозубых колес. Для косозубых колес z_{min} меньше.

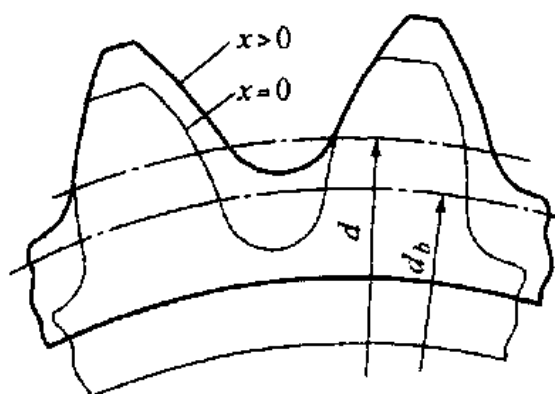


Рисунок 6.1.6 – Влияние смещения исходного контура на геометрию зуба

У передач без смещения начальные и делительные окружности совпадают: $d_{w1} = d_{w2}$; $d_{w2} = d_2$, что характерно для большинства зубчатых передач.

Окружность вершин зубьев диаметром d_a ограничивает высоту зубьев; окружность диаметром d_f ограничивает глубину впадин.

Шаг p — расстояние между одноименными профилями соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности. Для пары зацепляющихся колес шаг должен быть одинаковым. Длина делительной окружности $\pi d = pz$; следовательно, $d = \frac{pz}{\pi}$. Основным расчетным числом принято отношение $\frac{p}{\pi}$, которое называют модулем m , мм, модули стандартизованы (табл. 2.2).

$$d = mz.$$

Основной характеристикой размеров зубьев является модуль m — это часть диаметра делительной окружности, приходящейся на один зуб.

Обозначения геометрических параметров и определения

Начальные окружности — при вращении колес перекатываются одна по другой без скольжения. Обозначаются — d_w — диаметр начальной окружности (d_{w_1} шестерни, d_{w_2} колеса), (см. выше).

Делительная окружность, диаметр d (d_1 — шестерни, d_2 — колеса). У большинства зубчатых передач диаметры делительных и начальных окружностей совпадают, т. е. $d_1 = d_{w_1}$ и $d_2 = d_{w_2}$.

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w_1}}{2} + \frac{d_{w_2}}{2} \text{ или } a_w = \frac{d_1}{2} + \frac{d_2}{2};$$

$$a_w = d_{w_1} \cdot \frac{u+1}{2} \text{ или } a_w = d_1 \cdot \frac{u+1}{2}.$$

Окружной шаг p_t — расстояние между одноименными профилями зубьями, взятое по дуге делительной окружности.

Окружной модуль зубьев $m_t = \frac{p_t}{\pi}$.

Модуль — основная характеристика размеров зубьев, стандартизован (табл. 6.1.1). Диаметр делительной окружности $d = mz$.

По ГОСТ 13755—81 высота головки зуба $h_a = m$, высота ножки зуба $h_f = 1,2m$.

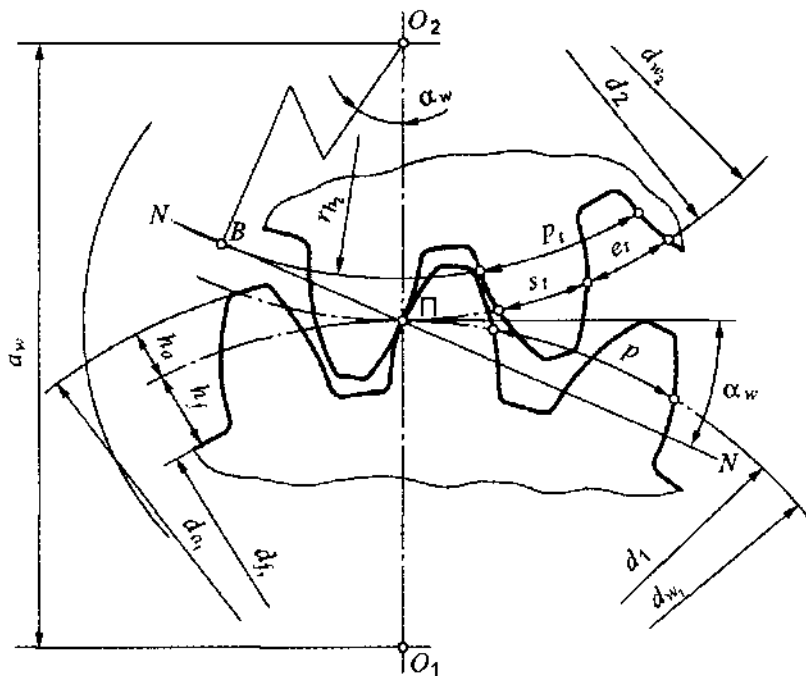


Рисунок 6.1.7 – Основные геометрические характеристики эвольвентного зацепления

Таблица 6.1.1. ГОСТ 9563-60

Ряды	Значения модуля m , мм										
1	1,0	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11

Диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = d + 2h_a = zm + 2m = m(z + 2)$$

Диаметр окружности впадин

$$d_f = d - 2h_f m(z - 2,5).$$

Межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{mz_{\Sigma}}{2}.$$

Геометрические параметры цилиндрической косозубой передачи
(рис. 6.1.8)

β — угол наклона линии зуба, $\beta = 7...20^\circ$.

Расстояние между зубьями можно измерить в окружном ($t - t$) и нормальном ($n - n$) направлениях. В первом случае получим окружной шаг p_t , во втором — p . Соответственно и модули зацепления будут различными

$$m_t = \frac{p_t}{\pi}; \quad m = \frac{p}{\pi}$$

где m_t — окружной модуль, m — нормальный модуль зубьев.
Из рис. 2.9

$$p_t = \frac{p}{\cos \beta}$$

Расчетным является нормальный модуль по ГОСТ 9563—60 (табл. 6.1.1). Диаметры начальной и делительной окружностей колес с заданными z_1 и z_2 равны:

$$\left. \begin{aligned} d_1 &= m_t z_1 = \frac{m z_1}{\cos \beta} \\ d_2 &= m_t z_2 = \frac{m z_2}{\cos \beta} \end{aligned} \right\} a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \text{ — межосевое расстояние}$$

Высота головки и ножки зуба соответственно равны: $h_a = m$; $h_f = 1,25m$.

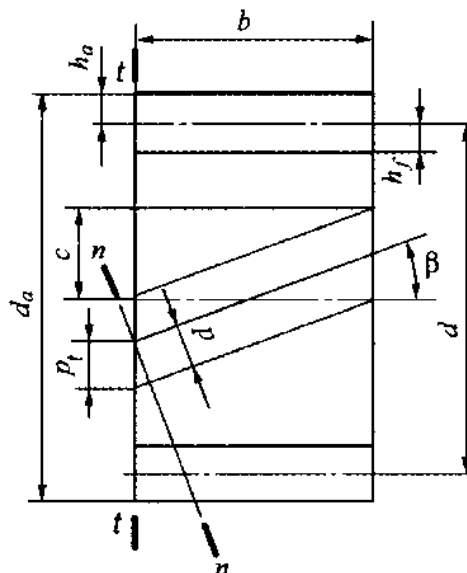
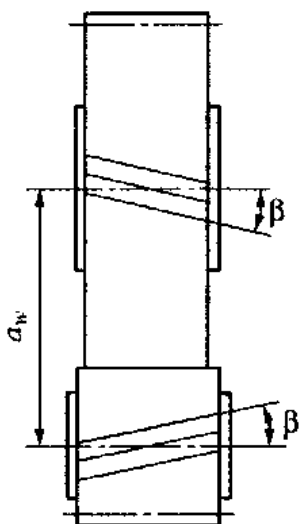


Рисунок 6.1.8 – Косозубая передача Рисунок 6.1.9 – Геометрические параметры косозубого колеса

Диаметры окружностей вершин и впадин

$$d_a = m_t z + 2m; \quad d_f = m_t z - 2,5m$$

Ширину b венца (рис. 6.1.9) выбирают так, чтобы смещение с зуба было равно или больше его окружного шага:

$$c = b \operatorname{tg} \beta \geq p_t = \frac{p}{\cos \beta} = \frac{\pi m}{\cos \beta},$$

отсюда

$$b \geq \frac{\pi m}{\sin \beta}.$$

Угол наклона зубьев β принимают в интервале $8...15^\circ$ (до 20°). Геометрические параметры шевронной передачи аналогичны.

Точность зубчатых передач. Точность изготовления зубчатой передачи регламентируется стандартом, который устанавливает 12 степеней точности, обозначаемых в порядке убывания точности цифрами 1, 2, 3, ...12.

Наиболее распространены 6-, 7-, 8- и 9-я степени.

Таблица 6.1.2 - Степень точности передачи в зависимости от окружной скорости колес

Вид передачи	Вид зубьев	Степень точности			
		6	7	8	9
		Допустимая окружная скорость колес, м/с			
Цилиндрическая	Прямые	20	12	6	3
	Косые	30	20	10	5
Коническая	Прямые	12	8	4	1,5
	Косые	20	10	7	3

Смазывание. Трение качения и скольжения, возникающее в процессе зацепления зубьев приводит к нагреву передачи, изнашиванию зубьев и снижению КПД.

Смазочный материал (сорт масла) выбирается в зависимости от окружной скорости и контактного напряжения в зубьях. Наиболее используемые, жидкие индустриальные масла: И-Г-А-32, И-Г-А-46, И-Г-А-68 и др.

КПД зубчатой передачи. Потери мощности в зубчатой передаче складываются из потерь на трение в зацеплении, на трение в подшипниках и гидравлических потерь на размешивание и разбрызгивание масла (закрытие передачи). Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи, они зависят от точности изготовления, способа смазывания, свойств смазочного материала, окружной скорости и числа зубьев колес. При увеличении числа зубьев КПД передачи возрастает. Потерянная мощность в передаче переходит в теплоту, которая при недостаточном охлаждении может вызвать перегрев.

Таблица 6.1.3 - Средние значения КПД одной пары колес при передаче полной мощности с учетом потерь в подшипниках качения

Вид передачи	Закрытая передача		Открытая передача
	Степень точности		
	6-я и 7-я	8-я	9-я
Цилиндрическая	0,98...0,97	0,96	0,92...0,94
Коническая	0,97...0,96	0,95	0,91...0,93

Материалы зубчатых колес. Материал зубчатых колес выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Применяются углеродистые или легированные стали, реже чугуны и пластмассы.

Основным материалом для зубчатых колес являются термически обработанная стали. В зависимости от твердости активных поверхностей зубьев стальные колеса делятся на 2 группы:

1. Колеса с твердостью $H \leq 350HB$, зубья которых хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению.

Материалы — углеродистые стали 40, 45, 50Г, легированные стали 40Х, 50Х, 40ХН и др. Стали подвергаются нормализации и улучшению, применяются при мелкосерийном и единичном производстве мало- и средненагруженных передач.

Рекомендуется для шестерни выбирать материалы с твердостью на 20...30 единиц HB выше, чем у материала колеса, т. е. $HB_1 = HB_2 + 20...30$, где HB_1 — твердость материала.

Для косозубых и шевронных передач твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни $HB_1 = HB_2 + 60...80$ и более. Нагрузочная способность указанных передач при этом повышается на 25...30 %.

2. Колеса с твердостью $H \geq 350HB$. Материалы — стали 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ. Твердость достигается поверхностной закалкой, цементацией, азотированием. Материалы применяют в массовом производстве в средне- и высоконагруженных передачах, а также при высоких требованиях к габаритам и массе передачи.

Выбор марок сталей для зубчатых колес

При выборе марки стали для зубчатых колес кроме твердости необходимо учитывать размеры их заготовок, а именно: *диаметра D вала шестерни и наибольшей ширины сечения колеса S с припуском на механическую обработку после нормализации или улучшения.*

Таким образом, окончательный выбор стали для зубчатых колес (пригодность заготовки колес) производится после определения геометрических размеров зубчатой передачи.

В табл. 6.1.4 приведены рекомендации по выбору механических свойств наиболее употребляемых марок сталей в зависимости от термообработки (твердости) с учетом размеров зубчатых колес.

Таблица 6.1.4 - Механическая характеристика марок сталей

Марка стали	Термообработка	Предельные размеры заготовки		Твердость зубьев		Механические характеристики, Н/мм ² (МПа)		
		<i>D</i>	<i>S</i>	сердцевины	поверхности	σ_b	σ_T	σ_{-1}
40Л	Нормализация	Любые		163...207 НВ	16^207_НВ^	550^	320	220
45	Улучшение	125	80 50	235...262 НВ	235...262 НВ	780	540	335
	Улучшение	80		269...302 НВ	269...302 НВ	890	650	380
40ХН, 35ХМ	Улучшение	315	200	235...262 НВ	235...262 НВ	800	630	380
	Улучшение	200	125	269...302 НВ	269...302 НВ	920	750	420
	Улучшение и закалка ТВЧ	200	125	269...302 НВ	48...53 HRC	920	750	420
40Х	Улучшение	200	125	235...262 НВ	235...262 НВ	790	640	375
	Улучшение	125	80 80	269...302 НВ	269...302 НВ	900	750	410
	Улучшение и закалка ТВЧ	125		269...302 НВ	45...50 HRC	900	750	410
40ХНМА	Улучшение и азотирование	125	80	269...302 НВ	50...56 HRC	980	780	440
20Х, 20ХНМ, 18ХГТ	Улучшение, цементация и закалка	200	125	300...400 НВ	56...63 HRC	1000	800	450

Силы в зацеплении цилиндрических зубчатых передач. Силы в зацеплении определяют в полюсе зацепления *П*.

Нагрузку распределенную по контактной площадке заменяют равнодействующей силой F_n , направленной по линии зацепления *NN*.

Для расчета валов и опор прямозубой передачи F_n раскладывают на составляющие (рис. 6.1.10):

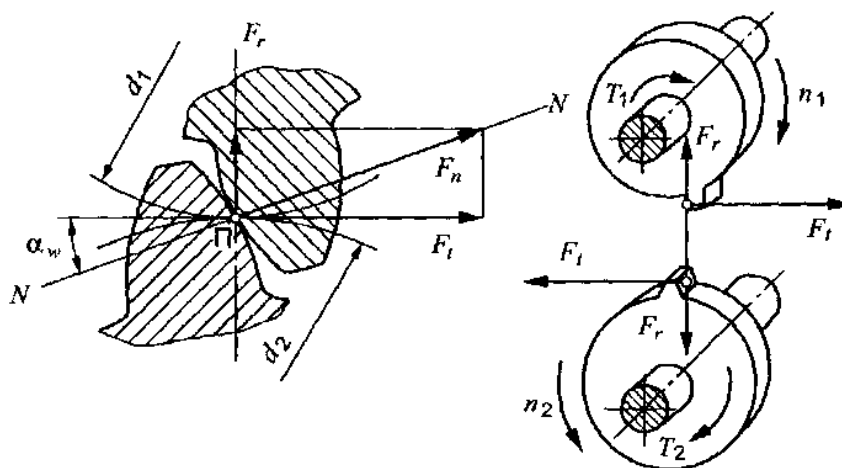


Рисунок 6.1.10 – Схема сил, действующих в прямозубой цилиндрической передаче

$$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_r,$$

где \bar{F}_r — радиальная сила; \bar{F}_t — окружная сила.

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \text{ Н,}$$

где T_1 и T_2 — вращающие моменты на шестерне и колесе, Нм.

d_1 и d_2 — делительные диаметры шестерни и колеса, мм.

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w, \quad \alpha_w = 20^\circ \text{ — угол зацепления.}$$

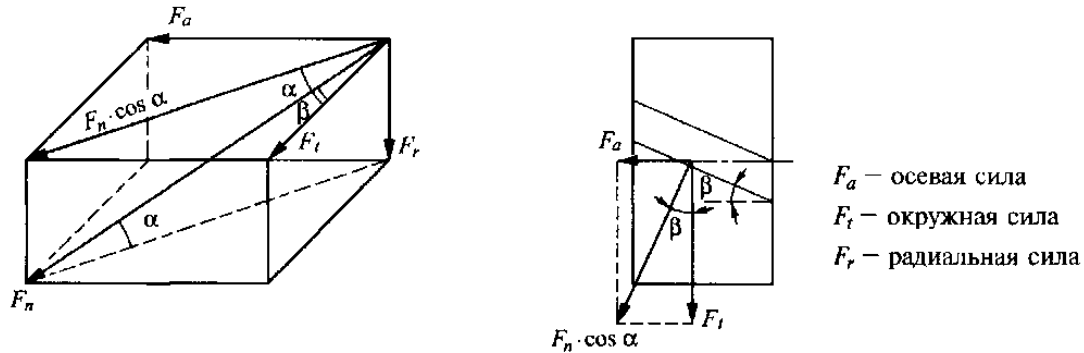


Рисунок 6.1.11, а – Схема сил, действующих в косозубой передаче

Для косозубых или шевронных передач: сила F_n не лежит в плоскости колес и раскладывается на три составляющие (контактная линия имеет наклон к основанию зуба) (рис. 6.1.11, а, б).

$$\bar{F}_n = \bar{F}_t + \bar{F}_a + \bar{F}_r,$$

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \text{ Н}$$

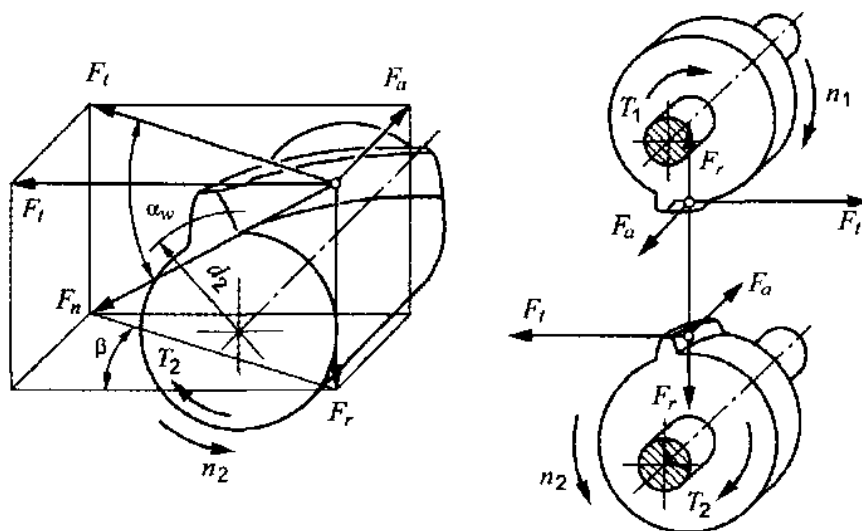


Рисунок 6.1.11, б – Схема сил, действующих в косозубой цилиндрической передаче с разъединенными звеньями

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta},$$

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta,$$

где β — угол наклона зубьев, F_a — осевая сила, дополнительно нагружает опоры (подшипники) валов, поэтому в косозубых цилиндрических передачах принимается $\beta = 8...20^\circ$.

Шевронное колесо представляет собой сдвоенной косозубое, выполненное как одно целое. Направление зубьев на полушевронах *противоположное*, поэтому $\frac{F_a}{2}$ взаимно уравниваются и на опоры валов не передаются. Это позволяет у шевронной передачи принимать угол наклона зубьев до 40° ($\beta = 25...40^\circ$) (рис. 6.1.11, в).

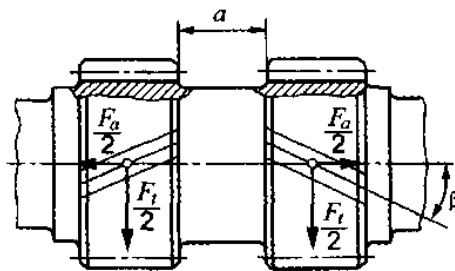


Рисунок 6.1.11, в – Схема сил, действующих на шевронной передаче

Шевронные передачи отличаются плавностью работы и высокой нагрузочной способностью. Нарезают зубья червячной фрезой, для выхода которой изготавливается дорожка. Ширина дорожки $a = (10...15) m$. Применяют шевронные колеса в мощных быстроходных закрытых передачах. Недостатком является высокая трудоемкость и стоимость изготовления. Геометрический и прочностной расчеты подобны расчетам косозубой передачи.

Эквивалентное колесо.

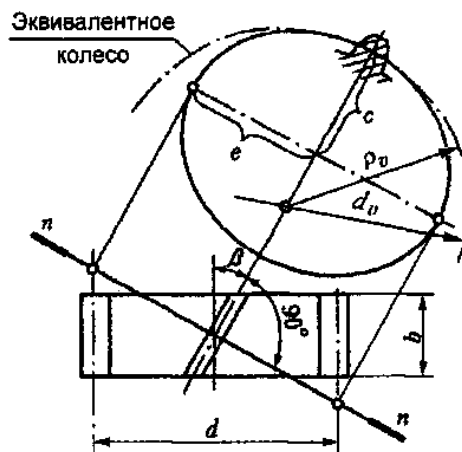


Рисунок 6.1.12 – Схема к определению эквивалентного числа зубьев

В методику расчета на прочность прямозубых и косозубых зубьев ввели понятие эквивалентного колеса. Эквивалентным прямозубым колесом называют такое колесо, размеры и форма которого приближенно совпадают с размерами и формой косозубого колеса в нормальном сечении $n - n$. Нормальное сечение делительной цилиндрической поверхности этого колеса представляет собой эллипс с полуосями $e = \frac{d}{2 \cos \beta}$ и $e = \frac{d}{2}$, где d — диаметр делительной окружности. Максимальный радиус кривизны эллипса определяется по формуле из аналитической геометрии:

$$\rho_v = \frac{e^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}$$

Этот радиус приняли за радиус делительного цилиндра эквивалентного колеса (эквивалентного числа зубьев).

$$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2 \beta} = \frac{mz}{\cos^3 \beta} = mz_v,$$

откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta},$$

где z — действительное число зубьев косозубого колеса. Из формулы следует, что с увеличением β возрастает z_v .

Изготовление зубчатых колес. Для изготовления зубчатых колес применяют заготовки, полученные ковкой, реже литьем. Использование в производстве тех или других заготовок зависит от размеров, формы, материала колес.

Зубья получают нарезанием или накатыванием.

Нарезание выполняют двумя методами: методом копирования и методом обкатки.

Копирование заключается в прорезании впадин между зубьями при помощи дисковой (рис. 6.1.13, а) или пальцевой (рис. 6.1.13, б) режущей части, имеющей то же очертание, что и впадина между зубьями.

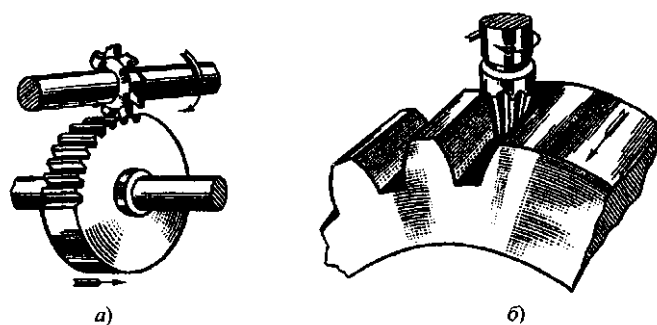


Рисунок 6.1.13 – Нарезание зубьев методом копирования

Зубья, нарезанные методом копирования недостаточно точны, применяют его в единичном производстве и в ремонтном деле.

Метод обкатки осуществляется режущими инструментами — червячной фрезой (рис. 6.1.14, а), долбяком (рис. 6.1.14, б) или гребенкой.

Червячные фрезы широко применяют для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев. Нарезание гребенкой (инструментальная рейка) отличается от нарезания червячной фрезой лишь тем, что гребенка имеет только возвратно-поступательное движение.

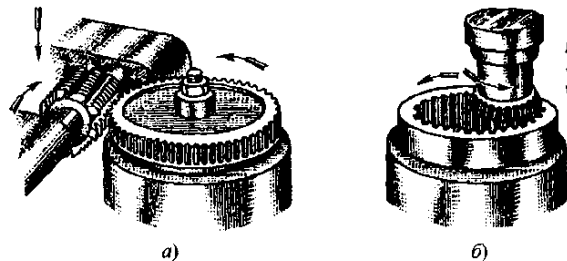


Рисунок 6.1.14 – Нарезание зубьев методом обкатки

Одним и тем же инструментом можно нарезать колеса данного модуля с разных числом зубьев, что является существенным достоинством метода обкатки.

Накатывание зубьев — очень производительный метод, применяют его в массовом производства. Накатывание различают горячее и холодное. Форму зубьев цилиндрических и конических колес производят горячим накатыванием.

Венец стальной заготовки обкатывают между колесами — накатниками, нагревая заготовку ТВЧ до 1200° . После горячего накатывания делают или механическую обработку, или холодное накатывание — калибровку. Холодное накатывание применяют при малых модулях — до 1 мм. Зубья точных передач подвергают отделочным операциям: шевингованию (шевер в зацеплении с незакаленным колесом при вращении снимает тончайшую стружку с поверхности зубьев).

Шлифованием обрабатывают закаленные зубья.

Притирку применяют для отделки закаленных зубьев (чугунным колесом с применением притирочных абразивных паст).

Обкатку применяют для незакаленных колес для сглаживания шероховатостей; инструмент — эталонное колесо высокой твердости.

Критерии работоспособности зубчатых передач и виды разрушения зубьев. Основными критериями работоспособности и расчета закрытых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев.

На работоспособность зуба решающее влияние оказывают контактные напряжения $\sigma_{\text{н}}$, возникающие на контактной поверхности зуба. Переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев,

выкрашивания рабочих поверхностей и их поломки (рис. 6.1.15, б). Силы трения в зацеплении и скольжение вызывают изнашивание и заедание зубьев.

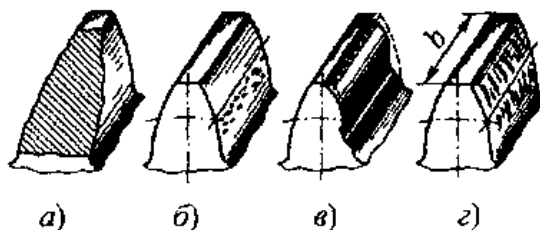


Рисунок 6.1.15 – Виды разрушения зубьев:

a – поломка зубьев; *б* – усталостное выкрашивание; *в* – изнашивание зубьев; *г* – заедание зубьев

Наиболее опасный вид разрушения — поломка зубьев (рис. 6.1.15, *a*). Для предупреждения усталостного излома применяют термообработку, увеличивают модуль, производят расчет на прочность по напряжениям изгиба σ_F .

Усталостное выкрашивание рабочей поверхности зубьев — основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при хорошей смазке, возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений σ_H .

Работоспособность зубчатых передач, цилиндрических и конических, оцениваются по двум критериям: изгибной прочности и контактной прочности. Условиями прочностной надежности при изгибе являются — $\sigma_F \leq [\sigma]_F$; контактная прочность оценивается условием $\sigma_H \leq [\sigma]_H$. После определения кинематических, геометрических и силовых параметров производят проверочные расчеты по формулам, которые приводятся в соответствующих разделах. Проектировочный расчет заканчивается проверочным. Допускаемые напряжения σ_F , σ_H для указанных передач определяются по сходным формулам, исключая те или иные коэффициенты.

При расчете на изгиб принимают:

- 1) в зацеплении находится одна пара зубьев;
- 2) нагрузка F_n раскладывается на F_t — окружную силу, F_r — радиальную силу в прямозубой передаче, F_t — изгибает зуб, F_r — сжимает зуб;
- 3) опасное сечение — основание зуба, где могут появиться усталостные трещины, что приведет к поломке;
- 4) полагаем, что вся нагрузка F_n воспринимается одним зубом.

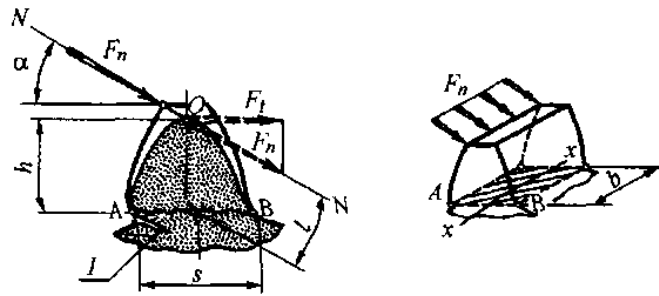


Рисунок 6.1.17 – Схема к расчету зубьев на изгиб.
1 – усталостная трещина

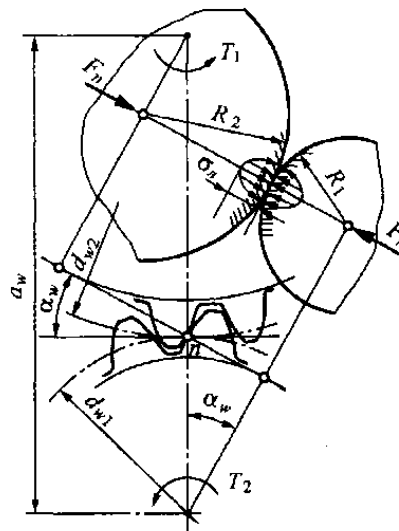
Расчет на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев является основным для закрытых, обильно смазываемых передач.

Рассматривая работу каждого зуба обнаруживаем, что напряжения изменяются циклически, а именно, по отнулевому циклу (рис. 6.1.17), что впоследствии может привести к возникновению усталостных трещин у основания зуба, усталостному изнашиванию поверхности.



Рисунок 6.1.18 – Схема к расчету контактной прочности зуба. Цикл изменения напряжений

Расчетные значения σ_H (рис. 6.2.18.) одинаковы для шестерни и колеса, но значения допускаемых напряжений σ_{H1} и σ_{H2} могут быть разными. В связи с этим расчет на контактную прочность выполняют для того колеса пары, которое имеет меньшее σ_H . Чаще всего $\sigma_{H1} > \sigma_{H2}$.



Р
исунок 6.2.19 – Схема к расчету контактной прочности зубьев.

Для предупреждения усталостного выкрашивания повышают твердость поверхности зубьев и степень точности зубчатого колеса, понижают шероховатость рабочих поверхностей, правильно выбирают сорт масла. Проводят расчет на прочность по контактным напряжениям ая. Изнашивание зубьев (рис. 6.1.15, в) — основной вид разрушения зубьев открытых передач.

Уменьшить изнашивание зубьев можно повысив их твердость, защитив от попадания абразивных частиц и пр.

Заедание зубьев происходит в основном в высоконагруженных быстрходных передачах (рис. 6.1.15, з).

Для предупреждения заедания зубьев можно повысить твердость, применить противозадирные масла и др. меры, защищающие зубы от попадания абразивных частиц.

Допускаемые напряжения. Допускаемые контактные напряжения σ_{H_1} , Н/мм².

При расчетах на прочность допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для зубьев шестерни σ_{H_1} и колеса σ_{H_2} .

1. Коэффициент долговости для зубьев шестерни и колеса:

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_1}}{N_1}}; \quad K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO_2}}{N_2}},$$

где N_{HO} — число циклов перемены напряжений (табл. 2.5).

Таблица 6.1.5. Значение числа циклов N_{HO}

Средняя твердость поверхностей зубьев	НВ _{ср}	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	НВ _{ср}	25	32	38	43	47	52	56	60	
N_{HO} , млн. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

N — число циклов перемены напряжений за весь срок службы,

$$N = 573\omega L_h,$$

где ω — угловая скорость соответствующего вала, 1/с; L_h — срок службы передачи, час.

Срок службы зубчатых редукторов общего назначения 40 000 час. (ГОСТ 16162-85).

Для улучшенных или нормализованных колес $1 \leq K_{HL} \leq 2,6$; для колес с поверхностной закалкой $1 \leq K_{HL} \leq 1,8$.

При $N > N_{HO}$, принимается $K_{HL} = 1$.

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma]_{H_1}$ и $[\sigma]_{H_2}$, соответствующие пределу контактной выносливости при N_{HO_1} и N_{HO_2} определяется по табл. 6.1.6. Исследованиями установлено, что контактная прочность (предел контактной выносливости σ_{HO} и базовое число циклов N_{HO} определяется в основном твердостью рабочей поверхности зубьев.

Таблица 6.1.6. - Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ($P \leq 2$ кВт) и средней ($P \leq 7,5$ кВт) мощности		Для передач с непрямыми зубьями при средней ($P \leq 7,5$ кВт) мощности	
	Шестерня, червяк	Колесо	Шестерня, червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 45, 35Л, 40Л, 40, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45Л		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка	Нормализация, улучшение		Улучшение + закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	H \leq 350 HB HB _{1cp} -HB _{2cp} = 20...50		H \geq 45HRC, H \leq 350 HB HB _{1cp} -HB _{2cp} \geq 70	
Допускаемое напряжение при числе циклов перемены напряжений $N_{H_1}; N_{H_2}$, Н/мм ²	1,8HB _{cp} + 67		14 HRC _{эсп} + 170	1,8HB _{cp} + 67
	1,03 HB _{cp}		370 при $m \geq 3$ мм 310 при $m < 3$ мм	1,03 HB _{cp}

3. Допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни и колеса $[\sigma]_{H_1}$ и $[\sigma]_{H_2}$:

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HL_1} [\sigma]_{HO_1};$$

$$[\sigma]_{H_2} = K_{HL_2} [\sigma]_{HO_2};$$

$[\sigma]_{HO_1}$ и $[\sigma]_{HO_2}$ — напряжения, соответствующие пределу контактной выносливости при числе циклов перемены напряжений N_{HO_1} и N_{HO_2} (табл. 6.1.7).

При расчете цилиндрических и конических прямозубых передач для повышения надежности расчета в качестве допускаемого контактного напряжения принимаем $[\sigma]_H$ того зубчатого колеса, для которого оно меньше; как правило, это $[\sigma]_{H_2}$, т. е. $[\sigma]_H = [\sigma]_{H_2}$

При расчете зубчатых передач цилиндрических косозубых, шевронных и конических с круговым зубом в расчетную формулу подставляется среднее допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H_1} + [\sigma]_{H_2}).$$

При этом $[\sigma]_H$ не должно превышать $1,23 [\sigma]_{H_2}$ для цилиндрических косозубых колес и $1,15 [\sigma]_{H_2}$ для конических колес.

Если эти условия не выполняются, то принимают

$$[\sigma]_H = 1,23 [\sigma]_{H_2} \text{ или } [\sigma]_H = 1,15 [\sigma]_{H_2}.$$

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{F_1}$, Н/мм².

При проверочном расчете зубчатых передач на изгиб отдельно определяется допускаемое напряжение изгиба для зубьев шестерни и колеса $[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$.

1. Коэффициент долговечности для зубьев шестерни и колеса:

$$K_{FL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F0}}{N_1}}; \quad K_{FL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_2}}$$

где $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ — число циклов перемены напряжения для всех сталей, соответствующее пределу выносливости;

При твердости $H \leq < 350 \text{HB}$ $1 \leq K_{FL} \leq 2,08$.

При твердости $H > 350 \text{HB}$ $1 \leq K_{FL} \leq 1,63$.

При длительно работающей передаче ($N > N_{F0}$) принимают $K_{FL} = 1$.

2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma]_{F0_1}$ и $[\sigma]_{F0_2}$, соответствующие пределу изгибной выносливости при числе циклов перемены напряжения N_{F0} — см. табл. 6.1.6.

3. Допускаемые напряжения для зубьев шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{F_1} &= K_{FL_1} [\sigma]_{F0_1}; \\ [\sigma]_{F_2} &= K_{FL_2} [\sigma]_{F0_2}. \end{aligned}$$

Выбор электродвигателя. Кинематический расчет привода. При проектировании приводов к конвейерам, подъемникам, лебедкам и другим машинным агрегатам выбор электродвигателя является основой предстоящего расчета привода. Наиболее применимы трехфазные асинхронные короткозамкнутые двигатели серии 4А (4 — порядковый номер серии; А — асинхронный). Закрытое и обдуваемое исполнение позволяет применить эти двигатели в открытых помещениях, загрязненных условиях и пр. Двигатели такого типа работают при любом направлении вращения.

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины; частота вращения — от частоты вращения приводного вала машины.

В приводах, состоящих из редукторов и открытых передач (ременные, цепные), в зависимости от исходных данных определяют:

1. Мощность рабочей машины при заданной окружной силе F (кН) и скорости v (м/с)

$$P_{р.м} = Fv \text{ (кВт)}.$$

Если заданы вращающий момент T (Нм) и скорость вращения рабочего вала ω (1/с), то

$$P_{р.м} = T\omega \text{ (кВт)}.$$

2. Определяют общий коэффициент полезного действия привода $\eta_{подш} = 0,99$, который равен произведению η ступеней привода (одноступенчатый зубчатый редуктор, цепная или ременная передачи). Учитываются потери мощности в подшипниках качения. Для одной пары подшипников $\eta_{подш} = 0,99$ (см. табл. 6.1.3). В приводе минимум две пары подшипников, тогда $\eta_{подш}^2$.

Например:

$$\eta_{общ} = \eta_{кл.рем} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{подш} \text{ (см. рис. 6.1.20)}.$$

3. По табл. 2.8. выбрав 3—4 варианта двигателей по требуемой мощности P и частоте вращения $n_{р.м}$, определяют общее передаточное число привода и разбивают его по ступеням, принимая данные по табл. 6.1.7.

Проектировочный расчет цилиндрических зубчатых передач.

1. Межосевое расстояние

$$a_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}}.$$

где K_a — вспомогательный коэффициент

$K_a = 43 \text{ Н/мм}^2$ — для косозубых передач,

$K_a = 49,5 \text{ Н/мм}^2$ — для прямозубых передач;

$\psi_a = \frac{b_2}{a_w}$ — коэффициент ширины венца колеса,

$\psi_a = 0,28 \dots 0,36$ — при симметричном расположении колес относительно опор,

$\psi_a = 0,2 \dots 0,25$ — при консольном расположении одного или обоих колес;

u — передаточное число редуктора или открытой передачи (см. табл. 2.7);

$u < 6,3$ — для одноступенчатых редукторов;

$u \leq 3 \dots 6,3$ — для пары цилиндрических зубчатых колес;

Таблица 6.1.7. Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ2185—66):						
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда						
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1: 2: 4$ (ГОСТ2144-75)						
1-й ряд	10	12,5	16	20	25	31,5
2-й ряд	П,2	14	18	22,4	28	35,5
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда						
Открытые зубчатые передачи: 3 7						
Цепные передачи: 2, 4 (максимальное - 8)						
Ременные передачи (все типы), 2, 3 (максимальное -6)						

T_2 — вращающий момент тихоходного вала при расчете редуктора, Нм;

$[\sigma]_H$ — допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом или очередным контактным напряжением (см. пункт 1.11, гл. II);

$K_{H\beta}$ — коэффициент равномерности распределения нагрузки по длине зуба, $K_{H\beta} = 1$ — для прирабатывающихся зубьев.

Значение межосевого расстояния a_w , мм, выбирают согласно ГОСТ 2185-66 из ряда чисел: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500 и т. д. до 2500.

2. Модуль зацепления m , мм;

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

где K_m — вспомогательный коэффициент,

для прямозубой передачи $K_m = 6,8$,

для косозубой передачи $K_m = 5,8$;

$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1}$ — делительный диаметр колеса, мм;

$b_2 = \psi_a a_w$ — ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба материала колес с менее прочным зубом, Н/мм².

Полученное значение модуля m округлить до ближайшего большего стандартного из ряда чисел: 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10.

3. Угол наклона зуба β_{min} для косозубых передач

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_2},$$

(принимается $\beta_{\min} = 8 \dots 16^\circ$).

4. Суммарное число зубьев шестерни и колеса:
для прямозубых колес

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m};$$

для косозубых колес

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta_{\min}}{m};$$

z_{Σ} округлить до целого числа в меньшую сторону.

5. Уточнение действительной величины угла наклона зубьев для косозубой передачи:

$$\beta = \arccos \frac{z_{\Sigma} m}{2a_w}.$$

У шевронных колес принимается $\beta = 25 \dots 40^\circ$.

6. Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u} \quad (\text{округлить до целого числа}).$$

Рекомендуемое значение $z_1 \geq 18$.

Число зубчатых колес $z_2 = z_{\Sigma} - z_1$.

7. Фактическое передаточное число u_{ϕ} и его отклонение от заданного u :

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100 \leq 4\%.$$

8. Фактическое межосевое расстояние:

для прямозубых передач $a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2}$,

для косозубых передач $a_w = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}$.

9. Фактические основные геометрические параметры передачи, мм.
Шестерня:

$$\left. \begin{array}{l} \text{прямозубая: } d_1 = mz_1 \\ \text{косозубая: } d_1 = mz_1 \cos \beta \end{array} \right\} d_{a_1} = d_1 + 2m; d_{f_1} = d_1 - 2,4m; b_1 = b_2 + (2 \dots 4).$$

Колесо:

$$\left. \begin{array}{l} \text{прямозубая: } d_2 = mz_2 \\ \text{косозубая: } d_2 = mz_2 \cos \beta \end{array} \right\} d_{a_2} = d_2 + 2m; d_{f_2} = d_2 - 2,4m; b_2 = \psi_\alpha \cdot a_w.$$

b_1 и b_2 — ширина венца.

Проверочный расчет.

1. Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

2. Условие пригодности заготовок колес:

$$D_{\text{заг}} \leq D_{\text{пред}}; S_{\text{заг}} \leq S_{\text{пред}}.$$

Диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}} = d_a + 6$ мм.

Толщина диска заготовки колеса закрытой передачи $S_{\text{заг}} = b_2 + 4$ мм.

Предельные значения $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ — см. табл. 6.1.4.

3. Контактное напряжение σ_H , Н/мм²

$$\sigma_H = \frac{310}{a_w} \cdot u \sqrt{\frac{T_2 K_{H\beta} K_{Hv} (1+u)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H,$$

где $K_{H\beta}$ — коэффициент равномерности распределения нагрузки по длине зуба, K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки зависит от окружной скорости колес и степени точности передачи — см. табл. 6.1.9.

Таблица 6.1.8 - Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые обдуваемые. Технические данные

Номинальная мощность, Р _н , кВт	Синхронная частота вращения, об/мин.							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	Номинальная частота ином, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота ином, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота ином, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота ином, об/мин
0,25	4ААМ56В2УЗ	2760	4ААМ63А4УЗ	1370	4ААМ63В6УЗ	890	4АМ71В8УЗ	680
0,37	4ААМ63А2УЗ	2740	4ААМ63В4УЗ	1365	4АМ71А6УЗ	910	4АМ80А8УЗ	675
0,55	4ААМ63В2УЗ	2710	4АМ71А4УЗ	1390	4АМ71В6УЗ	900	4АМ901А8УЗ	700
0,75	4АМ71А2УЗ	2840	4АМ71В4УЗ	1390	4АМ80А6УЗ	915	4АМ90Б8УЗ	700
1,1	4АМ71В2УЗ	2810	4АМ80А4УЗ	1420	4АМ80В6УЗ	920	4АМ100Б8УЗ	700
1,5	4АМ80А2УЗ	2850	4АМ80В4УЗ	1415	4АМ90Б6УЗ	935	4АМ112МΛ8У	700
2,2	4АМ80В2УЗ	2850	4АМ90Б4УЗ	1425	4АМ100Б6УЗ	950	3	700
3,0	4АМ90Б2УЗ	2840	4АМ1008АУЗ	1435	4АМ112МΛ6УЗ	955	4АМ112МВ8У	700
4,0	4АМ100S2УЗ	2880	4АМ1001ЛУЗ	1430	4АМ112МВ6УЗ	950	3	720
5,5	4АМ100Б2УЗ	2880	4АМ112М4УЗ	1445	4АМ13286УЗ	965	4АМ13288УЗ	720
7,5	4АМ112М2УЗ	2900	4АМ13284УЗ	1455	4АМ132М6УЗ	870	4АМ132М8УЗ	730
							4АМ16088УЗ	

Примечания: 1. Структура обозначения типоразмера двигателя: 4 — порядковый номер серии; А — вид двигателя — асинхронный; А — станина и щиты двигателя алюминированные (отсутствие знака означает, что станина и щиты чугунные или стальные); М — модернизированный, двух- или трехзначное число — высота оси вращения ротора; А, В — длина сердечника статора; L, S, M — установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 — число полюсов; УЗ — климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом) по ГОСТ 15150—69. 2. Обозначение документа на поставку: двигатель 4ААМ56УЗ по ТУ16—510.755—81; двигатель 4ААМ63УЗ по ТУ16—510.770—81; двигатель 4АМ71УЗ-4АМ100УЗ по ТУ16-510.776-81; двигатель 4АМ112УЗ, 4АМ132УЗ по ТУ16-510.781-81; двигатель 4АМ16088УЗ по ТУ16-510.810-81 (информация справочная).

Таблица 6.1.9 - Значения коэффициента динамической нагрузки

Степень точности	Твердость поверхности зубьев, НВ		Коэффициент K_{Hv} при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	<i>a</i>	≤ 350	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	<i>b</i>	>350	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	<i>a</i>	≤ 350	1,04/1,01	1,08/1,03	1,16/1,05	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	<i>b</i>	> 350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	<i>a</i>	≤ 350	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	<i>b</i>	>350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

Для косозубой передачи:

$$\sigma_H = \frac{266}{a_w} \cdot u^2 \sqrt{\frac{T_2 K_{Ha} K_{H\beta} K_{Hv} (1+u)^3}{b_2}} \leq [\sigma]_H$$

где K_{Ha} — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Для прямозубой передачи $K_{Ha} (K_{Fa}) = 1$.

Для косозубых и шевронных колес зависит от окружной скорости колес и степени точности, при $v \leq 10$ м/с и 6...8 степени точности

$$K_{Ha} = 1,01 \dots 1,12; \quad K_{Fa} = 0,72 \dots 0,91.$$

4. Напряжение изгиба зубьев шестерни σ_{F_1} и колеса σ_{F_2} :

$$\sigma_{F_2} = \frac{Y_{F_2} Y_{\beta} F_t K_{Fa} K_{Fv} K_{F\beta}}{b_2 m} \leq [\sigma]_{F_1};$$

$$\sigma_{F_1} = \frac{\sigma_{F_2} Y_{F_1}}{Y_{F_2}} \leq [\sigma]_{F_2}.$$

где σ_{F_1} и σ_{F_2} — коэффициенты формы зуба шестерни и колеса для прямозубых колес, зависящие только от числа зубьев.

Значения коэффициента Y_F , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений в зависимости от числа зубьев z , и коэффициента смещения x режущего инструмента — см. табл. 6.1.10. В связи с тем, что числа зубьев шестерни $z_1 < z_2$, зуб шестерни у основания более тонкий, чем у колеса. Это нашло отражение в большем значении ($Y_{F_1} > Y_{F_2}$). Изгибную прочность шестерни принимают больше, чем колеса.

Условием равной прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса является:

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}}$$

Для косозубых колес — в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни и колеса,

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta'}$$

где β — угол наклона зубьев. Выбирается коэффициент Y_F (по табл. 6.1.10).

Таблица 6.1.10 - Коэффициенты формы зуба Y_{F_1} и Y_{F_2}

v или z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F	z	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61		3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Примечание. Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x = 0$.

У косозубых колес длина зуба больше чем у прямозубых, поэтому в расчетную формулу введен коэффициент Y_β , учитывающий наклон линии зуба:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$$

Для прямозубых колес $Y_\beta = 1$.

F_t — окружная сила в зацеплении, Н;

b_2 — ширина зубчатого венца колеса, мм;

m — модуль зацепления, мм;

K_{Fa} — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Для прямозубых колес $K_{Fa} = 1$.

Для косозубых и шевронных колес зависит от скорости колес и степени точности, при $v < 10$ м/с и 6...8 степени точности $K_{Fa} = 0,72...0,91$;

$K_{F\beta}$ — коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta} = 1$;

$[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$ — допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм²;

K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки в зависимости от степени точности и окружной скорости. $K_{Fv} = 1,02...1,95$.

Таблица 6.1.11 - Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при передаточном числе и:		
свыше 30	0,70...0,75	—
свыше 14 до 30	0,80...0,85	—
свыше 8 до 14	0,85...0,95	—
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	—	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	—	0,95...0,97

Примечания. 1. Ориентировочные значения КПД закрытых передач в масляной ванне приведены для колес, выполненных по 8-й степени точности, а для открытых — по 9-й; при более точном выполнении колес КПД может быть повышен на 1 15%; при меньшей точности — соответственно понижен. 2. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают $\eta_{an} = 0,75...0,85$. После установления основных параметров передачи значение КПД следует уточнить. 3. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения $\eta_{нк} = 0,99...0,995$; для одной пары подшипников скольжения $\eta_{нс} = 0,98...0,99$. 4. Потери в муфте принимаются $\eta_m = 0,98$.

6.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 6.2.1. Вычислить основные параметры цилиндрической косозубой передачи, если $n_1 = 1500$ об/мин, $n_2 = 300$ об/мин, нормальный модуль $m_n = 5$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 20$.

Угол наклона зубьев $\beta = 14^\circ 30'$.

Решение.

1.1. Определить передаточное число:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{300} = 5.$$

1.2. Определить число зубьев колеса:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 5 \cdot 20 = 100.$$

Полученное дробное число зубьев округлить до целого числа.

1.3. Определить делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 20}{\cos 14^\circ 13'} = \frac{100}{0,968} = 103,3 \text{ мм},$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 100}{\cos 14^\circ 13'} = \frac{500}{0,968} = 516,53 \text{ мм}.$$

1.4. Основные геометрические размеры зубчатых колес — диаметры вершин зубьев d_a и впадин зубьев d_f

$$\begin{aligned} d_{a_1} &= d_1 + 2m_n = 103,3 + 2 \cdot 5 = 113,3 \text{ мм}, \\ d_{f_1} &= d_1 - 2,5m_n = 103,3 - 2,5 \cdot 5 = 90,81 \text{ мм}, \\ d_{a_2} &= d_2 + 2m_n = 516,53 + 2 \cdot 5 = 526,53 \text{ мм}, \\ d_{f_2} &= d_2 - 2,5m_n = 516,53 - 2,5 \cdot 5 = 504,03 \text{ мм}. \end{aligned}$$

1.5. Уточнить передаточное число $u_\Phi = \frac{z_2}{z_1}$,

$$\Delta u = \frac{|u_\Phi - u|}{u} \cdot 10 \leq 4\%.$$

1.6. Межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(103,3 + 516,53) = 309,92 \text{ мм}.$$

Полученное значение согласовать с рядом предположительных чисел (ГОСТ 6636-69, табл. 4.1.11).

Задача 6.2.2. Определить силы, действующие в зацеплении косозубой передачи, если передаваемая мощность $P_1 = 12$ кВт, частота вращения вала $n_1 = 1000$ об/мин, нормальный модуль зацепления $m_n = 4$ мм, делительный диаметр шестерни $d_1 = 105$ мм, число зубьев $z_1 = 25$.

Решение.

2.1. Определить вращающий момент двигателя, который равен моменту на шестерне:

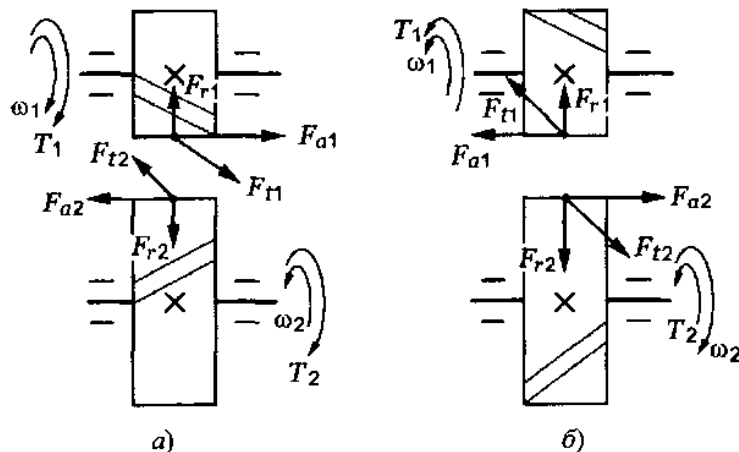


Рис. 6.2.1 - Схемы сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи:

a — направление вращения быстроходного вала по часовой стрелке; b — направление вращения быстроходного вала против часовой стрелки

$$T_1 = T_{дв} = \frac{P_{дв} 10^3}{\omega_{дв}}; \quad \omega_{дв} = \frac{\pi n_1}{30} = \pi \cdot \frac{1000}{30} = 104,5 \text{ 1/с.}$$

$$T_1 = \frac{12 \cdot 10^3}{104,5} = 115 \text{ Нм.}$$

2.2. Определить окружную силу F_t в зацеплении:

$$T_1 = \frac{F_t d_1}{2}; \quad F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 115}{0,105} = 2,18 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2.3. Определить окружной модуль:

$$m_t = \frac{d_1}{z_1} = \frac{105}{25} = 4,2 \text{ мм.}$$

2.4. Угол наклона зуба:

$$\cos \beta = \frac{m_n}{m_t} = \frac{4}{4,2} = 0,953; \quad \beta = \arccos 0,953 = 17^\circ 38'.$$

2.5. Осевая сила в зацеплении

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = F_t \cdot \operatorname{tg} 17^\circ 38' = 2,18 \cdot 10^3 \cdot 0,318 = 693 \text{ Н.}$$

Направление силы F_a зависит от наклона зуба и направления вращения.

2.6. Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ 38'} = 2,18 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,364}{0,953} = 832 \text{ Н.}$$

Задача 6.2.3. Для привода, изображенного на рис. 6.2.2, подобрать электро-двигатель 1, передаточные числа ступеней привода: клиноременной переучи 2 и зубчатого редуктора 3 при следующих данных: сила тяги ленты конвейера 4, $F = 2000 \text{ Н}$, скорость ленты $v = 1,2 \text{ м/с}$, диаметр барабана $D_6 = 400 \text{ мм}$. Определить вращающие моменты на валах привода.

Решение.

3.1. Определить мощность на рабочем валу машины:

$$P_{р.м} = \frac{Fv}{1000} = \frac{2000 \cdot 1,2}{1000} = 2,4 \text{ кВт.}$$

3.2. Частота вращения приводного вала (вал рабочей машины)

$$v = \frac{\pi D_6 n_{р.м}}{60 \cdot 1000'}$$

следовательно,

$$n_{р.м} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 1,2}{\pi \cdot 400} = 57,32 \text{ об/мин.}$$

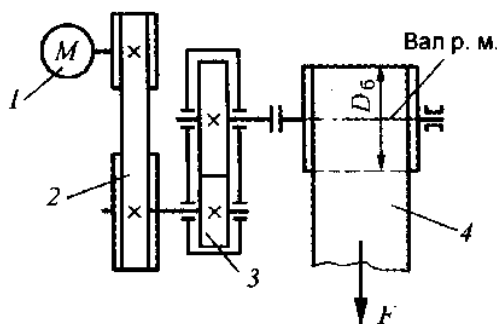


Рисунок 6.2.2

3.3. Определить общий коэффициент полезного действия привода (табл. 6.2.11).

$$\eta_{\text{клин.рем}} = 0,97; \quad \eta_{\text{зубч}} = 0,96;$$

$$\eta_{\text{подш}} = 0,99; \quad \eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,91/$$

3.4. Выбираем электродвигатель по табл. 6.2.12 серии 4А с нормальной мощностью $P_{\text{норм}} = 3 \text{ кВт}$.

Рассмотрим четыре варианта типа двигателя и определим общее передаточное число $u_{\text{общ}}$.

Таблица 6.2.12. Технические данные двигателей

	Тип двигателя	$P_{\text{норм}}$	Частота вращения		Общее передаточное число привода
			синхрон.	асинхрон.	
1	4АМ112МВ8УЗ	3,0	750	700	$700/57,32 = 12,21$
2	4АМ112МА6УЗ	3,0	1000	955	$955/57,32 = 16,66$
3	4АМ100S4УЗ	3,0	1500	1435	$1435/57,32 = 25,03$
4	4АМ90L2УЗ	3,0	3000	2840	$2840/57,32 = 49,55$

3.5. Разбивка $u_{\text{общ}}$ привода по ступеням.

Предварительно примем по табл. 2.7 $u_{ред} = 4$ и вычислим возможные передаточные числа клиноременной передачи.

Оптимальное передаточное число для ременных передач в пределах 2...4, — окончательно принимаем из вариантов:

$$u_{рем_1} = \frac{49,55}{4} = 12,39;$$

$$u_{рем_2} = \frac{23,05}{4} = 6,26;$$

$$u_{рем_3} = \frac{16,66}{4} = 4,17;$$

$$u_{рем_4} = \frac{12,21}{4} = 3,05 \text{ — последний вариант.}$$

Итак, $u_{рем} = 3,05$; $u_{зубч} = 4$.

Таким образом, в приводе использован электродвигатель 4АМ112МВ8УЗ: $P_{ном} = 3\text{кВт}$, $n_{дв} = 700$ об/мин.

3.6. Определяем вращающие моменты на валах.

$$T_{дв} = T_1 = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{\omega_{дв}}; \quad \omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{\pi \cdot 700}{30} = 73,27 \text{ 1/с.}$$

$$T_{дв} = T_1 = \frac{3 \cdot 10^3}{73,27} = 40,94 \text{ Нм.}$$

T_2 на быстроходном валу редуктора:

$$T_2 = T_1 \cdot u_{рем_1} \cdot \eta_{рем} = 40,94 \cdot 3,05 \cdot 0,97 = 121,12 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора:

$$T_3 = T_2 \cdot u_{ред} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{подш}^2 = 121,12 \cdot 4 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 455,8 \text{ Нм.}$$

Задача 6.2.4. По условию задачи 6.2.3 подобрать материал зубчатых колес, термообработку и определить значения допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ и допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_F$.

Решение.

4.1. Выбор материала, твердости колес и материалобработки.

В малонагруженных передачах в условиях индивидуального задания (или мелкосерийного производства) применяют материал с твердостью

$H \leq 350$ HB. При чистовом нарезании зубьев после термообработки обеспечивается хорошая прирабатываемость зубьев. По табл. 6.2.4 принимаем: материал шестерни и колеса — сталь 45, термообработка — улучшение; твердость шестерни — 269...302 HB, диаметр заготовки $D \leq 80$ мм, ширина заготовки $S \leq 50$ мм. Твердость колеса принимается на 20...50 единиц меньше. Принимаем:

Твердость шестерни 280 HB.

$$HB_1 - HB_2 = 280 - 250 = 30.$$

Твердость колеса 250 HB.

При $HB_1 \geq HB_2$ зубья изнашиваются равномерно и лучше прирабатываются.

4.2. Допускаемые контактные напряжения для шестерни и колеса.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H0}}{[S]_H} \cdot K_{HL};$$

или

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot K_{HL},$$

где $[\sigma]_{H0}$ — предел контактной выносливости (табл. 6.2.6), $[S]_H$ — допускаемый коэффициент безопасности 1,1... 1,2, K_{HL} — коэффициент долговечности.

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0_1}}{N_1}},$$

где N_{H0_1} — число циклов предельных напряжений, для $HB_{cp} = 300$ $N_{H0} = 25$ млн циклов (см. табл. 6.2.5); N_1 — число циклов перемены напряжений за весь срок службы,

$$N_1 = 573 \cdot \omega_1 \cdot L_h,$$

где ω_1 — частота вращения вала шестерни,

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \pi \cdot \frac{965}{30} = 101,5 \text{ 1/с};$$

L_h — срок службы привода (ресурс) для редукторов по ГОСТ 16162—85, $L_h = 40 \cdot 10^3$ час,

$$N_1 = 573 \cdot 101,5 \cdot 40 \cdot 10^3 = 232 \cdot 10^7.$$

Очевидно, что $N_{H0_1} \leq N$, тогда K_{HL} принимают равным 1.

Коэффициент долговечности при определении $[\sigma]_F$ также равен 1.

$$\sigma_{H_1} = (1,8HB_1 + 67) \cdot K_{HL} = (1,8 \cdot 280 + 67) \cdot 1 = 571 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{H_2} = (1,8HB_2 + 67) \cdot K_{HL} = (1,8 \cdot 250 + 67) \cdot 1 = 518 \text{ МПа}.$$

В дальнейшем расчете передачи величину $[\sigma]_H$ берут меньшую из двух полученных σ_{H_1} и σ_{H_2} .

4.3. Допускаемые напряжения при изгибе:

$$\sigma_{F_1} = (1,03HB_1 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}) = (1,03 \cdot 280 \cdot 1,1) = 316 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{F_2} = (1,03HB_2 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}) = (1,03 \cdot 250 \cdot 1) = 257 \text{ МПа}.$$

Задача 6.2.5. Из расчета на контактную прочность определить геометрические размеры прямозубого цилиндрического редуктора. Привод состоит из электродвигателя, соединительной муфты и одноступенчатого редуктора (рис. 6.2.3).

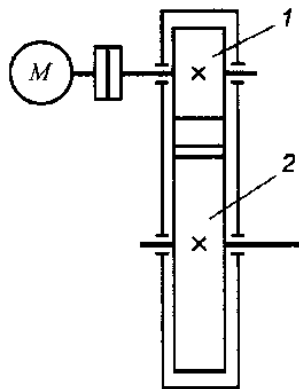


Рисунок 6.2.3

Исходные данные:

$$P_{\text{дв}} = 5,5 \text{ кВт};$$

$$n_{\text{дв}} = 965 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{\text{дв}} = \omega_1 = 101,5 \text{ 1/с};$$

передаточное число редуктора $u = 4$ (зубчатая пара).

Материал зубчатых колес и значение допускаемого контактного напряжения $[\sigma]_H$ см. в задаче 6.2.4 – пункты 4.1 и 4.2.

Решение.

5.1. Расчетные коэффициенты.

Для симметричного расположения колес относительно опор коэффициент ширины венца колеса $\psi_\alpha = \frac{b_2}{a_w}$ — принимается 0,28...0,36, следовательно, $\psi_\alpha = 0,34$; $K_{H\beta} = 1,0$.

5.2. Определение межосевого расстояния:

$$a_w \geq K_a(u=1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\psi_a u^2 [\sigma]_H^2}}; \quad K_{H\beta} = 1 \text{ (см. стр. 70)}$$

$K_a = 49,5$ — для прямозубых передач,

$K_a = 43$ — для косозубых передач,

$$T_2 = T_{дв} \cdot u_{зуб} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{подш}^2 = \frac{P_{дв} \cdot 10^3}{\omega_{дв}} \cdot u_{зуб} \cdot \eta_{муф} \cdot \eta_{зуб} \cdot \eta_{подш}^2 =$$

$$= \frac{5,5 \cdot 10^3}{101,5} \cdot 4 \cdot 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 199,84 \text{ Нм.}$$

$$a_w = 49,5(4+1) \sqrt[3]{\frac{199,84 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{0,34 \cdot 4^2 \cdot 518^2}} = 247,5 \cdot \sqrt[3]{0,14} = 128,45,$$

$a_w = 125$ мм.

5.3. Ширина зубчатого венца

колеса $b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,34 \cdot 125 = 42,5$ мм;

шестерни $b_1 = 1,12b_2 = 1,12 \cdot 42,5 = 47,6$ мм.

Принять $b_2 = 42$ мм; $b_1 = 48$ мм.

5.4. Определить модуль зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2K_m T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_{F_2}},$$

где K_m — см. п. 1.13-2. $K_m = 6,8$ — для прямозубых;

$d_2 = \frac{2a_w u}{u+1} = \frac{2 \cdot 125 \cdot 4}{5} = 200$ мм — делительный диаметр колеса;

$[\sigma]_{F_2} = 257$ МПа (задача 6.2.4);

$$m \geq \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 199,84 \cdot 10^3}{200 \cdot 42 \cdot 257} = 1,26 \text{ мм.}$$

Если при расчете получен $m < 1$, принять по стандарту $m = 1,5$.

По стандарту $m = 1,25$ мм (табл. 6.2.1).

5.5. Определить число зубьев z_1 и z_2 .

Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 125}{1,25} = 200,$$

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{200}{4 + 1} = 40,$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 200 - 40 = 160.$$

5.6. Уточнить передаточное число

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{160}{40} = 4; \text{ отклонения нет.}$$

5.7. Определить основные геометрические размеры передач. Определить пригодность заготовки шестерни и колеса (рис. 6.1.7):

$$\begin{aligned} d_1 &= m \cdot z_1 = 1,25 \cdot 40 = 50 \text{ мм,} \\ d_2 &= m \cdot z_2 = 1,25 \cdot 160 = 200 \text{ мм,} \\ d_{a_1} &= d_1 + 2m = 50 + 2 \cdot 1,25 = 52,5 \text{ мм,} \\ d_{a_2} &= d_2 + 2m = 200 + 2 \cdot 1,25 = 202,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

5.8. Уточнить межосевое расстояние:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(50 + 200) = 125 \text{ мм.}$$

5.9. Проверка пригодности передачи.

Диаметр заготовки

$$D_{\text{заг}} = d_{a_1} + 6 \text{ мм} = 52,2 + 6 = 58,2 < 80 \text{ мм.}$$

Толщина диска заготовки колеса

$$S_{\text{заг}} = b_2 + 4 \text{ мм} = 42 + 4 = 46 \text{ мм} < 50 \text{ мм (табл. 2.4).}$$

Условия пригодности выполняются.

5.10. Принять степень точности передачи по табл. 6.2.2, гл. II в зависимости от окружной скорости колес

$$v = \omega_1 \cdot \frac{d_1 \cdot 10^3}{2} = 101,5 \cdot \frac{50 \cdot 10^3}{2} = 2,54 \text{ м/с.}$$

Для прямозубой цепной передачи принимаем 9-ю степень точности.

5.11. Проверка зубчатой передачи на контактную прочность.

$$\begin{aligned}\sigma_H^{\text{расч}} &= \frac{310}{a_w u} \sqrt{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot (u+1)^2}{b_2}} = \\ &= \frac{310}{125 \cdot 4} \sqrt{\frac{199,84 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 1,12 \cdot (4+1)^2}{42}} = 0,62 \cdot 815 \\ &= 505,3 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 518 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Прочность обеспечена.

Задача 6.2.6. Проверить прочность зубьев прямозубой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба (рис. к задаче 6.2.5) при следующих данных: $z_1 = 38$; $z_2 = 154$; $T_2 = 183$ Нм; ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 40$ мм; диаметры делительных окружностей: $d_1 = 47,5$ мм, $d_2 = 192,5$ мм; степень точности 9-я; $H < 350$ НВ; окружная скорость передачи $v = 2,4$ м/с.

Решение:

6.1. Определить сравнительную характеристику прочности зубьев на изгиб по отношениям:

для шестерни $\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}}$, для колеса $\frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}}$

при $z_1 = 38$, $Y_{F_1} = 3,72$ (табл. 6.2.10),

$z_2 = 154$, $Y_{F_2} = 3,6$.

Значения $[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$ — см. задачу 6.2.4.

$$\frac{[\sigma]_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{280}{3,72} = 75,3 \text{ МПа} > \frac{[\sigma]_{F_2}}{Y_{F_2}} = \frac{650}{3,6} = 69,3 \text{ МПа}.$$

Так как прочность зубьев колеса ниже прочности зубьев шестерни, поэтому проверочный расчет на изгиб выполняется по зубьям колеса.

6.2. Определить расчетные напряжения изгиба в основании ножки зуба колеса:

$$\sigma_{F_2}^{\text{расч}} = \frac{Y_{F_2} \cdot F_t \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b_2 m},$$

где F_t — окружная сила (рис. 6.2.10)

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 183 \cdot 10^3}{195,5} = 1900 \text{ Н}.$$

$K_{F\beta} = 1,0$ — см. пункт 1.14,

$K_{Fv} = 1,9$ - см. пункт 1.14. $K_{Fv} = 1,06$ —1,96,

$$\sigma_{F_2}^{\text{расч}} = \frac{3,6 \cdot 1900 \cdot 1,07 \cdot 1,9}{40 \cdot 1,25} = 151 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma]_{F_2} = 257 \text{ МПа}$ (задача 6.2.4). Прочность обеспечена.

Задача 6.2.7. Определить усилия, возникающие в прямо- и косозубой цилиндрических передачах, если вращающий момент $T_1 = 40 \text{ Нм}$, диаметр делительной окружности шестерни $d_1 = 47,5 \text{ мм}$. Угол зацепления $\alpha_w = 20^\circ$, угол наклона зубьев в косозубой передаче $\beta = 14^\circ$ (рис. 6.2.8, 6.2.10, 6.2.11, б).

Решение.

7.1. Для прямозубой передачи:

Давление F_n раскладывается на две составляющие: F_t — окружная сила; F_r — радиальная сила.

$$T_1 = F_t \cdot \frac{d_1}{2}, \text{ следовательно, } F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 49 \cdot 10^3}{47,5} = 2060 \text{ Н};$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2060 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2060 \cdot 0,364 = 750 \text{ Н}.$$

7.2. Направление окружной силы на ведомом колесе совпадает с направлением вращения, на ведущем — противоположно ему; $F_{t_1} = F_{t_2}$ (рис. 6.2.10).

Для косозубой передачи:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 49 \cdot 10^3}{47,5} = 2060 \text{ Н},$$

$$F_\alpha = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2060 \cdot \operatorname{tg} 14^\circ = 2060 \cdot 0,249 = 513 \text{ Н},$$

$$F_r = F_n \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{2060}{\cos 14^\circ} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = \frac{2060 \cdot 0,364}{0,97} = 772 \text{ Н}.$$

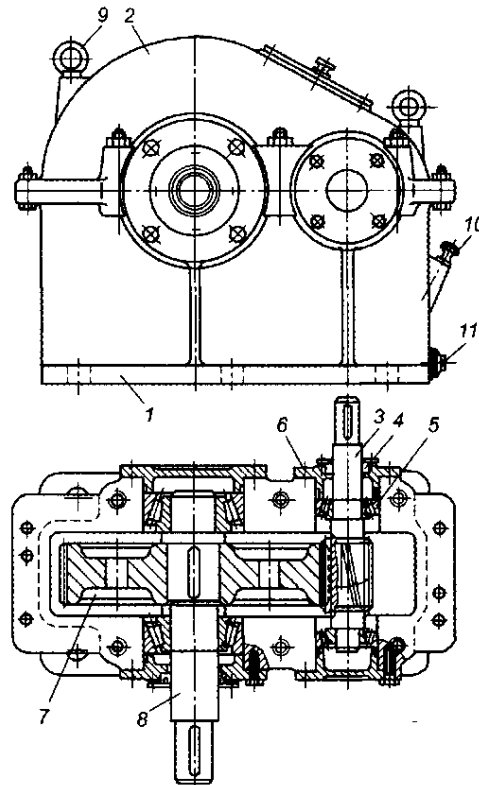


Рис. 6.2.22. Одноступенчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами: 1 — основание корпуса; 2 — крышка корпуса; 3 — ведущий вал-шестерня; 4 — уплотнение; 5 — роликоподшипник конический; 6 — крышка торцовая; 7 — колесо; 8 — вал ведомый; 9 — рым-болт; 10 — жезловый маслоуказатель; 11 — пробка маслоспускная

Задача 6.2.8. Выполнить кинематическую схему привода лебедки. Определить расчетную мощность и общее передаточное число привода и передаточные числа зубчатой и клиноременной передач (рис. 6.2.23, 6.2.24).

Исходные данные, диаметр барабана $D_{бар} = 225$ мм, усилие тяги $F_{тяг} = 500$ Н, скорость $v = 1,1$ м/с, частота вращения двигателя $n_{дв} = 900$ об/мин.

Решение.

8.1. Выполнить кинематическую схему привода.

8.2. Определить частоту вращения барабана:

$$v = \frac{\pi D_{бар} n_{бар}}{60 \cdot 10^3};$$

$$n_{бар} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{\pi \cdot D_{бар}} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 1,1}{\pi \cdot 225} = 93,5 \text{ об/мин.}$$

8.3. Общее передаточное число привода определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{ном}$ к частоте вращения приводного вала; в данной задаче — вал барабана 4.

$$u_{\text{прив}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{бар}}} = \frac{900}{93,5} = 9,63.$$

$u_{\text{прив}} = u_{\text{кл. рем}} \cdot u_{\text{зубч}}$ — передаточное число привода $u_{\text{прив}}$ равно произведению передаточных чисел степеней привода.

Принимаем $u_{\text{рем}} = 2$. Для клиноременных передач $u < 7$.

Тогда

$$u_{\text{зубч}} = \frac{n_{\text{прив}}}{n_{\text{рем}}} = \frac{9,63}{2} = 4,81.$$

8.4. Вращающий момент на барабане

$$T_{\text{бар}} = F_{\text{тяги}} \frac{D_{\text{бар}}}{2}, \quad T_{\text{бар}} = 500 \cdot \frac{225}{2} = 45000 \text{ Нмм} = 45 \text{ Нм}.$$

8.5. Определение мощности на барабане:

$$P_{\text{бар}} = T_{\text{бар}} \frac{\omega_{\text{бар}}}{10^3};$$

$$\omega_{\text{бар}} = \frac{\pi n_{\text{бар}}}{30} = \frac{\pi \cdot 93,5}{30} = 9 \frac{1}{c}; \quad P_{\text{бар}} = \frac{45,9}{10^3} = 0,4 \text{ кВт}.$$

8.6. Мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{бар}}}{\eta_{\text{зубч}} \eta_{\text{рем}}} = \frac{0,4}{0,96 \cdot 0,97} = 0,43 \text{ кВт}.$$

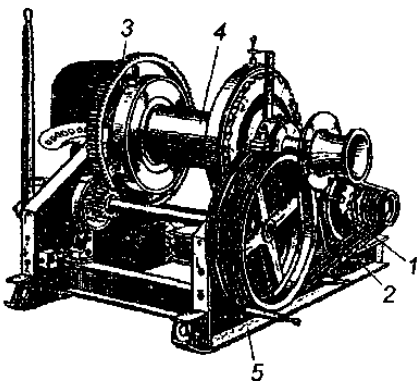


Рисунок 6.2.23 - Электрическая лебедка:
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача;
3 – открытая цилиндрическая зубчатая передача;
4 – барабан; 5 – рама

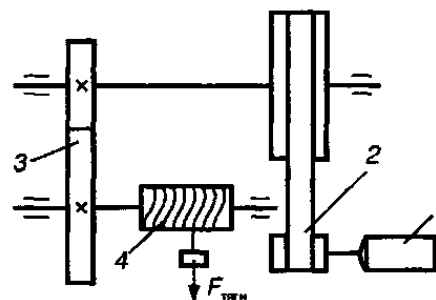


Рисунок 6.2.24 – Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; 2 – ременная передача;
3 – зубчатая передача; 4 – лебедка

6.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 6.3.1. Определить силы, действующие в зацеплении косозубой передачи, если передаваемая мощность $P_1 = 12$ кВт, частота вращения вала $n_1 = 1000$ об/мин, нормальный модуль зацепления $m_n = 4$ мм, делительный диаметр шестерни $d_1 = 105$ мм, число зубьев $z_1 = 25$ (рис. 6.3.1). Входные данные для задачи 6.3.1 в таблице 6.3.1.

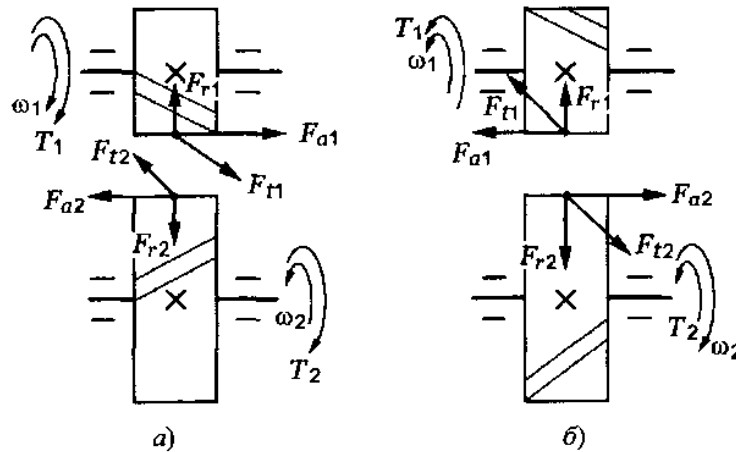


Рис. 6.2.1 - Схемы сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи: *а* — направление вращения быстроходного вала по часовой стрелке; *б* — направление вращения быстроходного вала против часовой стрелки

Таблица 6.3.1 – Входные данные для задачи 6.3.1

№ варианта	P_1 , кВт	n_1 , об/мин	m_n , мм	d_1 , мм	z_1
1	10	900	4	100	24
2	11	950	4	101	25
3	12	1000	4	102	26
4	13	1050	4	103	27
5	14	1100	4	104	28
6	15	1150	4	105	24
7	16	1200	4	106	25
8	17	1250	4	100	26
9	18	1300	4	101	27
10	19	1350	4	102	28
11	20	1400	4	103	24
12	10	1450	4	104	25
13	11	1500	4	105	26
14	12	900	4	106	27
15	13	950	4	100	28
16	14	1000	4	101	24
17	15	1050	4	102	25

18	16	1100	4	103	26
19	17	1150	4	104	27
20	18	1200	4	105	28
21	19	1250	4	106	24
22	20	1300	4	100	25
23	10	1350	4	101	26
24	11	1400	4	102	27
25	12	1450	4	103	28
26	13	1500	4	104	24
27	14	900	4	105	25
28	15	950	4	106	26
29	16	1000	4	100	27
30	17	1050	4	101	28

6.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 6.4.1. Выполнить кинематическую схему привода лебедки. Определить расчетную мощность и общее передаточное число привода и передаточные числа зубчатой и клиноременной передач (рис. 6.4.1, 6.4.2).

Исходные данные, диаметр барабана $D_{бар} = 225$ мм, усилие тяги $F_{тяги} = 500$ Н, скорость $v = 1,1$ м/с, частота вращения двигателя $n_{дв} = 900$ об/мин. Входные данные для задачи 6.4.1 в таблице 6.4.1.

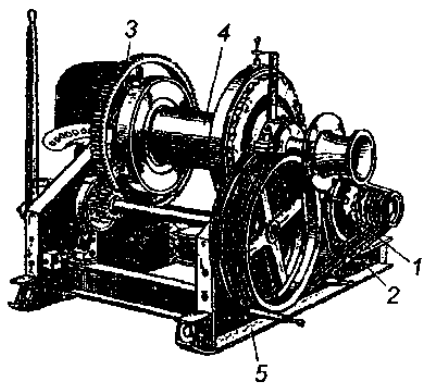


Рисунок 6.4.1 - Электрическая лебедка:
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача;
3 – открытая цилиндрическая зубчатая передача;
4 – барабан; 5 – рама

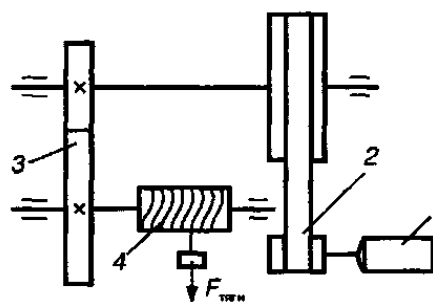


Рисунок 6.4.2 – Кинематическая схема привода:
1 – электродвигатель; 2 – ременная передача;
3 – зубчатая передача; 4 – лебедка

Таблица 6.4.1 – Входные данные для задачи 6.4.1

№ варианта	$F_{тяги}$, Н	$n_{дв}$, об/мин	v , м/с	$D_{бар}$, мм	$u_{рем}$
1	400	900	1,0	200	2
2	420	950	1,1	210	2
3	440	1000	1,15	215	2
4	460	1050	1,2	220	2
5	480	1100	1,25	225	2

6	500	1150	1,3	230	2
7	520	1200	1,35	235	2
8	540	1250	1,4	240	2
9	560	1300	1,45	245	2
10	580	1350	1,5	250	2
11	600	1400	1,0	200	2
12	400	1450	1,1	210	2
13	420	1500	1,15	215	2
14	440	900	1,2	220	2
15	460	950	1,25	225	2
16	480	1000	1,3	230	2
17	500	1050	1,35	235	2
18	520	1100	1,4	240	2
19	540	1150	1,45	245	2
20	560	1200	1,5	250	2
21	580	1250	1,0	200	2
22	600	1300	1,1	210	2
23	400	1350	1,15	215	2
24	420	1400	1,2	220	2
25	440	1450	1,25	225	2
26	460	1500	1,3	230	2
27	480	900	1,35	235	2
28	500	950	1,4	240	2
29	520	1000	1,45	245	2
30	540	1050	1,5	250	2

Часть 7. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

7.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Конические зубчатые передачи применяются при пересекающихся осях валов. Межосевой угол Σ обычно равен 90° . Конические колеса (рис. 7.1.1) бывают:

- с прямыми зубьями;
- с круговыми зубьями.

В сравнении с цилиндрическими конические передачи имеют большую массу и габариты, сложнее в изготовлении и монтаже, так как требуют точной фиксации осевого положения зубчатых колес.

Одно из конических колес, обычно шестерня, располагается консольно. При этом вследствие повышенной деформации консольного вала увеличиваются неравномерность распределения нагрузки по ширине зубчатого венца и шум.

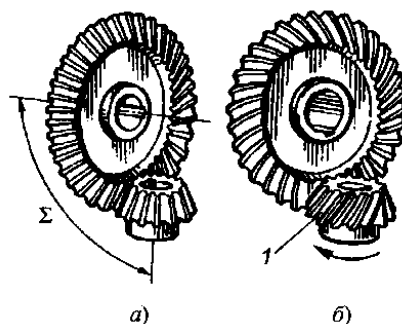


Рисунок 7.1.1 – Конические колеса:
а – с прямыми зубьями; б – с круговыми зубьями

Конические передачи применяют во всех отраслях машиностроения, где по условиям компоновки машины необходимо передать движение между пересекающимися и скрещивающимися осями валов.

Предельные окружные скорости для конических прямозубых колес имеют следующие величины: при 6-й степени точности до 12 м/с (v_{max} до 20 м/с); при 7-й - до 8 м/с (v_{max} до 10 м/с); при 8-й - до 4 м/с (v_{max} до 7 м/с); при 9-й — до 1,5 м/с (v_{max} до 3 м/с).

Передаточное число

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

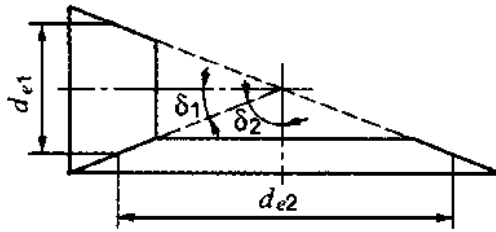


Рисунок 7.1.2

Из рисунка 7.1.2

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \frac{d_{e2}}{d_{e1}},$$

где d_{e1} и d_{e2} — внешний делительный диаметр шестерни и колеса;
 δ_1 и δ_2 — углы делительных конусов.

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1} = \operatorname{tg} \delta_2.$$

Для конических прямозубых передач рекомендуется применять $u = 2...3$;

Для передачи с круговым зубом u — до 6,3.

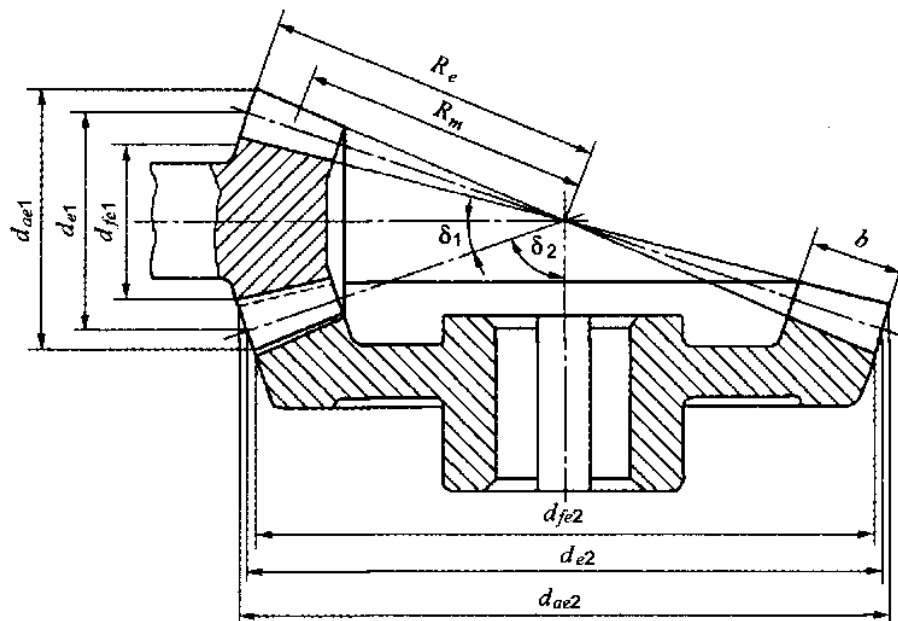


Рисунок 7.1.3 – Геометрические параметры конической прямозубой передачи

Геометрические параметры конической прямозубой передачи.
 Основные геометрические соотношения определяются в зависимости от внешнего окружного модуля m_e и числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 (значение m_e (m) — см. табл. 6.1.2).

1. Внешние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{e_1} = m_e z_1, \quad d_{e_2} = m_e z_2.$$

2. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

3. Ширина зубчатого венца

$$b = K_{be} \cdot R_e = 0,285R_e,$$

где K_{be} — коэффициент ширины зубчатого венца, $K_{be} = 0,285$.

4. Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b.$$

5. Угол делительного конуса

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}; \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1.$$

6. Модуль в среднем сечении

$$m = m_e - b \cdot \frac{\sin \delta_1}{z_1} = 0,857 \cdot m_e.$$

7. Средние делительные диаметры:

$$\begin{aligned} d_1 &= m z_1 = 0,857 d_{e_1}; \\ d_2 &= m z_2 = 0,857 d_{e_2}. \end{aligned}$$

8. Внешние диаметры вершин зубьев:

$$\begin{aligned} d_{ae_1} &= d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1; \\ d_{ae_2} &= d_{e_2} + 2m_e. \end{aligned}$$

9. Высота головки зуба:

$$h_{ae} = m_e.$$

10. Высота ножки зуба:

$$h_{fe} = 1,2m_e.$$

Силы в зацеплении прямозубых колес (рис. 7.1.4)

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} \text{ Н},$$

где T_1 и T_2 — вращающие моменты на ведущем и ведомом валах, Нм,
 d_1 и d_2 — средние делительные диаметры, мм.

Радиальная сила на шестерне ($\alpha_w = 20^\circ$)

$$F_{r_1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \cos \delta_1, \text{ (H)}.$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a_1} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \cdot \sin \delta_1, \text{ (H)}.$$

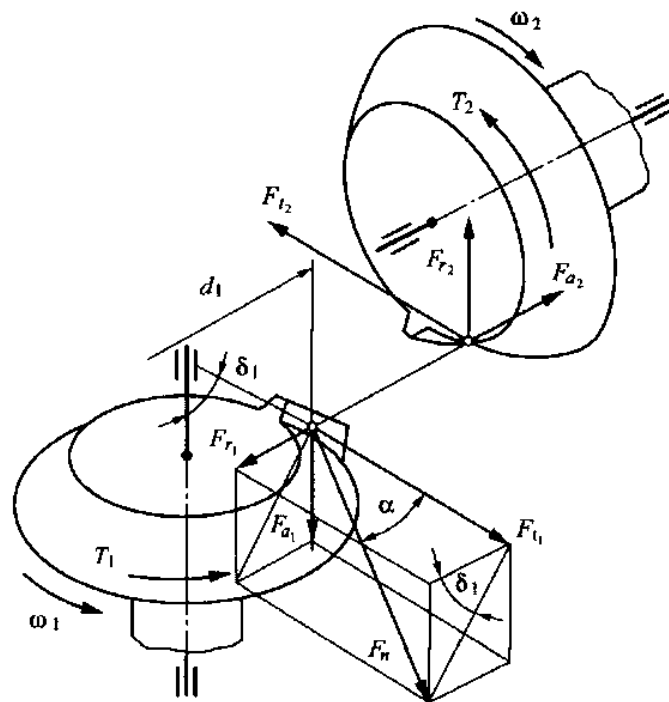


Рисунок 7.1.4 – Схема силовых соотношений в конической прямозубой передаче

Силы на колесе:

$$\begin{aligned} F_{a_2} &= F_{r_1}, \\ F_{a_1} &= F_{r_2}. \end{aligned}$$

Направление осевых сил F_a в прямозубых конических передачах от вершин конусов; радиальные силы F_r направлены к осям вращения колес. Направление окружных сил зависит от направления вращения колес.

Проектировочный расчет

1. Определяем внешний делительный диаметр колеса d_{e_2} .

$$d_{e_2} = 165 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{\theta_H [\sigma]_H^2}}.$$

где θ_H - коэффициент, учитывающий влияние на несущую способность передачи вида конических колес. Для прямозубых $\theta_H = \theta_F = 0,85$;

T_2 , Нм — вращающий момент на ведомом валу;

θ_H , Н/мм²;

$K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1$; $\theta_H = 0,85$;

По табл. 7.1.1 принять d_{e_2} и b .

2. Внешний окружной модуль

$$m_e = \frac{14T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}}{\theta_F d_{e_2} \cdot b [\sigma]_F} \quad (\text{не округлять}),$$

где $K_{F\beta}$ — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. Для прирабатывающихся колес $K_{F\beta} = 1$;

θ_F — коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\theta_F = 0,85$;

$[\sigma]_F$ — допускаемое напряжение изгиба.

d_{e_2} — согласовать по табл. 7.1.1 и принять соответствующее значение ширины венца b . Полученное значение m_e с точностью до 2-х знаков после запятой, до стандартной величины не округлять. В силовых конических передачах принять $m_e \geq 1,5$ мм.

3. Число зубьев колеса z_2 и шестерни z_1

$$z_2 = \frac{d_{e_2}}{m_e}; \quad z_1 = \frac{z_2}{u} \quad (\text{округлять до целого числа}).$$

Рекомендовано принимать $z_1 \geq 18$ (для прямозубой передачи).

4. Фактическое передаточное число зубьев

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\%.$$

Отклонение от заданного не должно быть более $\pm 4\%$.

5. Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\operatorname{tg} \delta_2 = u_{\phi}; \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} u_{\phi}; \quad \delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2.$$

Определить с точностью до 4-го знака.

6. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{d_{e_2}}{2 \sin \delta_2} \quad (\text{не округлять до целого числа}).$$

7. Ширина зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = K_{be} R_e \quad (\text{округлять до целого числа по ГОСТ 6636 – 69}),$$

где K_{be} — коэффициент ширины венца, $K_{be} = 0,285$.

8. Действительные углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 :

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u_{\phi}; \quad \delta_1 = 90^{\circ} - \delta_2.$$

9. Фактические внешние диаметры шестерни и колеса:

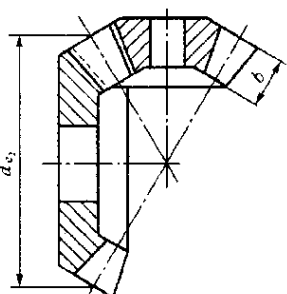
$$\begin{aligned} d_{e_1} &= m_e z_1; \quad d_{e_2} = m_e z_2; \quad d_{ae_1} = d_{e_1} + 2m_e \cos \delta_1; \\ d_{ae_2} &= d_{e_2} + 2m_e \cos \delta_2 \quad (\text{округлить до сотых долей}). \end{aligned}$$

Определить средние делительные диаметры шестерни и колеса d_1 и d_2 (рис. 7.1.2).

$$d_1 = 0,857d_{e_1}; \quad d_2 = 0,857d_{e_2} \quad (\text{до целого числа не округлять}).$$

Таблица 7.1.1 - Ширина зубчатых конических венцов в зависимости от передаточного отношения и внешнего диаметра колеса d_{e2}

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм	Ширина зубчатых венцов b , мм, для номинальных передаточных чисел u																			
	1,00	(1,12)	1,25	(1,40)	1,60	(1,80)	2,00	(2,24)	2,50	(2,80)	3,15	(3,55)	4,00	(4,50)	5,00	(5,60)	6,30			
50	10	9,5	9	9	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
(56)	11	10,5	10	10	9,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—			
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	—	—	—	—	—	—	—	—			
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	—	—	—	—	—	—	—	—			
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—	—	—			
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—	—	—			
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—	—	—			
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	—	—	—			
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24			
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26			
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30	30	28			
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32			
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36			
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40	40	40			
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45			
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52			
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60			
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65			
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70			
560	ГОСТ 12289-76 предусматривает d_{e2} до 1600 мм					90	90	90	85	85	85	85	80	80	80	80	80			
630						100	100	100	95	95	95	95	90	90	90	90	90	90		
710						120	ПО	ПО	ПО	ПО	105	105	105	105	105	105	105	105	105	105
800						130	130	125	125	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120	120
900						—	—	140	140	140	130	130	130	130	130	130	130	130	130	130
1000						—	—	160	150	150	150	150	150	150	150	150	150	150	140	140



Допускается применять ширины зубчатых венцов, определяемые расчетным путем.
 Значения без скобок являются предпочтительными. Фактические значения могут отличаться от номинальных не более, чем на 2% для d_{e2} и 3% для u .

10. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Среднее конусное расстояние

$$R_m = R_e - 0,5b.$$

11. Средняя окружная скорость колес и степени точности (см. табл. 6.1.3)

$$v = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 10^3} \quad (\text{м/с}).$$

где n_1 — частота вращения ведущего вала.

12. Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_1 = 0,857d_{e1}; \quad d_2 = 0,857d_{e2}.$$

Проверочный расчет

1. Материал зубчатых колес.

Подбор материалов производится по табл. 6.1.4. Допускаемые напряжения определяются также, как и для цилиндрических.

2. Пригодность заготовок колес (рис. 7.1.5).

$$\begin{aligned} D_{\text{заг}} &\leq D_{\text{пред}}, \\ S_{\text{заг}} &\leq S_{\text{пред}} \quad (\text{см. табл. 6.1.4}) \end{aligned}$$

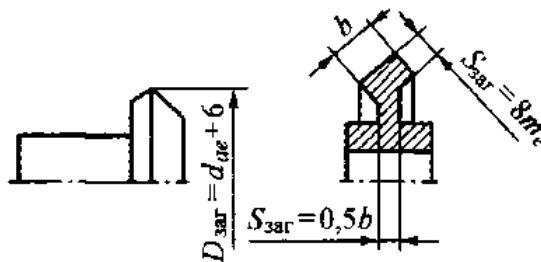


Рисунок 7.1.5

Диаметр заготовки шестерни

$$D_{\text{заг}} = d_{ae2} = 6 \text{ мм.}$$

Толщина диска или обода колеса принимается меньшей из двух:

$$S_{\text{заг}} = 8m_e; \quad S_{\text{заг}} = 0,5b;$$

$D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ - см. табл. 6.1.4.

Если условие прочности колес не выполняется, то необходимо изменить материал колес или термообработку.

3. Проверка на контактную прочность.

$$\sigma_H = \frac{2100}{d_{e2}} \sqrt{\frac{T_2 u_\phi K_{H\beta} K_{Hv}}{\theta_H d_{e2}}} \leq [\sigma]_H,$$

где T_2 , u_ϕ , θ_H , d_{e2} , $K_{H\beta}$;

K_{Hv} — коэффициент динамической нагрузки (табл. 6.1.9); $[\sigma]_H$ — см. в данном пособии. Возможно превышение σ_H над $[\sigma]_H$ в пределах 5 %.

4. Напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} (Н/мм²)

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1} F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{\theta_F b m_e} \leq [\sigma]_F,$$

где F_t (Н); b (мм); m_e (мм) — см. выше;

θ_F — коэффициент вида конических колес, для прямозубых $\theta_F = 0,85$.

Y_F — коэффициент формы зуба, определяется по таблице 2.16 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{F1} и колеса z_{F2} (без смещения, т. е. $x = 0$).

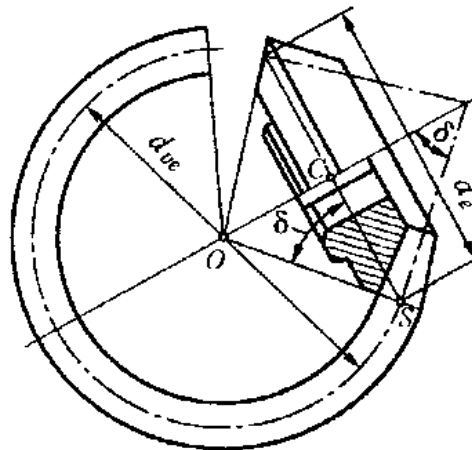


Рисунок 7.1.6

При расчете на прочность прямозубых конических зубчатых колес их заменяют эквивалентными прямозубыми цилиндрическими колесами. Эквивалентное цилиндрическое колесо получают как развертку дополнительного конуса на плоскость, ограниченного углом φ_2 . При этом форма

зуба конического колеса в нормальном сечении конусом с углом φ_1 соответствует цилиндрическому прямозубому колесу.

Профили зубьев прямозубой конической передачи, построенные на разертке дополнительного конуса близки к профилям эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса (рис. 7.1.6).

d_{v_e} — делительный диаметр эквивалентного колеса. ΔOCS :

$$d_{v_e} = \frac{d_e}{\cos \delta} = \frac{m_e z}{\cos \delta} = m_e z_{v_e},$$

откуда эквивалентное число зубьев конического колеса:

$$z_{v_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2};$$

$K_{F\beta}$ см. данное пособие.

K_{Fv} — коэффициент динамической нагрузки, определяется также, как и K_{Hv} , по табл. 6.1.9.

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1} Y_{F_2}}{Y_{F_1}}$$

где Y_{F_1} — см. табл. 7.1.2; $[\sigma]_F$ — см. данное пособие.

Таблица 7.1.2. Значения коэффициента Y_F

z или z_v	Значения Y_F при коэффициенте смещения x						
	-0,6	-0,4	-0,2	0	+ 0,2	+ 0,4	+ 0,6
17	-	-	-	-	3,89	3,58	3,32
20	-	-	-	4,08	3,78	3,56	3,34
25	-	-	4,22	3,91	3,70	3,52	3,37
30	-	4,38	4,02	3,80	3,64	3,51	3,40
40	4,37	4,06	3,86	3,70	3,60	3,51	3,42
60	3,98	3,80	3,70	3,62	3,57	3,52	3,46
80	3,80	3,71	3,63	3,60	3,57	3,53	3,49
100	3,71	3,66	3,62	3,59	3,58	3,53	3,51
200	3,62	3,61	3,61	3,59	3,59	3,59	3,56

7.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 7.2.1. Для конического прямозубого редуктора (рис. 7.2.1) рассчитать допускаемые контактные напряжения и допускаемые напряжения изгиба. Передача неревверсивная, нагрузка постоянная при среднем значении передаваемой мощности (до 8 кВт). Срок службы редуктора (ре-

курс) $L_h = 40 \cdot 10^3$ час. Частота вращения быстроходного вала $n_1 = 970$ об/мин; $u = 3$.

Решение.

1.1. Выбор материала шестерни, колеса и термообработки. Шестерня — сталь 45 — улучшение.

Колесо — сталь 45 — улучшение (табл. 6.1.4).

1.2. По табл. 2.4 в зависимости от принятого материала колес (сталь 45) и термообработки выбраны предельные размеры заготовки шестерни $D_{пред} = 125$ мм и заготовки колеса $S_{пред} = 80$ мм.

Твердость заготовки колеса 235...262 НВ. Твердость заготовки шестерни 269...302 НВ. Средние значения твердости:

$$HB_{ср_2} = 235 = \frac{262}{2} = 248,5;$$

$$HB_{ср_1} = 269 = \frac{302}{2} = 285,5.$$

Разность $HB_{ср_1} - HB_{ср_2} = 37$, что в пределах нормы (табл. 2.6).

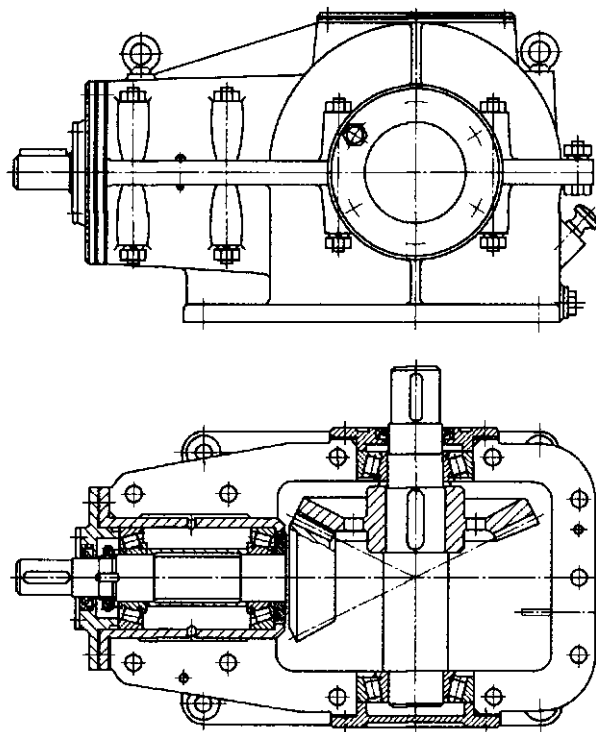


Рисунок 7.2.1 – Конический одноступенчатый редуктор

1.3. Определение допускаемых контактных напряжений для шестерни

$$[\sigma]_{H_1} = K_{HL_1} \cdot [\sigma]_{HO_1};$$

$$[\sigma]_{H_{21}} = K_{HL_2} \cdot [\sigma]_{HO_2};$$

$$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0_1}}{N_1}}; \quad K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0_2}}{N_2}}$$

По табл. 2.5 $N_{H0_1} = 25$ при $N_{H0_1} = 300$; $N_{H0_2} = 16,5$ при $N_{H0_2} = 250$;
 $N_1 = 573\omega_1 L_n$; ω_1 — частота вращения шестерни,

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \pi \frac{970}{30} = 104 \text{ (с}^{-1}\text{)}$$

$$N_1 = 573 \cdot 40 \cdot 10^3 = 238 \cdot 10^7, \text{ так как } N_1 \geq N_{H0_1}.$$

Принимаем $K_{HL_1} = 1$ (гл. II).

$$N_2 = 573\omega_2 L_n; \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{u} = \frac{104}{3} = 34,7 \text{ (с}^{-1}\text{)}$$

$$N_2 573 \cdot 34,7 \cdot 40 \cdot 10^3 = 80 \cdot 10^7, \text{ так как } N_2 \geq N_{H0_2}.$$

Принимаем $K_{HL_2} = 1$.

$$[\sigma]_{H0_1} = 1,8HB_{cp_1} + 67 = 1,8 \cdot 285 + 67 = 580 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{H0_2} = 1,8HB_{cp_2} + 67 = 1,8 \cdot 248 + 67 = 513 \text{ Н/мм}^2;$$

Тогда

$$[\sigma]_{H0_1} = K_{HL_1} \cdot [\sigma]_{H0_1} = 1 \cdot 580 = 580 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{H0_2} = K_{HL_2} \cdot [\sigma]_{H0_2} = 1 \cdot 513 = 513 \text{ Н/мм}^2.$$

Дальнейший расчет ведется по менее прочным зубьям, т. е. по $[\sigma]_{H0_2}$.

1.4. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma]_{F_1}$ и $[\sigma]_{F_2}$ (гл. II):

$$[\sigma]_{F_1} = K_{FL_1} \cdot [\sigma]_{F0_1};$$

$$[\sigma]_{F_2} = K_{FL_2} \cdot [\sigma]_{F0_2}.$$

При длительно работающей передаче $K_{FL_1} = 1$.

$$[\sigma]_{F0_1} = 1,03HB_{cp_1} = 1,03 \cdot 285,5 = 293 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_{F0_2} = 1,03HB_{cp_2} = 1,03 \cdot 248,5 = 255 \text{ Н/мм}^2;$$

Тогда $[\sigma]_{F_1} = 293 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma]_{F_2} = 255 \text{ Н/мм}^2$.

Дальнейший расчет ведется по колесу, так как изгибная прочность $[\sigma]_{F_2} < [\sigma]_{F_1}$.

Задача 7.2.2. Коническая зубчатая передача при угле между осями колес 90° имеет передаточное число $u = 3,15$; внешний окружной модуль $m_e = 4$ мм, $z_1 = 20$. Определить углы делительных конусов δ_1 и δ_2 и внешнее конусное расстояние R_e (рис. 7.1.3).

Решение.

2.1. Углы делительных конусов:

$$u = \operatorname{tg} \delta_2; \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} u = \operatorname{arctg} 3,15; \quad \delta_2 = 72^\circ 24';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72^\circ 24' = 17^\circ 36'.$$

2.2. Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 4 \sqrt{20^2 + 63^2} = 132 \text{ мм.}$$

$$z_2 = uz_1 = 3,15 \cdot 20 = 63.$$

Задача 7.2.3. Определить силы, возникающие в прямозубой конической передаче редуктора, при мощности на входном (быстроходном) валу $P_1 = 7,8$ кВт, $n_1 = 970$ об/мин; передаточное число редуктора $u = 3$; модуль зацепления $m_e = 5$ мм, число зубьев шестерни $z_1 = 18$ (рис. 7.2.2).

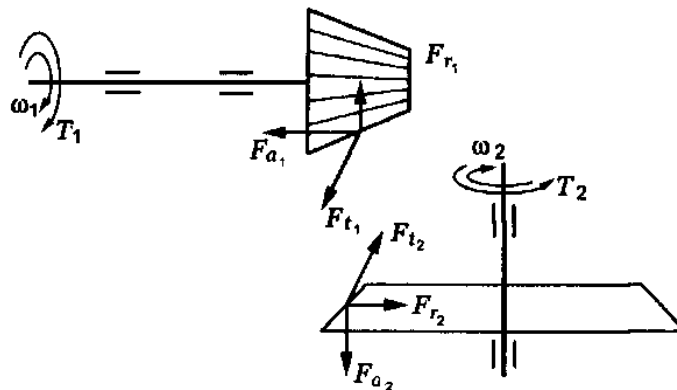


Рисунок 7.2.2

Решение.

3.1. Составить схему сил.

3.2. Определить вращающий момент на шестерне:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}; \quad \omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 970}{30} = 104 \text{ (с}^{-1}\text{)},$$

$$T_1 = \frac{7,8 \cdot 10^3}{104} = 75 \text{ Нм.}$$

3.3. Определяем величины сил в зацеплении, F_t — окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1};$$

Средний делительный диаметр	Внешний делительный диаметр
$d_1 = 0,857d_{e_1}$	$d_{e_1} = m_e z_1 = 5 \cdot 18 = 90$

$$d_1 = 0,857 \cdot 90 = 78 \text{ мм};$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 75 \cdot 10^3}{78} = 1920 \text{ Н}.$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r_1} = F_t \operatorname{tg} a_w \cos \delta_1; \quad \delta_1 - \text{угол делительного конуса шестерни.}$$

Определить δ_1 .

Одно из выражений передаточного числа:

$$u = \operatorname{tg} \delta_2; \quad \delta_2 = \operatorname{arctg} u = \operatorname{arctg} 3 = 71^\circ 36'; \quad \delta_1 = 90^\circ - 71^\circ 36' = 18^\circ 24'.$$

$$F_{r_1} = 1920 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 18^\circ 24' = 1920 \cdot 0,364 \cdot 0,9483 = 662 \text{ Н}.$$

$$F_{r_1} = F_{a_2} = 662 \text{ Н};$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a_1} = F_t \operatorname{tg} a_w \sin \delta_1 = 1920 \cdot 0,364 \cdot 0,32 = 217 \text{ Н};$$

$$F_{a_1} = F_{r_2} = 217 \text{ Н}.$$

Задача 7.2.4. Передача конического прямозубого редуктора работает при постоянной нереверсивной нагрузке; $z_1 = 18$, окружной модуль $m_e = 5$ мм, $u = 3$. Определить допускаемое значение мощности на ведущем валу из условий контактной и изгибной прочности. При решении использовать условия и решение задачи 7.2.1.

Решение.

4.1. Из расчета по контактным напряжениям определить мощность на ведомом валу P_2 .

$$d_{e_2} = 162 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot u}{0,85[\sigma]_{H_2}^2}},$$

отсюда

$$T_2 = \frac{d_{e_2}^3 \cdot 0,85 \cdot [\sigma]_{H_2}^2}{162^3 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot u}; \quad z_2 = uz_1 = 3 \cdot 18 = 54.$$

$K_{H\beta} = 1$ — для прямозубых колес;

$$d_{e_2} = m_e \cdot z_2 = 5 \cdot 54 = 270 \text{ мм.}$$

$$T_2 = \frac{270^3 \cdot 0,85 \cdot 513^2}{162^3 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 3} = 320 \text{ Нм}; \quad T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2}; \quad \omega_1 - \text{см. задачу 1, п. 1.3};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{3} = \frac{104}{3} = 34,7 \text{ (с}^{-1}\text{)};$$

$$P_2 = \frac{T_2 \omega_2}{10^3} = \frac{320 \cdot 34,7}{10^3} = 11,2 \text{ кВт.}$$

4.2. Мощность на ведущем (входном) валу

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{зубч} \cdot \eta_{подш}} = \frac{11,2}{0,97 \cdot 0,99^2} = 11,8 \text{ кВт.}$$

КПД — см. п. 1.5.

4.3. Из расчета на изгиб определить значение мощности P_2 :

$$m_e = \frac{14T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}}{0,85d_{e_2} b[\sigma]_{F_2}},$$

где b — ширина зубчатого венца, $b = 0,285R_e$; R_e — внешнее конусное расстояние;

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 5 \sqrt{18^2 + 54^2} = 142 \text{ мм};$$

$$b = 0,285 \cdot 142 = 40,5 \text{ мм}; \quad b = 40 \text{ мм (по } R_a 40\text{)};$$

$$K_{F\beta} = 1 - \text{для прямозубых колес};$$

$$T_2 = \frac{m_e \cdot 0,85d_{e_2} b[\sigma]_{F_2}}{14 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta}} = \frac{5 \cdot 0,85 \cdot 270 \cdot 40 \cdot 255}{14 \cdot 10^3 \cdot 1} = 800 \text{ Н};$$

$$P_2 = \frac{T_2 \omega_2}{10^3} = \frac{800 \cdot 34,7}{10^3} = 27,8 \text{ кВт};$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{зубч} \cdot \eta_{подш}} = \frac{27,8}{0,96 \cdot 0,98^2} = 29,2 \text{ кВт.}$$

Из двух полученных значений передаваемой мощности выберем меньшее $P_1 = 11,8$ кВт, удовлетворяющее прочности зубьев.

Задача 7.2.5. При работе конической передачи в опасном сечении зуба шестерни возникает напряжение изгиба $\sigma_{F_1} = 130$ МПа.

Какое напряжение изгиба возникает в зубе колеса, если $u = 3$; $z_1 = 25$. Зубья некоррегированные.

Решение.

5.1. Для обеспечения примерно равной прочности зубьев шестерни и колеса на изгиб, шестерню выполняют из более прочного материала, чем колесо. Зубья шестерни и колеса будут иметь приблизительно равную прочность на изгиб:

$$\frac{\sigma_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{\sigma_{F_2}}{Y_{F_2}}.$$

5.2. Определить эквивалентное число зубьев шестерни и колеса. $\delta_2 = \arctg u = \arctg 3$; $\delta_2 = 71^\circ 36'$; $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 71^\circ 36' = 18^\circ 24'$;

$$z_{v_1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 18^\circ 24'} = \frac{25}{0,9489} = 26,4 \rightarrow z_{v_1} = 27;$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75;$$

$$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{75}{\cos 71^\circ 36'} = \frac{75}{0,3156} = 238.$$

5.3. По табл. 6.1.10 принимаем значение коэффициентов формы зуба $Y_{F_1} = 3,88$; $Y_{F_2} = 3,6$.

Тогда

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1}}{Y_{F_1}} = \frac{130 \cdot 3,63}{3,88} = 122 \text{ МПа.}$$

7.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 7.3.1. Определить силы, возникающие в прямозубой конической передаче редуктора, при мощности на входном (быстроходном) валу P_1 кВт, n_1 об/мин; передаточное число редуктора u ; модуль зацепления m_e мм, число зубьев шестерни z_1 (рис. 7.2.2). Входные данные для задачи 7.3.1 представлены в таблице 7.3.1.

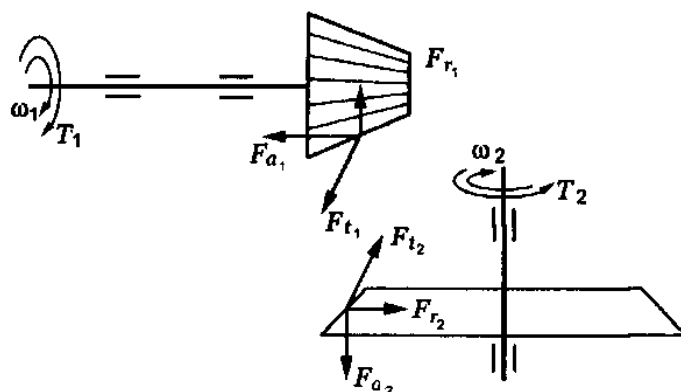


Рисунок 7.3.1

Таблица 7.3.1 – Входные данные для задачи 7.3.1

№ варианта	P_1 , кВт	n_1 , об/мин	z_1 ,	m_e , мм	u
1	6,0	800	16	4	2,0
2	6,2	820	17	4,5	2,5
3	6,4	840	18	5,0	3,0
4	6,6	840	19	5,5	3,5
5	6,8	880	20	6,0	4,0
6	7,0	900	21	4	4,5
7	7,2	920	16	4,5	5,0
8	7,4	940	17	5,0	2,0
9	7,6	960	18	5,5	2,5
10	7,8	980	19	6,0	3,0
11	8,0	1000	20	4	3,5
12	8,2	1020	21	4,5	4,0
13	8,4	1040	16	5,0	4,5
14	6,0	1080	17	5,5	5,0
15	6,2	1100	18	6,0	2,0
16	6,4	800	19	4	2,5
17	6,6	820	20	4,5	3,0
18	6,8	840	21	5,0	3,5
19	7,0	840	16	5,5	4,0
20	7,2	880	17	6,0	4,5
21	7,4	900	18	4	5,0
22	7,6	920	19	4,5	2,0
23	7,8	940	20	5,0	2,5
24	8,0	960	21	5,5	3,0
25	8,2	980	16	6,0	3,5
26	8,4	1000	17	4	4,0
27	6,0	1020	18	4,5	4,5
28	6,2	1040	19	5,0	5,0
29	6,4	1080	20	5,5	2,0
30	6,6	1100	21	6,0	2,5

Средний делительный диаметр	Внешний делительный диаметр
$d_1 = 0,857d_{e_1}$	$d_{e_1} = m_e z_1 = 5 \cdot 18 = 90$

7.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 7.4.1. Передача конического прямозубого редуктора работает при постоянной нереверсивной нагрузке; z_1 , окружной модуль m_e мм, u . Определить допускаемое значение мощности на ведущем валу из условий контактной и изгибной прочности. При решении использовать условия и решение задачи 7.2.1. Входные данные для задачи 7.4.1 представлены в таблице 7.4.1.

Таблица 7.4.1 – Входные данные для задачи 7.4.1

№ варианта	n_1 , об/мин	z_1	m_e , мм	u
1	810	16	4	2,0
2	820	17	4,5	2,5
3	840	18	5,0	3,0
4	840	19	5,5	3,5
5	880	20	6,0	4,0
6	900	21	4	4,5
7	920	16	4,5	5,0
8	940	17	5,0	2,0
9	960	18	5,5	2,5
10	980	19	6,0	3,0
11	1000	20	4	3,5
12	1020	21	4,5	4,0
13	1040	16	5,0	4,5
14	1080	17	5,5	5,0
15	1100	18	6,0	2,0
16	810	19	4	2,5
17	820	20	4,5	3,0
18	840	21	5,0	3,5
19	840	16	5,5	4,0
20	880	17	6,0	4,5
21	900	18	4	5,0
22	920	19	4,5	2,0
23	940	20	5,0	2,5
24	960	21	5,5	3,0
25	980	16	6,0	3,5
26	1000	17	4	4,0
27	1020	18	4,5	4,5
28	1040	19	5,0	5,0

29	1080	20	5,5	2,0
30	1100	21	6,0	2,5

Средний делительный диаметр	Внешний делительный диаметр
$d_1 = 0,857d_{e_1}$	$d_{e_1} = m_e z_1 = 5 \cdot 18 = 90$

ЧАСТЬ 8. ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

8.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Червячная передача состоит из червяка 1 и червячного колеса 2 и предназначена для передачи вращения между валами, оси которых скрещиваются под углом 90° (рис. 8.1.1).

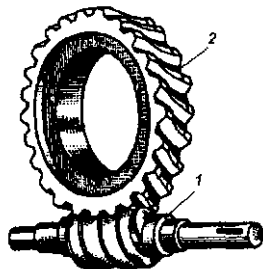


Рисунок 8.1.1 – Червячная передача: 1 – червяк; 2 – венец червячного колеса

Червячная передача относится к передачам зацеплением. Движение осуществляется по принципу винтовой пары.

Достоинства:

при малых габаритах возможно получить большие передаточные числа (i до 80) (рис. 8.1.2);

бесшумность и плавность зацепления;

возможность обеспечения самоторможения.

Недостатки:

повышенный износ и нагрев;

сравнительно низкий КПД ($\eta = 0,75...0,92$);

склонность к заеданию;

необходимость регулировки зацепления;

необходимость применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов.

Мощность червячной передачи ограничена до 60 кВт.

Применение.

Червячная передача широко применяется в грузоподъемных и транспортных машинах, станкостроении, приборостроении, редукторах.

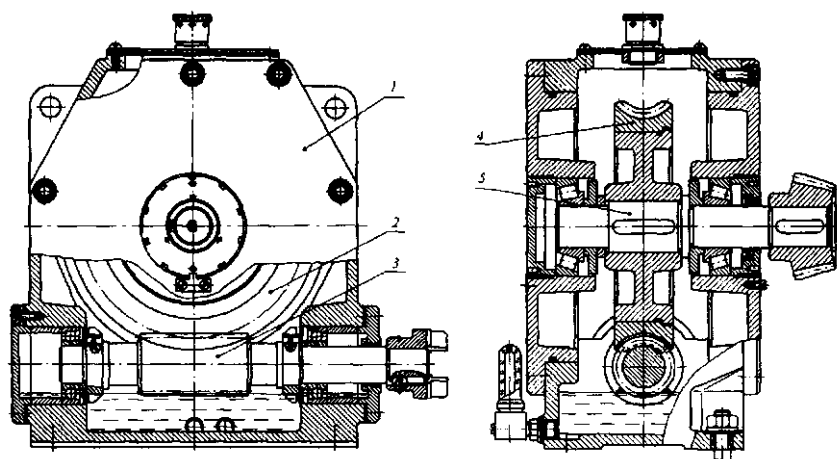


Рисунок 8.1.2 - Редуктор червячный, одноступенчатый с нижним расположением червяка: 1 — корпус редуктора; 2 — червячное колесо; 3 — червяк; 4 — зубчатый венец червячного колеса, 5 — вал червячного колеса

Основные виды червячных передач.

По форме поверхности, на которой нарезается винт, червяки делятся на цилиндрические и глобоидные, по этому признаку различают и червячные передачи (рис. 8.1.3).

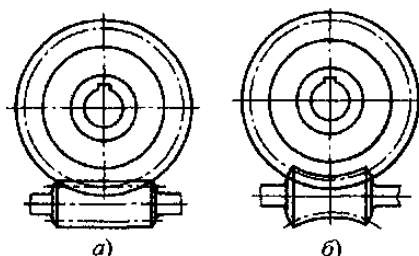


Рисунок 8.1.3 – Схемы червячных передач:
 а – с цилиндрическим червяком;
 б – с глобоидным червяком

Наиболее применяемые — цилиндрические червячные передачи, так как глобоидная червячная передача при своей надежности, долговечности и повышенном КПД сложна в изготовлении и сборке.

По расположению червяка относительно колеса различают передачи с нижним, верхним, и боковым червяком (рис. 8.1.4).

Червяки выполняют с левым и правым направлением линии витка. Для увеличения жесткости червяки изготавливают за одно целое с валом.

Для цилиндрической червячной передачи установлены 12 степеней точности. Выбор степени точности производится в зависимости от скорости скольжения v_s .

Для силовых передач наибольшее применение имеют 6-я (при $v_s < 15$ м/с), 7-я (при $v_s < 10$ м/с) и 8-я (при $v_s < 5$ м/с) степени точности.

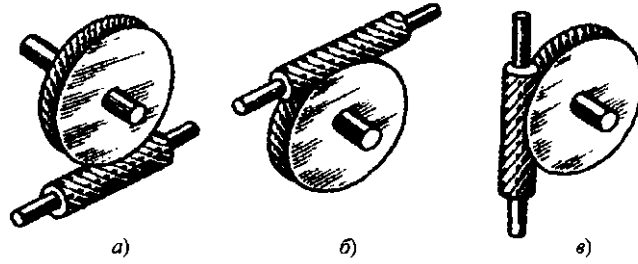


Рисунок 8.1.4 – Схемы расположения червяка относительно колеса:
 а – нижний червяк; б – верхний червяк; в – боковой червяк

Геометрические параметры червяка. Основным расчетным параметром червяка (рис. 8.1.5) является осевой модуль m :

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p — шаг червяка.

Значение расчетного модуля m выбирают из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20 мм.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = q \cdot m \quad (\text{мм}),$$

где q — коэффициент диаметра червяка (значения стандартизированы), (табл. 8.1.1).

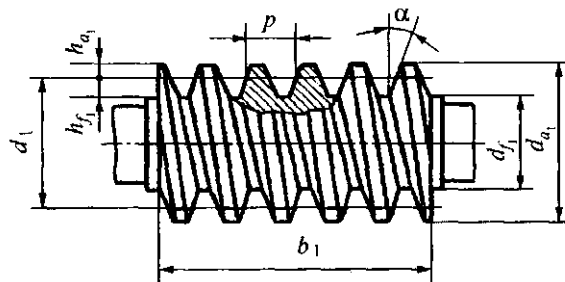


Рисунок 8.1.5 – Геометрические параметры червяка

Таблица 8.1.1. Значения модулей m и соответствующих им коэффициентов q диаметров червяка (выборка) ГОСТ19672-74

m	2,5; 3,15; 4; 5;	6,3; 8; 10; 12,5;	16
q	8; 10; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Шаг червяка

$$p = \pi m.$$

Ход витка

$$p_h = p z_1,$$

где z_1 — число витков червяка; 1, 2, 4.

Делительный угол подъема линии витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{p_h}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Высота головки витка червяка и зуба колеса (рис. 8.1.5)

$$h_{a_1} = h_{a_2} = m.$$

Высота ножки витка червяка и зуба колеса

$$h_{f_1} = h_{f_2} = 1,2m.$$

Угол профиля витка в осевом сечении $\alpha = 20^\circ$.

Диаметр вершин витков

$$d_{a_1} = d_1 + 2h_{a_1} = d_1 + 2m.$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f_1} = d - 2h_{f_1} = d_1 - 2,4m.$$

Длина нарезанной части червяка b_1 :

при числе витков $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m.$$

при числе витков $z_1 = 4$

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m.$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса.

Геометрические параметры червячного колеса. На рис. 8.1.6 изображено червячное колесо в зацеплении с червяком.

Делительный диаметр окружности червячного колеса

$$d_2 = mz_2,$$

где z_2 — число зубьев червячного колеса, $z_{2min} = 28$.

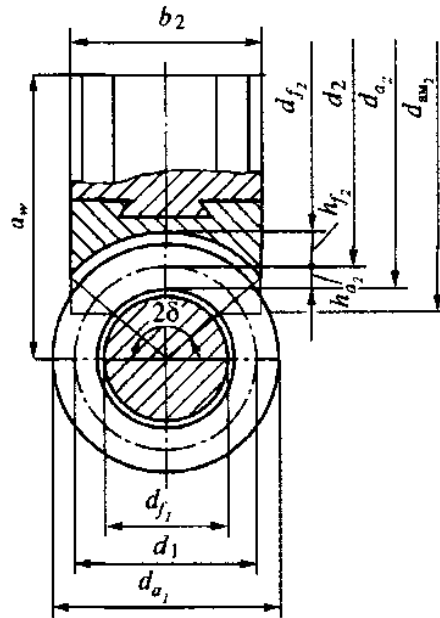


Рисунок 8.1.6 – Основные геометрические размеры передачи

Диаметр вершин зубьев червячного колеса

$$d_{a_2} = d_2 + 2h_{a_2} = m(z_2 + 2).$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f_2} = d_2 - 2h_{f_2} = m(z_2 - 2,4).$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{3m_2} \leq d_{a_2} = \frac{6m}{(z_1 + 2)}.$$

Ширина венца червячного колеса b_2 зависит от числа витков червяка:

при $z_1 = 1$ и $z_1 = 2$ $b_2 \leq 0,75d_{a_1}$;

при $z_1 = 4$ $b_2 \leq 0,67d_{a_1}$.

Угол обхвата 2δ червяка колесом

$$2\delta = 60... 100^\circ.$$

Межосевое расстояние передачи

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2).$$

Для стандартных редукторов a_w : 40; 50; 63; 80; 100; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 315; 355; 400; 500 (ГОСТ 2144-76).

Скорость скольжений в передаче. Передаточное число. Во время работы червячной передачи витки червяка скользят по зубьям колеса. Это является одной из причин повышенного изнашивания (заедания) зубьев колеса. Скорость скольжения направлена по касательной к винтовой линии делительного диаметра d от червяка (рис. 8.1.7). $v_s = v_{ск}$ определяется из параллелограмма скоростей, γ — угол подъема винтовой линии червяка

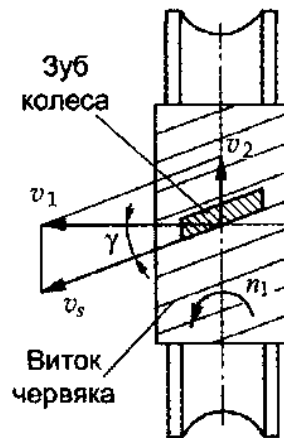


Рисунок 8.1.7

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma}$$

где n — об/мин, d — мм, v — м/с.

Из формулы видно, что $v_s > v_1$, что вызывает большие потери мощности, нагрев передачи, изнашивание, передаточное число определяют из условия, что за каждый оборот червяка колесо поворачивается на число зубьев равное числу витков червяка z_1

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}; \quad u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Число витков z_1 червяка рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа u .

u	8...14	Св. 14...30	Св. 30
z_1	4	2	1

Для червячной передачи стандартных редукторов передаточное число и выбирается из ряда: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80.

КПД червячной передачи. Поскольку червячная передача является зубчато-винтовой, она имеет потери, присущие как зубчатой передаче, так и передаче винт—гайка.

Учитываются потери на трение в зацеплении, на перемешивание и разбрызгивание масла, а также потери в опорах валов (подшипниках).

В общем случае КПД червячной передачи

$$\eta = \eta_{\text{подш}} \cdot \eta_{\text{зуб.передачи}} \cdot \eta_{\text{разбр}}$$

КПД червячной передачи при ведущем червяке

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')}$$

где

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q},$$

где q — см. табл. 8.1.2.

При ведущем колесе

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\gamma - \varphi')}{\operatorname{tg} \gamma},$$

где φ' — приведенный угол трения, зависящий от скорости скольжения v_s .

Таблица 8.1.2 - Коэффициент трения f и угол трения φ' при червячном колесе из фосфористой бронзы и стальном червяке $v_{СК} = v_s$

$v_{СК}, \text{ м/с}$	/	φ'	$v_{СК}, \text{ м/с}$	f	φ'
0,01	0,11-0,12	6°17'-6°5Г	2,0	0,35-0,45	2°00'-Г35'
0,10	0,08-0,09	4°34'-5°09'	2,3	0,03-0,04	Г43'-2°17'
0,25	0,065-0,075	3°43'-4°17'	3,0	0,028-0,035	Г36'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°09'-3°43'	4,0	0,023-0,030	Г19'-1°43'
1,0	0,045-0,055	2 35-3 09	7,0	0,018-0,026	1 02-1 29
2,5	0,04-0,05	2 17-2 52	10	0,016-0,024	0 55-1 22
			15	0,014-0,020	0 48-1 09

КПД червячной передачи $\eta = 0,75...0,92$.

При $z_1 = 1$ $\eta = 0,7...0,75$.

При $z_1 = 2$ $\eta = 0,75...0,82$.

При $z_1 = 4$ $\eta = 0,87...0,92$.

Примечание. По ГОСТ 19036—94 червяк с $z_1 = 3$ не принимается.

Силы в зацеплении. Со стороны червяка на зубьях червячного колеса действует сила F_n (рис. 8.1.8), которую считают приложенной в полюсе зацепления П по нормали к рабочей поверхности витка. Сила F_n раскладывается по трем взаимно перпендикулярным направлениям на составляющие: F_{t_1} , F_{r_1} , F_{a_1} (рис 8.1.8, а). На рис. 8.1.8, б) звенья передачи отодвинуты.

Окружная сила на червяке численно равна осевой силе на червячном колесе:

$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = F_{a_2}.$$

Осевая сила на червяке численно равна окружной силе на червячном колесе:

$$F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2} = F_{t_2}.$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{a_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

где T_1 и T_2 — вращающие моменты на валу червяка и червячного колеса, Нм;

d_1 и d_2 — делительные диаметры червяка и червячного колеса, мм;

α — угол профиля витка червяка в осевом сечении.

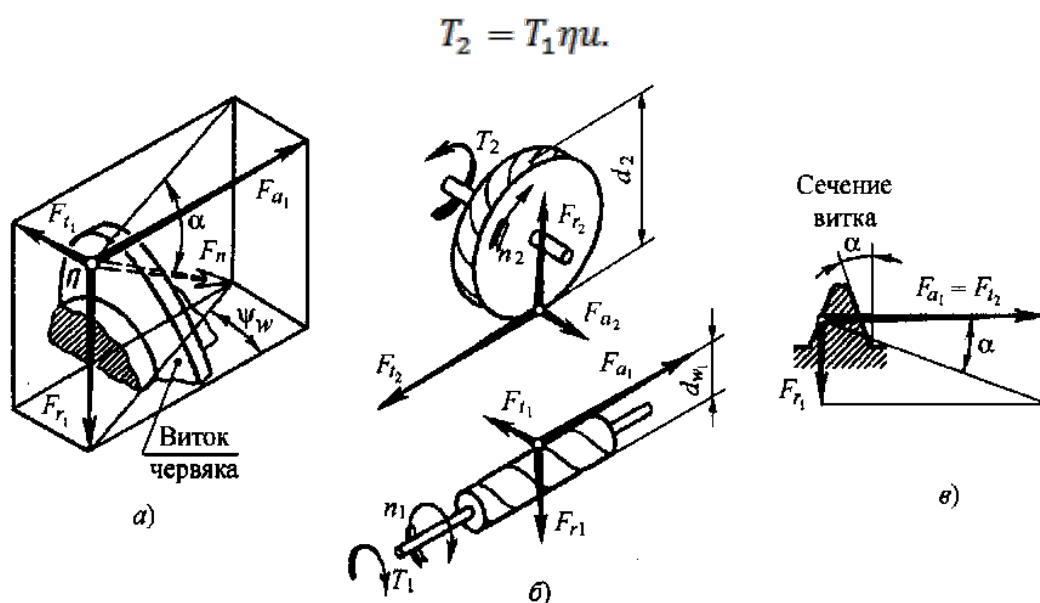


Рисунок 8.1.8 – Схема сил, действующих в червячном зацеплении

Материал червячной пары. Материалы червяка и червячного колеса должны иметь низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию. При выборе материалов червячной пары необходимо обеспечить хорошие антифрикционные и противозадирные свойства. Червяки изготавливают из среднеуглеродистых сталей 45, 50 и легированных сталей марок 40, 40Н с поверхностной закалкой. Наилучшие результаты обеспечивают червяки из цементуемых сталей 20Х, 18ХГТ и др.

Материал венцов выбирают в зависимости от скорости скольжения, которую обычно определяют по формуле

$$v_s = 0,45 \cdot 10^3 \cdot n_1^2 \sqrt{T_2},$$

где n — об/мин, T — Нм, v — м/с (см. табл. 8.1.3). Определение механических характеристик $\sigma_B, \sigma_T, \sigma_{-1}$ зависит от выбранной марки стали (см. табл. 6.1.4).

I группа: при $v_s = 5 \dots 25$ м/с применяют оловянные бронзы марок БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1 и др.

II группа: при $v_s = 2 \dots 5$ м/с применяют безоловянные бронзы марок БрА9ЖЗЛ, БрА10Ж4Н4Л (алюминиево-железистые) и др.

III группа: при $v_s < 2$ м/с применяются серые чугуны марок СЧ15, СЧ20.

Таблица 8.1.3 - Механические характеристики материалов венцов червячных колес

Группа материала	Марка бронзы, чугуна	Способ отливки	σ_T	σ_B	σ_{BH}	Скорость скольжения v_s , м/с.
			Н/мм ²			
I	Бр О10Н1Ф1	Центробежный	165	285	—	> 5
	Бр О10Ф1	В кокиль В песок	195	245	—	>5
	Бр О10Ф1		132	215		>5
II	Бр А9ЖЗЛ	Центробежный	200	500	—	2...5
	Бр А9ЖЗЛ	В кокиль В песок	195	490	—	2...5
	Бр А9ЖЗЛ		195	395		2...5
III	СЧ15	В песок	-	—	320	< 2

Примечание:

σ_T — предел текучести, σ_B — временное сопротивление разрыву, σ_{BH} — предел прочности при изгибе.

Виды разрушения зубьев червячных колес. В червячной паре наиболее характерные виды разрушения: заедание и изнашивание зубьев червячного колеса. Для предупреждения заедания применяются антифрикционные материалы, а также масла с противозадирными присадками и ограничивают значение контактных напряжений σ_H .

Заедание чаще встречается в передачах с колесами из безоловянных бронз и чугунов.

Изнашивание зубьев зависит от точности монтажа, степени загрязненности масла, шероховатости поверхности червяка, и от значений контактного напряжения σ_H .

После износа происходит излом зубьев.

Допускаемые напряжения для червячного колеса

Таблица 8.1.4 - Определение $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$, в зависимости от марки бронзы

	I группа материалов	II группа материалов	III группа материалов
Червяк улучшаемый, $H \leq 350$ HB	$[\sigma]_H = K_{HL} \cdot C_v \cdot 0,9\sigma_B$	$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25v_s$	$[\sigma]_H = (175 \dots 200) - 35v_s$
Нереверсивная передача	$[\sigma]_F = (0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T)K_{FL}$		$[\sigma]_F = 0,22\sigma_{BH} \cdot K_{FL}$
Реверсивная передача	$[\sigma]_F = 0,16\sigma_B \cdot K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,175\sigma_{BH} \cdot K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,175\sigma_{BH} \cdot K_{FL}$

Примечание. K_{HL} — коэффициент долговечности при расчете на контактную прочность,

$$K_{HL} = \sqrt[3]{\frac{10^7}{N_{HL}}}$$

где N_{HL} — наработка, если $N_{HL} > 25 \cdot 10^7$, то принять $N_{HL} = 25 \cdot 10^7$;

K_{FL} — коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[3]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

если $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ — принять $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$;

если $N_{FE} < 10^6$ — принять $N_{FE} = 10^6$;

C_v — коэффициент, учитывающий износ зуба колеса в зависимости от скорости скольжения v_s (см. табл. 2.19).

Таблица 8.1.5

v_s	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

$\sigma_B, \sigma_T, \sigma_{BH}$ — предел прочности при растяжении, предел текучести и предел прочности при изгибе (см. табл. 8.1.3)

Проектировочный расчет червячной передаче. Зубья червячного колеса рассчитывают на контактную прочность и на изгиб. От величин контактных напряжений зависят величины изнашивания и возникновение заедания.

Размеры червячной передачи определяют расчет по контактным напряжениям, и он является основным. Расчет по напряжениям изгиба проверочный.

Проектировочный расчет в червячной передаче, как и в зубчатых, обычно начинают с выбора материала звеньев передачи. Далее по соответствующим формулам находят допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$.

(Одновременно находят допустимое напряжение изгиба $[\sigma]_F$). При соответствующих исходных данных определяется межосевое расстояние

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где T — Нм; $[\sigma]_H$ — МПа.

Полученное a_w округлить до стандартного (см. п. 3.3, гл. II). Число заходов z червяка принимается в зависимости от передаточного числа передачи.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u,$$

округлить до целого числа.

z_2 должно быть больше $z_{min} = 28$, иначе будет подрезание зуба.

$$z_2 = 40 \dots 60.$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{(1,5 \dots 1,7) a_w}{2},$$

округлить до стандартного значения в большую сторону. Коэффициент диаметра червяка

$$q_{min} = 0,212 z_2$$

округлить до стандартного (табл. 8.1.1).

Фактическое передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\%.$$

Отклонение от заданного (или определенного ранее) не должно быть более $\pm 4\%$

Геометрические размеры передачи.

Основные размеры червяка (рис. 8.1.5):

делительный диаметр $d_1 = q \cdot m$;

диаметр вершины витков $d_{a_1} = d_1 + 2m$;

диаметр впадин витков $d_{f_1} = d_1 - 2,4m$;

делительный угол подъема линий витков $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$;

длина нарезной части червяка b_1 при $z_1 = 1$ и при $z_1 = 2$, $b_1 \geq (11 + 0,06z_2)m$; при $z_1 = 4$, $b \geq (12,5 + 0,09 z_2)m$.

Основные размеры червячного колеса, мм (рис. 8.1.6):

делительный диаметр $d_2 = mz_2$;

диаметр вершин зубьев $d_{a_2} = d_2 + 2h_{a_2} = m(z_2 + 2)$;

диаметр впадин зубьев $d_{f_2} = d_2 - 2h_{f_2} = m(z_2 - 2,4)$;

наибольший диаметр колеса $d_{am_2} \leq d_{a_2} + \frac{6m}{z_1+2}$;

ширина зубчатого венца b_2 , при $z_1 = 1$ и при $z_1 = 2$, $b_2 = 0,355a_w$; при $z_1 = 4$, $b_2 = 0,315a_w$;

межосевое расстояние передачи $a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(q + z_2)$ (стандарт гл. II).

Проверочный расчет червячной передачи. Проверочный расчет ведется по параметрам червячного колеса, так как зубчатый венец выполняется в силовых передачах из бронзы, прочность которой меньше, чем прочность стального червяка.

Проверка по контактным напряжениям:

$$\sigma_{H_2} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\left(\frac{1 + \frac{z_2}{q}}{a_w}\right)^3} \cdot T_2 \leq [\sigma]_H$$

$[\sigma]_H$ — в зависимости от материала и венца колеса (табл. 8.1.3) определяется по формулам (табл. 8.1.4) соответственно группе материалов. Уточнить значение скорости скольжения v_s , если полученное значение v_s отличается от ранее найденного, то по формуле, табл. 28.1.4 определить $[\sigma]_H$. Проверка будет удовлетворительной, если $\sigma_H < [\sigma]_H$ на более 5% и перегрузка $\sigma_H > [\sigma]_H$ до 5%.

Проверка зубьев колеса по напряжению изгиба.

Червячное колесо рассматривается как косозубое. За счет дугообразной формы зубья червячного колеса прочнее примерно на 40%.

$$\sigma_F = \frac{1,2T_2 \cdot 10^3 \cdot Y_F}{qz_2m^3} \leq [\sigma]_F,$$

где T_2 — Нм; m — мм; $[\sigma]_F$ — МПа;

Y_F — коэффициент формы зуба червячных передач выбирают по эквивалентному числу зубьев z_{v_2} ;

$z_{v_2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$ (аналогично формуле для косозубых цилиндрических передач);

γ — угол наклона линии зуба червячного колеса, равный углу подъема линии витка червяка.

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}.$$

Значения Y выбираются из табл. 8.1.6.

Таблица 8.1.6 - Коэффициенты формы зуба Y_{Fz} червячного колеса.

z_{vz}	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{Fz}	1,98	1,88	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса $[\sigma]_F$. табл. 8.1.4. σ_F обычно меньше $[\sigma]_F$

8.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 8.2.1. На рис. 8.2.1 показана кинематическая схема лебедки. Определить передаточное число червячного редуктора, установить число заходов червяка и число зубьев червяка, если скорость наматывания каната $v = 0,33$ м/с; диаметр барабана $D = 0,85$ м; угловая скорость вала двигателя $\omega_{дв} = 74,2$ (1/с).

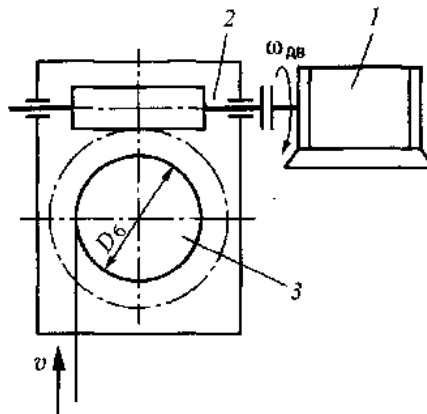


Рисунок 8.2.1 – 1 -электродвигатель; 2 – редуктор; 3 - барабан

Решение.

1.1. Угловая скорость барабана

$$\omega_{\text{б}} = \frac{2v}{D_{\text{б}}} = \frac{2 \cdot 0,33}{0,85} = 1,66 \text{ с}^{-1}.$$

1.2. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{б}}} = \frac{74,2}{1,66} = 44,7.$$

1.3. Число заходов витков червяка принимается по рекомендации пособия. В данной задаче $u = 44,7$ принимаем $z_1 = 1$. Число зубьев колеса

$$z_2 = uz_1 = 44,7 \cdot 1 = 44,7; z_2 = 45.$$

Задача 8.2.2 (рис. 8.1.2). Для червячной передачи редуктора с нижним расположением червяка подобрать материалы венца червячного колеса и червяка. Определить модуль зацепления при следующих данных:

мощность на валу червяка $P_1 = 3$ кВт;

частота вращения червяка $n_1 = 1440$ об/мин; $\omega_1 = 150,7$ (1/с);

передаточное число редуктора $u = 16$;

полный ресурс (срок службы) редуктора $L_h = 20\,000$ час, передача неревверсивная, нагрузка близкая к постоянной.

Решение.

2.1. По рекомендации в п. 3.4. при $u = 16$ принимаем $z_1 = 2$, тогда

$$z_2 = uz_1 = 32.$$

2.2. Ориентировочное значение КПД редуктора при $z_1 = 2$, $u = 16$: $\eta = 0,82$.

2.3. Вращающие моменты:

на валу червяка $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3 \cdot 10^3}{150,7} = 20$ Нм;

на валу колеса $T_2 = T_1 u \eta = 20 \cdot 16 \cdot 0,82 = 262$ Нм.

2.4. Ориентировочное значение скорости скольжения

$$v_s = 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1440 \cdot \sqrt[3]{262} = 3,9 \text{ м/с.}$$

2.5. По рекомендации при $v_s' < 5$ м/с принимаем для венца колеса недорогую бронзу БрА9ЖЛ (отливка в песок). По табл. 6.1.5 принимаем для червяка сталь 40Х с термообработкой — улучшение заготовки до 269...302 НВ или закалка ТВЧ до твердости поверхности витков 45...50 HRC.

2.6. Допускаемые контактные напряжения для БрА9ЖЛ (для безоловянистых бронз) определяют из условия сопротивления заеданию по эмпирической формуле (см. табл. 8.1.4, II группа материалов).

$$[\sigma]_{H_2} = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 3,9 = 203 \text{ МПа.}$$

2.7. Межосевое расстояние:

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}} = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{280 \cdot 10^3}{194^2}} = 118 \text{ мм.}$$

2.8. Коэффициент диаметра червяка.

$$q \leq 0,212z_2 = 0,212 \cdot 32 = 6,8$$

(по табл. 8.1.1 примем $q = 8$).

Модуль зацепления

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 118}{8 + 32} = 5,9 \text{ мм.}$$

По стандарту ближайшее значение $m = 6,3$ мм.

Задача 8.2.3. Определить основные геометрические параметры и КПД червячной передачи редуктора (рис. 8.1.2), если межосевое расстояние $a_w = 132$ мм (редуктор мелкосерийного производства); модуль зацепления $m = 6,3$ мм. Найти КПД передачи, если $n_1 = 1440$ об/мин; $u = 16$; $z_1 = 2$.

Решение.

3.1. Основные геометрические размеры червяка (рис. 8.1.5). Диаметр делительного цилиндра червяка

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм,}$$

где $q = 10$ по табл. 8.1.1.

Диаметр вершин витков

$$d_{a_1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков

$$d_{f_1} = d_1 - 2,4m = 63 - 2,4 \cdot 6,3 = 57,88 \text{ мм.}$$

Длина нарезанной части червяка

$$b_1 = (11 + 0,06z_2)m = (11 + 0,06 \cdot 32) \cdot 6,3 = 81,6 \text{ мм.}$$

$$z_2 = z_1 u.$$

Полученное значение длины нарезанной части червяка $b_1 = 81,6$ мм для шлифуемых и фрезеруемых червяков увеличивают на $3m$ во избежание искажения рабочих поверхностей витков при входе и выхода фрезы.

Принимаем

$$b_1 = 81,6 + 3m = 81,6 + 3 \cdot 6,3 = 100,5 \text{ мм.}$$

Делительный угол подъема у линии витка

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{10} = 0,2; \quad \gamma = 11^{\circ}24'.$$

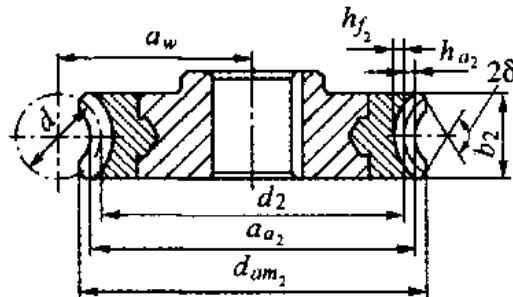


Рисунок 8.2.2

3.2. Основные размеры червячного колеса (рис. 8.2.2).

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2 = 6,3 \cdot 32 = 201,6 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев

$$d_{a_2} = d_2 + 2m = 201,6 + 2 \cdot 6,3 = 214,2 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{f_2} = d_2 - 2,4m = 201,6 - 2,4 \cdot 6,3 = 186,48 \text{ мм.}$$

Ширина венца колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a_1} = 0,75 \cdot 75,6 = 56,7 \text{ мм.}$$

3.3. Фактическая скорость скольжения

$$v_s = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot \cos \gamma} = \frac{\pi \cdot 1440 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{60 \cdot \cos 11^{\circ}24'} = 3,06 \text{ м/с.}$$

3.4. КПД передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = \frac{\operatorname{tg} 11^{\circ} 24' }{\operatorname{tg}(11^{\circ} 24' + 2^{\circ})} = \frac{0,2}{0,238} = 0,84.$$

φ' — угол трения, зависящий от скорости скольжения, определяется по табл. 2.16; $\varphi' = 2^{\circ}$.

Задача 8.2.4. Вращающий момент на валу червяка червячного редуктора $T_1 = 20$ Нм; КПД редуктора $\eta = 0,9$; передаточное число редуктора $u = 16$. Определить силы, действующие в червячной передаче редуктора, используя условие задачи 3 и необходимые результаты расчетов.

Решение.

4.1. Определить вращающий момент на валу колеса.

$$T_2 = T_1 u \eta = 20 \cdot 16 \cdot 0,9 = 288 \text{ Нм.}$$

4.2. Силы, действующие в зацеплении (рис. 8.1.8):

$$F_{t_1} = F_{a_2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 20 \cdot 10^3}{63} = 625 \text{ Н} \quad (d_1 \text{ — см. задачу 3, п. 3.1});$$

$$F_{t_2} = F_{a_1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 280 \cdot 10^3}{201,6} = 2,78 \cdot 10^3 \text{ Н} \quad (d_2 \text{ — см. задачу 3, п. 3.2});$$

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_2} \operatorname{tg} \alpha = 2,78 \cdot 10^3 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ} = 10^3 \text{ Н.}$$

Задача 8.2.5. Проверить передачу червячного редуктора на контактную прочность при следующих данных:

вращающий момент на валу колеса $T_2 = 288$ Нм;

частота вращения червяка $n_1 = 1440$ об/мин;

межосевое расстояние $a_w = 132$ мм (см. задачу 8.2.3);

необходимые геометрические параметры — см. задачу 8.3.3.

Решение.

5.1. Расчетное контактное напряжение зубьев колеса

$$\sigma_{H_2}^{\text{расч}} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\frac{z_2 + 1}{q} T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H},$$

$$v_2 = \frac{\pi n_1 d_2}{60 \cdot u} = \frac{\pi \cdot 1440 \cdot 201,6}{60 \cdot 16 \cdot 10^3} = 0,94 \text{ м/с, при } v_2 \leq 3 \text{ м/с, } K_H = 1,$$

$$\sigma_{H_2}^{\text{расч}} = \frac{170 \cdot 8}{32} \sqrt{\frac{32}{10} + 1} \cdot 280 \cdot 10^3 \cdot 1 = 158,36 \text{ МПа.}$$

5.2. Так как фактическая скорость скольжения $v_s = 3,1$ м/с (см. задачу 8.2.3), необходимо уточнить допускаемое значение контактного напряжения (см. табл. 8.1.6).

$$[\sigma]_{H_2}^{\text{расч}} = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 3,1 = 222,5 \text{ МПа;}$$

$[\sigma]_{H_1}^{\text{расч}} = 192 \text{ МПа} < [\sigma]_{H_2}^{\text{расч}} = 222,5 \text{ МПа}$ - условие прочности выполняется.

Задача 8.2.6. Червячный редуктор имеет следующие основные параметры:

межосевое расстояние $a_w = 120$ мм;

модуль зацепления $m = 4$ мм;

число витков червяка $z_1 = 2$;

коэффициент диаметра червяка $q = 16$ мм;

материал венца колеса БрА9ЖЗЛ (отливка в кокиль);

коэффициент нагрузки принять $K_H = 1$;

число зубьев колеса $z_2 = 44$.

Определить из расчета на контактную прочность допускаемое значение вращающего момента T_2 при частоте вращения колеса $\omega_2 = 10$ 1/с.

Решение.

6.1. Передаточное число редуктора

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{2} = 22.$$

6.2. Допускаемое значение момента T_2 найдем из условия контактной прочности зацепления:

$$\sigma_{H_2}^{\text{расч}} = \frac{170q}{z_2} \sqrt{\frac{z_2 + 1}{q}} \frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_H}{a_w} \leq [\sigma]_H,$$

$[\sigma]_H$ определяется в зависимости от скорости скольжения v_s (табл. 8.1.4).

6.3. Скорость скольжения

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma'},$$

где v_1 — окружная скорость на червяке;

γ — угол подъема витков червяка.

$$v_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2}; \quad \omega_1 = \omega_2 u = \omega_2 \frac{z_2}{z_1} = 10 \cdot \frac{44}{2} = 220 \text{ с}^{-1}.$$

$$d_1 = m q = 4 \cdot 16 = 64 \text{ мм.}$$

$$v_1 = 220 \cdot \frac{64}{2} \cdot 10^3 = 7,04 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{16} = 0,125; \quad \gamma = 7^\circ 10';$$

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{7,04}{\cos 7^\circ 10'} = \frac{7,04}{0,99} = 7,1 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По табл. 8.1.6 для БрА9ЖЗЛ (II группа):

$$[\sigma]_{H_2} = 300 - 25v_s = 300 - 25 \cdot 7,1 = 300 - 177,5 = 122,5 \text{ МПа.}$$

6.4. Определить допускаемое значение T_2 из формулы в данной задаче.

$$\sigma_{H_2}^{\text{расч}} = \frac{170 \cdot 16}{44} \sqrt{\frac{44}{16} + 1} \cdot T_2 \cdot 10^3 \leq 122,5 \text{ МПа,}$$

$$61,8 \sqrt{0,016 \cdot T_2} \leq 150 \cdot 10^2 \cdot T_2 \leq 150 \cdot 10^2$$

$$3819,2 \cdot 0,000016 \cdot T_2 \leq 150 \cdot 10^2$$

Допускаемое значение вращающего момента $T_2 = 145 \text{ Нм}$.

8.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 8.3.1. Червячный редуктор имеет следующие основные параметры: межосевое расстояние a_w мм; модуль зацепления m мм; число витков червяка $z_1 = 2$; коэффициент диаметра червяка q мм; материал венца колеса БрА9ЖЗЛ (отливка в кокиль); коэффициент нагрузки принять $K_H = 1$; число зубьев колеса z_2 . Определить из расчета на контактную прочность допускаемое значение вращающего момента T_2 при частоте вращения колеса ω_2 1/с. Входные данные для задачи 8.3.1 приведены в таблице 8.3.1.

Таблица 8.3.1 – Входные данные для задачи 8.3.1

№ варианта	a_w , мм	ω_2 , с ⁻¹	z_2 ,	m , мм	q , мм
1	110	8,1	40	4	14
2	115	8,2	42	4,5	15
3	120	8,3	44	5,0	16
4	125	8,4	46	5,5	18
5	130	8,8	40	6,0	14
6	135	9,0	42	4	15
7	140	9,2	44	4,5	16
8	110	9,4	46	5,0	18
9	115	9,6	40	5,5	14
10	120	9,8	42	6,0	15
11	125	10,0	44	4	16
12	130	10,2	46	4,5	18
13	135	10,4	40	5,0	14
14	140	10,8	42	5,5	15
15	110	11,0	44	6,0	16
16	115	8,1	46	4	18
17	120	8,2	40	4,5	14
18	125	8,3	42	5,0	15
19	130	8,4	44	5,5	16
20	135	8,8	46	6,0	18
21	140	9,0	40	4	14
22	110	9,2	42	4,5	15
23	115	9,4	44	5,0	16
24	120	9,6	46	5,5	18
25	125	9,8	40	6,0	14
26	130	10,0	42	4	15
27	135	10,2	44	4,5	16
28	140	10,4	46	5,0	18
29	110	10,8	40	5,5	14
30	115	11,0	42	6,0	15

8.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 8.4.1. Определить основные геометрические параметры и КПД червячной передачи редуктора (рис. 8.1.2), если межосевое расстояние a_w мм (редуктор мелкосерийного производства); модуль зацепления m мм. Найти КПД передачи, если n_1 об/мин; u ; $z_1 = 2$, q – см. табл. 8.1.1. Входные данные для задачи 8.4.1 приведены в таблице 8.4.1.

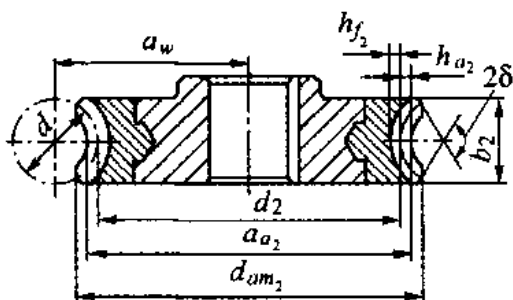


Рисунок 8.4.1

Таблица 8.4.1 – Входные данные для задачи 8.4.1

№ варианта	a_w , мм	n_1 , об/мин	m , мм	u
1	110	1100	2,5	14
2	115	1150	3,15	15
3	120	1200	4,0	16
4	125	1250	5,0	18
5	130	1300	6,3	14
6	135	1350	8,0	15
7	140	1400	10,0	16
8	110	1100	12,5	18
9	115	1150	16,0	14
10	120	1200	2,5	15
11	125	1250	3,15	16
12	130	1300	4,0	18
13	135	1350	5,0	14
14	140	1400	6,3	15
15	110	1410	8,0	16
16	115	1420	10,0	18
17	120	1430	12,5	14
18	125	1440	16,0	15
19	130	1450	2,5	16
20	135	1460	3,15	18
21	140	1470	4,0	14
22	110	1480	5,0	15
23	115	1500	6,3	16
24	120	1300	8,0	18
25	125	1350	10,0	14
26	130	1400	12,5	15
27	135	1100	16,0	16
28	140	1150	2,5	18
29	110	1200	3,15	14
30	115	11,0	4,0	15

ЧАСТЬ 9. РЕМЕННЫЕ ПЕРЕДАЧИ

9.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Ременные передачи относятся к передачам трением с гибкой связью, состоят из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня с предварительным натяжением (рис. 9.1.1).

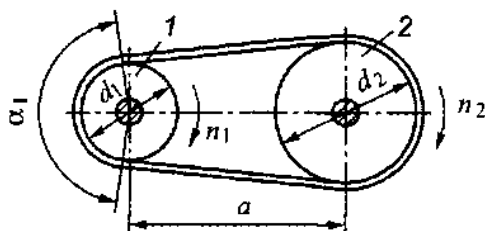


Рисунок 9.1.1 – 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 - ремень

Применяются ременные передачи в основном для быстроходной ступени привода как менее нагруженной (рис. 9.1.2).

Ременные передачи используются во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по конструктивным соображениям валы расположены на значительном расстоянии друг от друга (межосевое расстояние — a), а передаточное число и может быть не строго постоянным (дорожные и строительные машины, конвейеры, приводы станков и т. д.).

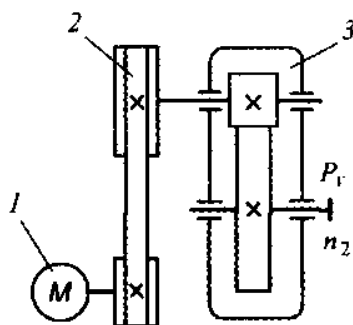


Рисунок 9.1.2 – Двухступенчатый привод:

1 – электродвигатель; 2 – ременная передача; 3 – цилиндрический одноступенчатый редуктор общего назначения

Передаваемая мощность P обычно до 50 кВт при скорости ремня $v = 5...50$ м/с, а в высокоскоростных передачах — до 100 м/с.

По форме поперечного сечения ремня различают передачи: плоским ремнем (рис. 9.1.3, а), клиновым ремнем (рис. 9.1.3, б), поликлиновым ремнем (рис. 9.1.3, в) и круглым (рис. 9.1.3, г).

Достоинства:

простота конструкции и эксплуатации;
плавность и бесшумность;
возможность передачи мощности на большие расстояния (до 15 м);
возможность работы с высокими скоростями;

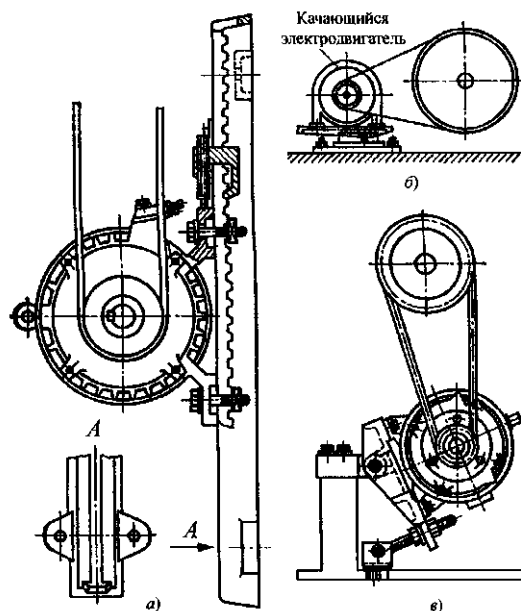


Рисунок 9.1.3 – Приспособление для компенсации вытягивания: *а* салазки; *б* – качающийся электродвигатель; *в* – регулировочный винт

отсутствие смазочной системы;
малая стоимость.

Недостатки:

большие габариты;
повышенные нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня;
непостоянство передаточного числа;
малая долговечность ремней (2000...3000 часов);
при работе ремни вытягиваются, необходимо компенсировать вытяжку (рис. 9.1.3).

Материалы ремней. Приводные ремни должны обладать высокой прочностью, долговечностью, гибкостью износостойкостью, максимальным коэффициентом трения. Плоские ремни (рис. 9.1.3, *а*).

Наиболее распространены синтетические ремни. Их изготавливают бесконечными и используют при скорости > 30 м/с. При меньших скоростях используются конечные прорезиненные или бесконечные кордошнуровые и кордтканевые ремни.



Рисунок 9.1.4

Клиновые ремни (рис. 9.1.4, б).

Обладают повышенным сцеплением со шкивами. Изготавливают в основном резинотканевыми, так как они обладают высокой прочностью и гибкостью, мало чувствительны к влаге и колебаниям нагрузки. Применяют клиновые ремни при $v \leq 50$ м/с.

Поликлиновые ремни (рис. 9.1.4, в).

Сочетают достоинства плоских ремней (гибкость) и повышенную тяговую способность, характерную для клиновых ремней.

Геометрические параметры ременной передачи (рис. 9.1.5)

1. Диаметр меньшего шкива d_1 , мм:

$$d_1 = (52 \dots 64) \cdot \sqrt[3]{T_1},$$

где T_1 — вращающий момент на валу малого шкива, Нм.

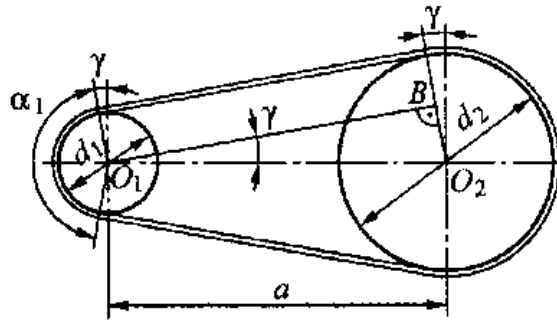


Рисунок 9.1.5

2. Диаметр большего шкива d_2 , мм, определяется исходя из потребного передаточного числа 2...5

$$d_2 = d_1 u,$$

где u — передаточное число ременной передачи. Расчетные диаметры шкивов принимают из ряда стандартных чисел.

3. Межосевое расстояние a , мм:

для плоскоремennых передач

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2);$$

для клиноременных передач

$$a_{min} \geq 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

где h — высота сечения ремня; $a_{min} = 2(d_1 + d_2)$.

Расчетная длина ремня L_p , мм:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + 0,25 \cdot \frac{(d_2 - d_1)^2}{a}.$$

По найденному значению из стандартного ряда принимают ближайшую большую расчетную длину ремня L_p (см. далее).

5. Межосевое расстояние при окончательно установленной длине ремня L_p

$$a = \frac{1}{8} \left[2L_p - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L_p - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]$$

6. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a}.$$

Для плоскоремennых передач рекомендовано $\alpha_1 \geq 150^\circ$.

Для клиноременных передач рекомендовано $\alpha_1 \geq 110^\circ$.

Критерии работоспособности. Основными критериями работоспособности ременной передачи является *тяговая способность или сцепление ремня со шкивами и долговечность ремня*. Если сцепление недостаточное, возникает буксование передачи, если мала долговечность ремня, требуется частая его замена. Средняя долговечность ремней 2000...3000 часов.

КПД ременной передачи. КПД ременных передач зависит от степени загруженности передач, а также от потерь на скольжение ремня по шкивам, на трение в подшипниках, на внутреннее трение в ремне при изгибе.

Для плоскоремennых передач $\eta = 0,95...0,97$.

Для клиноременных и поликлиновых передач $\eta = 0,92...0,96$.

Силы в передаче. В ременной передаче после установки ремня на шкив для создания трения между ремнем и шкивом создается *предварительное натяжение* ремня силой F_0 . В состоянии покоя или при холостом ходе передачи каждая ветвь ремня натянута одинаково, с силой F_a (рис. 9.1.6).

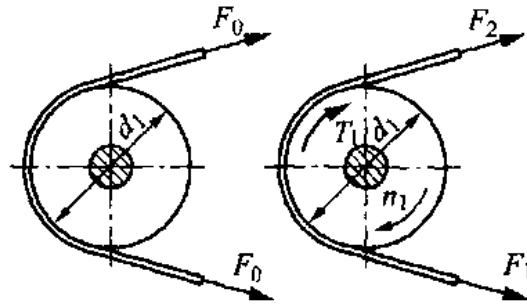


Рисунок 9.1.6

Окружная сила на шкивах:

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v_1},$$

где T_1 — вращающий момент, Нм;
 d_1 — диаметр ведущего шкива, мм;
 P_1 — мощность на ведущем шкиве, кВт, или

$$F_t = F_1 - F_2, \quad (*)$$

где F_1 и F_2 — силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня под нагрузкой.

$$F_1 = F_2 + 2F_0. \quad (**)$$

Решая совместно уравнения (*) и (**), получим:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

Натяжение от центробежных сил. При огибании ремнем шкивов в ремне возникает дополнительная сила натяжения от действия центробежных сил.

$$F_v = \rho \cdot A \cdot v^2,$$

где ρ — плотность материала ремня, кг/м³;
 A — площадь поперечного сечения ремня, м²;
 v — скорость ремня, м/с.

Влияние силы F_v на работоспособность передачи существенно сказывается при $v > 20$ м/с.

При работе передачи натяжение в ведущей и ведомой ветвях ремня:

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t + F_v,$$

F_1 — натяжение ведущей ветви ремня;

$$F_2 = F_0 - 0,5F_t + F_v,$$

F_2 — натяжение ведомой ветви ремня (рис. 9.1.7), учитывая направление вращения ($a > x$) ведущего шкива.

Для холостого хода

$$F_0 = F_v.$$

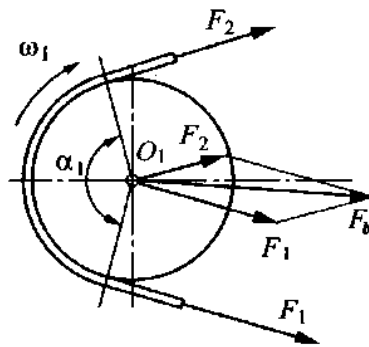


Рисунок 9.1.7

Нагрузка, действующая на валы и подшипники (рис. 9.1.7). Силы натяжения ветвей ремня нагружают валы и подшипники.

Равнодействующая этих сил — сила, действующая на вал шкива

$$F_b = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где α_1 — угол обхвата.

Окружные скорости и передаточное число. Окружные скорости шкивов (рис. 9.1.5):

$$v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60 \cdot 10^3}; \quad v_{12} = \frac{\pi n_2 d_2}{60 \cdot 10^3},$$

где n_1 и n_2 — частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, об/мин.

При работе ременной передачи происходит скольжение ремня относительно шкива. При нормальной работе передачи — скольжение упругое, при перегрузке — буксование, ведомый шкив остановится.

Упругое скольжение — это закономерное явление для любой ременной передачи. Оно возникает в результате разного натяжения ведущей и ведомой ветвей, что приводит к некоторому непостоянству передаточного числа и характеризуется коэффициентом скольжения ε .

$$\varepsilon = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 0,01 \dots 0,02,$$

откуда $v_2 = v_1(1 - \varepsilon)$ — передаточное число с учетом скольжения.

Чем больше загружена передача, тем больше ε .

В передачах зубчатым ремнем $\varepsilon = 0$, тогда $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1}$ — постоянно.

Применяют зубчатые ремни, когда проскальзывание недопустимо. Например, передача вращающего момента с коленчатого и распределительных валов в автомобиле.

Передаточное число $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1}$; $u \approx \frac{d_2}{d_1}$ — без учета скольжения в передаче.

Для плоскоремennых передач $u \leq 5$.

Для клиноремennых передач $u \leq 7$.

Для поликлиновых передач $u \leq 8$.

Напряжения в ремне. На рисунке 9.1.8 показана неравномерность распределения напряжений по длине ремня при работе ременной передачи.

1. Напряжение от предварительного натяжения σ_0 , Н/мм²

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A},$$

где A — площадь поперечного сечения ремня.

Для синтетических ремней: $\sigma_0 = 10$ Н/мм².

Для резинотканевых ремней: $\sigma_0 = 1,8$ Н/мм².

Для клиновых стандартных ремней: $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ Н/мм².

Чем больше σ_0 , тем ниже долговечность ремня.

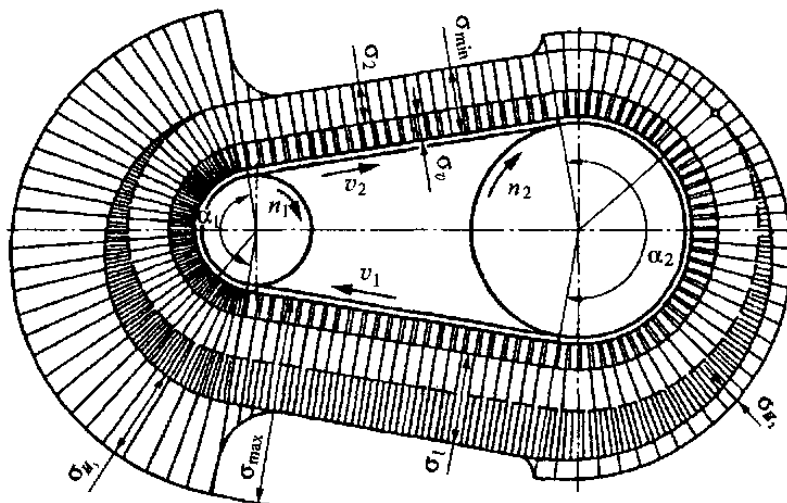


Рисунок 9.1.8 – Напряжения в ремне при подаче нагрузки

2. Полезное напряжение σ_t , Н/мм²

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A}.$$

3. Напряжения в ведущей и ведомой ветвях, Н/мм²

$$\sigma_1 = \frac{F_1}{A} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t;$$

$$\sigma_2 = \frac{F_2}{A} = \sigma_0 - 0,5\sigma_t.$$

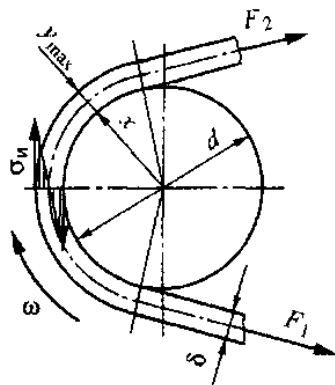


Рисунок 9.1.9

4. Напряжение от центробежных сил σ_v , Н/мм²

$$\sigma_v = \frac{F_v}{A}; \quad F_v = \rho \cdot A \cdot v^2,$$

тогда

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2,$$

где ρ — плотность материала ремня.

5. Напряжение изгиба

$$\sigma_H = E \frac{\delta}{d_1},$$

где E — модуль упругости материала ремня, 80... 100 Н/мм²;

δ — толщина ремня;

d_1 — диаметр малого шкива.

Согласно эпюре напряжений в ремне при работе передачи (рис. 9.1.8) наибольшее напряжение в сечении ремня возникает при набегании его на малый шкив:

$$\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{H_1}.$$

Тяговая способность передачи. Основным методом расчета ременной передачи является расчет по тяговой способности.

Тяговой способностью передачи называется ее способность передавать заданные нагрузки без частичного или полного буксования.

Тяговую способность передач характеризует окружная сила F_t , и силы натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня.

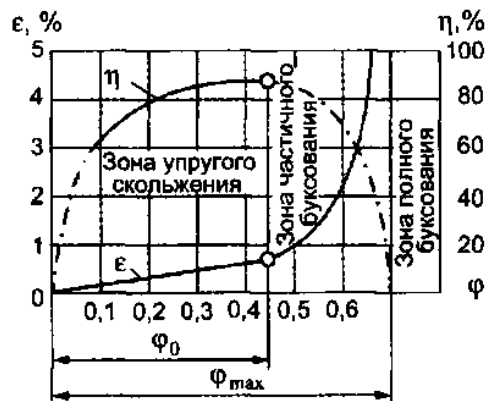


Рисунок 9.1.10

На рисунке 9.1.10 показаны экспериментальные кривые относительного скольжения ϵ (%), совмещенные с кривыми КПД η (%), в зависимости от степени загруженности передачи, характеризующие тяговую способность ременной передачи, последняя характеризуется коэффициентом тяги φ .

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2}.$$

Зона упругого скольжения ремня приходится на момент увеличения коэффициента тяги φ до некоторого критического значения и возрастания КПД передачи η до максимального значения.

Частичное буксование появляется при увеличении коэффициента тяги от φ_0 до φ_{max} при резком снижении КПД, что также характеризует неустойчивость передачи. При φ_{max} наступает полное буксование ремня на ведущем шкиве, ведомый шкив останавливается.

Плоскоременная передача.

А. Проектировочный расчет

1. Принимается тип ремня (преимущественно резиноканевый).
2. Диаметр меньшего шкива, мм:

$$d_1 = (52 \dots 64)^3 \sqrt{T_1},$$

где T_1 — передаваемый вращающий момент на ведущем валу, Нм.

Полученное значение d_1 округлить до ближайшего стандартного ряда: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000.

3. Скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где n_1 — частота вращения ведущего шкива; $[v] \leq 30$ м/с.

4. Диаметр большего шкива, мм

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon),$$

где u — передаточное число (для плоскоремennых передач $u \leq 5$);

ε — 0,01...0,02 — коэффициент скольжения.

Полученное значение d_2 округлить по стандарту (см. выше).

5. Фактическое передаточное число:

$$u_{\Phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

Отклонение Δu от заданного u :

$$\Delta u = \frac{(u_{\Phi} - u)}{u} \cdot 100\% \leq 5\%.$$

6. Межосевое расстояние a , мм:

$$a \geq 1,5(d_1 + d_2).$$

7. Расчетная длина ремня L_p , мм:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{0,25(d_2 - d_1)^2}{a}.$$

Полученное значение L_p принять по стандарту из ряда чисел: 500, 550, 600, 650, 700, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 5000, 5000.

8. Частота пробегов ремня U , 1/с:

$$U = \frac{v}{L_p} \leq [U] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

Условие $U \leq [U]$ является выражением долговечности ремня с гарантированным сроком службы 2000...3000 час.

9. Уточнение межосевого расстояния a , мм:

$$a = \frac{1}{8} \left[2L_p - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{(2L_p - \pi(d_1 + d_2))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right]$$

10. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 + d_1}{a} > [\alpha_1] = 150^\circ.$$

11. Толщина ремня δ , мм — см. табл. 9.1.1

Таблица 9.1.1

	S	W	σ_0	$\frac{\delta}{d_1}$
Резинотканевые ремни	2,5	10	1,8	1/40
Синтетические ремни	11,6	440	10	1/(100.-150)

где S, W — опытные коэффициенты; δ — толщина ремня с прослойками; σ_0 — напряжение от предварительного натяжения;

$$\frac{\delta}{d_1} = \frac{1}{40} \text{ — следовательно, } \delta = \frac{d_1}{40}.$$

Таблица 9.1.2

Ширина ремня b , мм	Число прокладок i	Толщина ремня с прослойками δ , мм
20...71	3; 4; 5	4,5; 6,0; 7,5
80...112	3; 4; 5; 6	4,5; 6,0; 7,5; 9,0
125...250	4; 5; 6	6,0; 7,5; 9,0

Примечания: 1. Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой 1,5 мм. 2. Стандартные значения ширины ремня b , мм: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 500.

По таблице 9,1,2 принять толщину ремня δ (число прокладок i). Чем больше δ , тем меньше долговечность ремня.

12. Окружная сила, передаваемая ремнем F_t :

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1}.$$

13. Допускаемая номинальная удельная окружная сила $[p]_0$, Н/мм²:

$$[p]_0 = S - W \frac{\delta}{d_1'}$$

где S, W — см. выше (табл. 9.1.1).

14. Допускаемая удельная окружная сила $[p]$, Н/мм²:

$$[p] = \frac{[p]_0 \cdot C_a \cdot C_v \cdot C_\theta}{C_p}$$

где C_a — коэффициент угла обхвата на меньшем шкиве.

Таблица 9.1.3 - Коэффициент угла обхвата на меньшем шкиве

C_a	Угол обхвата α_1 , град						
	180°	170°	160°	150°	140°	130°	120°
Для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	-	—	-
Для клиновых и поликлиновых ремней	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

C_v — скоростной коэффициент, учитывающий влияние натяжения от центробежной силы.

Таблица 9.1.4 - Скоростной коэффициент, учитывающий влияние натяжения от центробежной силы

C_v	Скорость ремня v , м/с			
	1	10	20	30
Для плоских ремней	1,04	1,0	0,88	0,68
Для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1	0,85	0,6

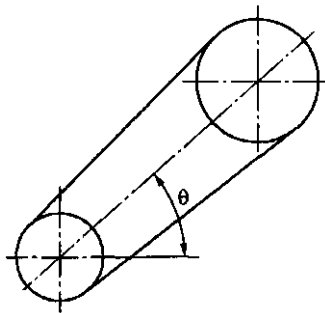


Рисунок 9.1.11

C_θ — коэффициент расположения передачи, зависящий от угла наклона θ линии центров шкивов к горизонту.

Для плоских передач (рис. 9.1.11):

при $\theta = 0...60^\circ$ $C_a = 1$; при $\theta = 60...80^\circ$ $C_\theta = 0,9$;

при $\theta = 80...90^\circ$ $C_\theta = 0,8$. Для клиноременных и поликлиновых ременных передач $C_\theta = 1$.

C_p — коэффициент динамичности и режима работы (при односменной работе и характере нагрузки).

Таблица 9.1.5 - Коэффициент динамичности и режима работы

Характер нагрузки	Спокойная	Умеренные колебания	Значительные колебания
C_p ,	1,0	1,1	1,2

При двух- или трехсменной работе:

$$C_p = 1,1 \text{ или } C_p = 1,4.$$

15. Ширина ремня b , мм:

$$b = \frac{F_t}{\delta \cdot [p]}$$

где i — число прокладок в ремне, δ — толщина ремня с прослойками.

Полученное значение скорректировать по стандарту и принять стандартную ширину шкива B .

Таблица 9.1.6 - Ширина шкива

b	32	40	50	63	71	80	90	100
B	40	50	63	71	80	90	100	112

16. Площадь поперечного сечения ремня A , мм²:

$$A = b \cdot \delta.$$

17. Сила предварительного натяжения ремня:

$$F_0 = A \cdot \sigma_0,$$

где σ_0 — см. п. 4.8.

18. Силы натяжения ветвей ремня F_1 и F_2 , (Н):

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}.$$

19. Сила, действующая на вал F_b , Н:

$$F_b = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где α_1 — см. геометрические параметры ременной передачи.

Б. Проверочный расчет

1. Проверка прочности ремня по максимальному напряжению ведущей ветви:

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{u_1} \leq [\sigma]_p,$$

$\sigma_1, \sigma_v, \sigma_{u_1}$ - см. напряжения в ремне.

При вычислении

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right);$$

для плоских — $\rho = 1000 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$;

где $[\sigma]_p$ — допускаемое растяжение, Н/мм^2 ; $[\sigma]_p = 8 \text{ Н/мм}^2$; ρ — плотность материала ремня.

Клиноременная передача. Расчет основан на тех же предпосылках, что и расчет плоскоремненной передачи. Проводится расчет из условий обеспечения тяговой способности и долговечности ремней.

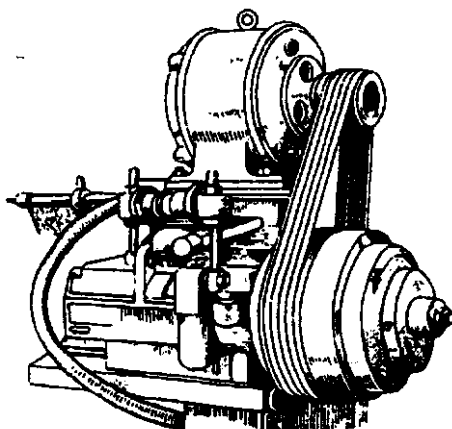


Рисунок 9.1.12 – Привод из пяти клиновых ремней

Типы ремней.

ремни нормального сечения: — $\frac{b_0}{h} \approx 1,6$;

узкие: — $\frac{b_0}{h} \approx 1,2$;

широкие: — $\frac{b_0}{h} \approx 2,5$,

где b_0 — ширина большего основания ремня;

h — высота сечения ремня.

Клиновые ремни нормальных сечений — это ремни общего назначения, их выпускают семи сечений: О, А, Б, В, Г, Д и Е, отличающихся размерами. Применяются при скорости ремня до 30 м/с (рис. 9.1.13, а).

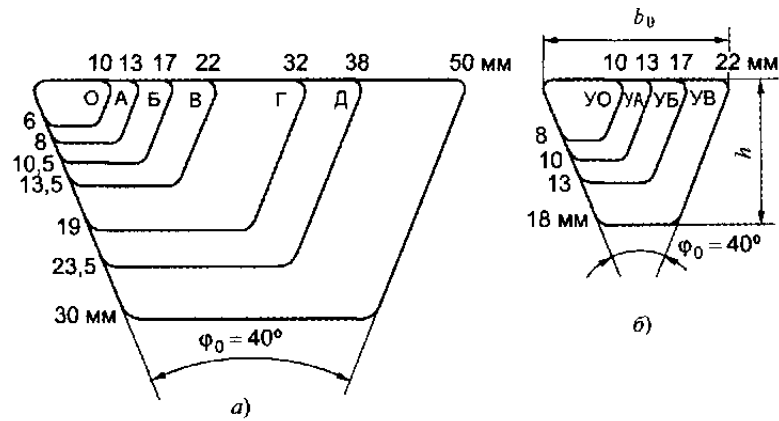


Рисунок 9.1.13 – Клиновые ремни: *a* – нормального сечения; *б* - узкий

Таблица 9.1.7

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Минимальный диаметр малого шкива d_1 , мм	Площадь сечения A_1 , мм ²	Расчетная длина L_p , мм
	b_p	b_0	h			
О	8,5	10	6	63	47	400...2500
А	11	13	8	90	81	560...4000
Б	14	17	9,5	125	138	800...5300
В	19	22	13,5	200	230	1800...10600
УО	8,5	10	8	63	56	630...3550
УА	11	13	10	90	93	800...4500
УБ	14	17	13	140	159	1250...8000
УВ	19	22	18	224	278	2000...8000

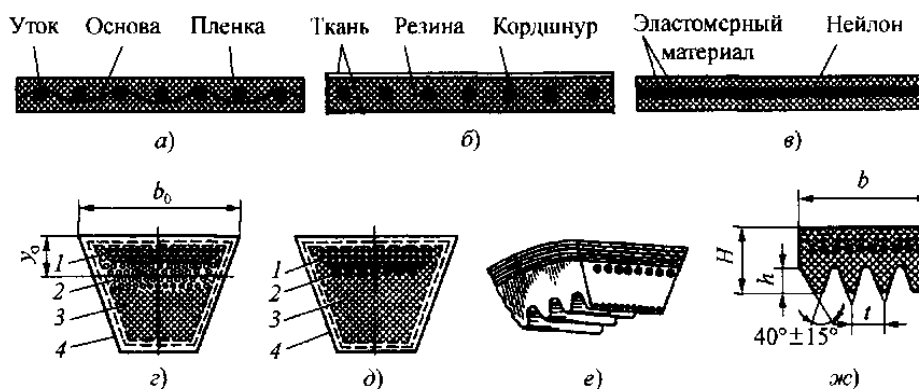


Рисунок 9.1.14 - Конструкция ремней: *a, б* — ремни тканые с покрытием и с координированным несущим слоем; *в* — ремни со склепанным стыком; *г* — кордканеевый; *д* — кордшнуровый

Сечение ремня выбирают в зависимости от передаваемой мощности P_1 и частоты вращения n_1 , меньшего шкива.

При передаваемой мощности $P_1 < 2$ кВт применяют ремни с сечением O , при $P_1 > 200$ кВт — сечение E . Сечение выбирают по графику (рис. 9.1.15 или табл. 9.1.8).

Клиновые узкие ремни применяются при $v \leq 50$ м/с. Выпускаются четырех сечений: УО, УА, УБ, УВ (рис. 9.1.13, б и табл. 9.1.7).

В клиноремненной передаче может быть один ремень или комплект ремней. Рекомендуемое число ремней $z \leq 6$ ($z = 8$ допустимо).

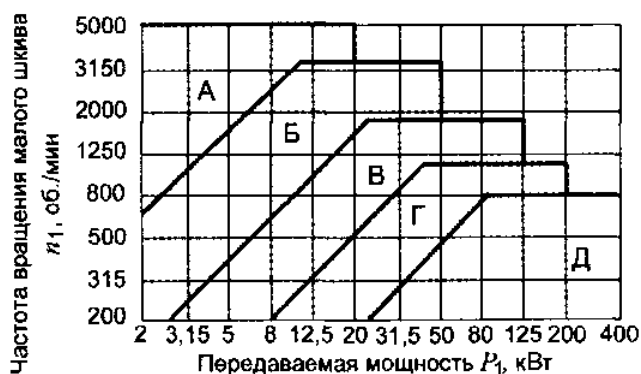


Рисунок 9.1.15 – Области применения клиновых ремней нормального сечения

Таблица 9.1.8

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 мм	Номинальная мощность P_0 , кВт при скорости ремня v , м/с				
		5	10	15	20	25
O ($L_0 = 1320$)	63	0,49	0,82	1,03	1,11	—
	71	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
A ($L_0 = 1700$)	90	0,84	1,39	1,75	1,88	—
	100	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	1,05	1,82	2,39	2,74	2,88
Б ($L_0 = 2240$)	125	1,39	2,26	2,80	—	—
	140	1,61	2,70	3,45	3,83	—
	160	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
В ($L_0 = 3750$)	200 224	2,77 3,15	4,59 5,36	5,8 6,95	6,33 7,86	7,95

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией.

Таблица 9.1.9

Обозначение сечения ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Номинальная мощность P_0 , кВт при скорости ремня v , м/с						
		3	5	10	15	20	25	30
УО ($L_0 = 1600$)	63	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	—	—
	71	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	—
	80	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	—
	90	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
	100	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
	112	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,86	6,15
УА ($L_0 = 2500$)	125	1,22	1,90	3,40	4,7	5,70	6,42	6,85
	90	1,08	1,56	2,57	—	—	—	—
	100 112	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	5,84	—
	125	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	7,12	7,10
УБ ($L_0 = 3550$)	140	1,96	2,95	5,00	6,37	—	—	—
	160	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	—
	180	2,46	3,80	6,70	9,05	10,60	11,40	11,50
УВ ($L_0 = 5600$)	224 250	3,55	5,45	9,40	12,30	14,10	—	—
		3,93	6,05	10,60	14,20	16,60	17,60	17,10

Примечание. Для промежуточных значений скорости мощность P_0 рассчитывают линейной интерполяцией

Таблица 9.1.10 - Значения поправочных коэффициентов C_p

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p				
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная
C_p	1	0,9	0,8	0,7

Примечание. При двухсменной работе C_p следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2.

А. Проектировочный расчет

1. Выбор сечения ремня (табл. 9.1.7, 9.1.8).
2. Диаметр меньшего шкива d_1 мм.
3. Диаметр большего шкива d_2 , мм:

$$d_2 = d_1 u(1 - \varepsilon).$$

Округлить и принять по стандарту (см. плоскоременная передача).

4. Фактическое передаточное число — см. плоскоременная передача.

5. Ориентировочное межосевое расстояние a , мм:

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h,$$

где h — высота сечения клинового ремня.

6. Расчетная длина ремня L_p , мм — см. плоскоременная передача.

Принять стандартное значение — см. плоскоременная передача.

7. Фактическое межосевое расстояние a — плоскоременная передача.

8. Угол обхвата ремнем меньшего шкива α_1 — см. плоскоременная передача, α_1 должен быть больше 120° .

9. Скорость ремня v , м/с — см. плоскоременная передача.

Для клиновых ремней $[v] = 25$ м/с.

Для поликлиновых и узких клиновых $[v] = 40$ м/с

10. Частота пробегов ремня U , 1/с — см. плоскоременная передача.

Допускаемая частота пробега $[U] = 15$ 1/с.

11. Мощность, передаваемая ремнем в условиях эксплуатации P_p , кВт:

$$P_p = \frac{P_0 \cdot C_a \cdot C_L \cdot C_u}{C_p}$$

где P_0 — номинальная мощность (кВт) (см. табл. 9.1.7, 9.1.8);

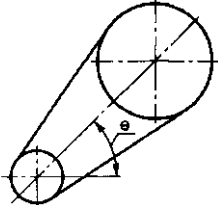
C_a, C_p - см. 4.10, А, п. 14 - табл. 9.1.3 – 9.1.5;

C_u — коэффициент передаточного числа и (см. табл. 9.1.11).

Таблица 9.1.11

u	1,0	1,6	2,0	2,4	3,0 и более
C_u	1,00	1,10	1,12	1,13	1,14

Таблица 9.1.12

Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ						
Угол наклона θ , град.				0...60°	60...80°	80...90°
C_θ				1	0,9	0,8

C_L — коэффициент длины ремня, зависящий от отношения расчетной длины L_p к эталонной L_0 .

Значения L_0 — см. табл. 9.1.17.

Таблица 9.1.13

L_p/L_0	0,3	0,5	0,8	1,0	1,6	2,4
C_L	0,79	0,86	0,95	1,0	U	1,2

12. Число ремней в комплекте z для обеспечения среднего ресурса эксплуатации (2000 ч):

$$z = \frac{P_1}{P_p C_z}$$

где P_1 — передаваемая мощность на валу меньшего шкива, кВт;

C_z — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки ремней.

При ожидаемом числе ремней:

$$z=2...3 \quad C_z > 0,95;$$

$$z = 4...5 \quad C_z > 0,90;$$

$$z = 6 \quad C_z = 0,85.$$

13. Сила предварительного натяжения данного ремня F_n , Н:

Клинового	Поликлинового
$F_0 = 850 \cdot P_1 \cdot C_{Lp} / z \cdot v \cdot C_a \cdot C_p$	$F_0 = 850 \cdot P_1 \cdot C_{Lp} / v \cdot C_a \cdot C_p$

14. Сила натяжения ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня, Н:

Для одного клинового ремня	Для поликлинового ремня
$F_1 = F_0 + F_t / 2z$	$F_1 = F_0 + F_t / 2$
$F_2 = F_0 - F_t / 2z$	$F_2 = F_0 - F_t / 2$

15. Силы, действующие на вал:

$$F_b = 2F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{1}.$$

F_b — определяется при $z = 1$.

16. Для поликлиновых передач, требуемое число ремней $z = 10 \frac{P_1}{P_p}$.

Б. Проверочный расчет

Прочность одного клинового ремня или поликлинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , (Н/мм²):

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_p \leq [\sigma]_p;$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA} \quad \text{— в клиновом ремне,}$$

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2A} \quad \text{— в поликлиновом ремне,}$$

$$\sigma_u = \frac{Eh}{d_1} \quad \text{— в клиновом ремне,}$$

$$\sigma_u = \frac{EH}{d_1} \quad \text{— в поликлиновом ремне,}$$

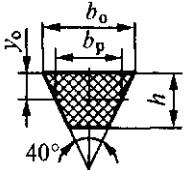
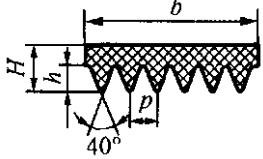
где E, H, h — табл. 9.1.4, $E = 80...100$ Н/мм² при изгибе ремней, h — высота сечения клинового ремня, H — высота сечения поликлинового ремня.

$$\sigma_v = qv^2 \text{ Н/мм}^2;$$

q см. табл. 9.1.4.

$[\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2$ — для клиновых и поликлиновых ремней.

Таблица 9.1.14. Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	0	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_p	8,5	11	14	8,5	11	14	—	—	—
b_0	10	13	17	10	13	17	—	—	—
y_0	2Д	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	—	—	—
h	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Предельное значение мм	400... 2500	560... 4000	800... 6300	630... 3550	800... 4500	1250... 8000	400... 2000	1250... 6000	2000... 6000
p	—	—	—	—	—	—	2,4	4,8	9,5
H	—	—	—	—	—	—	4	9,5	16,7
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Примечания: 1. l — расчетная длина ремня на нейтральной линии. 2. Стандартный ряд длин l , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

9.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 9.2.1. Усилия в ветвях плоского резинотканевого ремня составляют 2200 Н и 600 Н. Площадь поперечного сечения ремня $A = 7,5 \text{ см}^2$; толщина ремня $\delta = 7,5 \text{ мм}$; модуль упругости $E=80 \text{ МПа}$; диаметр меньшего шкива $d_1= 200 \text{ мм}$. Определить: напряжение от предварительного натяжения, полезное напряжение, напряжение изгиба и напряжение от центробежной силы при $v = 10 \text{ м/с}$ (рис. 9.2.1).

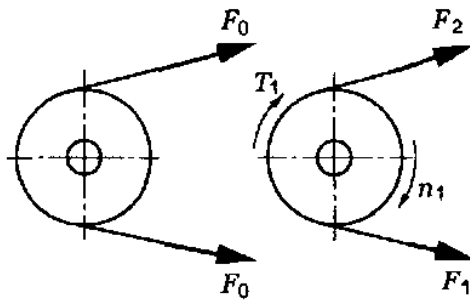


Рисунок 9.2.1

Решение.

1.1. Напряжение предварительного натяжения:

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} = \frac{0,5(F_1 - F_2)}{A} = \frac{0,5(2200 - 600)}{750} = 1,06 \text{ МПа.}$$

1.2. Полезное напряжение

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} = \frac{1600}{750} = 2,14 \text{ МПа;}$$

$$F_t = F_1 - F_2 = 2200 - 600 = 1600 \text{ МПа.}$$

1.3. Напряжение изгиба

$$\sigma_n = \frac{E \cdot \delta}{d_1} = \frac{80 \cdot 7,5}{200} = 3 \text{ МПа.}$$

1.4. Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2,$$

где ρ — плотность материала ремня, кг/м^3 ; $\rho = 1000 \dots 1200 \text{ кг/м}^3$ — для плоских ремней.

$$\sigma_v = 1000 \cdot 10^2 \cdot 10^{-6} = 0,1 \text{ МПа.}$$

1.5. Наибольшее напряжение

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \sigma_t + \sigma_n + \sigma_v = 1,06 + 2,14 + 3 + 0,1 = 6,3 \text{ МПа,}$$

что меньше допускаемого напряжения на растяжение $[\sigma] = 8 \text{ МПа}$ для плоских ремней.

Задача 9.2.2. Определить геометрические и силовые параметры плоскоременной передачи (ремень прорезиненный) для привода транспортера при следующих данных: $P_{1(дв)} = 10$ кВт, $n_1 = 960$ об/мин; частота вращения вала транспортера $n_2 = 240$ об/мин. Ременная передача расположена горизонтально. Работа двухсменная. Определить долговечность ремня и силы натяжения ветвей.

Решение.

2.1. Определить диаметр меньшего шкива:

$$d_1 \leq (52 \dots 64) \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1}} = (52 \dots 64) \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 10^3}{100}} = (242 \dots 290) \text{ мм.}$$

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \pi \frac{960}{30} = 100 \text{ с}^{-1}.$$

Ближнее значение по стандарту $d_1 = 250$ мм.

2.2. Определить диаметр большего шкива с учетом скольжения $\varepsilon = 0,015$:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)},$$

отсюда

$$d_2 = \frac{\pi d_1(1 - \varepsilon)}{n_2},$$

$$d_2 = \frac{960 \cdot 250(1 - 0,015)}{240} = 985 \text{ мм.}$$

Стандартные значения $d_2 = 1000$ мм.

2.3. Передаточное число передачи

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{1000}{250(1 - 0,015)} = 4,06.$$

2.4. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a = 1,5(d_1 + d_2) = 1,5(250 + 1000) = 1875 \text{ мм.}$$

2.5. Определить расчетную длину ремня:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1875 + \frac{\pi}{2}(250 + 1000) +$$

$$+ \frac{(1000 - 250)^2}{4 \cdot 1875} = 5788;$$

$$L = 6000.$$

2.6. Уточнить a по L :

$$\begin{aligned} L_p &= \frac{1}{8} \left[2L - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2L - \pi(d_2 + d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1600 - \pi(1000 + 250) + \sqrt{(2 \cdot 6000 - \pi(1000 + 250))^2 - 8(1000 - 250)^2} \right] = \\ &= 1983 \text{ мм} \end{aligned}$$

2.7. Определить угол обхвата ремнем меньшего шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \frac{1000 - 250}{2000} = 158^\circ > 150^\circ.$$

2.8. Определить скорость ремня:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{\pi \cdot 250 \cdot 960}{60 \cdot 10^3} = 13,6 \text{ м/с.}$$

2.9. Частота пробегов ремня (проверка долговечности)

$$U = \frac{v \cdot 10^3}{L_p} = 2,26 \text{ с}^{-1}.$$

2.10. Определить окружную силу F_t ;

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}} \cdot 10^3}{v},$$

где $P_{\text{ном}} = 10 \text{ кВт}$, $v = 13,6 \text{ м/с}$.

$$F_t = \frac{10 \cdot 10^3}{13,6} = 735 \text{ Н.}$$

2.11. Определить допускаемую удельную окружную силу на 1 мм ширины одной прокладки ремня $[p]$, Н/мм:

$$[p] = [p]_0 \cdot \frac{C_\theta \cdot C_\alpha \cdot C_v}{C_p},$$

где $[p]_0$ — допускаемая приведенная удельная окружная сила (табл. 9.1.5) для материала прокладок БКНЛ-65. $[p]_0 = 3$ Н/мм.

Таблица 9.1.15 - Ремни плоские резинотканевые (выборка)

Техническая характеристика прокладок	Материал прокладки			
	БКНЛ-65	ТА-150	ТК-200-2	ТА-300
Количество прокладок i' при ширине ремня b , мм:				
20, 25, 40 50, 63, 71 80, 90, 112 125, 140, 160	3-5	-	-	-
	3-5	-	-	3
	3-6	3-4	-	-
	3-6	3-4	3-4	-
Толщина одной прокладки с резиновой прослойкой, мм	1,2	1,3	1,4	1,5
Допускаемая приведенная удельная сила $[p]_0$, Н/мм	3	10	13	20

C_θ применяют: 1; 0,9 и 0,8 при углах наклона $0^\circ \dots 60^\circ$; $60^\circ \dots 80^\circ$; до 90° . В условиях задачи расположение передачи горизонтальное, $C_p = 1$.

C_α — коэффициент угла обхвата α , (табл. 9.1.3), $C_\alpha = 0,91$.

C_v — коэффициент влияния центробежной силы (табл. 9.1.4).

C_p — коэффициент режима работы (табл. 9.1.5). $C_p = 1,1$.

$$[p] = \frac{3 \cdot 1 \cdot 0,91 \cdot 1}{1,1} = 2,48 \text{ Н/мм.}$$

2.12. Определить ширину ремня:

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[p]}$$

i — количество прокладок в ремне (табл. 9.1.2); принимаем $i = 5$.

$$\delta = \frac{1,5 \cdot 5}{735} = 7,5 \text{ мм,}$$

$$b \geq \frac{735}{7,5 \cdot 2,48} = 44 \text{ мм.}$$

полученное значение b соответствует значению табл. 9.1.2: $b = 50$ мм.

См. плоскоремennая передача: $B = (1,1 \dots 1,15)b = (1,1 \dots 1,15) 50 = 55 \dots 57,8$ мм.

Принимаем $B = 62$ мм (B — ширина шкива).

2.13. Определить площадь поперечного сечения ремня: $A = b \cdot \delta$.

По табл. 9.1.1 $\delta = \frac{d_1}{40} = 6,25$ мм.

По табл. 9.1.2 $\delta = 7,5$ мм. $A = 7,5 \cdot 50 = 375$ мм².

2.14. Определить силу предварительного натяжения (резинотканевый ремень $\sigma_0 = 1,8 \dots 2$ Н/мм²)

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = 375 \cdot 2 = 750 \text{ Н.}$$

2.15. Определить силы натяжения ведущей F_1 , и ведомой F_2 ветвей ремня, Н:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 750 + \frac{735}{2} = 1117,5 \text{ Н};$$
$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 750 - \frac{735}{2} = 382,5 \text{ Н.}$$

2.16. Определить силу давления ремня на вал:

$$F_{\text{вал}} = 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 750 \cdot \sin\frac{158^\circ}{2} = 790 \text{ Н.}$$

Задача 9.2.3. Рассчитать клиноременную передачу для привода ленточного транспортера. Мощность электродвигателя $P_1 = 7,5$ кВт, частота вращения $n_1 = 950$ об/мин, частота вращения ведомого шкива $n_2 = 330$ об/мин. Определить геометрические параметры передачи, долговечность, число ремней в передаче.

Решение.

3.1. По передаваемой мощности P_1 и частоте вращения меньшего шкива n_1 (рис. 9.1.15) выбираем сечение ремня Б (площадь сечения $A = 138$ мм², табл. 9.1.7).

3.2. По табл. 9.1.7 для выбранного сечения ремня Б принимаем диаметр меньшего шкива $d_1 = 125$ мм.

3.3. Диаметр большего шкива. Принимаем $\varepsilon = 0,01$ (коэффициент скольжения в передаче).

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon); \quad u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{950}{330} = 2,88; \quad d_2 = 125 \cdot 2,88 (1 - 0,01) = 358 \text{ мм,}$$

ε — см. окружные скорости. Принимаем $d_2 = 355$.

3.4. Фактическое передаточное число.

$$u_{\Phi} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{355}{125 (1 - 0,01)} = 2,88.$$

3.5. Ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55(d_1 + d_2) = h = 0,55(125 + 355) + 9,5 = 273,5 \text{ мм.}$$

где h — высота сечения ремня (табл. 9.1.7), $h \approx 9,5$ мм.

3.6. Определить длину ремня:

$$L_p = 2a + 0,5\pi(d_1 + d_2) + \frac{0,25(d_2 - d_1)^2}{a},$$
$$L_p = 2 \cdot 274 + 0,5\pi(125 + 355) + \frac{0,25(355 - 125)^2}{274} = 1351,4 \text{ мм.}$$

По табл. 9.1.7 принимаем по стандарту: $L_p = 1400$ мм.

3.7. По принятой длине ремня найдем фактическое межосевое расстояние:

$$a = \frac{1}{8} \left[2L_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{(2L_p - \pi(d_2 - d_1))^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right] =$$
$$= \frac{1}{8} \left[2 \cdot 1400 - \pi(355 + 125) + \sqrt{(2800 - \pi(355 - 125))^2 - 8(355 - 125)^2} \right] = 318,5 \text{ мм}$$

3.8. Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_1 + d_2}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{355 - 125}{320} = 139^\circ,$$

$\alpha_1 = 139^\circ > 120^\circ$, что удовлетворительно.

3.9. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60} = \frac{\pi \cdot 125 \cdot 950}{60 \cdot 10^3} = 6,24 \text{ м/с} < [v] = 25 \text{ м/с (4.11, А, п. 9)}$$

Такое соотношение гарантирует долговечность в пределах 1000 ..5000 часов.

3.10. Частота пробегов ремня

$$U = \frac{v}{L_p} = \frac{6,24}{1,4} = 4,45 \text{ с}^{-1} < [U] = 15 \text{ с}^{-1} \text{ (4.11, А, п. 10).}$$

3.11. Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем:

$$[P] = [P]_0 \cdot \frac{C_a \cdot C_L \cdot C_u}{C_p}.$$

где $[P]_0$ — допускаемая приведенная мощность (табл. 9.1.8), получаем линейной интерполяцией;

C_L — коэффициент, учитывающий влияние длины ремня L к базовой (эталонной) $L_0 = 2240$;

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1400}{2240} = 0,625, C_L = 0,9 \text{ (табл. 9.1.13);}$$

$C_a = 0,89$ (табл. 9.1.13);

C_u — коэффициент передаточного числа $C_u = 1,14$ при $u > 2,5$ (табл. 9.1.11);

C_p — коэффициент динамической нагрузки $C_p = 1$ (табл. 9.1.10);

$[P] = 1,8 \cdot 0,89 \cdot 0,9 \cdot 1,14 = 1,63$ кВт.

3.12. Число ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P] \cdot C_z} = \frac{7,5}{1,63 \cdot 0,95} = 4,8 \text{ (см. клиноременная передача), } z=5 < [z] = 10.$$

Задача 9.2.4. Принять условие задачи 3. Определить силу предварительного натяжения ремня, силы натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня и силу, действующую на вал.

Решение.

4.1. Определить силу предварительного натяжения ремня:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{z \nu C_u C_p} = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,9}{5 \cdot 6,2 \cdot 0,89 \cdot 1} = 208 \text{ Н.}$$

где z, ν, P_1, C_u, C_p — см. задачу 9.2.3.

4.2. Определить силу натяжения ведущей и ведомой ветвей одного ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z'}$$

где

$$F_t = \frac{P_{\text{ном}}}{\nu} = \frac{7,5 \cdot 103}{6,2} = 1,2 \cdot 103 \text{ Н;}$$

$$F_1 = 208 + \frac{1,2 \cdot 103}{2 \cdot 5} = 328 \text{ Н;}$$

$$F_2 = F_1 - \frac{F_t}{2z} = 208 - 120 = 88 \text{ Н.}$$

4.3. Определить силу, действующую на вал:

$$F_{\text{в}} = F_0 z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 0,2 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot \sin \frac{140^{\circ}12'}{2} = 11350 \text{ Н.}$$

где α_1 — см. задачу 9.2.3.

Задача 9.2.5. Определить допускаемое полезное напряжение $[k_n]$ для прорезиненного ремня при следующих условиях: толщина ремня $\delta = 5 \text{ мм}$, диаметры шкивов $D_1 = 200 \text{ мм}$; $D_2 = 450 \text{ мм}$; межосевое расстояние $A = 1000 \text{ мм}$; угол наклона передачи (рис. 9.2.2) $\theta = 0^{\circ}$; угловая скорость ведущего шкива $n_1 = 960 \text{ об/мин}$; напряжение от предварительного натяжения $\sigma_0 = 1,76 \text{ МН/м}^2$.

Передача предназначена для привода ленточного транспортера при двухсменной работе.

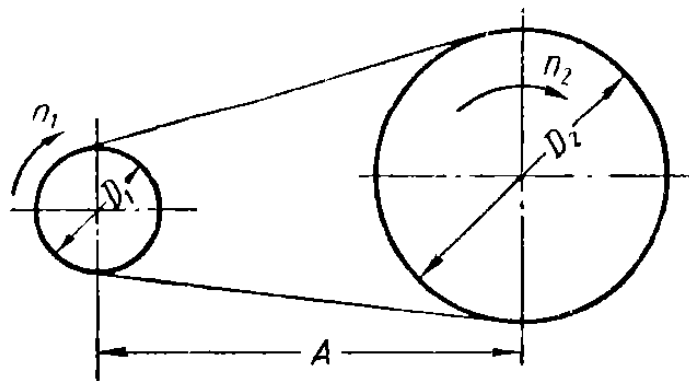


Рисунок 9.2.2

Решение.

Допускаемое полезное напряжение

$$[k_n] = k_0 C_a C_v C_p C_s.$$

Значение k_0 находим по таблице:

$$k_0 = 2,45 - 9,81 \frac{\delta}{D_{\min}} = 2,45 - 9,81 \frac{5}{200} = 2,2 \text{ МН / м}^2.$$

Для определения C_a вычислим угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 \approx 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{A} = 180 - 60 \frac{450 - 200}{1000} = 165^{\circ};$$

$$C_a = 1 - 0,003(180 - \alpha_1) = 1 - 0,003(180 - 165) = 0,955.$$

Для определения C_v вычислим скорость ремня:

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 10 \text{ м/с};$$
$$C_m = 1,04 - 0,0004v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 10^2 = 1,0.$$

Принимаем $C_p = 0,9$ (см. таблице); $C_e = 1$.

$$[k_n] = 2,2 \cdot 0,955 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,88 \text{ МН/м}^2.$$

Задача 9.2.6. Определить усилия в ветвях ремня сечением $125 \times 5 \text{ мм}^2$, если окружное усилие $P = 1000 \text{ Н}$; $D_1 = 200 \text{ мм}$; $D_2 = 450 \text{ мм}$; $v = 10 \text{ м/с}$; модуль упругости прорезиненного ремня $E = 80 \text{ МН/м}^2$; удельный вес $\gamma = 11 \cdot 10^3 \text{ Н/м}^3$; $\sigma_0 = 1,76 \text{ МН/м}^2$.

Вычислить максимальное полное напряжение в ведущей ветви.

Решение.

Натяжение ведущей ветви

$$S_1 = \sigma_0 b \delta + \frac{P}{2} = 1,76 \cdot 10^6 \cdot 125 \cdot 5 \cdot 10^{-6} + \frac{1000}{2} = 1600 \text{ Н}.$$

Натяжение ведомой ветви

$$S_2 = \sigma_0 b \delta - \frac{P}{2} = 600 \text{ Н}.$$

Наибольшее полное напряжение

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_a + \sigma_v,$$

где

$$\sigma_1 = \frac{S_1}{b \delta} = \frac{1600}{125 \cdot 5 \cdot 10^{-6}} = 2,56 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$$

напряжение изгиба

$$\sigma_a = E \frac{\delta}{D_{\min}} = 80 \cdot 10^6 \frac{5}{200} = 2,00 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2.$$

напряжение от центробежных сил

$$\sigma_v = \frac{w^2}{g} = \frac{11 \cdot 10^3 \cdot 10^2}{9,81} = 0,11 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2;$$

$$\sigma_{\max} = (2,56 + 2,00 + 0,11) \cdot 10^6 = 4,67 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 4,67 \text{ МН / м}^2$$

Задача 9.2.7. По данным задачи 8.7 определить долговечность H (в часах) прорезиненного ремня без прослоек; предел выносливости которого $\sigma_y = 5,9 \text{ МН/м}^2$.

Решение.

Расчетная долговечность определяется по формуле

$$H = \frac{10^7 \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^5}{3800zu} C_i$$

где

$$C_i = 1,73 \text{ при } i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{450}{200} = 2,25,$$

z — число шкивов, охватываемых ремнем; здесь $z = 2$.

Определяем длину ремня

$$\begin{aligned} L &= 2A + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A} = \\ &= 2 \cdot 1 + 1,57(0,20 + 0,45) + \frac{(0,45 - 0,20)^2}{4 \cdot 1} = 3,04 \text{ м} \end{aligned}$$

Скорость ремня $v = 10 \text{ м/с}$, следовательно,

$$u = \frac{v}{L} = \frac{10}{3,04} = 3,3 \text{ с}^{-1};$$

$$H = \frac{10^7 \left(\frac{5,9}{44,67} \right)^5}{3800 \cdot 2 \cdot 3,3} \cdot 1,73 \approx 2300 \text{ ч.}$$

9.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 9.3.1. Усилия в ветвях плоского резинотканевого ремня составляют 2200 Н и 600 Н. Площадь поперечного сечения ремня A см²; толщина ремня δ мм; модуль упругости $E=80$ МПа; диаметр меньшего шкива d_1 мм. Определить: напряжение от предварительного натяжения, полезное напряжение, напряжение изгиба и напряжение от центробежной силы при v м/с (рис. 9.3.1). Входные данные для задачи 9.3.1 приведены в таблице 9.3.1.

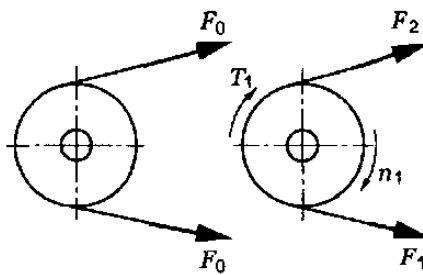


Рисунок 9.3.1

Таблица 9.3.1 – Входные данные для задачи 9.3.1

№ варианта	A , см ²	δ , мм	d_1 , мм	v , м/с
1	7	7	180	10,0
2	7,2	7,2	185	10,5
3	7,3	7,3	190	10,6
4	7,4	7,4	195	10,8
5	7,5	7,5	200	10,4
6	7,6	7,6	205	10,9
7	7,7	7,7	210	11,0
8	7,8	7,8	215	11,5
9	7,9	7,9	220	11,4
10	8,0	8,0	225	11,6
11	8,2	8,2	230	11,7
12	7	7	190	11,8
13	7,2	7,2	195	12,0
14	7,3	7,3	200	10,0
15	7,4	7,4	205	10,5
16	7,5	7,5	210	10,6
17	7,6	7,6	215	10,8
18	7,7	7,7	220	10,4
19	7,8	7,8	225	10,9
20	7,9	7,9	230	11,0
21	8,0	8,0	190	11,5
22	8,2	8,2	195	11,4
23	7	7	200	11,6

24	7,2	7,2	205	11,7
25	7,3	7,3	210	11,8
26	7,4	7,4	215	12,0
27	7,5	7,5	220	10,0
28	7,6	7,6	225	10,5
29	7,7	7,7	230	10,6
30	7,8	7,8	190	10,8

9.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 9.4.1. Рассчитать клиноременную передачу для привода ленточного транспортера. Мощность электродвигателя P_1 кВт, частота вращения n_1 об/мин, частота вращения ведомого шкива n_2 об/мин. Определить геометрические параметры передачи, долговечность, число ремней в передаче. Входные данные для задачи 9.4.1 приведены в таблице 9.4.1.

Таблица 9.4.1 – Входные данные для задачи 9.4.1

№ варианта	P_1 , кВт	n_1 , об/мин	n_2 , об/мин
1	7	900	300
2	7,2	920	310
3	7,3	940	320
4	7,4	960	330
5	7,5	980	340
6	7,6	1000	350
7	7,7	900	360
8	7,8	920	370
9	7,9	940	380
10	8,0	960	300
11	8,2	980	310
12	7	1000	320
13	7,2	900	330
14	7,3	920	340
15	7,4	940	350
16	7,5	960	360
17	7,6	980	370
18	7,7	1000	380
19	7,8	900	300
20	7,9	920	310
21	8,0	940	320
22	8,2	960	330
23	7	980	340
24	7,2	1000	350
25	7,3	900	360
26	7,4	920	370
27	7,5	940	380

28	7,6	960	300
29	7,7	980	310
30	7,8	1000	320

ЧАСТЬ 10. ПЕРЕДАЧА ВИНТ — ГАЙКА

10.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Механическая передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. Различают передачи винт-гайка с трением скольжения и передачи с трением качения. Винты делятся на грузовые, для создания больших сил, и ходовые, применяемые для точных перемещений (рис. 10.1.1).

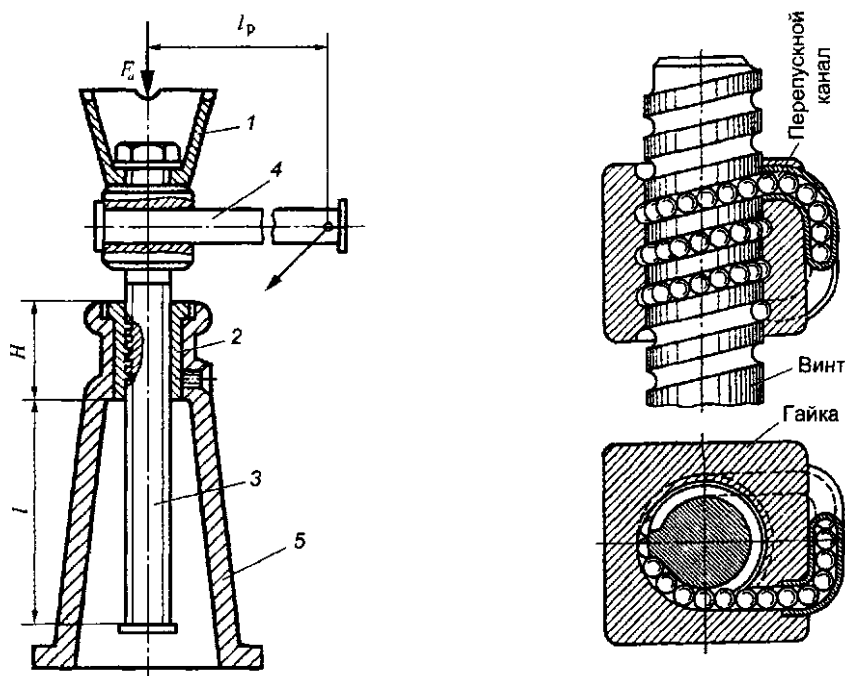


Рисунок 10.1.1 – Винтовой домкрат Рисунок 10.1.2 – Передача винт – гайка
1 – чашка домкрата; 2 – гайка;
3 – винт; 4 – рукоятка; 5 - корпус

Рассмотрим передачу на примере домкрата.

Достоинства передачи:

большой выигрыш в силе;

возможность получения медленного движения и высокой точности перемещения;

простая недорогая конструкция;

большая несущая способность.

Недостатки:

большое трение в резьбе, низкий КПД.

Применение передачи винт—гайка:

в машиностроительных конструкциях (подъемно-транспортные): домкраты, механизмы изменения вылета кранов;

в станках: механизмы подачи рабочих инструментов и осуществление точных делительных перемещений;

прокатные станы: регулировочно-установочные механизмы подшипников, нажимные винты;

винтовые прессы и др.

В передачах винт-гайка наиболее часто применяются резьбы трапецеидальная и прямоугольная. Прямоугольная резьба обеспечивает наименьшее трение между винтом и гайкой. Прочность трапецеидальной резьбы выше прочности прямоугольной, она изготавливается в соответствии с ГОСТ 24738—81 с мелким, средним и крупным шагом. Прямоугольная резьба применяется сравнительно редко, она не стандартизирована.

Для винтов, находящихся под действием больших осевых нагрузок (прессы, грузовые крюки и др.), применяют упорную резьбу ГОСТ 1077-82. Для самотормозящих передач применяют однозаходную резьбу (рис. 5.1.7 – 5.1.9).

Материалы винта и гайки. Винт и гайка должны представлять антифрикционную пару, т. е. быть износостойкими и иметь малый коэффициент трения. Для винтов применяют стали 45, 50 без термообработки и стали 65Г, 40ХГ, 40Х — с закалкой и последующей шлифовкой резьбы.

Гайки изготавливают из оловянистых бронз БрО10Ф1, Бр 06Ц6С3 и др. В тихоходных передачах и при небольших нагрузках применяют антифрикционный чугун АВ4-1, АК4-1 и др.

Встречаются передачи других конструкций, в которых трение скольжения заменено трением качения — шариковые винтовые пары, применяются в механизмах подач станков с программным управлением (рис. 10.1.2).

Кинематика передачи определяется скоростью перемещения гайки (винта)

$$v = \frac{zpn}{60 \cdot 10^3} \quad \text{м/с}$$

где z — число заходов винта;

p — шаг резьбы, мм;

n — частота вращения винта (гайки) об/мин.

Виды разрушения и критерии работоспособности. Основная причина выхода из строя передачи — *износ резьбы*. В качестве критерия износостойкости резьбы винтовой пары принимают допускаемое давление $[p]_{\text{изн}}$ с последующей проверкой винта на прочность. Кроме того причиной разрушения длинного винта, находящегося под действием сжимающей силы F , может стать потеря устойчивости.

Проектировочный расчет передачи скольжения на износостойкость.

А. Основным критерием работоспособности передач скольжения является износостойкость резьбы.

При расчете предполагается, что осевая нагрузка F_a распределена по виткам резьбы равномерно (рис. 10.1.2).

Условие износостойкости:

$$p_{\text{изн}} = \frac{F_a}{\pi d_2 H_1 z_{\text{в}}} \leq [p]_{\text{изн}},$$

где F_a — осевая нагрузка;

d_2 — средний диаметр резьбы;

H_1 — рабочая высота профиля (см. ГОСТ 9484—81);

$z_{\text{в}}$ — число витков гайки;

$p_{\text{изн}}$ и $[p]_{\text{изн}}$ - расчетное и допускаемое давление в резьбе, для пары сталь-бронза $[p]_{\text{изн}} = 8 \dots 13$ МПа; для пары сталь-чугун $[p]_{\text{изн}} = 5 \dots 9$ МПа.

При проектировочном расчете из формулы определяют средний диаметр d_2 резьбы.

Введем понятия относительной высоты гайки (рис. 10.1.3)

$$\Psi_H = \frac{H}{d_2}$$

и относительной высоты профиля резьбы

$$\Psi_h = \frac{H_1}{p},$$

где p — шаг резьбы; H — высота гайки.

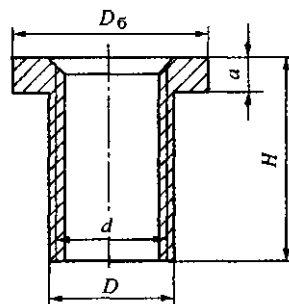


Рисунок 10.1.3

Число витков в гайке высотой H

Номинальные профили наружной и внутренней резьбы

Наружный диаметр, d	Шаг резьбы, p	Средний диаметр, d_2	Внутренний диаметр, d_1	Наружный диаметр, d	Шаг резьбы, p	Средний диаметр, d_2	Внутренний диаметр, d_1
16	2	15	13,5	50	3	48,5	46,5
	4	14	11,5		8	46	41
					12	44	37
20	2	19	17,5	55	3	53,5	51,5
	4	18	15,5		8	51	46
					12	49	42

Окончание табл. 10.1.1

Наружный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1	Наружный диаметр d	Шаг резьбы p	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1
26	2	25	23,5	60	3	58,5	56,5
	5	23,5	20		8	56	51
	8	22	17		12	54	47
32	3	30,5	28,5	70	4	68	65,5
	6	29	25		10	65	59
	10	27	21		16	62	53
36	3	34,5	32,5	80	4	78	75,5
	6	33	29		10	75	69
	10	31	25		16	72	62
40	3	38,5	36,5	90	5	87,5	84
	6	37	33		12	84	77
	10	35	29		20	80	68
44	3	42,5	40,5	100	5	97,5	94
	8	40	35		12	94	87
	12	38	31		20	90	78

Примечания. Обозначение резьбы диаметром 60 мм и шагом 12 мм: Трап. 60×12. То же резьбы трехходовой левой диаметром 80 мм и шагом 10 мм: Трап. 80 х(3 х 10).

Проверочный расчет гайки. Проверочный расчет гайки ведется по смятию поверхности борта (рис. 10.1.3).

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(D_6^2 + d^2)} \leq [\sigma]_{\text{см}}$$

$[\sigma]_{\text{см}} = 42...45$ МПа для бронзы (или чугуна);

F_a — осевое усилие

Проверка стенки гайки на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi(D_6^2 + d^2)} \leq [\sigma]_p,$$

где $F_{\text{расч}} = (1,25 \dots 1,3) F_a$;

$[\sigma]_p = 33 \dots 44$ МПа — для бронзы;

$[\sigma]_p = 20 \dots 24$ МПа — для чугуна.

Проверка винта на устойчивость. Длина винта принимается конструктивно в зависимости от требуемой высоты (или длины) перемещения. Для домкратов $l = (8 \dots 12)d$.

Проверка на устойчивость заключается в определении расчетного коэффициента запаса устойчивости по условию:

$$S_y = \frac{\sigma_{\text{кр}}}{\sigma} \geq [S]_y,$$

где $[S]_y = 3,5 \dots 5$ — для машиностроительных конструкций;

$\sigma_{\text{кр}}$ — критическое напряжения в поперечном сечении винта (внутренний диаметр резьбы винта d_3);

σ — расчетное напряжение на сжатие, $\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_3^2}$.

$\sigma_{\text{кр}}$ определяется в зависимости от гибкости стержня λ .

Если $\lambda > \lambda_{\text{пред}}$ (табл. 10.1.2), то расчет ведется по формуле Эйлера:

$$\sigma_{\text{кр}} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2},$$

$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\text{min}}}$, $i_{\text{min}} = \sqrt{\frac{I_{\text{min}}}{A}}$ — минимальный радиус инерции,

где μ — коэффициент, учитывающий способ крепления.

Для круглого сечения:

$I_{\text{min}} = \frac{\pi d_3^4}{64}$ — осевой момент инерции;

$A = \frac{\pi d_3^2}{4}$ — площадь поперечного сечения;

$i_{\text{min}} = \frac{d_3}{4}$.

Если $\lambda_0 < \lambda < \lambda_{\text{пред}}$, то расчет ведется по эмпирической формуле Ф. С. Ясинского

$\sigma_{\text{кр}} = a - b\lambda$ (коэффициенты a и b в табл. 10.1.2).

Таблица 10.1.2

Марка стали	$\lambda_{\text{пред}}$		a	b
			Н/мм ²	
45	85	52	578	3,75
50	82	50	404	1,23
40ХГ	55	28	100	5,40

Если $\lambda < \lambda_0$, то стержень малой гибкости рассчитывается только на прочность.

В этом случае $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{T}}$.

Винты, несущие большие нагрузки (прессы, домкраты) проверяют на прочность при совместном действии нормальных и касательных напряжений:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2},$$

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_3^2}, \quad \tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{0,2d_3^3}$$

где d_3 — внутренний диаметр резьбы винта.

Коэффициент запаса прочности $s = \frac{\sigma_{\text{T}}}{\sigma_{\text{экв}}} \geq [s] \approx 2$.

10.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 10.2.1. Рассчитать винтовой съемник для демонтажа подшипников качения с диаметром внутреннего кольца $d_{\text{в}} = 70$ мм; $D_{\text{подш}} = 180$ мм (рис. 10.2.1). Наибольшее усилие, необходимое для демонтажа подшипника, $Q = 65$ кН. В демонтаже участвуют двое рабочих, $F_{\text{раб}} \approx 350$ Н. Коэффициент трения между винтом и траверсой (сталь по стали) $f = 0,1 \dots 0,15$.

В результате расчета определить:

размеры резьбы винта;

высоту гайки H ;

длину рукоятки $l_{\text{рук}}$;

диаметр траверсы $d_{\text{тр}}$.

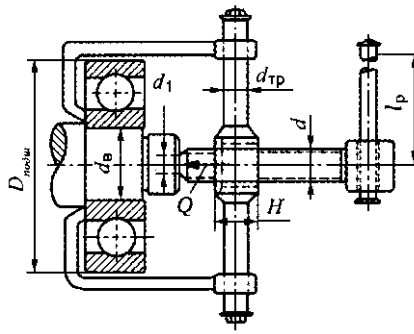


Рисунок 10.2.1

Решение.

1.1. Резьба винта трапецеидальная.

Средний диаметр резьбы

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{\pi \Psi_H \Psi_h [p]_{\text{изн}}}} = \sqrt{\frac{65 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,8 \cdot 0,5 \cdot 12}} = 43,6 \text{ мм (см. табл. 10.1.1).}$$

$\Psi_H = 1,2 \dots 2,5$ (см. проектировочный расчет передачи скольжения на износостойкость); $[p]_{\text{изн}} = 8 \dots 13 \text{ МШ}$ (см. проектировочный расчет передачи скольжения на износостойкость).

Средний диаметр $d_2 = 44$, шаг резьбы $p = 12$ мм, наружный диаметр $d = 50$ мм, внутренний диаметр $d_1 = 37$ мм (см. табл. 10.1.1).

1.2. Высота гайки

$$H = \Psi_H d_2 = 1,8 \cdot 44 = 79,2 \text{ мм.}$$

Число витков

$$z_{\text{в}} = \frac{H}{p} = \frac{80}{12} = 6,6; \quad z = 8.$$

1.3. Угол подъема резьбы

$$\Psi = \arctg \frac{p}{\pi d_2} = \arctg 0,087 = 5^\circ.$$

1.4. Коэффициент трения $f = 0,14$; угол трения $\arctg f = \arctg 0,14 = 8^\circ$.

1.5. Момент трения в резьбе

$$T_{\text{рез}} = 0,5 Q d_2 \text{tg} (\Psi + \varphi) = 0,5 \cdot 65 \cdot 10^3 \cdot 44 \cdot \text{tg} (5^\circ + 8^\circ) = 330 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

1.6. Момент торцевого трения

$$T_f = fQ \frac{d_B}{2} = 0,14 \cdot 65 \cdot 10^3 \cdot \frac{70}{2} = 318 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

(внутренний диаметр подшипника равен 70 мм по условиям задачи).

1.7. Длина рукоятки

$$l_p = \frac{T_{\text{рез}} + T_f}{F_{\text{рез}}} = \frac{330 + 318 \cdot 10^3}{350} = 1850 \text{ мм на 2 – х рабoих.}$$

1.8. Диаметр траверсы определяем из условия прочности на изгиб, считая траверсу двухопорной балкой, нагруженной силой $Q = 65$ кН, длину траверсы принимаем равной наружной диаметру подшипника. $D = 180$ мм (рис. 10.2.2).

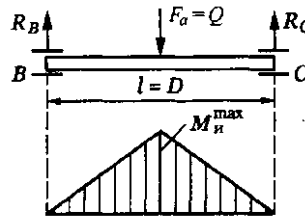


Рисунок 10.2.2 – Эпюра изгибающих моментов рукоятки

Опорные реакции

$$R_B = R_C = \frac{Q}{2} = \frac{65}{2} = 32,5 \text{ кН.}$$

Изгибающий момент в середине длины траверсы

$$M_n = R_B \frac{l}{2} = 32,5 \cdot \frac{180}{2} = 2920 \text{ кНм.}$$

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W_x} \leq [\sigma]_n; \quad \frac{M_n^{\text{max}}}{0,1d_{\text{тр}}^3} \leq [\sigma]_n.$$

$[\sigma]_n = 100 \dots 160$ МПа — для среднеуглеродистых сталей.

$[\sigma]_{\text{н}} = 140$ МПа — для стали 35. Допускаемое напряжение $[\sigma]_{\text{н}}$ ориентировочно принято для детали (в данном примере — траверсы), работающей по отнулевому циклу.

Из условия прочности:

$$d_{\text{тр}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{н}}^{\text{max}}}{0,1[\sigma]_{\text{н}}}} = \sqrt[3]{\frac{2990 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 140}} = 59,2; \quad d_{\text{тр}} = 60 \text{ мм.}$$

Задача 10.2.2. Рассчитать передачу винт—гайка скольжения винтового пресса. Сила сжатия $F_a = 50$ кН, ход ползуна $l_0 = 600$ мм; материал винта — сталь 45, термообработка — улучшение ($\sigma_{\text{T}} = 540$ МПа); материал гайки — бронза БрО10Ф1; допускаемое давление для пары сталь—бронза $[p]_{\text{изм}} = 10$ МПа (рис. 10.2.3). Расчетная длина винта $l_0 = 600$ мм.

Решение.

2.1. Допускаемые напряжения:

для материала винта $[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{[\sigma_{\text{T}}]} = \frac{540}{3} = 180$ МПа;

для материала гайки $[\sigma]_{\text{п}} = 34 \dots 45$ МПа;

для бронзы или чугуна по стали $[\sigma]_{\text{см}} = 42 \dots 55$ МПа.

2.2. Средний диаметр резьбы. Учитывая небольшую силу сжатия ($F_a = 50$ кН), принимаем для передачи трапецеидальную резьбу с параметрами:

$\Psi_h = 0,5$ — коэффициент рабочей высоты профиля резьбы;

$\Psi_H = 1,5$ — для цельных гаек;

$\Psi_H = 2,5 \dots 3,5$ — для составных и разъемных гаек (см. проектировочный расчет передачи скольжения на износостойкость).

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \Psi_H \Psi_h [p]_{\text{изм}}}} = \sqrt{\frac{50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 10}} = 46,1 \text{ мм.}$$

По табл. 10.1.1 принимаем $d = 50$ мм, $p = 8$ мм, $d_2 = 46$ мм, $d_1 = 41$ мм — внутренний диаметр резьбы винта.

2.3. Угол подъема резьбы. Принимаем однозаходную трапецеидальную резьбу $z = 1$.

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{zp}{\pi d_2} = \frac{1 \cdot 8}{\pi \cdot 46} = 0,0531; \quad \Psi = 3^{\circ} 2'.$$

Приведенный угол трения φ' при $f = 0,1$:

$$\varphi' = \arctg \left(\frac{f}{\cos \gamma} \right) = \arctg \left(\frac{0,1}{\cos 15^\circ} \right) = 7^\circ 54'.$$

где $\gamma = 15^\circ$ — угол наклона боковой стороны профиля резьбы (рис. 5.1.7).

Так как $\Psi < \varphi'$, передача винт — гайка самотормозящая.

2.4. Размеры гайки (рис. 10.1.3):

H — высота,

$$H = \Psi_H \cdot d_2 = 1,5 \cdot 46 = 69 \text{ мм.}$$

Принимаем по стандарту $H = 71$ мм (по ряду $R_a 40$ нормальных размеров);

Число витков в гайке

$$z_B = \frac{H}{p} = \frac{71}{8} = 8,9 < z_B^{\max} = 10, \text{ что допустимо;}$$

D — наружный диаметр гайки, $D = 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 50 = 75$ мм;

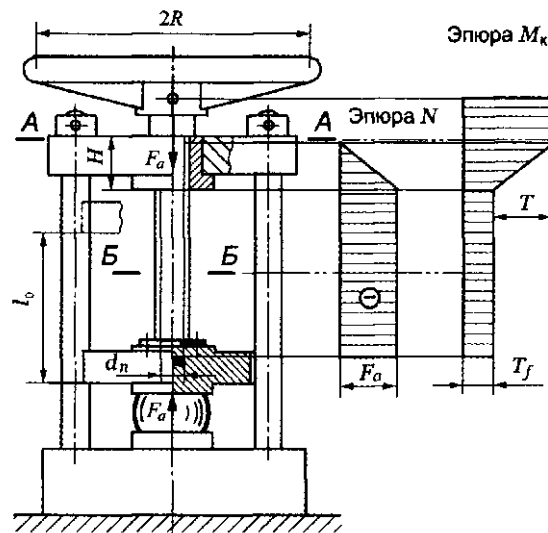


Рисунок 10.2.3

D_δ — диаметр бурта гайки, $D_\delta = 1,25D = 1,25 \cdot 75 = 93,75$ мм, $D_\delta = 95$ мм (по $R_a 40$).

a — высота бурта гайки, $a = 0,25H = 0,25 \cdot 71 = 18$ мм.

2.5. Проверочный расчет винта на устойчивость (рис. 10.2.4). Определить гибкость стержня винта:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}},$$

где l — длина винта;

μ — коэффициент, зависящий от крепления концов стержня. В данном случае $\mu = 1$, так как один конец винта опирается пятой на ползун, а другой — шарнирно закреплен в гайке (зазоры в резьбе);

i_{min} — минимальный радиус инерции. Для круглого сечения

$$i_{min} = \frac{d_3}{4} = \frac{41}{4} = 10,25 \text{ мм}; \quad d_3 = d_1 - \text{см. табл. 2.36.}$$

$$\lambda = \frac{\mu l_{\text{винта}}}{i_{min}} = \frac{1 \cdot 635,5}{10,25} = 62,$$

$$l_{\text{винта}} = l_0 + \frac{H}{2} = 600 + \frac{71}{2} = 635,5, \text{ так как } \lambda = 62 > l_0 = 60 \text{ (для стали 45)}$$

Данный стержень винта средней гибкости $60 < \lambda < \lambda_{\text{пред}}$ (см. табл. 10.1.2), следовательно расчет ведется по формуле Ф. С. Ясинского: $\sigma_{кр} = a - b\lambda$. Коэффициенты a и b постоянные для стали 45 (см. табл. 10.1.2): $a = 578 \text{ Н/мм}^2$; $b = 3,75 \text{ Н/мм}^2$; $\sigma_{кр} = 578 - 3,75 \cdot 62 = 345,5 \text{ Н/мм}^2$.



Рисунок 10.2.4

Критическая сила по формуле Ясинского определяется:

$$F_{кр} = \sigma_{кр} A;$$

Площадь

$$A = \frac{\pi(d^2 - d_1^2)}{4} = \frac{\pi(50^2 - 41^2)}{4} = 642,9 \text{ мм}^2.$$

Условие устойчивости:

$$[F] > \frac{F_{кр}}{[s_y]};$$

$[s_y]$ — допускаемый запас устойчивости для сталей, $[s_y] = 2 \dots 3$.

$$F_{кр} = 345,5 \cdot 642,9 = 222\,121 \text{ Н. } F_{кр} = 222 \text{ кН.}$$

Запас устойчивости:

$$s_y = \frac{F_{кр}}{F_a} = \frac{222}{50} = 44 > [s_y].$$

Так как $s_y = 4,44 > [s_y] = 3$ стержень винта обладает необходимым запасом устойчивости.

2.6. Расчет стержня винта на прочность. Винт работает на растяжение и кручение.

Момент крутящий складывается из момента трения в резьбе $T_{рез}$ и момента трения на торце пяты T_f .

$$T_{рез} = 0,5 F_a d_2 tg(\Psi + \varphi') = 0,5 \cdot 50 \cdot 10^3 \cdot 46 \cdot tg(3^{\circ}3' + 7^{\circ}54') = 232 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

По рис. 2.64 винт опирается пятой, диаметр которой $d_n = d_3 = 41$ мм. Момент торцевого трения

$$T_f = \frac{F_a f d_n}{4} = \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 0,0617 \cdot 41}{4} = 87 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

$$T = T_{рез} + T_f = 232 \cdot 10^3 + 87 \cdot 10^3 = 319 \cdot 10^3 \text{ Нмм.}$$

2.7. Из эпюр на рис. 10.2.3 видно, что в сечении А—А стержень винта испытывает кручение, продольная сила равна 0. Практика показала, что опасное сечение винта может быть выше гайки или ниже — сечение Б—Б. В пределах гайки сечение менее опасно.

Сечение винта А-А

$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2}$; $\sigma_p = 0$, так как продольная сила в этом сечении равна 0.

$$\sigma_{экр} = \frac{T_k \sqrt{3}}{0,2 d_3^3} = \frac{319 \cdot 10^3 \sqrt{3}}{0,2 \cdot 41^3} = 40,04 \text{ МПа} < [\sigma] = 180 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s_T]} = \frac{540}{3} = 180 \text{ МПа.}$$

В сечении Б—Б: $N = F_a$; $T_k = T_f$.

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{87 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 41^3}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{4F_a}{\pi \cdot d_3^2 \cdot 41^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{T_f}{0,2d_3^3}\right)^2} = 39,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 180 \text{ МПа.}$$

Прочность сечений А—А и Б—Б обеспечена.

2.8. Проверочный расчет гайки (см. рис. 10.1.3) на растяжение.

$$F_{\text{расч}} = 1,25F_a = 1,25 \cdot 50 = 62,5 \text{ кН (для трапециевидальных резьб)}$$

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi(D^2 - d^2)} \text{ (стенка гайки),}$$

где $D = 1,5d = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ мм}$; принимаем $D = 75 \text{ мм}$.

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 62,5 \cdot 10^3}{\pi(72^2 - 50^2)} = 25,48 \text{ МПа} < [\sigma] = 40 \text{ МПа.}$$

Прочность обеспечена.

Проверка опорной поверхности борта гайки:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_a}{\pi(D_6^2 - D^2)} = \frac{4 \cdot 50 \cdot 10^3}{\pi(95^2 - 75^2)} = 18,73 \text{ МПа} < [\sigma] = 45 \text{ МПа.}$$

Прочность опорной поверхности обеспечена.

Задача 10.2.3. Рассчитать передачу винт-гайка скольжения винтового домкрата (рис. 10.1.1) грузоподъемностью $F_a = 60 \text{ кН}$ при максимальной высоте подъема $l=600 \text{ мм}$.

Решение.

3.1. Материалы винта и гайки принимаем: для винта — сталь 45, термообработка, улучшение, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, для гайки — БрО10Ф1, $\sigma_T = 195 \text{ МПа}$.

3.2. Допускаемое давление и напряжения $[p]_{\text{изн}} = 8 \dots 13 \text{ МПа}$; принимаем $[p]_{\text{изн}} = 10 \text{ МПа}$ для пары сталь — бронза.

Для материала винта: $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s_T]} = \frac{540}{3} = 180 \text{ МПа}$, коэффициент запаса прочности $[s_T] = 3$.

Для материала гайки (бронза по стали):

$[\sigma]_p = 34 \dots 44 \text{ МПа}$, принимаем $[\sigma]_p = 40 \text{ МПа}$,

$[\sigma]_{\text{см}} = 42 \dots 55 \text{ МПа}$, принимаем $[\sigma]_{\text{см}} = 48 \text{ МПа}$.

3.3. Нагрузка $F_a = 60 \text{ кН}$ сравнительно небольшая, примем резьбу передачи трапециевидную, гайку цельную, тогда относительный коэффи-

циент высоты гайки $\Psi_h = 1,5$, значение Ψ_h для трапецеидальной резьбы равно 0,5.

3.4. Средний диаметр резьбы

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_a}{\pi \Psi_H \Psi_h [p]_{\text{изн}}}} = \sqrt{\frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 10}} = 50,4 \text{ мм.}$$

Номинальный диаметр резьбы $d = 50$ мм, шаг резьбы $p = 8$ мм; $d_2 = 46$ мм; внутренний диаметр винта $d_3 = 41$ мм (по ГОСТ 9484-81) (табл. 10.1.1).

3.5. Угол подъема резьбы

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{zp}{\pi d_2} = \frac{1 \cdot 8}{\pi \cdot 46} = 0,055; \quad \Psi = 3^\circ 2'.$$

Приведенный угол трения

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\pi d_2}.$$

Для пары сталь по бронзе $f = 0,08 \dots 0,1$.

γ — угол наклона боковой стороны профиля, $\gamma = 15^\circ$ (см. рис. в табл. 10.1.1).

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{0,09}{\cos 15^\circ}; \quad \varphi' = 5^\circ 20'$$

3.6. Определение размеров гайки.

а) Высота гайки

$$H = \Psi_h d_2 = 1,5 \cdot 4,6 = 69 \text{ мм;}$$

по $R_a 40$ $H = 71$ мм (табл. 1.11).

б) Число витков гайки

$$z_{\text{в}} = \frac{H}{p} = \frac{71}{8} = 8,9 < z_{\text{min}} = 10.$$

в) Наружный диаметр гайки

$$D = \Psi_H d = 1,5 \cdot 50 = 75 \text{ мм;}$$

по $R_a 40$ $D = 75$ мм.

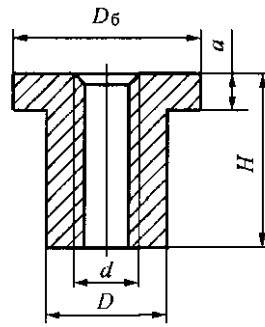


Рисунок 10.2.5

г) Диаметр бурта гайки (рис. 10.2.5):

$$D_{\text{б}} = 1,25D = 1,25 \cdot 75 = 93,75 \text{ мм};$$

по R_{a40} $D = 95$ мм.

д) Высота борта гайки

$$a = 0,25H = 0,25 \cdot 71 = 18 \text{ мм.}$$

3.7. Проверочный расчет гайки.

а) Расчетная сила для трапецеидальной резьбы

$$F_{\text{расч}} = 1,25F_{\alpha} = 1,25 \cdot 60 = 75 \text{ мм (с учетом кручения);}$$

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{4 \cdot 75 \cdot 10^3}{\pi(75^2 - 50^2)} = 30,75 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{р}} = 30,75 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{р}} = 40 \text{ МПа.}$$

прочность гайки обеспечена.

б) Проверка прочности опорной поверхности борта гайки

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4F_{\alpha}}{\pi(D_{\text{б}}^2 - D^2)} = \frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi(95^2 - 75^2)} = 22,48 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{см}} = 22,48 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{см}} = 45 \text{ МПа}$$

(для стали по бронзе). Прочность опорной поверхности обеспечена.

3.8. Расчет винта на прочность.

а) Момент сопротивления в резьбе

$$T_{\text{рез}} = 0,5F_{\alpha}d_2 \text{tg}(\Psi + \varphi');$$

значения Ψ и φ' определены в п. 5,

$$T_{\text{рез}} = 0,5 \cdot 60 \cdot 10^3 \cdot 46 \cdot \text{tg}(3^{\circ}2' + 5^{\circ}20') = 203 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

б) Момент торцевого трения при форме чашки, указанной на рис. 10.2.6.

Пример: Средний радиус опорной поверхности чашки $r_{\text{ср}} = 30$ мм.

$$T_f = fQ \frac{d_{\text{ср}}}{2}; F_a = Q; \frac{d_{\text{ср}}}{2} = r_{\text{ср}}$$

$$T_f = 60 \cdot 10^3 \cdot 0,15 \cdot 30 = 270 \cdot 10^3 \text{ Нм.}$$

$f = 0,15 \dots 0,18$ — пара сталь по чугуну.

в) Нагрузка на винт (рис. 10.2.6)

г) Опасное сечение винта в сечении между гайкой и рукояткой. Расчет ведем на сжатие и кручение.

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 60 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^2} = 45,47 \text{ МПа;}$$

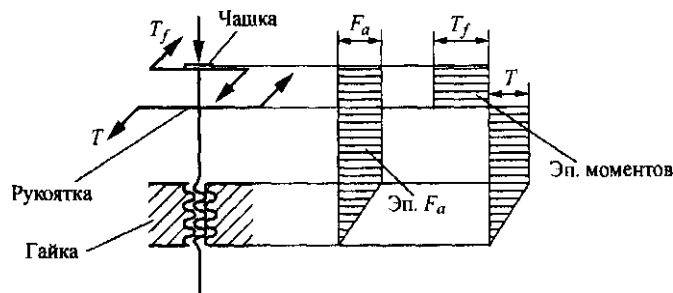


Рисунок 10.2.6 – Расчетная схема винта

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 212 \cdot 10^3}{\pi \cdot 41^3} = 15,67 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau_k^2} = \sqrt{45,47^2 + 3 \cdot 15,67^2} = 52,95 \text{ МПа.}$$

д) Запас прочности винта

$$s = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{экв}}} = \frac{540}{52,95} = 10,2, \text{ что значительно больше } [s] = 2$$

$$\sigma_T = 540 \text{ МПа — для стали 45.}$$

10.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 10.3.1. Рассчитать винтовой съемник для демонтажа подшипников качения с диаметром внутреннего кольца d_v мм; $D_{\text{подш}}$ мм (рис. 10.2.1). Наибольшее усилие, необходимое для демонтажа подшипника, Q кН. В демонтаже участвуют двое рабочих, $F_{\text{раб}}$ Н. Коэффициент трения между винтом и траверсой (сталь по стали) f . В результате расчета определить: размеры резьбы винта; высоту гайки H ; длину рукоятки $l_{\text{рук}}$; диаметр траверсы $d_{\text{тр}}$ (см. решение задачи 10.2.1). Входные данные для задачи 10.3.1 приведены в таблице 10.3.1.

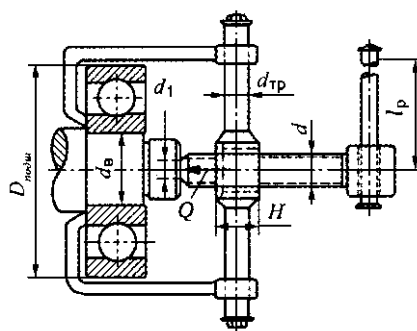


Рисунок 10.3.1

Таблица 10.3.1 – Входные данные для задачи 10.3.1

№ варианта	Q , кН	$F_{\text{раб}}$, Н	d_v , мм	$D_{\text{подш}}$, мм	f
1	60	340	60	160	0,1
2	62	345	65	165	0,11
3	64	350	70	170	0,12
4	66	355	75	175	0,13
5	68	360	80	180	0,14
6	70	365	85	185	0,15
7	72	370	90	190	0,1
8	74	340	60	195	0,11
9	76	345	65	200	0,12
10	78	350	70	160	0,13
11	80	355	75	165	0,14
12	60	360	80	170	0,15
13	62	365	85	175	0,1
14	64	340	90	180	0,11
15	66	345	60	185	0,12
16	68	350	65	190	0,13
17	70	355	70	195	0,14
18	72	360	75	200	0,15
19	74	365	80	160	0,1
20	76	340	85	165	0,11

21	78	345	90	170	0,12
22	80	350	60	175	0,13
23	60	355	65	180	0,14
24	62	360	70	185	0,15
25	64	365	75	190	0,1
26	66	340	80	195	0,11
27	68	345	85	200	0,12
28	70	350	90	160	0,13
29	72	355	60	165	0,14
30	74	360	65	170	0,15

10.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 10.4.1. Рассчитать передачу винт—гайка скольжения винтового пресса. Сила сжатия F_a кН, ход ползуна l_0 мм; материал винта — сталь 45, термообработка — улучшение (σ_T МПа); материал гайки — бронза БрО10Ф1; допускаемое давление для пары сталь—бронза $[p]_{изм}$ МПа (рис. 10.4.1). Расчетная длина винта l_0 мм (см. решение задачи 10.2.2 и использовать недостающие данные этой задачи для остальных показателей). Входные данные для задачи 10.4.1 приведены в таблице 10.4.1.

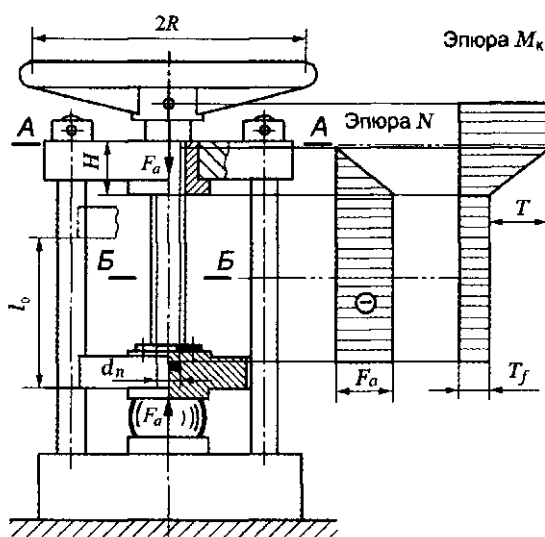


Рисунок 10.4.1



Рисунок 10.4.2

Таблица 10.4.1 – Входные данные для задачи 10.4.1

№ варианта	F_a , кН	σ_T , МПа	l_0 , мм	f
1	40	500	500	0,1
2	42	510	520	0,11

3	44	520	540	0,12
4	46	530	560	0,13
5	48	540	580	0,14
6	50	550	600	0,15
7	52	560	620	0,1
8	54	570	640	0,11
9	56	580	680	0,12
10	58	590	700	0,13
11	60	600	500	0,14
12	40	500	520	0,15
13	42	510	540	0,1
14	44	520	560	0,11
15	46	530	580	0,12
16	48	540	600	0,13
17	50	550	620	0,14
18	52	560	640	0,15
19	54	570	680	0,1
20	56	580	700	0,11
21	58	590	500	0,12
22	60	600	520	0,13
23	40	500	540	0,14
24	42	510	560	0,15
25	44	520	580	0,1
26	46	530	600	0,11
27	48	540	620	0,12
28	50	550	640	0,13
29	52	560	680	0,14
30	54	570	700	0,15

ЧАСТЬ 11. ЦЕПНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

11.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Цепная передача состоит из ведущей и ведомой звездочек и надетой на них бесконечной цепи.

Цепь состоит из шарнирно соединенных звеньев за счет чего обеспечивается гибкость цепи.

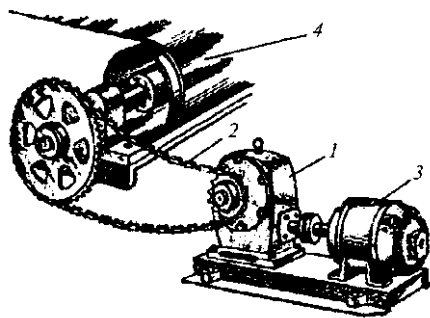


Рисунок 11.1.1 – Привод ленточного транспортера:
1 –редуктор; 2 – цепная передача; 3 – электродвигатель; 4 – лента транспортера

Используется цепь для перемещения грузов в машинах непрерывного транспорта (подъемники, конвейеры, эскалаторы) — тяговые цепи; для подъема или опускания грузов — грузовые цепи; для передачи движения — приводные цепи (рис. 11.1.1).

В цепных передачах используются приводные цепи, которые и будут рассматриваться.

Основные типы приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые. Наиболее широко применяются приводные роликовые цепи (при скоростях $v < \leq 15$ м/с) (рис. 11.1.2).

Зубчатые цепи состоят из набора пластин с двумя зубообразными выступами (рис. 11.1.3).

Втулочные цепи по конструкции аналогичны роликовым, но у них ролик отсутствует.

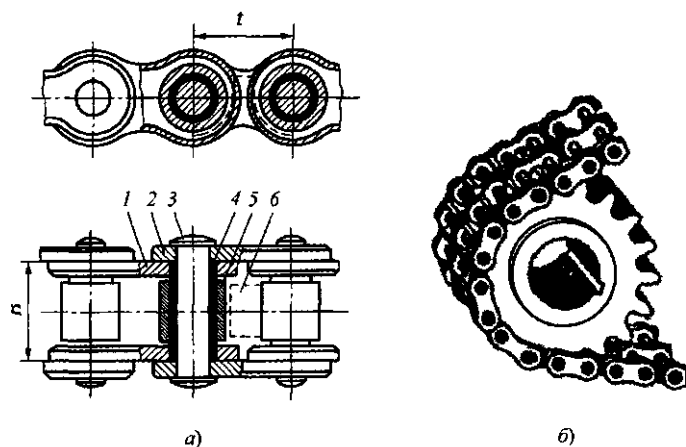


Рисунок 11.1.2 – Приводные роликовые цепи: *а* – однорядная; *б* – двухрядная

1 – внутреннее звено; 2 – внешнее звено; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – ролик; 6 – зуб звездочки

Достоинства цепной передачи:

- возможность передавать движение между валами в значительном диапазоне межосевых расстояний (до 8 м);
- значительно меньшие, чем у ременных передач габариты;
- отсутствие скольжения и буксования;
- имеют высокий КПД ($\eta = 0,95...0,99$);
- вызывают относительно малые нагрузки на валы звездочек;
- могут передавать значительные мощности;
- легкая замена цепи.

Недостатки:

при большом числе зубьев звездочки (свыше 90, а для зубчатых цепей больше 140) цепь соскакивает со звездочки, так как при огибании звездочки звенья образуют между собой угол около 180° ;

из-за неравномерности хода передачи z_{min} не должно быть меньше 13... 15 — при низких частотах вращения — и $z_{min} = 19...23$ — при высоких; для зубчатых цепей эти значения больше на 20...30%.

Вследствие сказанного выше, передаточное число цепных передач не должно превышать 5...6.

Рекомендация:

число зубьев звездочки — нечетное число, число звеньев цепи — четное;

в приводах с быстроходным двигателем и редуктором цепную передачу помещать после редуктора;

угол наклона передачи к горизонту не делать больше 60° для обеспечения самонатяжения.

Применение цепных передач: в сельскохозяйственном, транспортном, химическом машиностроении, в станках, подъемно-транспортных машинах.

Конструкции элементов цепных передач. Основными элементами передач являются приводные цепи и звездочки. В качестве приводных цепей применяют втулочные, роликовые и зубчатые. Цепи стандартизированы.

Втулочная цепь проще и дешевле; по конструкции повторяет роликовую, но без самого ролика. При $v < 1$ м/с применяются редко.

Роликовая цепь бывает однорядной и многорядной. Роликовые цепи применяют при v до 20 м/с (рис. 11.1.2).

Пластины роликовых цепей изготавливаются из закаливаемых сталей до 40...50 HRC, сталей 50, 40X; оси, втулки, ролики — из нецементованных сталей 20, 15X и др.

Ролик, перекатываясь по зубу звездочки, частично заменяет трение скольжения трением качения, уменьшая ее износ.

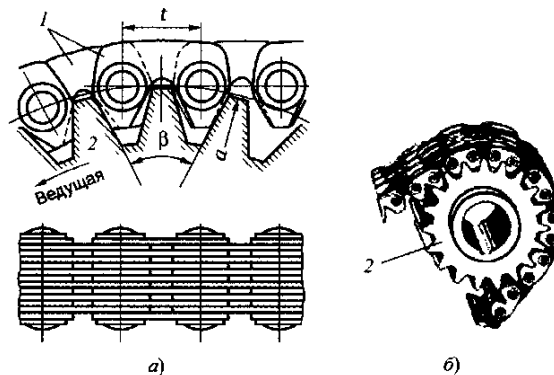


Рисунок 11.1.3 – Приводные зубчатые цепи:
1 – звенья цепи; 2 - звездочка

Зубчатые цепи — лучшие из приводных, они передают больше нагрузки при v до 35 м/с. Динамические нагрузки и шум у них меньше, чем у роликовых, КПД и долговечность — больше. Зубчатые цепи по многим показателям приближаются к зубчатым передачам. Применение зубчатых цепей ограничено, так как стоимость их высокая (рис. 11.1.3).

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин (рис. 11.1.3), соединенных между собой.

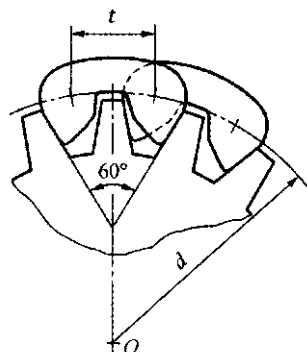


Рисунок 11.1.4 – Шарнир скольжения зубчатой цепи

Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки. Число пластин определяет ширина цепи B , которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими являются грани пластин, наклоненные одна к другой под углом 60° . Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки (рис. 11.1.4), имеющими трапецеидальный профиль. Благодаря этому, как сказано выше, зубчатые цепи имеют большие преимущества по сравнению с роликовыми.

Относительный поворот звеньев обеспечивают шарниры скольжения или качения (рис. 11.1.4, 11.1.5).

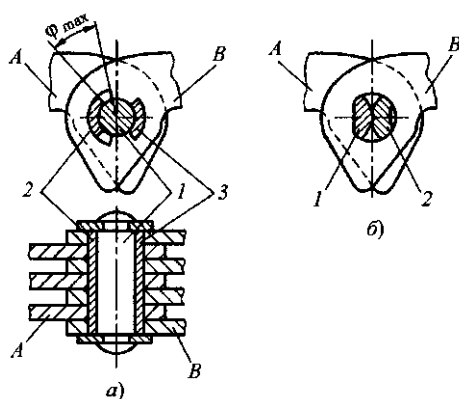


Рисунок 11.1.5 – Шарнир качения зубчатой цепи

a – шарнир скольжения: A, B – пластины; 1 – ось; 2, 3 – вкладыши; b – шарнир качения: 1, 2 – призмы

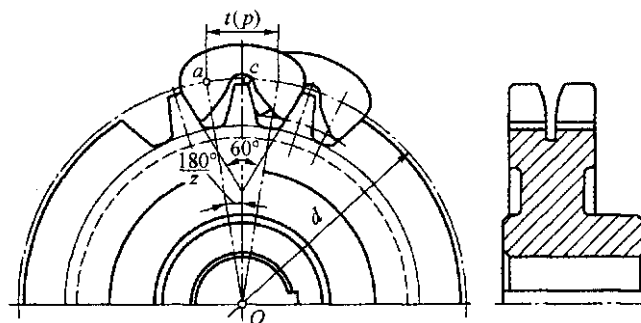


Рисунок 11.1.6 – Звездочка зубчатой цепи:

d – диаметр делительной окружности; l – шаг цепи

Зубчатые цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины изготавливают из сталей 50, 40X; оси, втулки, ролики и призмы — из цементуемых сталей 20, 15X и др. с закалкой до 52...65 HRC.

Основным параметром цепи является шаг t . Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи. Значение шага цепи ограничивают частотой вращения малой звездочки (табл. 11.1.1).

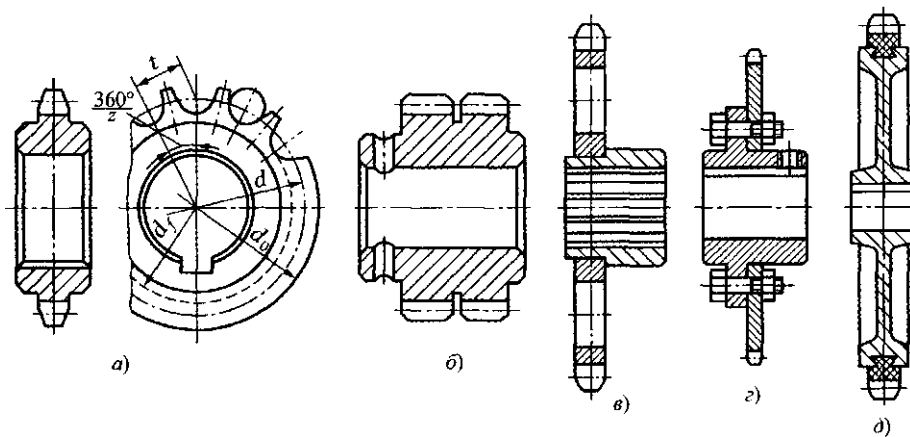


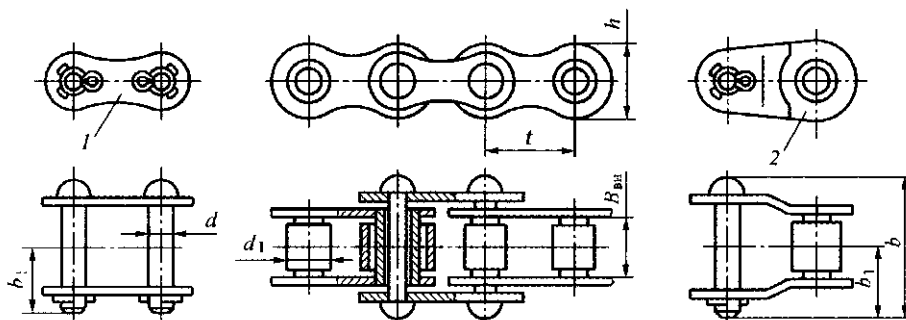
Рисунок 11.1.7 – звездочки роликовых и втулочных цепей:
а, б – стандартный профиль звездочек; *в, г, д* – конструкции составных звездочек

Таблица 11.1.1 - Наибольшие допустимые частоты вращения n_{1max} малой звездочки

Тип цепи	Частота вращения n_{1max} , мин ⁻¹ t , мм — шаг					
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1
Роликовая и втулочная	1250	1000	900	800	630	500
Зубчатая	3300	2650	2200	1650	1320	—

Звездочки зубчатых (рис. 11.1.6), а также роликовых и втулочных цепей (рис. 11.1.7), профилируют и изготавливают в соответствии с государственными стандартами. На рис. 11.1.7, *а, б* показан стандартный профиль роликовой цепи. Звездочки больших диаметров выполняют составными (рис. 11.1.7, *в, г, д*).

Таблица 11.1.2 – Цепи роликовые однорядные
 Цепи роликовые однорядные ПРА и ПР:



1 — звено соединительное; 2 — звено переходное
 d — диаметр втулки; d_1 — диаметр ролика; t — шаг цепи; b — ширина цепи; b_1 — расстояние до оси цепи; h — ширина пластины; $B_{вн}$ — длина втулки

Обозначение цепи	Шаг цепи l , мм	Шир. цепи B , мм не менее	d , мм	d_1 , мм	h	b	b_1	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, не более, кг/м
					не более, мм				
ПРА-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	6000	2,6
ПРА-31,75-8900	31,75	19,05	8,53	19,05	30,2	46	24	8900	3,8
ПРА-38,1-12700	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПРА-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	17240	7,5
ПРА-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	22700	9,7
ПР-8-460	8,0	3,0	2,31	5,0	7,5	12	7	460	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	910	0,45
ПР-12,7-1000-1	12,7	2,4	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	1000	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,3	3,66	7,75	10,0	12	7	900	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,4	4,45	8,51	11,8	19	10	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	2300	1,0
ПР-19,05-3180	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,10	22,23	36,2	58	30	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	12,70	25,40	42,4	62	34	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	22700	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,1	19,84	39,68	60,4	89	48	35400	16,0
2ПР-12,7-3180	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	35	11	3180	1,4
2ПР-15,875-4540	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	41	13	4540	1,9
2ПР-19,05-6400	19,05	12,70	5,96	11,91	18,08	53,4	17,75	6400	2,9
2ПР-25,4-11400	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	68	22	11400	5,0

Окончание табл. 11.1.2

Обозначение цепи	Шаг цепи t , мм	Шир. цепи B , мм не менее	d , мм	d_1 , мм	h	b	b_1	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, не более, кг/м
					не более, мм				
2ПР-31,75-17700	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	82	24	17700	7,3
2ПР-38Д-25400	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	104	30	25400	11,0

2ПР-44,45-34480	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	ПО	34	34480	14,4
2ПР-50,8-45360	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	130	38	45360	19,1

Таблица 11.1.3 - Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи

Обозначение цепи	Площадь опорной поверхности шарнира однородной цепи, см ²	Обозначение цепи	Площадь опорной поверхности шарнира однородной цепи, см ²
ПР-8-460	0,11	ПРА-31,75-8900	2,62
ПВ-9,525-1150	0,4	ПР-31,75-8900	2,62
ПВ-9,525-1300	0,56	ПРД-63,5-8900	2,62
ПР-9,525-910	0,28	ПРД-38-3000	2,24
ПР-12,7—1000—1	0,13	ПРД-38-4000	2,37
ПР-12,7-900-2	0,22	ПРА-38,1-12700	3,95
ПР-12,7-1820-1	0,39	ПР-38,1-12700	3,94
ПР-12,7-1820-2	0,50	ПРД-76,2-12700	3,95
ПР-15,875-2300-1	0,51	ПРА-44,45-17240	4,73
ПР-15,875-2300-2	0,67	ПР-44,45-17240	4,72
ПРД-31,75-2300	0,67	ПРА-30,8-2270	6,37
ПР-14,05-3180	1,05	ПР-13,8-22700	6,45
ПРД-38,1-3180	1,05	ПР-65,5-35400	10,89
ПРА-25,4-6000	1,8	ПРИ-78,1-36000	10,29
ПР-25,4-6000	1,8	ПРИ-78,1-40000	11,31
ПРД-50,8-6000	1,8	ПРИ-103,2-65000	19,68
		ПРИ-140-120000	43,20

Примечание. Площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однородной цепи на число рядов в цепи. Обозначения: ПРА — приводные роликовые однорядные нормальной точности; ПР - приводные роликовые однорядные повышенной точности; 2ПР — приводные роликовые двухрядные повышенной точности; ПРД — приводные роликовые длиннозвенные.

Таблица 11.1.4 - Рекомендуемое число зубьев меньшей звездочки z

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

Натяжные устройства, смазывание цепи. КПД передачи. В результате износа и приработки шарниров цепь вытягивается, стрела провисания f ведомой ветви увеличивается, в результате возникает проскальзывание, захлестывание и цепь соскакивает со звездочек (рис. 11.1.8)

Оптимальную стрелу провисания $f = 0,02a$ получают регулированием натяжения цепи.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большем удлинении два звена цепи удаляют.

Смазывание цепи оказывает основное влияние на ее долговечность. Способы смазывания — периодическое и непрерывное.

При скорости цепи $v \leq 2$ м/с допускается периодическое смазывание.

При скорости цепи v до 4 м/с — капельное смазывание.

При $v > 4$ м/с — непрерывное смазывание.

В транспортных машинах при скорости цепи $v < 1$ м/с применяют внутришарнирную смазку.

КПД цепной передачи при нормальных условиях работы имеет значение $\eta = 0,9-0,95$.

Потери мощности складываются из потерь на трение в шарнирах цепи, на зубьях звездочек и в опорах валов.

Таблица 11.1.5 - Способы смазывания цепных передач

Параметры передачи		Смазка
Скорость цепи v , м/с	Шаг цепи t , мм	
1,5	19,05	Ручная через 8...10 ч
1,0	25,4...38,1	
0,5	44,45...50,8	
1	38,1...50,8	Внутришарнирная
4	15,875	Капельная
3	19,05...31,75	
1,6	38,1...50,8	

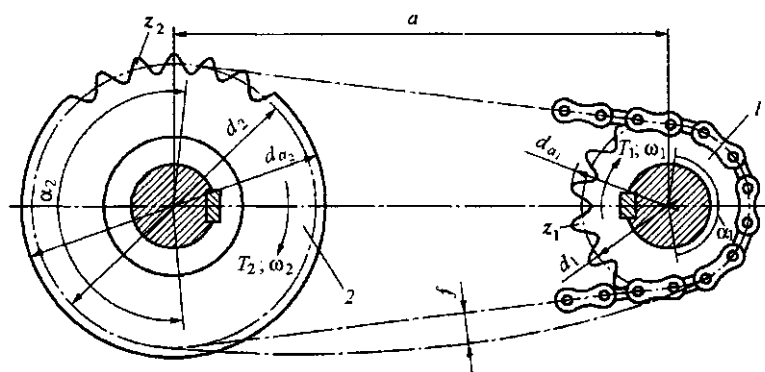


Рисунок 11.1.8 – Схема цепной передачи

Окончание табл. 11.1.5

Параметры передачи		Смазка
Скорость цепи v , м/с	Шаг цепи t , мм	
8	15,875	Масляная ванна
6	19,05...31,75	
4	38,1...50,8	
12	15,875	Струйная
10	19,05...31,75	
7	38,1...50,8	
15	15,875	

12	19,05...31,75	Разбрызгиванием
8	38,1...50,8	
12	31,75	Распылением (масляный туман)
8	38,1...50,8	

Основные кинематические и геометрические параметры цепной передачи. Шаг цепи t (табл. 11.1.2) является исходной характеристикой, через которую выражаются все геометрические параметры передачи. Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи, но при этом повышаются динамические нагрузки и шум в работе. Чем больше скорость, тем меньше должен быть шаг цепи.

Рекомендации по выбору максимального значения шага цепи t_{max} в зависимости от максимальной частоты вращения ведущей звездочки n_{1max} для рассматриваемых приводных роликовых цепей при числе зубьев малой звездочки $z_1 > 15$ следующие:

l_{max} , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,56
n_{1max} , об/мин	1250	1000	900	800	630	500	400

Скорость цепи и частоты вращения звездочек ограничиваются износом деталей шарниров.

Допускаемая скорость цепи зависит от точности шага звеньев, числа зубьев z_1 ведущей звездочки, способа смазки. Скорость цепи обычно принимают не более 15 м/с.

Средняя скорость цепи v , м/с

$$v = \frac{tz_1n}{60 \cdot 10^3}$$

где t — мм; n — об/мин.

Практика показала, что существует оптимальное число зубьев малой звездочки z_1 , при котором цепь имеет максимальный срок службы, с учетом ее прочности и способности к зацеплению (табл. 11.1.4).

Передаточное число цепной передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Рекомендуемое $u \leq 4$, допустимое $u \leq 7$.

Минимальное число зубьев ведущей звездочки $z_{1min} = 29 - 2u$. Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = u \cdot z_1$.

Для роликовой цепи рекомендуется $z_2 \leq 120$, для втулочной $z_2 \leq 90$, для зубчатой $z_2 \leq 140$.

Межосевое расстояние a , мм.

Нормальная работа цепной передачи зависит от правильного выбора межосевого расстояния.

Чем больше a , тем быстрее наступает износ цепи.

При очень большом a происходит провисание цепи.

Оптимальное межосевое расстояние a принимается из условия долговечности цепи: $a = (30...50)t$, где t — стандартный шаг цепи.

$$a_{\min} \approx 25t; \quad a_{\max} \leq 89t.$$

Длина цепи L_p (в шагах)

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a}.$$

Межосевое расстояние передачи при окончательно выбранном числе шагов L_p :

$$a = \frac{t}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right].$$

Силы в ветвях цепи. В цепной передаче, в отличие от ременной, предварительное натяжение цепи не требуется. В то же время, в цепной передаче различают натяжение F_1 ведущей и F_2 ведомой ветвей цепи (рис. 11.1.9).

$$F_1 = F_t + F_2; \quad F_2 = F_0 + F_v,$$

где F_t — окружная сила, передаваемая цепью;

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d},$$

где d — делительный диаметр звездочки, мм. Сила предварительного натяжения цепи

$$F_0 = K_f a q z$$

где K_f — коэффициент провисания цепи.

Для вертикальных передач $K_f = 1$.

При угле наклона передачи $\theta < 45^\circ$ $K_f = 3$.

Для горизонтальных передач $K_f=6$.
 q — масса цепи, кг/м, по табл. 11.1.2,
 $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

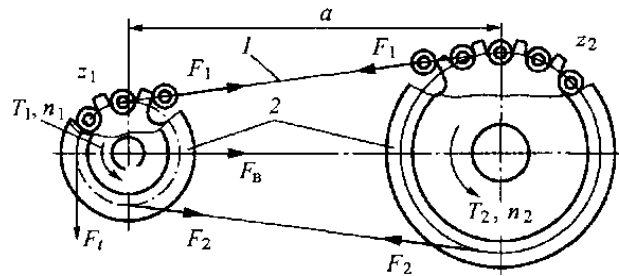


Рисунок 11.1.9 – Усилия в цепной передаче:
 1 – цепь, 2 - звездочка

F_v — натяжение от действия центробежных сил.

$$F_v = qv^2.$$

Нагрузка на вал передачи

$$F_b = K_b F_t + 2F_0,$$

K_b — коэффициент нагрузки.

При угле наклона передачи $\theta < 45^\circ$ $K_b = 1,15$.

При угле наклона передачи $\theta = 45 \dots 90^\circ$ $K_b = 1,05$.

Натяжение ведущей ветви цепи работающей передачи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v.$$

Проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи:

1. Определить шаг цепи t , мм:

$$t \geq 28 \sqrt[3]{\frac{K_3 T_1}{K_m z_1 [p]_d}},$$

где T_1 — вращающий момент на малой звездочке;

K_3 — коэффициент эксплуатации;

$$K_3 = K_d K_\theta K_p K_c,$$

где K_d — коэффициент динамичности нагрузки;

$K_d = 1$ — при спокойной нагрузке;
 $K_d = 1,5$ — при переменной или толчками;
 K_θ — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту;
 $K_\theta = 1$ — при $\theta < 60^\circ$;
 $K_\theta = 1,25$ при $\theta > 60^\circ$;
 K_p — коэффициент регулировки межосевого расстояния;
 $K_p = 1,1$ — для передач с передвигающимися опорами;
 $K_p = 1$ — для передач с нажимными звездочками;
 $K_p = 1,25$ — для передач с нерегулируемым межосевым расстоянием;
 K_C — коэффициент, зависящий от способа смазывания;
 $K_C = 0,8$ — при непрерывном смазывании;
 $K_C = 1$ — при внутришарнирном и капельном и капельном смазывании;
 $K_C = 1,5$ — при периодическом смазывании;
 K_m — коэффициент, учитывающий число рядов цепи;
 $K_m = 1$ — для однорядной цепи;
 $K_m = 1,7$ — для двухрядной цепи;
 z_1 — число зубьев ведущей (малой) звездочки;
 $z_1 = 29 - 2u$, при условии $z_{min} = 13 < z_1$;
 $[p]_u$ — допустимое давление в шарнирах цепи, Н/мм² (табл. 11.1.6).

Таблица 11.1.6

Шаг цепи t , мм	$[p]_u$, Н/мм ² , при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75...38Д	35	29	24	21	18,5	16,5	15	—

Полученное значение шага t принять по стандарту (табл. 11.1.2). При принятом значении t заданная частота вращения не должна превосходить наибольших рекомендуемых значений n_{1max} .

2. Определить число зубьев ведомой (большой) звездочки z_2

$z_2 = z_1 u$, значение округлить до нечетного целого числа.

При условии $z_2 < z_{2max} = 120$.

3. Определить фактическое передаточное число u_ϕ и его отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u|}{u} 100\% \leq 4\%; \quad u_\phi = \frac{z_2}{z_1}$$

4. Определить оптимальное межосевое расстояние a , мм: $a = (30...50)t$.

5. Определить длину в шагах L_p (мм):

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{a}$$

округлить полученное значение до целого четного числа.

6. Определить межосевое расстояние a , соответствующее окончательно принятому числу звеньев, мм:

$$a = \frac{t}{4} \left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

Для провисания цепи полученное значение a уменьшаем на $0,003a$.

7. Определить делительные диаметры d_1 — ведущей (малой) и d_2 — ведомой (большой) звездочек, мм:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}}; \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{12}}}$$

Проверочный расчет:

1. Определить фактическую скорость цепи v , м/с:

$$v = \frac{tn_1z_1}{60 \cdot 10^3}$$

2. Определить окружную силу, передаваемую цепью, F_t :

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d_1}$$

3. Определить предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви F_0 : $F_0 \approx 0,1 \% F_t$.

4. Проверить давление в шарнирах цепи $p_{ц}$, (Н/мм²):

$$p_{ц} = \frac{F_t K_3}{A_{оп} K_m} \leq [p]_{ц}$$

где K_3 — см. проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи;

$A_{оп}$ — проекция опорной поверхности шарнира см. табл. 11.1.3;

K_m — см. проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи;

$[p]_{ц}$ — см. проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи.

При $p_u > [p]_{ц}$ принять цепь с большим шагом t и повторить проверку давления p_u в шарнире или увеличить число зубьев ведущей звездочки z_1 и произвести перерасчет передачи.

5. Определить силу, действующую на валы звездочек, F_b :

$$F_b = K_b F_t + 2F_0,$$

где K_b — см. проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи.

11.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 11.2.1. Проверить износостойкость цепной передачи в приводе ленточного транспортера при следующих данных:

$P_1 = 10$ кВт — мощность передаваемая ведущей звездочкой;

$n_1 = 500$ об/мин — частота вращения ведущей звездочки;

$u = 2$ — передаточное число передачи.

Работа спокойная, наклонение линии центров звездочек к горизонту $\theta = 35^\circ$. Смазка периодическая.

Решение.

1.1. Минимальное число зубьев z_1 :

$$z_{1 \min} = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2 = 25 \text{ (см. п. 6.4),}$$

z_2 ведомой звездочки:

$$z_2 = uz_1 = 2 \cdot 25 = 50 < z_{2 \min} = 120.$$

1.2. Вращающий момент на валу малой звездочки

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{P_1 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi n_1} = \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 30}{\pi \cdot 500} = 190 \text{ Нм.}$$

1.3. Определить шаг цепи t , мм:

$$t \geq 28^3 \sqrt{\frac{K_s T_1}{K_m z_1 [p]_{ц}}}$$

$K_3 = K_d K_\theta K_p K_c K$ (см. п. 6.6.);

$K_d = 1$; $K_\theta = 1$; $K_p = 1,25$; $K_c = 1,5$;

$K_3 = 1,1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 = 1,86$; $K_m = 1$ — для однорядной цепи;

$[p]_ц$ — по табл. 11.1.6 предварительно принимаем для $n_1 = 500$ об/мин.

$[p]_ц = 24$ МПа;

$$t \geq 28 \sqrt[3]{\frac{1,86 \cdot 90}{1 \cdot 25 \cdot 24}} = 23,4 \text{ (по табл. 11.1.2, п. 6.4, стр. 155),}$$

$t_{\text{станд}} = 25,4$ мм; $A_{\text{оп}} = 180$ мм².

1.4. Определить фактическое передаточное число:

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{25} = 2 \text{ — отклонения нет.}$$

1.5. Проверить изнашиваемость шарниров:

$$p_H = \frac{F_t K_3}{A_{\text{оп}} K_m} \leq [p]_ц \text{ (см. проверочный расчет); } n_1 = 500 \text{ мин}^{-1},$$

$$[p]_ц = \frac{26 + 23,5}{2} 24,75 \text{ МПа,}$$

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d_1},$$

d_1 — диаметр делительной окружности (см. проектировочный расчет втулочной (роликовой) цепной передачи).

):

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin 7^\circ 12'} = \frac{25,4}{0,125} = 203 \text{ мм; } F_t = \frac{2 \cdot 190 \cdot 10^3}{203} = 1380 \text{ Н}$$

$$p_ц = \frac{1380 \cdot 1,86}{180 \cdot 1} = 14,3 \text{ МПа} < [p]_ц = 24,75 \text{ МПа — выбранная цепь пригодна.}$$

Задача 11.2.2. По данным задачи 1 определить оптимальное межосевое расстояние, длину цепи в шагах, а также силы, действующие в передаче.

Решение.

2.1. Ориентировочное межосевое расстояние a , мм:

$$a = (30 \dots 50)t; \quad a = 40t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм.}$$

2.2. Длина цепи в шагах:

$$L_p = \frac{2a}{t} + \frac{(z_1 + z_2)}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a},$$

$$L_p = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{(50 + 25)}{2} + \left(\frac{50 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 117,7 \text{ шага} \approx 118 \text{ шагов}$$

2.3. Межосевое расстояние, соответствующее числу шагов $L_p = 118$:

$$a = \frac{t}{4} \left[L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_2 + z_1}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right];$$

$$a = \frac{25,4}{4} \left[118 - \frac{50 + 25}{2} + \sqrt{\left(118 - \frac{50 + 25}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{50 - 25}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] = 1030 \text{ мм.}$$

Для провисания ведомой цепи уменьшим межосевое расстояние на $0,003a = 0,003 \cdot 1030 = 3$ мм, тогда $a = 1027$ мм.

2.4. Силы, действующие в передаче.

Окружная сила $F_t = 1380$ Н (см. задачу 1, п. 1.5) — предварительное натяжение цепи.

$$F_0 = K_f a q g = 3 \cdot 1030 \cdot 10^{-3} \cdot 2,6 \cdot 9,81 = 78,5 \text{ Н (см. силы в ветвях цепи),}$$

где $q = 2,6$ — масса 1 м цепи по ГОСТ (табл. 11.1.2) для $t = 25,4$ мм.

Натяжение цепи от центробежных сил

$$F_v = qv^2.$$

Скорость цепи

$$v = \frac{t \cdot 10^{-3} \cdot z_1 \cdot n_1}{60} = \frac{25,4 \cdot 25 \cdot 500}{60 \cdot 10^3} = 5,3 \text{ м/с}$$

$$F_v = 2,9 \cdot 5,3^2 = 73 \text{ Н.}$$

Натяжение ведущей ветви цепи

$$F_1 = F_t + F_0 + F_v = 1380 + 78,5 + 73 = 1531,5 \text{ Н.}$$

Задача 11.2.3. Определить величину допускаемой мощности для передачи роликовой однорядной цепью с шагом $t=31,75$ мм, если $n_1 = 400$ об/мин, $z_1 = 23$; колебания нагрузки умеренные, угол между линией центров и горизонтальной линией $\theta = 30^\circ$. Межосевое расстояние нерегулируемое. Смазка передачи — внутришарнирная.

Решение.

3.1. Выразим из формулы шага цепи T_1 :

$$t \geq 28^3 \sqrt{\frac{K_3 T_1}{K_m z_1 [p]_{ц}}}, \text{ следовательно, } T_1 \leq \frac{t^3 K_m z_1 [p]_{ц}}{28^3 K_3} \quad (\text{см. п. 6.6})$$

$$K_3 = K_d K_\theta K_p K_c,$$

$K_d=1$; $K_\theta = 1$ (при $\theta < 60^\circ$); $K_p = 1,25$; $K_c = 1$;

$K_s = 1,1 \cdot 1,25 \cdot 1 = 1,25$; $K_m = 1$.

Допускаемое давление в шарнире:

$[p]_{ц} = 24$ МПа — см. табл. 11.1.6 ($n_1 = 400$ об/мин; $t = 31,75$ мм)

Подставляя значения коэффициентов в выведенную формулу, получим:

$$T_1 = \frac{31,75^3 \cdot 1 \cdot 23 \cdot 24}{28^3 \cdot 1,25} = 628,05 \text{ Нм.}$$

3.2. Определить величину допускаемой мощности:

$$P_1 = \frac{T_1 \pi n_1}{10^3 \cdot 30} = 26,26 \text{ кВт.}$$

3.3. Проверить давление в шарнирах цепи.

Расчетное значение давления

$$p_{ц} = \frac{F_t K_3}{A_{оп} K_m}; \quad F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где d_1 — диаметр делительной окружности ведущей звездочки.

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 233 \text{ мм};$$

Проекция опорной поверхности шарнира $A_{\text{оп}} = 262 \text{ мм}^2$ для $t = 31,75$.

$$F_t = \frac{2 \cdot 628,05 \cdot 10^3}{233} = 5382 \text{ Н}$$

$$p_{\text{ц}} = \frac{5382 \cdot 1,25}{262 \cdot 1} \text{ МПа} > [p]_{\text{ц}} = 24 \text{ МПа.}$$

Процент превышения давления $\frac{26-23,7}{23,7} \cdot 100\% = 6,95\%$. Допускаемый процент превышения давления — 10 %. Мощность 26,26 кВт может быть передана выбранной цепью.

11.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 11.3.1. Проверить износостойкость цепной передачи в приводе ленточного транспортера при следующих данных: $P_1 = 10$ кВт — мощность передаваемая ведущей звездочкой; $n_1 = 500$ об/мин — частота вращения ведущей звездочки; $u = 2$ — передаточное число передачи. Работа спокойная, наклонение линии центров звездочек к горизонту $\theta = 35^\circ$. Смазка периодическая. (См. решение задачи 11.2.1 и использовать недостающие данные этой задачи для остальных показателей). Входные данные для задачи 11.3.1 приведены в таблице 11.3.1.

Таблица 11.3.1 – Входные данные для задачи 11.3.1

№ варианта	P_1 , кН	n_1 , МПа	u	θ , град
1	6,0	500	2	35
2	6,2	510	2	35
3	6,4	520	2	35
4	6,6	530	2	35
5	6,8	540	2	35
6	7,0	550	2	35
7	7,2	560	2	35
8	7,4	570	2	35
9	7,6	580	2	35

10	7,8	590	2	35
11	8,0	600	2	35
12	6,0	500	2	35
13	6,2	510	2	35
14	6,4	520	2	35
15	6,6	530	2	35
16	6,8	540	2	35
17	7,0	550	2	35
18	7,2	560	2	35
19	7,4	570	2	35
20	7,6	580	2	35
21	7,8	590	2	35
22	8,0	600	2	35
23	6,0	500	2	35
24	6,2	510	2	35
25	6,4	520	2	35
26	6,6	530	2	35
27	6,8	540	2	35
28	7,0	550	2	35
29	7,2	560	2	35
30	7,4	570	2	35

11.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 11.4.1. Определить величину допускаемой мощности для передачи роликовой однорядной цепью с шагом $t=31,75$ мм, если $n_1 = 400$ об/мин, $z_1 = 23$; колебания нагрузки умеренные, угол между линией центров и горизонтальной линией $\theta = 30^\circ$. Межосевое расстояние нерегулируемое. Смазка передачи — внутришарнирная. (См. решение задачи 11.2.3 и использовать недостающие данные этой задачи для остальных показателей). Входные данные для задачи 11.4.1 приведены в таблице 11.4.1.

Таблица 11.4.1 – Входные данные для задачи 11.4.1

№ варианта	t , мм	n_1 , об/мин	z_1	θ , град
1	30,2	350	23	30
2	30,4	360	23	30
3	30,6	380	23	30
4	30,6	400	23	30
5	30,8	420	23	30
6	31,0	440	23	30
7	31,2	450	23	30
8	31,4	460	23	30
9	31,6	480	23	30
10	31,8	500	23	30

11	40,0	350	23	30
12	30,2	360	23	30
13	30,4	380	23	30
14	30,6	400	23	30
15	30,6	420	23	30
16	30,8	440	23	30
17	31,0	450	23	30
18	31,2	460	23	30
19	31,4	480	23	30
20	31,6	500	23	30
21	31,8	350	23	30
22	40,0	360	23	30
23	30,2	380	23	30
24	30,4	400	23	30
25	30,6	420	23	30
26	30,6	440	23	30
27	30,8	450	23	30
28	31,0	460	23	30
29	31,2	480	23	30
30	31,4	500	23	35

ГЛАВА III. ВАЛЫ И ОСИ

ЧАСТЬ 12. ВАЛЫ И ОСИ

12.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Вал — это вращающаяся деталь машины, на которую устанавливают детали (зубчатые колеса, блоки, шкивы, звездочки и др.) для передачи вращающего момента.

При работе валы испытывают изгиб и кручение и иногда дополнительное растяжение (сжатие) (рис. 12.1.1).

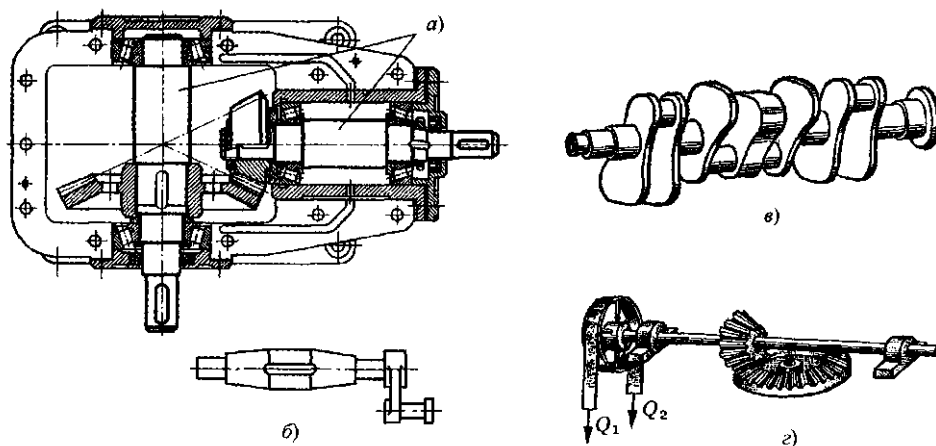


Рис. 12.1.1. Виды валов:

a — вал редуктора; *б* — кривошипный вал; *в* — коленчатый вал двигателя; *г* — вал зубчатой и ременной передачи

Ось — предназначена только для поддержания установленных на ней деталей. Она не передает вращающего момента и работает только на изгиб.

Оси могут быть вращающиеся (устанавливаются в подшипниках) (рис. 12.1.2, *a*) и неподвижные (рис. 12.1.2, *б*).

Вращающиеся оси — это оси железнодорожного подвижного состава, полуоси ведущих колес автомобилей; неподвижные оси в некоторых конструкциях поддерживают барабаны лебедок.

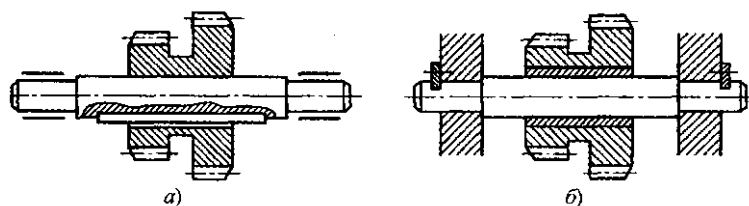


Рисунок 12.1.2

По геометрической форме валы делятся на прямые (рис. 12.1.1, *a*), не прямые — коленчатые, кривошипные (поршневые двигатели, насосы, станки) (рис. 12.1.1, *б, в*).

Простейшие прямые валы имеют форму тел вращения. На рис. 12.1.1, *a, б, в* — ступенчатые валы переменного поперечного сечения (валы большинства передач), на рис. 12.1.1, *г* показан гладкий вал постоянного поперечного сечения.

Оси в основном изготавливают прямыми. Прямые валы и оси по конструкции практически не отличаются.

Материалы валов и осей. Работоспособность редукторных валов обеспечивается прочным хорошо обрабатываемым материалом, имеющим высокий модуль упругости.

Основными материалами для валов служат термически обработанные стали 45 и 40Х, для ответственных конструкций сталь — 40ХН, 20Х, 30ХГТ.

Таблица 12.1.1 - Механические характеристики сталей

Марка стали	Диаметр заготовки	Твердость НВ (не менее)	Механические характеристики, Н/мм ²				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	≤ 120	240	780	540	290	360	200
	≤ 80	270	900	650	390	410	230
40Х	≤ 200	240	790	640	380	370	210
	≤ 120	270	900	750	450	410	240
40ХН	≤ 200	270	920	750	450	420	230
20Х	≤ 120	197	650	400	240	310	170
12ХНЗА	≤ 120	260	950	700	490	430	240
18ХГТ	≤ 60	330	1150	950	660	500	280

Для осей применяют сталь углеродистую обыкновенного качества. Заготовки валов и осей — это круглый прокат ($D_{\text{заг}}$ до 200 мм) или поковки ($D > 200$ мм). Обычно валы и оси подвергают токарной обработке с последующим шлифованием посадочных поверхностей.

Критерии работоспособности валов и осей. Основными критериями работоспособности валов являются *прочность* и *жесткость*.

Валы и оси при работе испытывают циклически изменяющиеся напряжения. Вследствие этого основным видом разрушения валов является *усталостное разрушение*.

Основными расчетными нагрузками являются крутящий M_k и изгибающий M_n моменты.

Крутящий момент M_k , действующий в расчетном сечении вала, численно равен передаваемому вращающему моменту $M_k = T$.

Проектировочный расчет. Проектировочный расчет производят для ориентировочного определения посадочных диаметров, длин участков вала, получения эскиза вала с последующим расчетом на статическую прочность.

На начальном этапе расчета известен лишь крутящий момент $M_k = T$. Момент M_n будет определен только после разработки конструкции.

В зависимости от того, какой вал проектируется, определяется диаметр входного участка или диаметр выходного участка из расчета на кручение.

Из условия прочности на кручение:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} = \frac{M_k}{0,2d^3} \leq [\tau]_k; \quad d_{1\text{вх}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]_k}}; \quad d_{2\text{вых}} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_k}}$$

где $[\tau]_k = 20 \dots 30 \text{ Н/мм}^2$ — допускаемое напряжение на кручение (меньшее значение — для быстроходных валов, большее — для тихоходных валов).

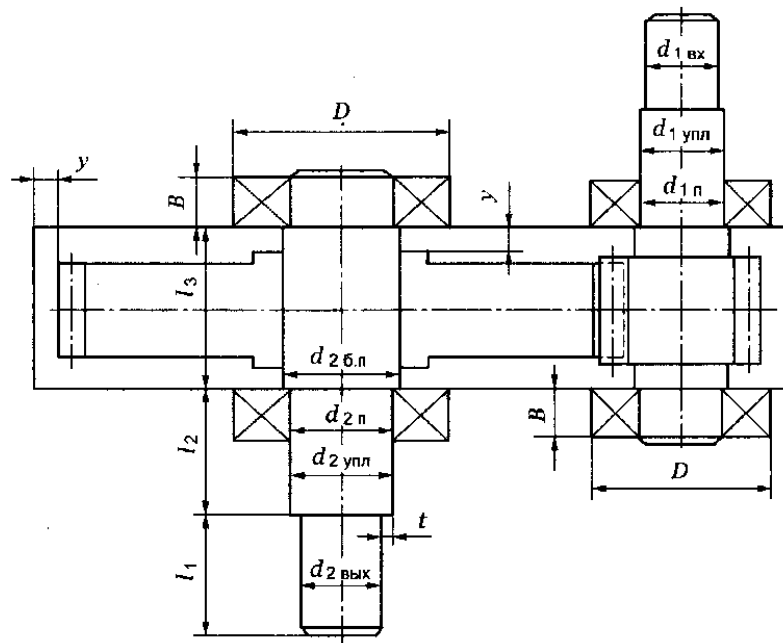


Рис. 12.1.3. Эскиз цилиндрического редуктора:

индекс 1 — относится ко всем диаметрам быстроходного вала, а индекс 2 — ко всем диаметрам участков тихоходного вала (ведомого).

Полученный диаметр вала округлить до ближайшего значения из ряда R_{a40} нормальных линейных размеров, мм: 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 104, 105, ПО, 120, 125, 130, 140, 150, 160, 170...280 (ГОСТ 6636-69).

Если выходной конец ведущего вала соединяется муфтой с валом электродвигателя диаметром d_3 , то рекомендовано принимать $d=(0,8...1,0)d_3$.

Диаметры других участков редукторных валов, а также длины этих участков определяют ориентировочно при разработке конструкции.

Диаметры других участков редукторных валов, а также длины этих участков определяют ориентировочно при разработке конструкции.

Определение геометрических параметров ступеней валов редукторов

Тихоходный вала цилиндрического редуктора (рис. 12.1.3)

$d_{2\text{вых}}$ — диаметр выходного конца вала, мм;

$d_{2\text{упл}}$ — диаметр вала под уплотнение с крышкой и $d_{2\text{п}}$ — диаметр под подшипник;

$d_{2\text{б.п.}}$ — диаметр буртика подшипника (может быть принят как d под колесо);

l_1 — длина участка вала на выходе принимается по эмпирическим зависимостям по $d_{2\text{вых}}$, в зависимости от устанавливаемой детали.

$l_1 = (1,2... 1,5) d_{2\text{вых}}$ — под шкив;

$l_1 = (1...1,5) d_{2\text{вых}}$ — под полумуфту, под шестерню;

$l_1 = (0,8... 1,5) d_{2\text{вых}}$ — под звездочку;

l_2 — длина участка вала под крышку с уплотнением и подшипник,

$$l_2 = 1,25d_{2\text{упл}} + B,$$

где B — ширина подшипника;

l_3 — расстояние между внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора,

$$l_3 = l_{\text{ступ}} + 2y,$$

где $l_{\text{ступ}}$ — длина ступицы колеса; $l_{\text{ступ}} = 1,5d_{2\text{б.п.}}$,

y — расстояние от внутренней поверхности стенки корпуса до вращающейся детали, $y \approx 8$ мм.

$$d_{2\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]_к}}; \quad T_2 = M_к.$$

Вращающий момент T_2 обычно известен, что позволяет определить диаметр вала $d_{2\text{вых}}$; Значение $[\tau]_к$ принимается пониженное, так как в данном расчете работа вала на изгиб не учтена.

$$d_{2\text{упл}} = d_{2\text{вых}} + 2t,$$

где $t = 2,5$ мм — высота буртика;

$d_{2\text{подш}}$ — принимается ближайшее стандартное значение внутреннего диаметра подшипника (кратное 5);

$$d_{2\text{б.п.}} = d_{2\text{подш}} + 3,2r,$$

где $r \approx 2...2,5$ мм — фаска колец подшипника;

$d_{2\text{под колесо}}$ - принять ориентировочно равным $d_{2\text{б.п.}}$. Получившиеся размеры согласовать со стандартным рядом R_{a40} .

Тихоходный вал конического редуктора (рис. 12.1.4)

В данном разделе рассматривается проектировочный расчет тихоходного вала конического редуктора. В задачу такого расчета входит определение поперечных (d) и продольных (l) размеров ступеней вала. По известному вращающему моменту T_2 определяют диаметр вала. Полученное значение $d_{2\text{вых}}$ округляют по стандартному ряду R_{a40} .

$$d_{2\text{вых}} = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]_к}}$$

$$d_{2\text{упл}} = d_{2\text{вых}} + 2t,$$

где $t \approx 2,5$ мм — высота буртика;

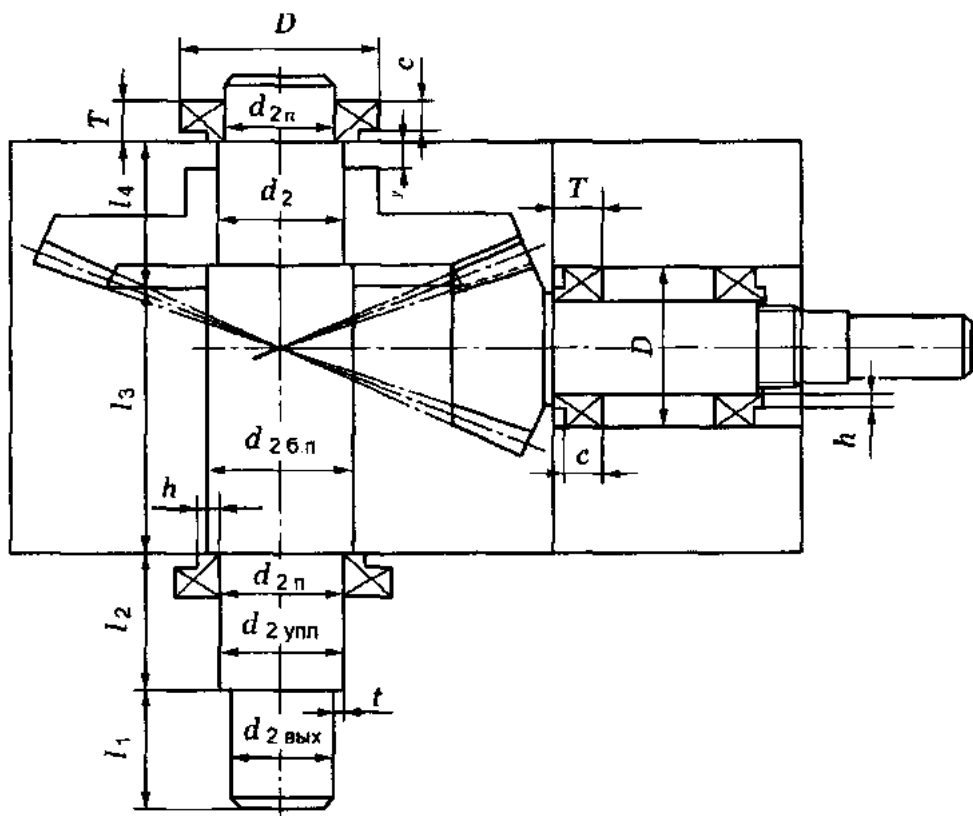


Рисунок 12.1.4 – Эскиз конической передачи редуктора

$d_{2п}$ — принимается ближайшее стандартное значение внутреннего диаметра подшипника;

$d_{2п}$ — диаметр вала под подшипник;

$d_{2б.п.} = d_{2п} + 3,2r$, $r = 2...2,5$, r — фаска подшипника, $d_{2б.п.}$ — диаметр буртика подшипника;

$d_{2под\ колесо}$ — принять конструктивно на 4...6 мм больше или меньше $d_{2б.п.}$;

$d_{2ступ}$ — $1,5d_{2под\ ступицу\ колеса}$.

l_1 — длина участка вала на выходе, зависит от размера детали устанавливаемой на выходе (шкив, полумуфта и др.).

l_2 — длина участка, на котором устанавливается крышка с уплотнением (вал выходной) и подшипник.

В пункте тихоходный вал конического редуктора рассматривается конический редуктор, на валах которого устанавливаются конические роликовые подшипники. Ориентировочно принимают по табл. ГОСТ подшипники легкой серии, ($d_{2упл}$ уже определен), затем выписывают: d , D , T , C .

$d = d_{2упл}$, D — наружный диаметр подшипника, T — ширина подшипника (наибольшая), C — ширина наружного кольца.

l_3 — определяется конструктивно после выполненного эскиза зубчатой передачи.

$l_4 = l_{ступ} + y$, где y — расстояние от торца наружного кольца подшипника до ступицы колеса.

$l_1 = (1,2...1,5) d_{2вал}$ - под шкив;

$l_1 = (1... 1,5) d_{2вых}$ — под полумуфту, под шестерню;

$l_1 = (0,8... 1,5) d_{2вых}$ - под звездочку;

$l_2 = 1,25 d_{2упл} + T$, где T — ширина подшипника;

l_3 — определить конструктивно по эскизной компоновке редуктора;

$l_4 = l_{ступ} + y$, где $l_{ступ} = (0,8...1,5)d_{2б.п.}$; $y \approx 8$ мм.

Вал червячного редуктора (рис. 12.1.5)

Геометрические параметры нарезанной части червяка известны из расчета передачи на контактную прочность. Червяк является, в большинстве случаев, ведущем звеном. Рассмотрим червячную передачу с цилиндрическим червяком. Вращающий момент T (крутящий), передаваемый червяком колесу, известен. Из расчета на кручение определить диаметр вала червяка на входе:

$$d_{2вх} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]_к}}, \quad \text{где } T_1 - \text{Нм.}$$

Полученный d_1 согласовывается с R_a40 . Далее (рис. 12.1.6, а) по эмпирическим зависимостям определяют поперечные и продольные размеры участков вала:

диаметр вала под крышку с уплотнением и ориентировочно принятый подшипник (предварительно выбираем конический роликовый, средней серии, выписываем из ГОСТ размеры подшипника T , D , Q).

$$d_{1\text{упл}} = d_{1\text{вх}} + 2t,$$

где $t \approx 2,5$ — высота буртика.

Полученный $d_{1\text{упл}}$ согласовать с R_a40 , учитывая что число должно оканчиваться на ноль или на пять;

$$d_{1\text{упл}} = d_{1\text{подш}},$$

диаметр буртика подшипника

$$d_{1б.п.} = d_{1\text{подш}} + 3,2r,$$

где r — фаска кольца подшипника, $r = 2...2,5$.

Возможно $d_{1б.п.}$ принять d_{f1} (рис. 12.1.6, б). При $d_{1б.п.} > d_{a_1}$, принять $d_{1б.п.} = d_{a_1}$ (рис. 12.1.6, в).

Продольные участки определить, учитывая, какая деталь будет укреплена на консоли червяка:

$$l_{1\text{вх}} = (1,2-1,5)d_{1\text{вх}} - \text{под шкив};$$

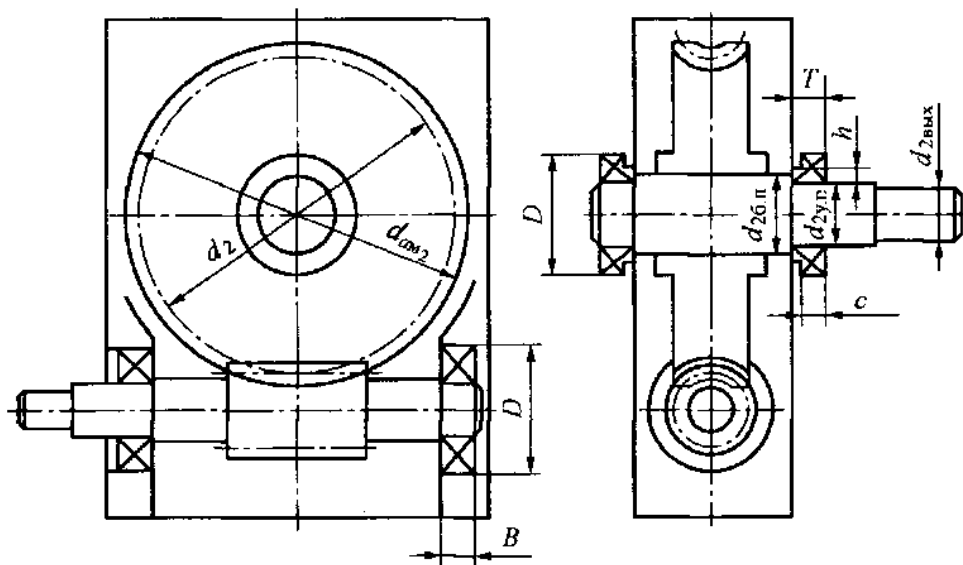


Рисунок 12.1.5 – Эскиз вала редуктора и червячной передачи

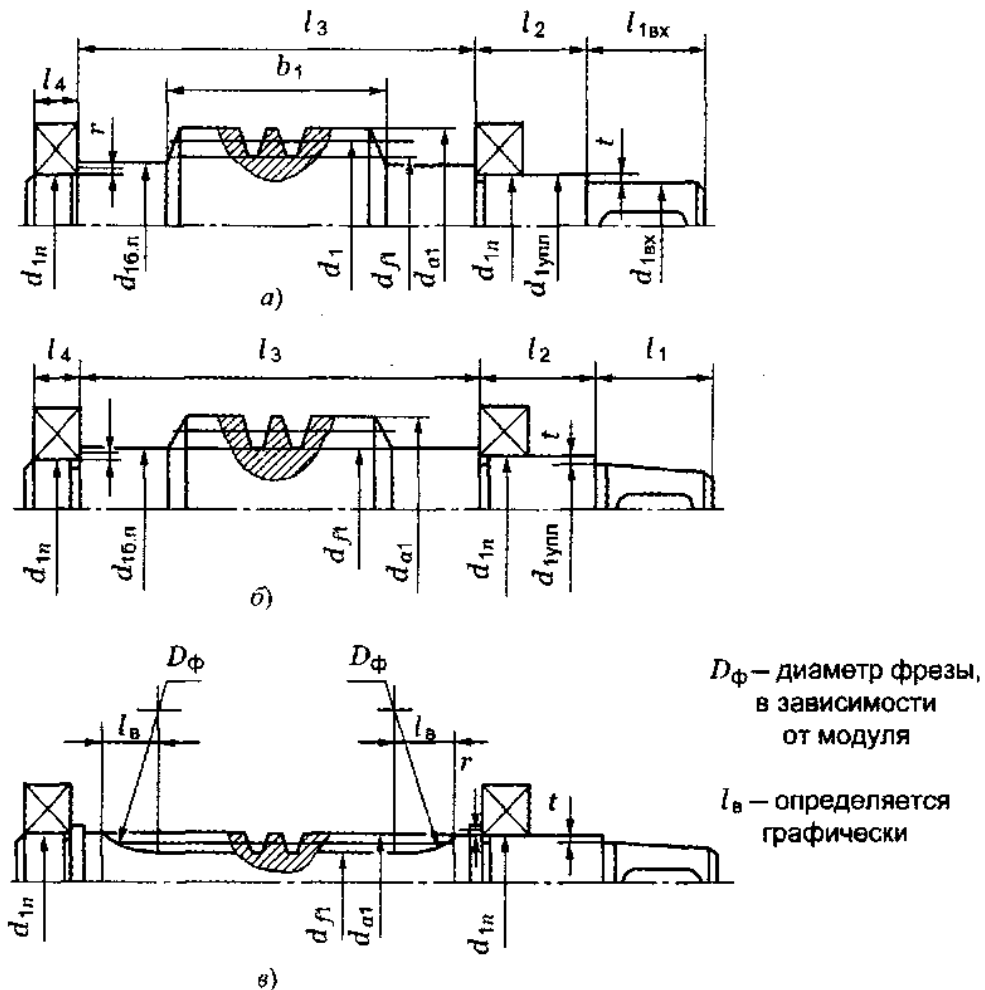


Рисунок 12.1.6 – Конструкция червячного вала

$l_{1вх}$ - под полумуфту, $l_{1вх} = (1 \dots 1,5)d_{1вх}$;

l_2 — под уплотнение (манжету) с крышкой и подшипником, $l_2 = 2d_{1упл}$.

T - ширина подшипника (ГОСТ 27365—87) в зависимости от серии и диаметра вала под подшипник.

l_3 — расстояние между внутренними торцами подшипников.

Это расстояние конструктивно чаще всего принимается равным d_{a_2} или $d_{ам_2}$ (d_{a_2} — делительный диаметр колеса; $d_{ам_2}$ — наибольший диаметр колеса);

b_1 — длина нарезанной части червяка.

Порядок определения поперечных и продольных размеров тихоходного (выходного) вала червячного колеса — см. п. тихоходный вал цилиндрического редуктора.

Проверочный расчет валов. Основным видом разрушения валов является усталостное разрушение, поэтому проверочный расчет валов выполняют на сопротивление усталости.

Расчет на статическую прочность производится после выполнения проектировочного расчета по расчетной схеме.

При составлении расчетной схемы валы рассматриваются как прямые брусья, лежащие на шарнирных опорах.

При выборе типа опоры необходимо учитывать, что подшипники, воспринимающие одновременно радиальные и осевые силы, рассматриваются как шарнирно-неподвижные опоры, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы, как шарнирно-подвижные.

Основными нагрузками, действующими на валы, являются: усилия, возникающие в зубчатых, червячных передачах, а также усилия ременных, цепных передач, шкивы и звездочки которых крепятся, как правило, на консолях валов редукторов. Нагрузки распределены по длине ступицы, ширине венца колеса, ширине подшипника, но при составлении расчетных схем их условно размещают посередине участков. На расчетную схему наносят все внешние силы, нагружающие вал, располагая их в соответствующих взаимно перпендикулярных плоскостях: горизонтальной XZ и вертикальной YZ . Далее, определив опорные реакции, строят эпюры изгибающих моментов M_x и M_y и эпюру крутящего момента $M_k = T$.

По величине ординат на эпюрах горизонтальной и вертикальной плоскостей определяется опасное сечение вала. (Расчет на статическую прочность.) По выполненному ранее эскизу вала (в проектировочном расчете) видны предположительно опасные сечения — концентраторы напряжений: ступенчатый переход с галтелью, шпоночный паз, шлицевые и резьбовые участки валов, напрессовка деталей (подшипник на вал). При действии нескольких источников концентрации напряжений учитывают наиболее опасные. (Расчет на сопротивление усталости — проверочный расчет.)

Расчет на статическую прочность. Данный расчет производят в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например при пуске, разгоне, торможении и т. п.). В этом случае определяют эквивалентное напряжение по гипотезе прочности (гипотезе энергии формоизменения).

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_{\text{н}}^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{\text{max}},$$

где

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W_{\text{ос нетто}}}, \quad \tau = \frac{M_{\text{к}}}{W_{\text{р}}};$$
$$M_{\text{н}\Sigma} = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2};$$

$W_{\text{р}}$ = полярный момент сопротивления;

$M_{и}$ и $M_{к} = T$ — изгибающий и крутящий момент в опасном сечении вала при перегрузке;

$[\sigma]_{max}$ — допускаемое напряжение, $[\sigma]_{max} \approx 0,8\sigma_T$ (σ_T — см. табл. 12.1.1).

Расчет на сопротивление усталости

Расчет на сопротивление усталости. Расчет на сопротивление усталости является проверочным и выполняется после полной конструктивной проработки вала, подшипников. Уточненный проверочный расчет на усталость заключается в определении фактического коэффициента запаса прочности s в опасных сечениях.

Условие сопротивления усталости:

для каждого установленного опасного сечения вычисляют коэффициент s .

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s],$$

где s_{σ} и s_{τ} — коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям; $[s]$ — допускаемый коэффициент запаса прочности, для валов $[s] \geq 1,6 \dots 2,5$. При составлении расчетной схемы валы рассматривают как балки, шарнирно закрепленные в жестких опорах, одна из которых подвижная.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D \cdot \sigma_a}; \quad s_{\tau} = \frac{\tau}{(K_{\tau})_D \cdot \tau_a}; \quad \tau_a = \frac{\tau_k}{2}; \quad \sigma_a = \sigma_{и}; \quad \tau_a = \frac{M_k}{2W_p}; \quad \sigma_a = \frac{M_{и\Sigma}}{W_{oc}}$$

где σ_{-1} и τ_{-1} — пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 3.1);

σ_a и τ_a та — амплитуды напряжений цикла.

В расчетах валов принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_{и}$, где $\sigma_{и}$ — см. расчет на статическую прочность.

Касательные напряжения — по отнулевому циклу: $\tau_a = \frac{\tau_k}{2} \chi_a$ где τ — см. расчет на статическую прочность.

$(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ — коэффициенты снижения предела выносливости для рассматриваемого сечения детали.

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

$$(K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v};$$

где K_σ , K_τ — коэффициенты концентрации напряжений; K_F — коэффициент влияния качества поверхности; K_d — коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения; K_v — коэффициент влияния поверхностного упрочнения;

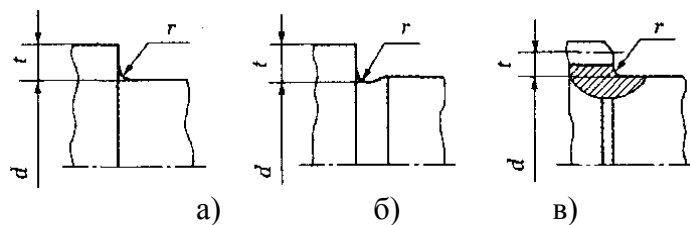
Пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D}.$$

Таблица 12.1.2 - Значения моментов сопротивления W_p при кручении для сечения вала с призматической шпонкой

d , мм	$b \times h$, мм	$W_{осев.}$, мм ³	W_p , мм ³	d , мм	$b \times h$, мм	$W_{осев.}$, мм ³	W_p , мм ³
20	6x6	655 770 897	1440	45	14x9	7800	16740
21			1680	48			20500
22			1940	50			23695
24	8x7	1192 1275 1453 1854 2320	2599	53	16 x 10	12869	28036
25			2810	55			30800
26			3180	56			33265
28			4090	18 x 11	40000		
30			4970		60	18760	
			63	21938	47411		
32	10 x 8	2730 3330 4010 4775	5940	67	20 · 12	26180	56820
34			7190	70			63800
36			8590	71			68012
38			10366	75			79000
				80			97271
				22 · 14	45110		

Таблица 12.1.3 - Значения коэффициентов K_σ и K_τ для ступенчатого перехода с галтелью



t/r	r/d	K_τ при σ_B , Н/мм ²				K_τ при σ_B , Н/мм ²			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,04	1,75	1,9	2,0	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2Д	2,25	2,45	1,65	1,75	1,75	1,9

c	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
J	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,15	2,25	2,5

Таблица 12.1.4 - Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шпоночного паза

σ_B , Н/мм ²	K_σ , при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,8	1,5	1,4
700	2,0	1,55	1,7
900	2,2	1,7	2,05
1200	2,65	1,9	2,4

Таблица 12.1.5 - Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , Н/мм ²	K_σ , для				для резьбы
	шлицев	резьбы	прямобоочных	эвольвентных	
500	1,45	1,85	2,25	1,43	1,35
700	1,6	2,2	2,5	1,49	1,7
900	1,7	2,45	2,65	1,55	2,15
1200	1,75	2,9	2,8	1,6	2,35

Таблица 12.1.6 - Значения отношений $K_\sigma/K_{d\sigma}$ и $K_\tau/K_{d\tau}$ в местах установки на валу деталей с натягом

Диаметр вала d , мм	$K_\sigma/K_{d\sigma}$ при σ_B Н/мм ²				$K_\tau/K_{d\tau}$ при σ_B Н/мм ²			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,6	3,3	4,0		1,9	2,2	2,5	2,7
40	2,75	3,5	4,3					
50	2,9	3,7	4,5		2,3	2,7	3,07	3,3
60	3,0	3,85	4,7	5,95	1,8	2,3	2,8	33,55
70	3,1	4,0	4,85	6,15	1,85	2,4	2,9	3,7
80	3,2	4,1	4,95	6,3	1,9	2,45	3,0	3,8
90	3,3	4,2	5,1	6,45	1,95	2,5	3,05	3,9
100	3,35	4,3	5,2	6,6	2,0	2,55	3,1	3,95

Примечание. При установке с натягом колец подшипников табличное значение надо умножить на 0,9

Таблица 12.1.7 - Значения коэффициента K_d

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм					
	20	30	40	50	70	100
Изгиб для углеродистой стали	0,92	0,88	0,85	гЛ81	0,76	0,71
Изгиб для легированной стали	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59
Кручение для всех сталей						

Таблица 12.1.8 - Значения коэффициента K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости, Ra , мкм	$K_{F\sigma}$ при σ_B , Н/мм ²	
		700	900
Шлифование тонкое	до 0,2	1	1

Обтачивание тонкое	0,2...0,8	0,99...0,93	0,99...0,91
Шлифование чистовое	0,8...1,6	0,93...0,89	0,91...0,86
Обтачивание чистовое	1,6...3,2	0,89...0,86	0,86...0,82

Таблица 12.1.9 - Значения коэффициента K_v

Вид упрочнения поверхности вала	Значения K_v при		
	$K_\sigma=1,0$	$K_\sigma= 1,1 \dots 1,5$	$K_\sigma>1,8$
Закалка ТВЧ	1,3...1,6	1,6.-1,7	2,4...2,8
Азотирование	1,15...1,25	1.3...1,9	2,0...3,0
Накатка роликом	1,2...1,4	1,5...1,7	1,8...2,2
Дробеструйный наклеп	1,1...1,3	1.4...1,5	1,6...2,5
Без упрочнения	1,0	1,0	1,0

12.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 12.2.1. Рассчитать тихоходный вал цилиндрического косозубого редуктора (рис. 6.2.22) на статическую прочность. Схема нагружения валов на рис. 12.2.1, 12.2.2.

Для расчета необходимы исходные данные, полученные в результате расчета передачи редуктора, а также должен быть произведен проектировочный расчет вала (т. е. определены все необходимые геометрические размеры вала).

Дано:

Окружная сила — $F_t = 1,85$ кН.

Радиальная сила — $F_r = 0,685$ кН.

Осевая сила — $F_a = 0,330$ кН.

Вращающий момент на валу — $T_2 = 140$ кНмм.

Диаметр делительной окружности колеса — $d_2 = 150$ мм.

Консольная нагрузка на вал $F_B = 0,73$ кН. Эскизная проработка вала выполнена — рис. 3.10.

Частота вращения вала $\omega_2 = 25$ 1/с.

Материал вала — сталь 45.

По табл. 3.1 $\sigma_B = 780$ Н/мм²; $\sigma_{-1} = 360$ Н/мм²; $\tau_{-1} = 200$ Н/мм².

На основании рис. 3.8 и эскиза вала (рис. 3.10) составляется расчетная схема, определяются опорные реакции, строятся эпюры $M_{изг}$ изгибающих моментов и $M_k = T_2$ крутящего момента, рис. 12.2.2.

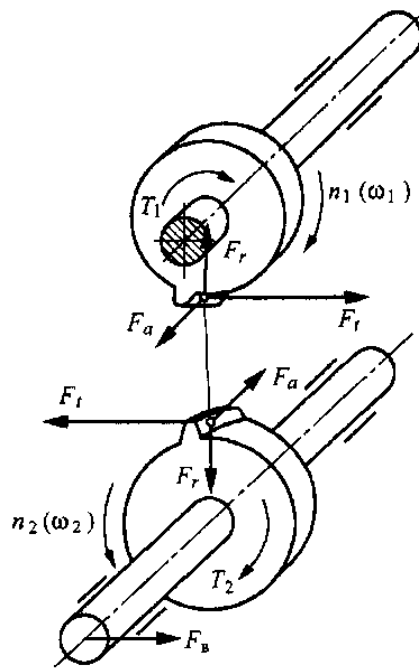


Рисунок 12.2.1 – Схема нагружения вала

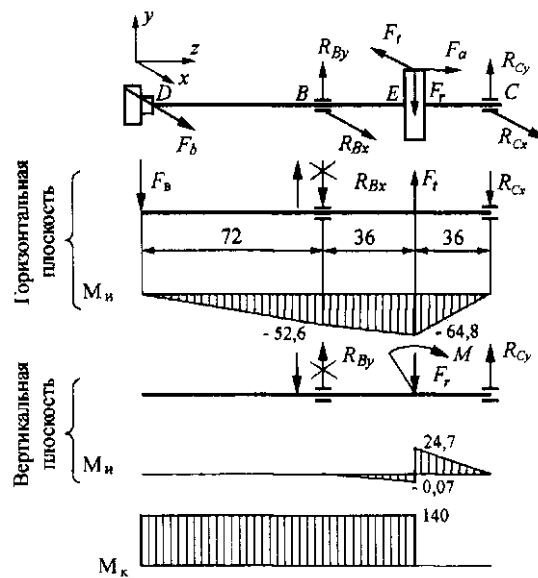


Рисунок 12.2.2 – Расчетная схема

1. Определим опорные реакции и строим эпюры M_n в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_{Bxx} = 0: -F_B \cdot 72 - F_t \cdot 36 + R_{Cx} \cdot 72 = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{0,73 \cdot 72 + 1,85 \cdot 36}{72} = 1,65 \text{ кН};$$

$$\sum M_{Cx} = 0: -F_B \cdot 144 + F_t \cdot 36 - R_{Bx} \cdot 72 = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-0,73 \cdot 144 + 1,85 \cdot 36}{72} = -0,53 \text{ кН};$$

Проверка:

$$\sum X_i = 0: -F_B + R_{Bx} - R_{Cx} + F_t = 0.$$

Изгибающие моменты в сечениях вала в горизонтальной плоскости:

$$M_{Dн} = 0$$

$$M_{Bн} = -F_B \cdot 72 = -52,6 \text{ кНмм};$$

$$M_{Cн} = 0;$$

$$M_{Eн} = -R_{Cx} \cdot 36 = -64,8 \text{ кНмм}.$$

2. Опорные реакции в вертикальной плоскости:

$$M = F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0,33 \cdot \frac{150}{2} = 24,8 \text{ кНмм};$$

$$\sum M_{By} = 0: F_r \cdot 36 + M - R_{Cy} \cdot 72 = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{0,685 \cdot 36 + 24,8}{72} = 0,686 \text{ кН};$$

$$\sum M_{Cy} = 0: -F_r \cdot 36 + M + R_{By} \cdot 72 = 0;$$

$$R_{By} = \frac{0,685 \cdot 36 - 24,8}{72} = -0,002 \text{ кН};$$

Проверка:

$$\sum Y_i = 0: -F_r + R_{By} + R_{Cy} = -0,002 - 0,685 + 0,686 = 0.$$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

$$M_{Bн} = 0; M_{Eн}^{лев} = R_{By} \cdot 36 = -0,002 \cdot 36 = -0,07 \text{ кНмм};$$

$$M_{Eн}^{прав} = -0,07 + M = -0,07 + 24,8 = 24,7 \text{ кНмм}; M_{Cн} = 0.$$

2. Строим эпюру крутящего момента $M_{к2} = T_2$:

3.

$$T_2 = 140 \text{ кНмм}.$$

По диаметру вала под колесом $d_{2к} = 36$ мм по ГОСТ размеры шпонки $b \cdot h = 10 \cdot 8 = 80$ (мм) (табл. 1.6); l — длина шпонки принимается в зависимости от длины ступицы $l_{ст}$ колеса или ширины b_2 зубчатого венца. В данном случае (рис. 12.2.3) они равны.

$$l_{шпн} = l_{ст} - (4 \dots 5) \text{ мм}; \quad l_{шпн} = 40 - 4 = 36 \text{ мм.}$$

что соответствует ГОСТ; $t_1 = 5$ мм — глубина паза вала.

По табл. 3.1 для стали 45

$$\sigma_B = 780 \text{ Н/мм}^2; \quad \sigma_{-1} = 360 \text{ Н/мм}^2; \quad \tau_{-1} = 200 \text{ Н/мм}^2.$$

2.2. Определяем коэффициент запаса прочности по сопротивлению усталости:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}},$$

где s_σ — коэффициент запаса прочности — по нормальным напряжениям;
 s_τ — коэффициент запаса прочности — по касательным напряжениям;

Коэффициенты концентрации напряжений

$$\begin{array}{l} (K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \\ \text{где } K_\sigma = 1,55 - \text{табл. 3.4;} \\ K_d = 0,85 - \text{табл. 3.7;} \\ K_F = 1 - \text{табл. 3.8;} \\ K_v = 1,7 - \text{табл. 3.9;} \\ (K_\sigma)_D = \left(\frac{1,55}{0,85} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,7} = 1,07. \end{array} \quad \left| \quad \begin{array}{l} (K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_v} \\ \text{где } K_\tau = 1,7 - \text{табл. 3.4;} \\ K_d = 0,73 - \text{табл. 3.7;} \\ K_F = 1 - \text{табл. 3.8;} \\ K_v = 1,7 - \text{табл. 3.9;} \\ (K_\tau)_D = \left(\frac{1,7}{0,73} + 1 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,7} = 1,37. \end{array} \right.$$

Предел выносливости в рассматриваемом сечении:

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D} = \frac{360}{1,07} = 336 \text{ Н/мм}^2 \quad \left| \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D} = \frac{200}{1,37} = 146 \text{ Н/мм}^2$$

$$\text{Определим } \sigma_\alpha = \sigma_H \quad \text{и} \quad \tau_\alpha = \frac{\tau_K}{2}$$

$$\begin{array}{l}
\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{изг}\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}; \\
M_{\text{изг}\Sigma} = \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{верт}}^2} = \\
= 10^3 \sqrt{64,8^2 + 24,8^2} = 10^3 \cdot 69,3 \text{ Нмм} \\
\text{(см. эпюры);} \\
W_{\text{нетто}} = 4010 \text{ мм}^3; \\
\sigma_{\text{н}} = \frac{69,3 \cdot 10^3}{4010} = 17,3 \text{ Н/мм}^2; \\
s_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{\text{н}}} = \frac{336}{17,4} = 19,4.
\end{array}
\quad \left| \quad
\begin{array}{l}
\tau_{\text{н}} = \frac{M_{2\kappa}}{W_{\text{р нетто}}}; \\
W_{\text{р нетто}} = 8590 \text{ мм}^3 \\
\text{— см. табл. 3.2)} \\
\tau_{\kappa} = \frac{140 \cdot 10^3}{8590} = 16,3 \text{ Н/мм}^2; \\
s_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\frac{\tau_{\kappa}}{2} \cdot (K_{\tau})_D} = \frac{146}{8,15} = 17,9.
\end{array}$$

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{19,4 \cdot 17,9}{\sqrt{19,4^2 + 17,9^2}} = \frac{347,3}{26,4} = 13.$$

$s = 13 > [s] = 2,5$ — условие прочности выполняется.

2.3. Определяем коэффициент запаса прочности в сечении В (напрессовка подшипника на вал).

Формулы для определения s , s_{σ} , s_{τ} , $(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ — см. выше.

По табл. 12.1.6 для $d_{2\text{п}} = 30$ мм находим отношения — $\frac{K_{\sigma}}{K_d} = \frac{K_{\tau}}{K_d}$.

$$\begin{array}{l}
\frac{K_{\sigma}}{K_d} = 3,3; K_F = 1; K_v = 1,7; \\
(K_{\sigma})_D = (3,3 + 1 - 1) \cdot \frac{1}{1,7} = 1,9 \\
\sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{0,1d_{2\text{п}}^3} = \frac{52,8 \cdot 10^6}{2,700} = \\
= 19,5 \text{ Н/мм}^2; \\
(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D} = \frac{360}{1,9} = 190 \text{ Н/мм}^2 \\
s_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_{\text{изг}}} = \frac{190}{19,5} = 9,7
\end{array}
\quad \left| \quad
\begin{array}{l}
\frac{K_{\tau}}{K_d} = 2,0; K_F = 1; K_v = 1,7; \\
(K_{\tau})_D = (2,0 + 1 - 1) \cdot \frac{1}{1,7} = 1,18 \\
\tau_{\kappa} = \frac{T_2}{0,2d_{2\text{п}}^3} = \frac{140 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30^3} = \\
= 26 \text{ Н/мм}^2; \\
(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D} = \frac{170}{1,18} = 170 \text{ Н/мм}^2 \\
s_{\sigma} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\frac{(\tau_{\kappa})}{2}} = \frac{170}{13} \approx 13
\end{array}$$

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{9,7 \cdot 13}{\sqrt{9,7^2 + 13^2}} = \frac{126}{16} = 7,9.$$

$s = 7,9 > [s] = 2,5$ — условие прочности выполняется.

Задача 12.2.3. Рассчитать быстроходный вал конического прямозубого редуктора на статическую прочность (рис. 12.2.5). Используем эскиз вала шестерни (рис. 12.2.6).

Принимаем за исходные данные передачи:

окружная сила $F_t = 1530$ Н;

радиальная сила $F_r = 553$ Н;

осевая сила $F_a = 166$ Н;

консольная нагрузка на валу от соединительной муфты $F_B = 317,4$ Н;

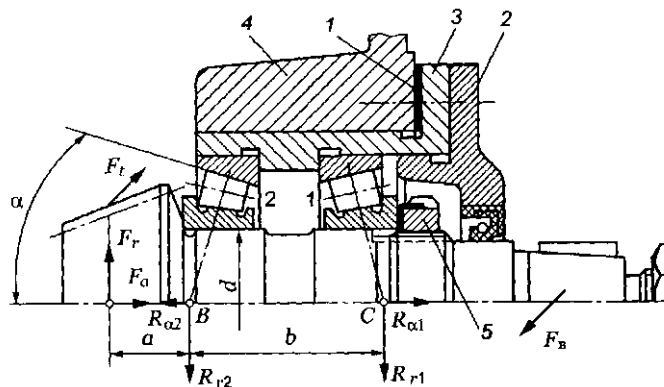


Рис. 12.2.5 - Вал-шестерня конического редуктора. Нагрузка на валу-шестерне: 1 — набор прокладок; 2 — крышка сквозная с манжетой; 3 — стакан; 4 — корпус; 5 — регулировочная гайка

вращающий момент на валу $T_2 = 51,4$ Нм;

допускаемое напряжение для стали 45 $[\sigma] = 40...60$ МПа;

средний делительный диаметр шестерни $d_1 = 60,3$ мм;

$d_{1вх}$ — диаметр входного конца вала, мм;

$d_{1упл}$ — диаметр вала по уплотнение с крышкой, мм;

$d_{1гайка}$ — диаметр вала под регулировочную шлицевую гайку;

$d_{1подш}$ — диаметр вала под подшипник;

$l_{1вх}$ — длина участка вала на входе (зависит от посаженной детали:

шкив, звездочка, полумуфта);

$l_{1вх} = (1,2... 1,5) d_{1вх}$ - под шкив;

$l_{1вх} = (1,0...1,5) d_{1вх}$ — под полумуфту (зубчатое колесо);

$l_{1вх} = (0,8...1,5) d_{1вх}$ - под звездочку $d_{1вх}$;

b — ориентировочно складывается:

$$b = 2T + K,$$

где T — ширина подшипника;

$K \approx 10... 15$ мм — расстояние между торцами подшипников;

$a = 30$ мм — расстояние от середины длины зуба шестерни до торца подшипника.

$$d_{1\text{вх}} = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2[\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{51,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 21 \text{ мм}; \quad [\tau]_K = 30 \dots 40 \text{ МПа.}$$

$d_{1\text{упл}} = 22 \text{ мм}$; ГОСТ 8752-79;

$d_{1\text{гайка}} = 24 \text{ мм}$; ГОСТ 11871-80; М 24х1,5;

$d_{1\text{подш}} = 30 \text{ мм}$ (ориентировочно);

$l_{1\text{вх}} = 1,5 \cdot d_{1\text{вх}} = 1,5 \cdot 21 = 32$; $l_{1\text{вх}} = 32 \text{ мм}$;

$l_{1\text{упл}} = 10 \text{ мм}$ (ГОСТ 8752—79) — длина участка вала под уплотнение с крышкой;

$K = 15 \text{ мм}$;

$b = 2 \cdot 17,5 = 35 = 40 \text{ мм}$ (ширина подшипника $T_{\text{наиб}} = 17,5 \text{ мм}$ — принято ориентировочно в зависимости от $d_{1\text{подш}} = 30 \text{ мм}$).

С учетом зазоров и переходов с одного диаметра на другой примем $l = 60 \text{ мм}$:

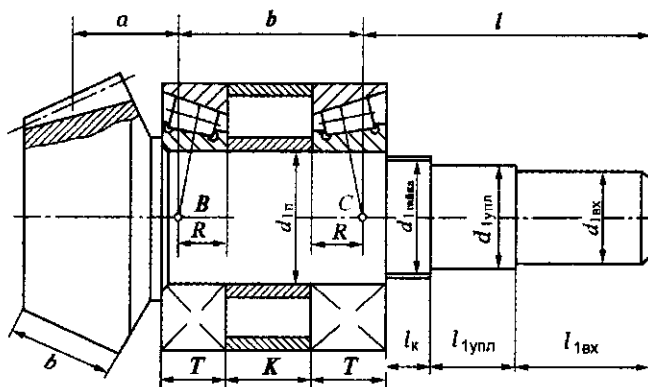


Рисунок 12.2.6

$$l = l_{1\text{вх}} + l_{1\text{упл}} + l_K + 10 = 32 + 10 + 10 + 10 = 62 \rightarrow 60 \text{ мм.}$$

На основании рис. 12.2.6 и эскиза вала составляется расчетная схема, определяются опорные реакции, строятся эпюры изгибающих моментов и крутящего момента $M_K = T_1$.

1. Определить опорные реакции и построить эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости.

$$\sum M_C = 0: -F_t \cdot 60 + R_{By} \cdot 40 - F_B \cdot 60 = 0;$$

$$-0,3174 \cdot 60 + R_{By} \cdot 40 - 1,53 \cdot 60 = 0;$$

$$R_{By} = \frac{19,040 + 107,1}{40} = 3,14 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0: -F_t \cdot 100 + R_{Cy} \cdot 40 - F_B \cdot 60 = 0;$$

$$-0,3174 \cdot 100 + R_{Cy} \cdot 40 - 1,53 \cdot 60 = 0;$$

$$R_{Cy} = 1,94 \text{ кН.}$$

Проверка:

$$\sum Y_i = -F_B + R_{Cy} + F_t = -0,3174 + 1,94 - 3,153 + 1,53 = 0.$$

Определение изгибающих моментов:

$$M_E = 0; \quad M_C = -F_B \cdot 60 = -0,3174 \cdot 60 = -19,05 \text{ Нм};$$

$$M_D = 0; \quad M_B = F_t \cdot 30 = 1,53 \cdot 30 = 45,9 \text{ Нм.}$$

2. Определить опорные реакции и построить эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости.

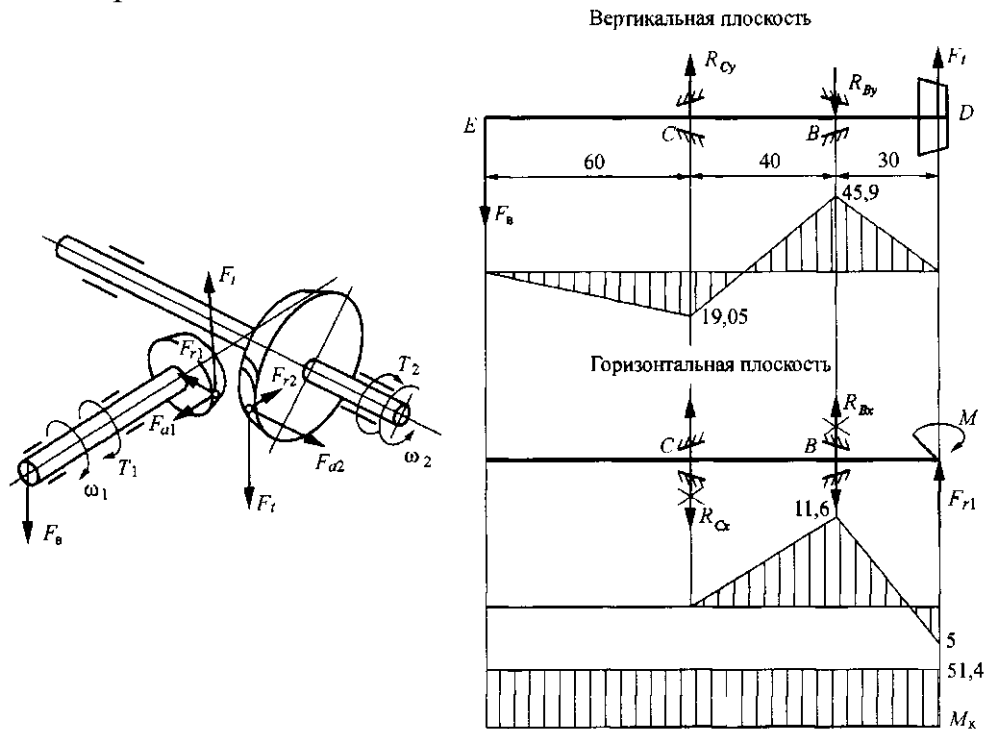


Рисунок 12.2.7 – Схема нагружения передачи

$$\sum M_B = 0: \quad M - F_{r_2} \cdot 30 - R_{Cx} \cdot 40 = 0; \quad M = F_{a_2} \cdot \frac{d_1}{2} = 0,166 \cdot \frac{60,3}{2} = 5 \text{ Нм};$$

$$R_{Cx} = \frac{5 - 0,553 \cdot 30}{40} = -0,29 \text{ кН};$$

$$\sum M_C = 0: \quad M - F_{r_2} \cdot 70 - R_{Bx} \cdot 40 = 0; \quad R_{Bx} = \frac{-0,553 \cdot 70 - 5}{40} = -0,84 \text{ Нм};$$

Проверка:

$$\sum X_i = -R_{Cx} + R_{Bx} + F_{r_1} = 0,29 - 0,84 + 0,553 = 0$$

Определить изгибающие моменты:

$$M_C = 0; M_D = -M_{Fr_1} = -5 \text{ Нм}; M_B = -5 + 0,553 \cdot 30 = 11,6 \text{ Нм}.$$

3. Построить эпюру крутящего момента:

$$M_k = 51,4 \text{ Нм} = T_1$$

4. Проверить прочность вала в опасном сечении B . Расчет ведется по максимальным касательным напряжениям.

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W} \leq [\sigma] \text{ — условие прочности.}$$

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2 + M_k^2} = \sqrt{11,6^2 + 45,9^2 + 51,4^2} = 69 \text{ кН}.$$

Условие статической прочности выполняется.

Задача 12.2.4. Рассчитать быстроходный вал конического редуктора на сопротивление усталости (рис. 12.2.5) (выбор необходимых коэффициентов их обозначения и численные значения см. п. расчет на сопротивление усталости).

Решение.

Рассмотрим сечение вала B , которое более нагружено. Концентратором напряжений является напрессовка подшипника на вал (сечение B).
Материал вала — сталь 45, без упрочнения.

По табл. 12.1.1 выписываем механические характеристики:

$$\sigma_B = 700 \text{ Н/мм}^2; \sigma_{-1} = 360 \text{ Н/мм}^2; \tau_{-1} = 200 \text{ Н/мм}^2$$

Коэффициент запаса прочности s :

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}},$$

где s_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;
 s_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

Определение s_σ :

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d}}; \text{ при } d_{2п} = 30 \text{ мм}$$

$$\frac{K_\sigma}{K_d} = 4 \text{ см. табл. 3.6;}$$

$$K_F = 1; K_v = 1 \text{ (см. табл. 3.8 и 3.9)}$$

$$\sigma_\alpha = \sigma_H = \frac{M_H}{0,1d_{2п}^3} = 17,148 \text{ МПа;}$$

$$M_H = 10^3 \sqrt{M_{гор}^2 + M_{верт}^2} = 10^3 \times$$

$$\times \sqrt{1,16^2 + 45,9^2} = 49,3 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$$

(см. эпюры в задаче 3);

$$s_\sigma = \frac{360}{4 \cdot 17,148} = 5,2$$

Определение s_τ :

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d}} \cdot \tau_\alpha;$$

$$\frac{K_\tau}{K_d} = 2,4 \text{ см. табл. 3.6;}$$

$$K_F = 1; K_v = 1;$$

$$\tau_\alpha = \frac{\tau_K}{2};$$

$$\tau_K = \frac{T_3}{0,2d_{2п}^3} = \frac{51,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30^3} = 19,3 \text{ МПа;}$$

$$\tau_\alpha = \frac{19,3}{2} = 9,52 \text{ МПа}$$

(см. эпюры в задаче 3);

$$s_\tau = \frac{200}{2,4 \cdot 9,52} = 8,75$$

3) Определить коэффициент запаса прочности на усталостную выносливость:

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5,2 \cdot 8,75}{\sqrt{5,2^2 + 8,75^2}} = 4,5 > [s] = 2.$$

условие прочности выполнено.

Задача 12.2.5. Проверить вал червячного колеса на статическую прочность.

Для расчета необходимы исходные данные, полученные в результате расчета червячной передачи редуктора, а также должен быть произведен проектировочный расчет вала червячного колеса (т. е. определены все необходимые геометрические размеры вала) (рис. 12.2.8 и 12.2.9).

Принимаем за исходные данные: усилия в зацеплении:

окружные и осевые силы: $F_{t_2} = F_{a_1} = 2,555 \text{ кН}; F_{t_1} = F_{a_2} = 0,6 \text{ кН};$

радиальная сила $F_r = 0,93 \text{ кН};$

усилие от ременной передачи: $F_{рем} = 1,4 \text{ кН};$

вращающий момент на валу: $T_2 = 300 \text{ кНмм};$

геометрические параметры червячного колеса: $d_2 = 240 \text{ мм}; b_2 = 52 \text{ мм}.$

На основании рис. 12.2.8 и рис. 12.2.9 составляется расчетная схема вала (рис. 12.2.10), определяются опорные реакции, строятся эпюры изгибающих моментов M_H и крутящего момента $M_K = T_2$.

5.1. Определим опорные реакции в вертикальной плоскости и строим эпюру M_H , изгибающих моментов:

$$\sum M_B = 0: -F_{r2} \cdot 42 + M - R_{cy} \cdot 84 = 0;$$

$$M = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0,6 \cdot \frac{240}{2} = 72 \text{ кНм}$$

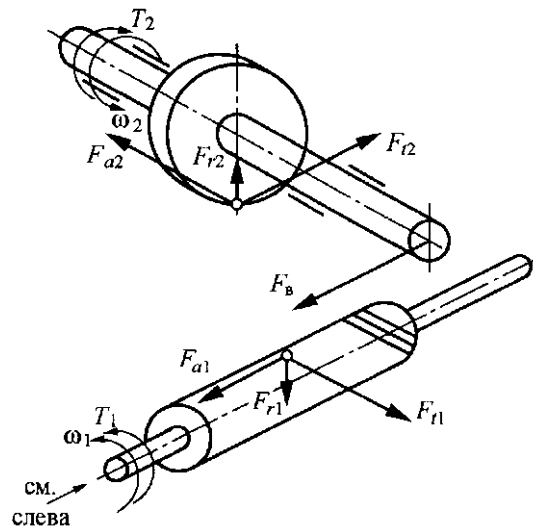


Рисунок 12.2.8 – Схема нагружения вала

$$R_{cy} = 0,3 \text{ кН.}$$

$$\sum M_C 0; \quad R_{By} \cdot 84 + F_{r2} \cdot 42 + M = 0$$

$$R_{By} = -1,32 \text{ кН.}$$

Проверка:

$$\sum Y_i = R_{By} + F_r + R_{cy} = 0.$$

Изгибающие моменты в сечения вала:

$$M_{Би} = 0;$$

$$M_{Ди}^{лев} = R_{By} \cdot 42 = -55,4 \text{ кНмм};$$

$$M_{Ди}^{прав} = R_{By} \cdot 42 + M = 16,56 \text{ кНмм}.$$

5.2. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости и строим эпюру изгибающих моментов $M_{и}$:

$$\sum M_B = 0: F_{T2} \cdot 42 + R_{cx} \cdot 84 + F_{рем} \cdot 170 = 0;$$

$$R_{cx} = -1,56 \text{ кН};$$

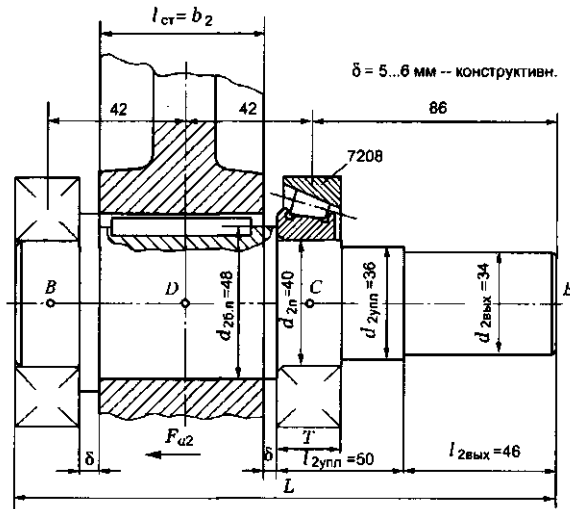


Рисунок 12.2.9 – Эскиз вала колеса

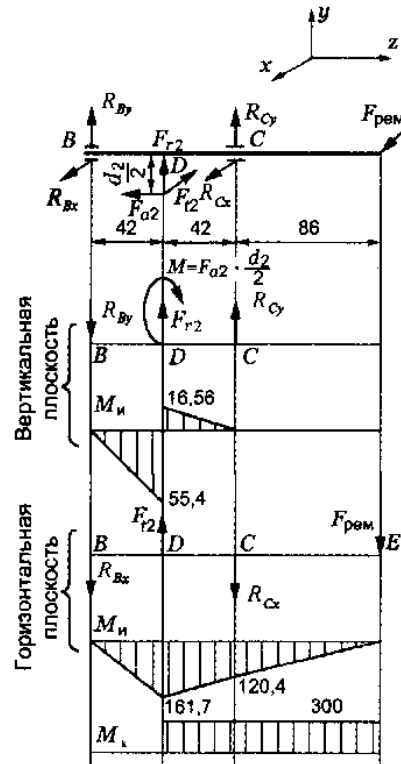


Рисунок 12.2.10

$$\sum M_C = 0: -R_{Bx} \cdot 84 + F_{t_2} \cdot 42 + F_{рем} \cdot 86 = 0;$$

$$R_{Bx} = 3,85 \text{ кН.}$$

Проверка:

$$\sum X_i = -R_{Bx} + F_{t_2} - R_{Cyx} - F_{рем} = 0.$$

Изгибающие моменты в сечениях вала:

$$\begin{aligned} M_{Bн} &= 0; \\ M_{Dн} &= -R_{By} \cdot 42 = -161,7 \text{ кНмм}; \\ M_{Eн} &= 0; \\ M_{Cн} &= -F_{рем} \cdot 86 = -120,4 \text{ кНмм}. \end{aligned}$$

5.3. Строим эпюру крутящего момента:

$$M_k = T_2 = 300 \text{ кНмм.}$$

5.4. Проверяем вал на статическую прочность в опасном сечении D:

$$\sigma_{экр} = \frac{M_{экр}}{0,1 \cdot d_{под,кол.}^3} \leq [\sigma]. \text{ где } [\sigma] = 50 \dots 70 \text{ Н/мм}^2;$$

$d_{2\text{под.кол.}} = 48 \text{ мм}$ (рис. 12.2.9);

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{верт}}^2 + M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{к}}^2} = \sqrt{55,4^2 + 161,7^2 + 300^2} = 345 \text{ кНмм.}$$

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{345 \cdot 10^9}{0,1 \cdot 48^3} = 31 \text{ Н/мм}^2$$

Так как $\sigma_{\text{экв}} = 31 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma] = 50 \text{ Н/мм}^2$, условие статической прочности выполняется.

Задача 12.2.6. Проверить вал червячного колеса на сопротивление усталости, (рис. 12.2.8, 12.2.9) Исходные данные — в задаче 12.2.5. Поверхность шлифованная, без упрочнения.

Данный проверочный расчет выполняется в сечениях вала, являющихся концентраторами напряжений (шпоночный паз, переход с одного поперечного сечения на другое, выточка, напрессовка детали на вал).

Для вала из стали 40Х принимаем по таблице 12.1.1:

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 790 \text{ Н/мм}^2; \\ \sigma_{-1} &= 370 \text{ Н/мм}^2; \\ \tau_{-1} &= 210 \text{ Н/мм}^2.\end{aligned}$$

Расчет выполним по концентратору напряжений — шпоночная канавка (сечение D). Для диаметра $d_{2\text{под. колесом}}$ размеры шпонки $b \cdot h = 14 \cdot 9 = 126$, $t_1 = 5,5 \text{ мм}$ (табл. 1.6). $d_{2\text{под}} = 48 \text{ мм}$.

Решение.

Определить коэффициент запаса прочности по шпоночному пазу, сечение D .

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

где s_σ — коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;
 s_τ — коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d} \cdot \sigma_{\alpha}};$$

$$\frac{K_{\sigma}}{K_d} = 1,9; K_v - \text{см. табл. 3.4}; K_d = 0,81;$$

$$\sigma_{\alpha} = \sigma_{\text{н}} = \frac{M_{\text{н}}}{W_{\text{нетто осевые}}}$$

$$M_{\text{н}} = 10^3 \sqrt{M_{\text{гор}}^2 + M_{\text{верт}}^2} = 10^3 \times$$

$$\times \sqrt{55,4^2 + 161,7^2} = 171 \cdot 10^3 \text{ Нм}$$

По табл. 3.2 принимаем:
для $d = 48 \text{ мм}, bh = 14 \cdot 9,$
 $W_{\text{осев.}} = 9620 \text{ мм}^2$

$$\sigma_{\alpha} = \frac{171 \cdot 10^3}{9620} = 17,78 \text{ МПа};$$

$$s_{\sigma} = \frac{370}{1,9 \cdot 17,79} = 10,9$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d}} \cdot \tau_{\alpha i};$$

$$\frac{K_{\tau}}{K_d} = 2,1; K_{\tau} - \text{см. табл. 3.4};$$

$$K_d = 0,81; K_{\tau} = 1,7;$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{\tau_{\kappa}}{2}; \tau_{\kappa} = \frac{M_{\kappa}}{W_p};$$

$$M_{\kappa} = 300 \text{ Нм};$$

$$\tau_{\alpha} = \frac{300}{2W_p}$$

По табл. 3.2 принимаем;
 $W_p = 20500 \text{ мм}^2;$
 $\tau_{\alpha} = 256 \text{ МПа};$

$$s_{\tau} = \frac{210}{2,1 \cdot 7,256} = 13,8$$

Определить коэффициент запаса прочности на выносливость.

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{10,9 \cdot 13,8}{\sqrt{10,9^2 + 13,8^2}} = 9,4 > [s] = 2.$$

Прочность обеспечена.

12.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 12.3.1. Рассчитать быстроходный вал конического редуктора на сопротивление усталости (рис. 12.2.5) (выбор необходимых коэффициентов их обозначения и численные значения см. расчет на сопротивление усталости, методика расчета в задаче 12.2.4). Входные данные представлены в таблице 12.3.1, недостающие данные использовать и методику решения взять из задачи 12.2.4)

Таблица 12.3.1 – Входные данные для задачи 12.3.1

№ варианта	$d_2,$ мм	$\omega_2,$ с^{-1}	$F_t,$ кН	$F_r,$ кН	$F_B,$ кН	$F_a,$ кН	$T_2,$ кНм
1	100	20	1,50	0,50	0,60	0,20	120
2	105	21	1,55	0,55	0,61	0,25	125

3	110	22	1,60	0,60	0,62	0,30	130
4	115	23	1,65	0,65	0,63	0,31	135
5	120	24	1,70	0,70	0,64	0,32	140
6	125	25	1,75	0,75	0,65	0,33	145
7	130	26	1,80	0,80	0,66	0,34	150
8	100	27	1,85	0,85	0,67	0,35	155
9	105	28	1,90	0,95	0,68	0,36	160
10	110	29	1,95	0,50	0,69	0,37	120
11	115	30	2,00	0,55	0,70	0,20	125
12	120	20	1,50	0,60	0,71	0,25	130
13	125	21	1,55	0,65	0,72	0,30	135
14	130	22	1,60	0,70	0,73	0,31	140
15	100	23	1,65	0,75	0,74	0,32	145
16	105	24	1,70	0,80	0,75	0,33	150
17	110	25	1,75	0,85	0,76	0,34	155
18	115	26	1,80	0,95	0,77	0,35	120
19	120	27	1,85	0,50	0,78	0,36	125
20	125	28	1,90	0,55	0,79	0,37	130
21	130	29	1,95	0,60	0,80	0,20	135
22	100	30	2,00	0,65	0,60	0,25	140
23	105	20	1,50	0,70	0,61	0,30	145
24	110	21	1,55	0,75	0,62	0,31	150
25	115	22	1,60	0,80	0,63	0,32	155
26	120	23	1,65	0,85	0,64	0,33	120
27	125	24	1,70	0,95	0,65	0,34	125
28	130	25	1,75	0,50	0,66	0,35	130
29	100	26	1,80	0,55	0,67	0,36	135
30	105	27	1,85	0,60	0,68	0,37	140

12.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 12.4.1. Рассчитать быстроходный вал конического прямозубого редуктора на статическую прочность (рис. 12.2.5). Используем эскиз вала шестерни (рис. 12.2.6). Входные данные представлены в таблице 12.4.1, недостающие данные и методику расчета использовать и методику решения взять из задачи 12.2.3).

Таблица 12.4.1 – Входные данные для задачи 12.4.1

№ варианта	d_1 , мм	F_r , Н	F_a , Н	F_B , кН	T_1 , кНмм
1	50,0	500	150	250	40
2	52,0	550	151	260	41
3	53,0	600	152	270	42
4	54,0	650	153	280	43
5	55,0	700	154	290	44

6	56,0	750	155	300	45
7	57,0	800	156	310	46
8	58,0	500	157	320	47
9	59,0	550	158	330	48
10	60,0	600	159	340	49
11	60,1	650	160	250	50
12	60,2	700	161	260	51
13	60,3	750	162	270	52
14	60,4	800	163	280	53
15	69,5	500	164	290	54
16	60,6	550	165	300	55
17	50,0	600	166	310	56
18	52,0	650	167	320	57
19	53,0	700	168	330	58
20	54,0	750	169	340	60
21	55,0	800	170	250	43
22	56,0	500	154	260	44
23	57,0	550	155	270	45
24	58,0	600	156	280	46
25	59,0	650	157	290	47
26	60,0	700	158	300	48
27	60,1	750	159	310	49
28	60,2	800	160	320	50
29	60,3	500	161	330	51
30	60,4	550	162	340	52

ГЛАВА IV. ПОДШИПНИКИ

ЧАСТЬ 13. ПОДШИПНИКИ СКОЛЬЖЕНИЯ

13.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Подшипники — это опоры валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, приложенные к валу (оси). Основные элементы подшипников скольжения: корпус и вкладыш (рис. 13.1.1). Вкладыш — основная деталь подшипника, непосредственно воспринимающая нагрузку от вала (оси).

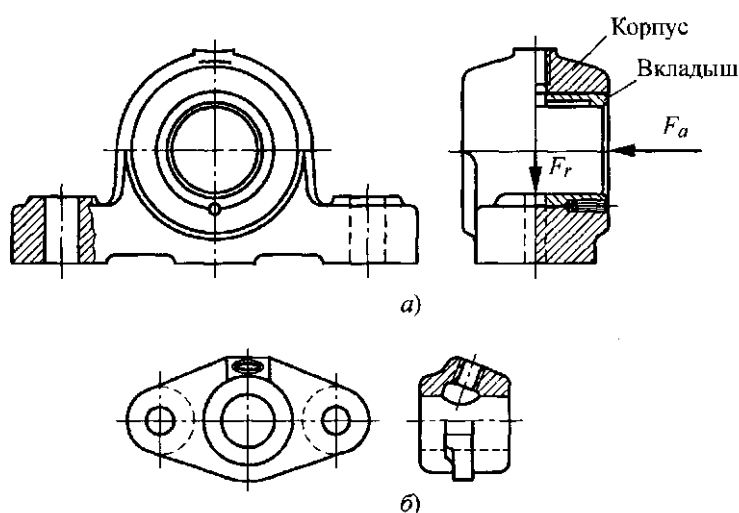


Рисунок 13.1.1 – Неразъемные подшипники:

a – подшипник с вкладышем; *б* – подшипник без вкладыша

В подшипниках скольжения цапфа (опорная поверхность вала или оси) скользит по рабочей поверхности подшипника. Возникающее при этом трение скольжения приводит к повышенному износу и нагреву. Для уменьшения трения вводится смазочный материал.

По направлению воспринимаемой нагрузки подшипники скольжения делятся на *радиальные* и *упорные*:

радиальные подшипники скольжения воспринимают радиальные силы;

упорные подшипники скольжения воспринимают осевые силы.

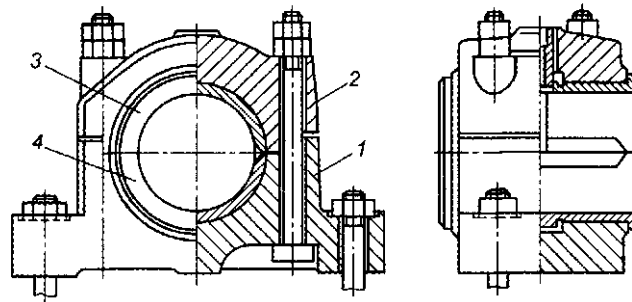


Рисунок 13.1.2 – Разъемный подшипник скольжения:

1 – основание; 2 – крышка, прикрепляемая к корпусу болтами или шпильками; 3 и 4 – вкладыши (верхний и нижний)

При одновременном действии на вал или ось радиальных и осевых нагрузок обычно применяют сочетание радиальных и упорных подшипников, в которых осевую силу воспринимают торцы вкладышей (рис. 13.1.1).

Подшипники скольжения подразделяют на *неразъемные* (рис. 13.1.1) и *разъемные* (рис. 13.1.2).

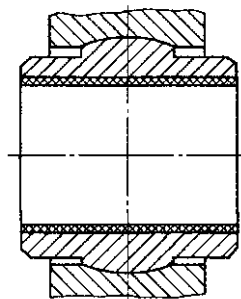


Рисунок 13.1.3

В случае большой деформации вала или невозможности осуществления точного монтажа применяют самоустанавливающиеся подшипники скольжения, вкладыши которых обычно выполняют со сферическими опорными поверхностями (рис. 13.1.3).

Достоинства:

сохраняют работоспособность в высокоскоростных приводах;
воспринимают большие вибрационные и ударные нагрузки;
имеют небольшие радиальные размеры;
дают возможность изготавливать разъемные конструкции.

Недостатки:

сравнительно большие потери на трение, в особенности при пуске;
необходим постоянный контроль в процессе работы из-за высоких требований к смазке и опасности перегрева;
большой расход смазки.

Применение:

в высокоскоростных машинах (шлифовальные станки, центрифуги и др.), где непригодны подшипники качения из-за малой долговечности;

для коленчатых валов, когда по условиям сборки требуются разъемные подшипники;

при близко расположенных валах когда необходимы малые радиальные размеры подшипников;

в тихоходных малоответственных механизмах и машинах, в бытовой технике;

при работе в химически агрессивных средах и воде, где непригодны подшипники качения.

Материалы вкладышей. Материал вкладышей должен обладать низким коэффициентом трения, достаточно высокой износостойкостью, отсутствием склонности к заеданию, высокой теплопроводностью и сопротивляемостью к хрупкому разрушению при действии ударных нагрузок.

Изнашиваться должен вкладыш, а не цапфа вала, так как замена вала значительно дороже замены вкладыша. Чем выше твердость цапфы, тем больше срок службы вкладыша, поэтому цапфу вала подвергают закаливанию.

Материалы вкладышей подразделяют на три группы: *металлические, неметаллические, металлокерамические.*

Металлические — баббиты (сплавы на основе олова и свинца) — обладают лучшими антифрикционными свойствами, имеют высокие механические характеристики, но дороги и имеют невысокое сопротивление усталости (лучшие баббиты Б88, Б83); бронзы, латуни (БрО10Ф1, Бр04Ц4С17).

Неметаллические — фторопласт, текстолит, древеснослоистые пластики (ДСП) и др. — имеют низкий коэффициент трения и высокую износостойкость. Вкладыши из пластмасс хорошо прирабатываются, устойчивы против заедания. Их применяют в подшипниках гидротурбин, насосах, машинах, работающих в пыльной среде. Резиновые вкладыши применяют в подшипниках, работающих в воде.

Металлокерамические — бронзографитовые или железографитовые пористые материалы. Такие вкладыши, пропитанные маслом могут долго работать без подвода смазки. Применяют в тихоходных механизмах в местах, труднодоступных для подвода масла.

Виды разрушения и критерии работоспособности подшипников скольжения. *Абразивное изнашивание вкладышей* связано с попаданием в смазочный материал абразивных частиц и неизбежным трением при пуске и остановке.

Заедание происходит при перегреве подшипника. При повышении температуры понижается смазочная способность масла. Возникает трение без смазки, что приводит к дальнейшему повышению температуры и заеданию поверхностей трения и к выплавлению подшипника.

Так как износ и заедание являются причиной выхода из строя подшипников, то основными критериями работоспособности и расчета подшипников скольжения являются *износостойкость* и *теплостойкость*.

Условный (упрощенный) расчет подшипников скольжения. Условный (приближенный) расчет радиального подшипника производят по нагрузке R и величине $p \cdot v_s$ в некоторой мере характеризующей износ и нагрев.

Окружная скорость на шейке вала, м/с,

$$v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}$$

где d — диаметр подшипника, мм;

n — частота вращения вала, об/мин.

Удельная нагрузка в подшипнике, МПа,

$$p = \frac{R}{l \cdot d} \leq [p]$$

где l — длина подшипника (шейки или шипа), которая определяется при расчете или конструировании вала. Обычно $l = (0,6 \dots 0,9)d$;

R — сила, действующая на подшипник, Н. При условном расчете должно выполняться еще одно условие:

$$pv \leq [pv].$$

Для предварительного расчета подшипников, несущих удельную нагрузку при небольшой скорости, допускаемые значения $[p]$ и $[pv]$ можно принимать по таблице (13.1.1 и 13.1.2)

Таблица 13.1.1 - Предварительный расчет подшипников

Механизмы	Допускаемые	
	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
Редукторы зубчатые и червячные	1...5	6...12
Транспортеры, шнеки, рольганга	2...10	4...10
Открытые тихоходные передачи	1...4	3...6
Приводы вращающихся печей, сушильных барабанов и пр.	4...15	6...15

Таблица 13.1.2 - Допустимые режимы работы подшипников

Материалы вкладыша	Гладко обработанная закаленная шейка вала		Незакаленная шейка вала	
	$[pv]$, МПа·м/с	$[v]$, м/с	$[pv]$, МПа·м/с	$[v]$, м/с
Бронза оловянная БрО10Ф1	10	8	6	5
Бронза Бр05Ц7С12, БрОбЦ6С3	8	6	5	4
Бронза БрА9Ж-4	7,5...15	5	Не рекомендуется	
Бронза БрС3О	10	10	То же	
Цинковый сплав ЦАМ 10-5	9...10	2,5	4	2,5
Баббиты Б16,БН6	15	10	10	6
Антифрикционный АЧС-1, АЧС-2	1,5...12	1...4	1	2,5

Приведенные в табл. 13.1.2 величины установлены практикой и носят несколько условный характер. При недостаточной смазке указанные значения следует несколько снизить, а при совершенной смазке можно допустить более высокие значения $[pv]$.

Конструктивные значения бронзового или чугунного вкладыша (ориентировочные):

$$H \approx (1,1...1,5)S_1 + 5 \text{ мм};$$

$$h \approx 0,5H;$$

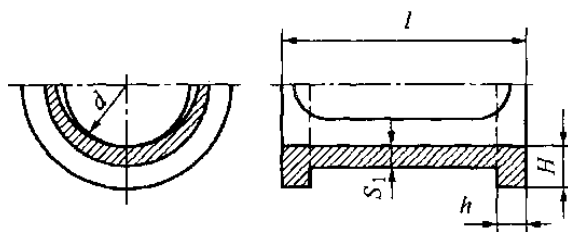


Рисунок 13.1.4 – Конструктивные размеры вкладыша

$$S_1 \approx 7,5 \text{ мм для } d \approx 35...60 \text{ мм};$$

$$S_1 \approx 7,5 \text{ мм для } d \approx 65...110 \text{ мм};$$

$$S_1 \approx 10 \text{ мм для } d \approx 120...200 \text{ мм}.$$

Данные расчеты являются проверочными для подшипников, работающих при несовершенной смазке, и предварительными для подшипников с жидкостной смазкой.

В зависимости от материала вкладышей принимаются значения $[p]$ и $[pv]$.

Таблица 13.1.3

Материал	$[p]$, МПа	$[pv]$, МПа·м/с
АЧС-1 (антифрикционный чугун)	2..4	2...5
АЧС-5	30	12
Баббит Б88	20	75
БрОЮ Ф1	15	15
Бр04Ц4С17	6...10	6...10

КПД подшипников скольжения. В условиях полужидкостной смазки:

для вкладышей из чугуна — $\eta = 0,95...0,96$;

из бронзы — $\eta = 0,97...0,98$;

с баббитовой заливкой — $\eta = 0,98...0,99$.

Из древеснослоистых пластиков при смазывании водой — $\eta = 0,98$.

В условиях жидкой смазки — $\eta = 0,995...0,99$.

13.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 13.2.1. Проверить подшипник скольжения, работающий в условиях граничного трения, если диаметр цапфы $d = 50$ мм, длина цапфы $l = 80$ мм, нагрузка $R = 15$ кН, скорость вращения оси $\omega = 30$ 1/с.

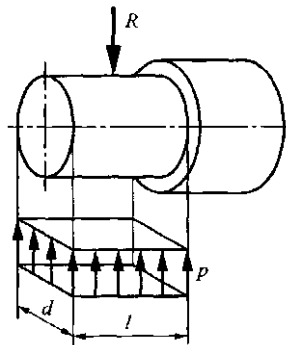


Рисунок 13.2.1

Материал вкладыша подшипника — Бр04Ц4С17, материал оси — сталь 45 (рис. 13.2.1).

Решение.

1.1. Определить окружную скорость:

$$v = \frac{\omega d}{2 \cdot 10^3} = \frac{30 \cdot 50}{2 \cdot 10^3} = 0,75 \text{ м/с}$$

1.2. По таблице принимаем для Бр04Ц4С17

$$[p] = 6 \text{ МПа}; [pv] = 6 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}.$$

1.3. Проверить среднее давление на цапфу:

$$p = \frac{R}{ld} = \frac{15 \cdot 10^3}{80 \cdot 50} = 3,75 \text{ МПа} < [p] = 6 \text{ МПа}.$$

(табл. 13.1.3).

1.4. Проверить подшипник на нагрев и отсутствие заедания:

$$p_{\text{ср}} \cdot v = 3,75 \cdot 0,75 = 2,8 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$$

Для заданного режима подшипник подходит.

Задача 13.2.2. Подобрать материал вкладыша для подшипников вала цилиндрического редуктора, если передаваемая мощность $P = 40$ кВт, скорость вращения вала $\omega = 6$ 1/с. Размеры цапфы: $d = 80$ мм, длина $l = 120$ мм; параметры зубчатого колеса: модуль $m = 5$ мм, число зубьев $z = 40$ (рис. 13.2.2).

Решение:

2.1. Передаваемый момент

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{40 \cdot 10^3}{6} = 6,7 \cdot 10^3 \text{ Нм}.$$

2.2. Окружная сила

$$F_t = \frac{2T}{d_k} = \frac{2 \cdot 6,7 \cdot 10^3}{0,2} = 6,7 \cdot 10^4 \text{ Н};$$
$$d_k = m \cdot z = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}; d_k = 0,2 \text{ м}.$$

Реакция в опоре:

$$R = \frac{F_t}{2} = 3,35 \cdot 10^4 \text{ Н}.$$

2.3. Определить давление на единицу поверхности вкладыша (расчет на износостойкость):

$$p = \frac{R}{ld} = \frac{3,35 \cdot 10^4}{120 \cdot 80} = 3,5 \text{ Н/мм}^2 \text{ (МПа)}.$$

2.4. Окружная скорость цапфы

$$v = \frac{\omega d}{2} = \frac{6 \cdot 0,88}{2} = 0,24 \text{ м/с}$$

2.5. Расчет на термостойкость:

$$pv = 3,5 \cdot 0,24 = 0,84 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$$

По таблице 4.2: $v=0,24 \text{ м/с} < [p]=1 \dots 4 \text{ м/с}$.

$pv=0,84 \text{ МПа} \cdot \text{м/с} < [pv]=1,5 \dots 12 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

Принимаем антифрикционный чугун АЧС-1 (табл. 13.1.2).

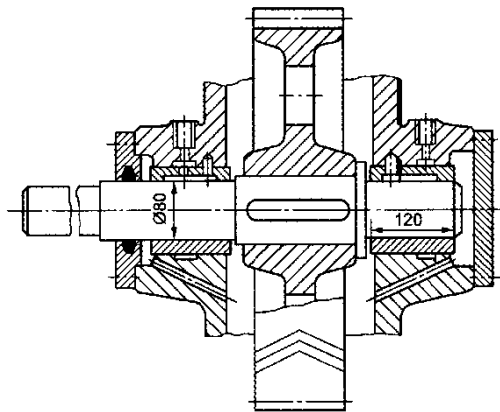


Рисунок 13.2.2

Задача 13.2.3. Радиальный подшипник скольжения должен работать с жидкостным трением в период установившегося режима нагрузки: $d = 100 \text{ мм}$, $F_r = 10000 \text{ Н}$, $n = 100 \text{ мин}^{-1}$.

Решение. 1. По рекомендации к формуле принимаем $l/d = 0,8$. Находим: $l = 80 \text{ мм}$; $v = \pi dn / 60 = \pi \cdot 0,1 \cdot 1000 / 60 = 5,24 \text{ м/с}$; $p = F_r / dl = 10000 / (100 \cdot 80) = 1,25 \text{ МПа}$; $pv = 1,25 \cdot 5,24 = 6,5 \text{ МПа} \cdot \text{м/с}$.

По табл. назначаем материал вкладыша — сталь с заливкой баббитом Б16. При этом значения v , p и pv лежат в допустимых пределах, что позволяет работать без жидкостного трения в периоды пусков и кратковременных нарушений режима смазки.

2. По рекомендации находим $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot 5,24^{0,25} = 0,00128$. При этом зазор $S = \psi d = 0,00128 \cdot 100 = 0,128 \text{ мм}$.

Подбираем посадку, для которой S приблизительно соответствует среднему значению зазора. Принимаем H8/e8: вал $d = 100_{-0,126}^{-0,072}$, отверстие

$D = 100_{+0,0}^{+0,054}$, зазоры $S_{\min} = 0,072$ мм, $S_{\max} = 0,180$, средний $S_{cp} = 0,126$ мм.

Определяя расчетные зазоры, целесообразно исключить маловероятные значения с помощью уравнения теории вероятности (0.1):

$$S_{p_{\min}}^{p_{\max}} = S \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2},$$

где $S = S_{cp} = 0,126$ мм; $T_D = 0,054 - 0 = 0,054$ мм; $T_d = -0,072 + 0,126 = 0,054$ мм; C — коэффициент, зависящий от вероятности $P(t)$ попадания расчетных зазоров в фактически допускаемое поле рассеивания; $S_{p_{\min}}^{p_{\max}}$ —

минимальный и максимальный расчетные зазоры, соответствующие принятому значению вероятности $P(t)$. В формуле верхний и нижний знаки относятся соответственно к $S_{p_{\min}}$ и $S_{p_{\max}}$. Принимаем $P(t) = 0,98$, нахо-

дим $C = 0,34$, $S_{p_{\min}} = 0,126 - 0,34 \sqrt{0,054^2 + 0,054^2} = 0,10$ мм; аналогично, $S_{p_{\max}} = 0,152$ мм.

Предельные вероятностные значения относительного зазора $\psi_{p_{\min}} = S_{p_{\min}} / d = 0,001$; $\psi_{p_{\max}} = 0,00152$.

4. Назначаем масло индустриальное 30 и среднюю температуру $t = 60^\circ \text{C}$. По графику рис. 13.2.3 находим вязкость $\mu = 0,14$ Па·с = $0,014 \cdot 10^{-6}$ МПа·с.

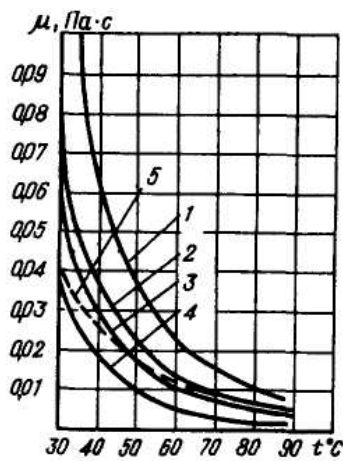


Рисунок 13.2.3

5. Подсчитываем

$$C_F = p \psi_{p_{\min}}^2 / (\mu \omega) = 1,25 \cdot 0,001^2 / (0,014 \cdot 10^{-6} \cdot 105) = 0,85,$$

где

$$\omega = \pi n / 30 = \pi \cdot 1000 / 30 = 105 \text{ с}^{-1}.$$

По графику рис. 13.2.4 находим $\chi \approx 0,06$. По формуле имеем $h_{\min} = 0,5 \cdot 0,1(1 - 0,6) = 0,02 \text{ мм}$.

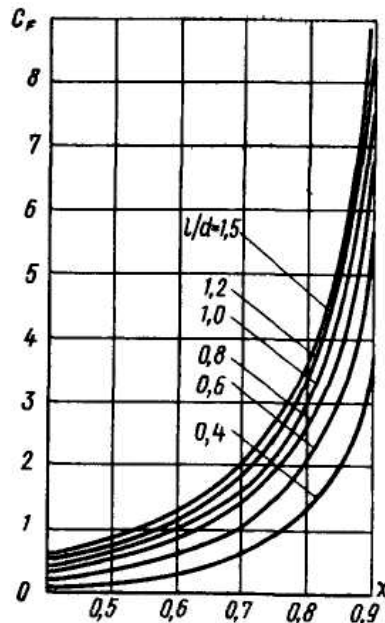


Рисунок 13.2.4

По формуле, принимая для вала $Rz_1 = 0,003 \text{ мм}$ и для вкладыша $Rz_2 = 0,006 \text{ мм}$, находим $h_{кр} = 0,003 + 0,006 = 0,009 \text{ мм}$.

По формуле (16.16), $s_h = 0,02 / 0,009 = 2,22 \geq [s_h] = 2$. Аналогично выполняем расчет при $\psi_{p_{\max}}$ и находим $s_h = 2,11 > [s_h]$.

Жидкостное трение обеспечено во всем расчетном диапазоне зазоров.

6. Выбираем способ смазки и охлаждения:

$\sqrt{pv^3} = \sqrt{1,25 \cdot 10^6 \cdot 5,24^3} = 13,4 \cdot 10^3$ — достаточна кольцевая смазка без охлаждения подшипника.

Задача 13.2.4. На основании данных табл. 13.2.4 определить значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипника с вкладышем из антифрикционного чугуна АСЧ-1 при окружной скорости шипа $v = 1,2 \text{ м/с}$.

Решение.

Из табл. 14.2 имеем:

$$\text{при } v_1 = 0,2 \text{ м/с } [pv] = 1,77 \text{ Мнм/м}^2 \cdot \text{с}$$

$$\text{при } v_2 = 2 \text{ м/с } [pv] = 0,098 \text{ Мнм/м}^2 \cdot \text{с}$$

Принимаем линейную зависимость $[pv]$ от v ; используем уравнение прямой, проходящей через две заданные точки:

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1},$$

отсюда

$$y = y_1 + \frac{x - x_1}{x_2 - x_1} (y_2 - y_1).$$

14.1. Средние значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников при режиме, близком к граничному трению

Материал	$[p]$ в Мн/м ²	$[pv]$ в Мн·м/м ² ·сек
Сталь по чугуна	2—4	2—4
Сталь по бронзе	3—5	4—7
Сталь по баббиту	3—6	8—12

14.2. Значения $[p]$ и $[pv]$ для подшипников с вкладышами из антифрикционного чугуна

Марка чугуна	Твердость НВ в кг/мм ²	v в м/сек	$[p]$ в Мн/м ²	$[pv]$ в Мн·м/м ² ·сек
АСЧ-1	180—229	0,2	8,83	1,77
		2	0,049	0,098
АСЧ-2	190—229	0,75	5,88	4,41
АСЧ-3	160—190	3	0,098	0,29

Примечание. Марку антифрикционного чугуна следует выбирать так, чтобы твердость вкладыша была на НВ20—40 ниже твердости цапфы.

Заменяв y через $[pv]$ и x через v , получим

$$[pv] = [pv]_1 + \frac{v - v_1}{v_2 - v_1} ([pv]_2 - [pv]_1) = 1,77 + \frac{1,2 - 0,2}{2 - 0,2} (0,098 - 1,77) = 0,84 \text{ Мн} \cdot \text{м} / \text{м}^2 \cdot \text{с};$$

$$[p] = \frac{[pv]}{v} = \frac{0,84}{1,2} = 0,7 \text{ Мн} / \text{м}^2.$$

Задача 13.2.5. Вал редуктора (рис. 13.2.5) установлен на подшипниках с вкладышами из антифрикционного чугуна. Материал вала — сталь 35, твердость НВ 187. Передаваемая мощность $N = 60$ квт; $n = 300$ об/мин. Выбрать марку чугуна для вкладыша, пользуясь данными табл. 14.2 и решением задачи 14.1.

Решение.

Определяем диаметр делительной окружности шестерни:

$$d_{\text{дш}} = mz = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм} = 200 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Окружная скорость шестерни

$$v_{\text{ш}} = \frac{\pi d_{\text{дш}} n}{60} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 10^{-3} \cdot 300}{60} = 3,14 \text{ м/с},$$

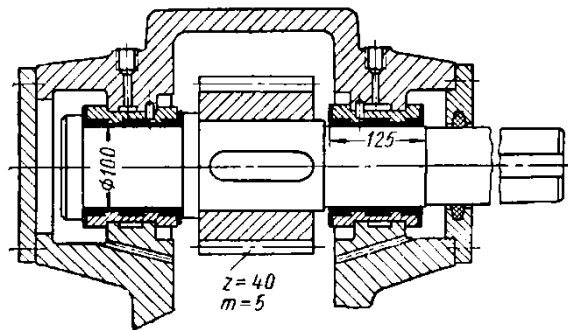


Рисунок 13.2.5

Угловая скорость

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 300}{30} = 31,4 \text{ рад/с}.$$

Вращающий момент

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{60 \cdot 10^3}{31,4} = 1900 \text{ Нм}.$$

Нормальное усилие в зацеплении зубчатых колес

$$P_n = \frac{2M}{d_{\text{дш}} \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 1900}{200 \cdot 10^{-3} \cdot 0,94} = 20200 \text{ Н}$$

Нагрузка на подшипник

$$P = 0,5 P_n = 10100 \text{ Н}.$$

Удельное давление

$$p = \frac{P}{dl} = \frac{10100}{100 \cdot 125 \cdot 10^{-6}} = 0,81 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 = 0,81 \text{ МН/м}^2$$

Окружная скорость шипа

$$v = 0,5\omega d = 0,5 \cdot 31,4 \cdot 100 \cdot 10^{-3} = 1,57 \text{ м/с};$$

$$pv = 0,81 \cdot 1,57 = 1,27 \text{ МН} \cdot \text{м/м}^2 \cdot \text{с}.$$

Проверяем, подойдет ли при найденных значениях pv и p чугун марки АСЧ-1: для него при $v = 1,57 \text{ м/с}$ получим

$$[pv] = 1,77 + \frac{1,57 - 0,2}{2 - 0,2} (0,098 - 1,77) = 0,5 \text{ МН} \cdot \text{м/м}^2 \cdot \text{с}$$

это меньше требуемого значения $pv = 1,27 \text{ Мн} \cdot \text{м/м}^2 \cdot \text{с}$.

Чугун марки АСЧ-2 не подходит по твердости (см. примечание к табл. 14.2).

Для чугуна АСЧ-3 (твердость НВ 160)

$$[pv] = 4,41 + \frac{1,57 - 0,75}{3 - 0,75} (0,29 - 4,41) = 2,9 \text{ МН} \cdot \text{м/м}^2 \cdot \text{с};$$

$$[p] = \frac{2,9}{1,57} = 1,84 \text{ МН/м}^2.$$

Найденные значения $[p]$ и $[pv]$ выше требуемых p и pv , следовательно, чугун марки АСЧ-3 для заданных условий пригоден.

13.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 13.3.1. Проверить подшипник скольжения, работающий в условиях граничного трения, если диаметр цапфы d мм, длина цапфы l мм, нагрузка R кН, скорость вращения оси ω 1/с. Материал вкладыша подшипника — Бр04Ц4С17, материал оси — сталь 45 (рис. 13.3.1). Входные данные представлены в таблице 13.3.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 12.2.1)

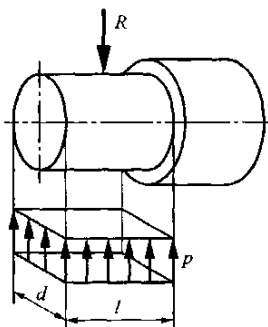


Рисунок 13.3.1

Таблица 13.3.1 – Входные данные для задачи 13.3.1

№ варианта	d , мм	ω , с ⁻¹	l , мм	R , кН
1	40	25	60	10
2	45	26	65	11
3	50	27	70	12
4	55	28	75	13
5	60	29	80	14
6	40	30	60	15
7	45	31	65	16
8	50	32	70	17
9	55	33	75	18
10	60	34	80	19
11	40	35	60	20
12	45	25	65	10
13	50	26	70	11
14	55	27	75	12
15	60	28	80	13
16	40	29	60	14
17	45	30	65	15
18	50	31	70	16
19	55	32	75	17
20	60	33	80	18
21	40	34	60	19
22	45	35	65	20
23	50	25	70	10
24	55	26	75	11
25	60	27	80	12
26	40	28	60	13
27	45	29	65	14
28	50	30	70	15
29	55	31	75	16
30	60	32	80	17

13.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 13.4.1. Подобрать материал вкладыша для подшипников вала цилиндрического редуктора, если передаваемая мощность P кВт, скорость вращения вала ω 1/с. Размеры цапфы: d мм, длина l мм; параметры зубчатого колеса: модуль $m = 5$ мм, число зубьев $z = 40$ (рис. 13.2.2). Входные данные представлены в таблице 13.4.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 12.2.2)

Таблица 13.4.1 – Входные данные для задачи 13.4.1

№ варианта	d , мм	ω , c^{-1}	l , мм	P , кВт
1	70	5	100	30
2	75	6	105	31
3	80	7	110	32
4	85	8	115	33
5	90	5	120	34
6	70	6	125	35
7	75	7	130	36
8	80	8	100	37
9	85	5	105	38
10	90	6	110	39
11	70	7	115	40
12	75	8	120	41
13	80	5	125	42
14	85	6	130	43
15	90	7	100	44
16	70	8	105	45
17	75	5	110	46
18	80	6	115	48
19	85	7	120	49
20	90	8	125	50
21	70	5	130	37
22	75	6	100	38
23	80	7	105	39
24	85	8	110	40
25	90	5	115	41
26	70	6	120	42
27	75	7	125	43
28	80	8	130	44
29	85	5	100	45
30	90	6	105	46

ЧАСТЬ 4. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

14.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Подшипники качения (рис. 14.1.1 и 14.1.2) состоят из наружного 1 и внутреннего 2 колец, тел качения 3 — шариков и роликов, и сепаратора 4, удерживающего тела качения на расстоянии друг от друга.

Подшипники — самые массовые стандартизованные изделия во всех отраслях машиностроения и являются основным видом опор в машинах.

Достоинства:

высокий КПД (до 0,995) и незначительный нагрев;
высокая надежность и нагрузочная способность;
меньшие осевые размеры;
малая стоимость при массовом производстве;
малый расход смазочного материала при эксплуатации;
высокая степень взаимозаменяемости.

Недостатки:

пониженный срок службы при ударных и вибрационных нагрузках;
большие радиальные размеры;
повышенный шум при высоких частотах вращения.

Классификация и обозначения подшипников. По форме тел качения различают шариковые (рис. 14.1.1) и роликовые (рис. 14.1.2) подшипники

По направлению действия воспринимаемых сил подшипники качения делятся:

на радиальные (рис. 14.1.1, а; 14.1.2, а);
радиально-упорные (рис. 14.1.1, в; 14.1.2, б);
упорные (рис. 14.1.1, б);
упорно-радиальные.

По числу рядов тел качения подшипники делят:

на однорядные;
двухрядные (рис. 14.1.1, г; 14.1.2, в);
многорядные.

По способности самоустанавливаться:

на самоустанавливающиеся (сферические) (рис. 14.1.1, г; 14.1.2, в)
несамоустанавливающиеся.

По соотношению габаритных размеров подшипники делят на серии (рис. 14.1.3).

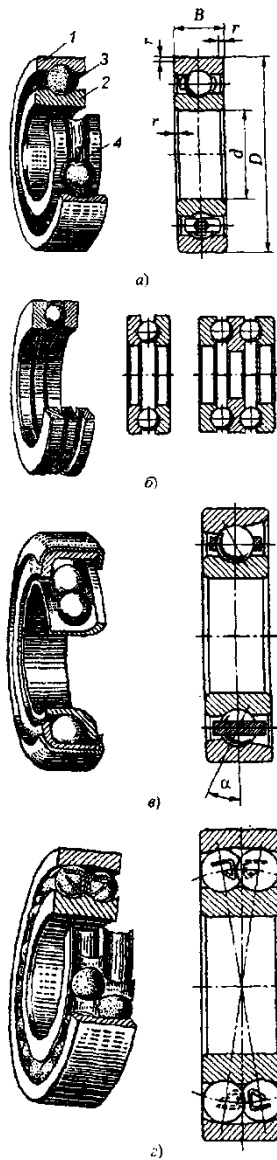


Рисунок 14.1.1 – Шариковые подшипники: *a* – радиальный однорядный; *б* – упорный; *в* – радиально-упорный; *г* – радиальный сферический двухрядный

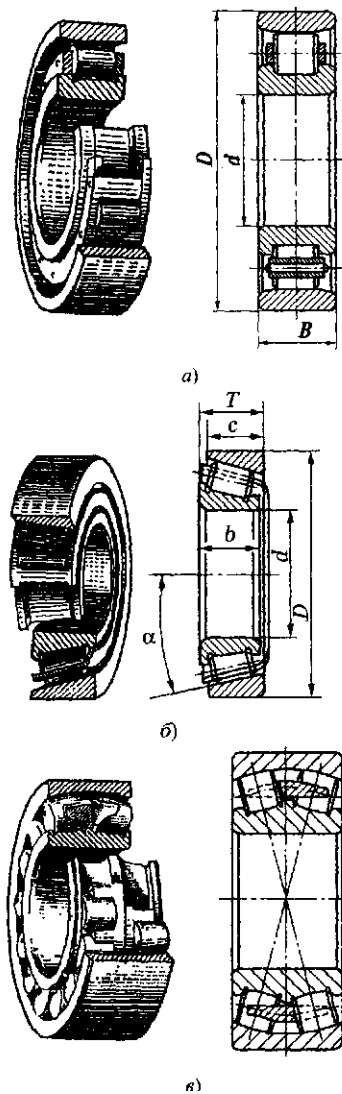


Рисунок 14.1.2 - Роликовые подшипники: *a* - радиальный однорядный; *б* – радиально-упорный (конический); *в* – радиальный сферический двух-

Шариковые подшипники

Радиальные однорядные подшипники (рис. 14.1.1, *a*) предназначены для восприятия *радиальной нагрузки*, но имея желобчатые дорожки качения, могут воспринимать и осевую нагрузку. Наиболее простые и дешевые. Обладают большой быстроходностью, фиксируют вал в двух направлениях. Сепаратор 4 штампованный, состоит из двух половин, соединенных заклепками. Шариковые радиальные однорядные подшипники самые распространенные в машиностроении.

d, D — внутренний и наружный диаметры подшипника;

B — ширина колец (табл. 4.4).

Упорные подшипники (рис. 14.1.1, б) воспринимают только осевые нагрузки. Допускают небольшие частоты вращения, так как под действием центробежных сил шарики стремятся выйти из беговых дорожек, при этом возрастает трение, а также нагрев и возможно даже заклинивание шариков.

Радиально-упорные подшипники (рис. 14.1.1, в) способны воспринимать комбинированные радиально-осевые нагрузки. С увеличением угла контакта α осевая грузоподъемность возрастает за счет уменьшения радиальной. Подшипники воспринимают осевую нагрузку только в одном направлении. Для восприятия осевых сил обоих направлений, радиально-упорные подшипники устанавливают по два в опоре.

α — угол контакта; $\alpha = 12^\circ, 26'$ и 36° (табл. 14.1.1).

Сферические подшипники (рис. 14.1.1, г) воспринимают радиальные нагрузки, самоустанавливающиеся, благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца.

Роликовые подшипники

Радиальный однорядный (цилиндрический ролик) предназначен для восприятия только радиальных сил (рис. 14.1.2, а). Грузоподъемность выше, чем у шарикового радиального. Применяют для коротких жестких валов, а также в качестве «плавающих» опор (для валов шевронных передач и др.) (табл. 14.1.2).

Радиально-упорный (конический) — предназначен для восприятия радиальной и осевой нагрузок при средних и низких частотах вращения (рис. 14.1.2, б). Обладает большой грузоподъемностью. Угол конусности α наружного кольца = $10... 16^\circ$ и $25... 29^\circ$ (табл. 14.1.3). Последние применяют в опоре для восприятия больших осевых нагрузок. Влияние угла конусности на осевую грузоподъемность и быстроходность подшипника аналогично влиянию угла контакта у шариковых радиально-упорных подшипников.

d, D — внутренний и наружный диаметры подшипника;

α — угол контакта (конуса).

При $\alpha > 45^\circ$ подшипник называют упорно-радиальным.

b, c, T — см. табл. 4.6.

Радиальный сферический подшипник с бочкообразными роликами (рис. 14.1.2, в) обладает той же характеристикой, что и шариковый сферический, но имеет большую грузоподъемность. Бочкообразная форма роликов позволяет снизить концентрацию напряжений на кромках и повысить срок службы подшипников более чем в 2 раза.

При одном и том же внутреннем диаметре d подшипники одного типа имеют разные наружные диаметры D и ширину B , что соответствует сериям (рис. 14.1.3).

Обозначения подшипника наносят на торцы поверхностей колец.

Пример условного обозначения подшипника — 7208.

Читаем справа налево:

первые две цифры (08) определяют диаметр подшипника (умножаем 08 на 5, тогда $d = 40$ мм);

третья цифра — серия (здесь 2 — это легкая серия);

четвертая — тип подшипника (здесь 7 — роликовый конический).

Типы подшипников:

шариковый радиальный — 0;

шариковый радиальный с короткими цилиндрическими роликами —

2;

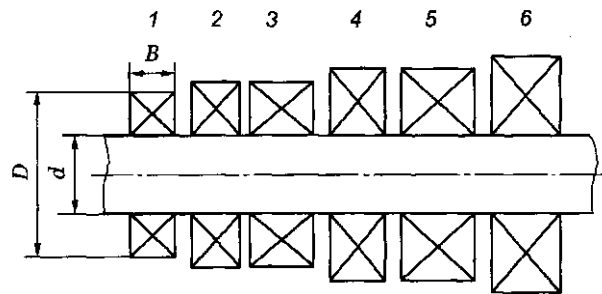


Рисунок 14.1.3 – Размерные серии подшипников качения:

1 – особо легкая; 2 – легкая; 3 – легкая широкая; 4 – средняя; 5 – средняя широкая; 6 – тяжелая

роликовый радиальный с длинными роликами — 4;

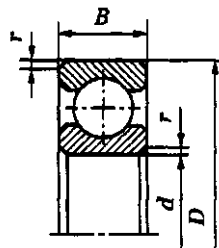
шариковый радиально-упорный однорядный — 6;

роликовый конический — 7;

шариковый упорный — 8.

Итак, подшипник 7208 — роликовый конический легкой серии, диаметром 40 мм.

Таблица 14.1.1 – Подшипники шариковые радиальные однорядные (из ГОСТ 8338-75)



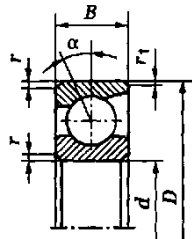
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2

205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	ПО	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	28,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0

Окончание табл. 4.4

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	110	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5

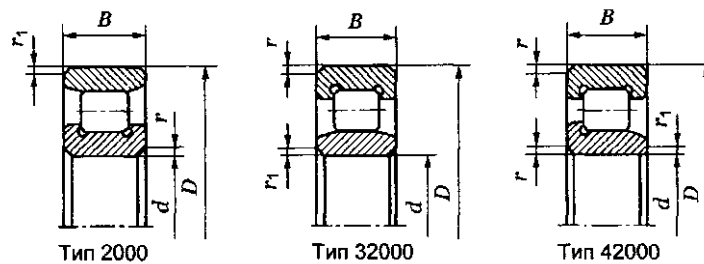
Таблица 14.1.2 – Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (из ГОСТ 831-75)



Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\sigma = 12^\circ$	$\sigma = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	8,31	14,8	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	9Д	15,7	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	17,8	29,0	16,4

36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	23,2	36,8	21,4
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	39,3	60,8	38,8
—	46213	65	120	23	2,5	1,2	—	—	69,4	45,9
36214	—	70	125	24	2,5	1,2	80,2	54,8	—	—
—	46215	75	130	25	2,5	1,2	—	—	78,4	53,8
—	46304	20	52	15	2	1	—	—	17,8	9,0
—	46305	25	62	17	2	1	—	—	26,9	14,6
—	46306	30	72	19	2	1	—	—	32,6	18,3
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	53,9	32,8	50,8	30,1
Средняя серия										
—	46309	45	100	25	2,5	1,2	—	—	61,4	37,0
—	46310	50	110	27	3	1,2	—	—	71,8	44,0
—	46311	55	120	29	3	1,2	—	—	82,8	51,6
—	46312	60	130	31	3,5	2	—	—	100,0	65,3
—	46313	65	140	33	3,5	2	—	—	113,0	75,0
—	46314	70	150	35	3,5	2	—	—	127,0	85,3

Таблица 14.1.3 – Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (из ГОСТ8328-75)



Обозначение	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		
	d	D	B	r	r_1	s^*	C_r	C_{0r}		
Легкая серия										
2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1	1,0	14,7	7,35
2205	32205	42205	25	52	15	1,5	1	1,1	16,8	8,8
2206	32206	42206	30	62	16	1,5	1	Г i,о	22,4	12,0
2207	32207	42207	35	72	17	2	1	i,i	31,9	17,6
2208	32208	42208	40	80	18	2	2	1,3	41,8	24,0
2209	32209	42209	45	85	19	2	2	1,2	44,0	25,5
2210	32210	42210	50	90	20	2	2	1,2	45,7	27,5
2211	32211	42211	55	100	21	2,5	2,5	1,6	56,1	34,0
2212	32212	42212	60	ПО	22	2,5	2,5	1,4	64,4	43,0
2213	32213	42213	65	120	23	2,5	2,5	1,3	76,5	51,0
2214	32214	42214	70	125	24	2,5	~2~У^	1,2	79,2	51,0
2215	32215	42215	75	130	25	2,5	2,5	1,2	91,3 J	63,0
Средняя серия										

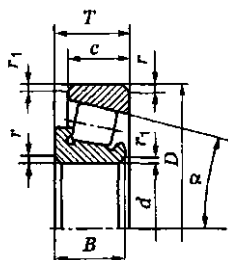
2304	32304	42304	20	52	15	2	2	1,0	20,5	10,4
2305	32305	42305	25	62	17	2	2	1,3	28,6	15,0
2306	32306	42306	30	72	19	2	2	1,3	36,9	20,0
2307	32307	42307	35	80	21	2,5	2	1,3	44,6	27,0
2308	32308	42308	40	90	23	2,5		1,1	56,1	32,5

Окончание табл. 14.1.3

Обозначение			Размеры, мм						Грузоподъемность, кН	
			<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>s</i> [*]	<i>C</i> _г	<i>C</i> _{0г}
2309	32309	42309	45	100	25	2,5	2,5	1,1	72,1	41,5
2310	32310	42310	50	ПО	27	3	3	1,6	88,0	52,0
2311	32311	42311	55	120	29	3	3	1,7	102,0	67,0
2312	32312	42312	60	130	31	3,5	3,5	2,4	123,0	76,5
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	138,0	85,0
2314	32314	42314	70	150	35	3,5	3,5	2,3	151,0	102,0
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	183,0	125,0

Примечание, *s*^{*} — допустимое осевое смещение колец из среднего положения.

Таблица 14.1.4 – Подшипники роликовые конические однорядные повышенной грузоподъемности $\alpha^0 = 12 \dots 16^0$ (из ГОСТ 27365 – 87)



Обозначение	Размеры, мм						Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры			
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	<i>s</i> [*]	<i>C</i> _г	<i>C</i> _{0г}	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀	
Легкая серия												
7204A	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6		1,7	0,9
7205A	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6	0,9
7206A	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38ДР	25,5	0,37	1,6	0,9
7207A	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6	0,9
7208A	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6	0,9
7209A	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5	0,8
7210A	50	90	22	20	17	2	0,8	70,4	55,0	0,43	1,4	0,8 1
72 ПА	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5	0,8
7212A	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3_i	70,0	0,40	1,5	0,8
7213A	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5	0,8
72 НА	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4	0,8
7215A	75	130	27,5^	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4	0,8
Средняя серия												
7304A	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	2,0	1,1

7305A	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	2,0	1Д
7306A	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	1,9	1,1
7307A	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	1,9	1Д
7308A	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7	0,9
7309A	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7	0,9
7310A	50	ПО	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7	0,9
7311A	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7	0,9
7312A	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7	0,9
7313A	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7	0,9
7314A	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7	0,9
7315A	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7	0,9

Материалы деталей подшипников. Тела качения и кольца работают при высоких контактных напряжениях и потому должны обладать высокой прочностью и твердостью. Их изготавливают из специальных высокоуглеродистых хромистых сталей марок ШХ15, ШХ15СГ, Ш20СГ и др. Твердость колец и роликов $H=61...66$ HRC, шариков $H=63...67$ HRC. Сепараторы штампуются из углеродистой стали. Для высокоскоростных подшипников сепараторы изготавливают массивными из металлокерамики, латуни, бронзы.

Виды разрушения подшипников качения и критерии работоспособности, КПД. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей колец и тел качения происходит вследствие действия на них циклического контактного напряжения. Наблюдается у подшипников после длительной работы в нормальных условиях при $n \geq 10$ об/мин и сопровождается повышенным стуком и вибрациями.

Абразивный износ — основной вид разрушения подшипников автомобильных, тракторных, дорожных и других машин.

Разрушение сепараторов характерно для быстроходных подшипников, работающих с осевыми нагрузками.

Разрушение колец и тел качения происходит от действия больших динамических нагрузок или из-за перекосов колец при монтаже.

Критерием работоспособности для не вращающихся или тихоходных, при $n \leq 4$ об/мин, подшипников является расчет на статическую грузоподъемность.

Для подшипников, работающих при $n \geq 10$ об/мин, критерием работоспособности, является расчет по динамической грузоподъемности (на долговечность).

Коэффициент полезного действия одной пары подшипников качения $\eta = 0,99...0,995$.

Подбор подшипников качения по долговечности:

1. Для проектирующихся машин подшипники качения не конструируют, а подбирают по таблицам каталога (ГОСТа) в зависимости от типа подшипника.

Выбор типа подшипника зависит от вида механической передачи, передаваемой мощности, требуемого срока службы машины (или отдельных узлов) и др.

В *цилиндрических передачах* (редукторы, коробки перемены передач, раздаточные коробки и др.) выбирают шариковые, роликовые подшипники.

В *конических передачах* применяют конические роликовые подшипники и редко — шариковые радиально-упорные (дорогие). В конических редукторах небольшой мощности (8...10 кВт) при $n_1 \leq 1500$ об/мин устанавливают подшипники типа 7000, легкой серии.

В *червячных передачах* вал червяка, испытывающий большую осевую нагрузку F_a передачи, устанавливают на роликовых конических типа 7000, средней серии или на радиально-упорных шариковых подшипниках типа 36000 или 46 000, средней серии; вал червячного колеса устанавливают на конических роликовых подшипниках типа 7000, легкой серии.

2. Для проектируемой передачи должен быть выполнен проекторочный расчет валов и эскизы валов, где ориентировочно известен диаметр вала под подшипник.

Необходимо принять тип подшипника по ГОСТу; выписать основные параметры подшипника:

d — посадочный диаметр;

D — диаметр наружного кольца;

B — ширина подшипника (шариковый, роликовый цилиндрический);

T, c — осевые размеры конических роликовых подшипников;

C_r — динамическая грузоподъемность, кН;

C_{0r} — статическая грузоподъемность, кН.

Принятые предварительно подшипники для быстроходного (входного) и тихоходного (выходного) валов подлежат *проверочному расчету*, который заключается в определении динамической грузоподъемности $C_{тр}$ (расчетной) и сопоставлении полученного значения с базовой грузоподъемностью C_r .

Проверка может производиться и по базовой долговечности L_{10h} , (в часах) или L_{10B} в млн оборотов сопоставлением с требуемым L_h .

Пригодность подшипника обеспечена, если $C_{тр} \leq C_r$ или $L_{10h} \geq L_h$.

Базовая динамическая радиальная грузоподъемность C_r подшипника представляет собой радиальную нагрузку в кН, которую подшипник может воспринимать при базовой долговечности L_{10h} , составляющей 10^6 оборотов внутреннего кольца.

Показателем долговечности служит ресурс подшипника, т. е. наработка до предельного состояния, выраженная в млн оборотов и в часах (ч).

Базовую долговечность L_{10} в млн оборотов определяют при 90%-ой надежности (отсюда индекс $10 = 100 - 90$ в обозначении).

Требуемая долговечность подшипника L_h предусмотрена ГОСТ 16162—93 и составляет для червячных редукторов $L_h \geq 5000$ ч; для зубчатых редукторов $L_h \geq 10\,000$ ч. При определении L_h учесть срок службы проектируемого привода, который можно примерно определить:

$$L_h = 365L_r t_c L_c,$$

где L_r — срок службы привода, лет;

t_c — продолжительность смены ($t_c = 8$ ч);

L_c — число смен (одно-, двухсменная работа).

Полученное L_h уменьшить на 15...20 % с учетом нерабочих дней, ремонт оборудования и др.

Расчетная динамическая грузоподъемность $C_{тр}$, кН, и базовая долговечность L_{10h} , ч., определяются по формулам:

$$C_{тр} = \sqrt[p]{\frac{60nL_h}{a_1 a_{23} 10^6}}; \quad L_{10h} = a_1 a_{23} \cdot \left(\frac{10^6}{60n}\right) \left(\frac{C_r}{R_3}\right)^p,$$

где R_3 — эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

p — показатель степени; $p = 3$ — для шариковых подшипников, $p = 3,33$ — для роликовых подшипников;

n — частота вращения внутреннего кольца подшипника соответствующего вала, об/мин;

a_1 — коэффициент надежности; при безотказной работе (90 %) $a_1 = 1$;

a_{23} — коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и его эксплуатацию; $a_{23} = 0,7...0,8$ — для шариковых подшипников, $a_{23} = 0,6...0,7$ — для роликовых конических.

Определение сил, нагружающих подшипники.

3.1. Определение радиальных реакций.

Радиальная реакция подшипника приложена к оси вала в точке пересечения в ней нормали $n-n$, проведенной через середину контактной площадки. Для радиальных подшипников эта точка расположена на середине ширины подшипника B . Для радиально-упорных:

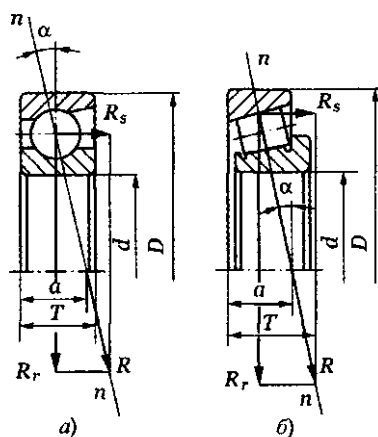


Рисунок 14.1.4 – Радиальные упорные подшипники:
а – шариковый подшипник; *б* – роликовый конический подшипник

шариковых (рис. 14.1.4, *а*) положение точки приложения радиальной реакции определяется расстоянием *a*:

$$a = 0,5[B + 0,5(d + D)tg \alpha],$$

где α — угол контакта;

роликовых конических (рис. 4.10, *б*)

$$a = 0,5 \left(T + \frac{(d + D)e}{3} \right),$$

где *e* — коэффициент осевой нагрузки.

Расстояние *l* между точками приложения радиальной реакции при установке радиально-упорных подшипников по схеме:

враспор (рис. 14.1.5, *а*) — $l = l_n - 2a$;

враспяжку (рис. 14.1.5, *б*) — $l = l_n + 2a$.

Радиальные реакции определены ранее.

Найти суммарные реакции в опорах:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}; \quad R_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2}$$

3.2. Определение осевых реакций.

При установке на вал двух радиальных подшипников осевая сила R_a равна осевой силе F_a , действующей на вал.

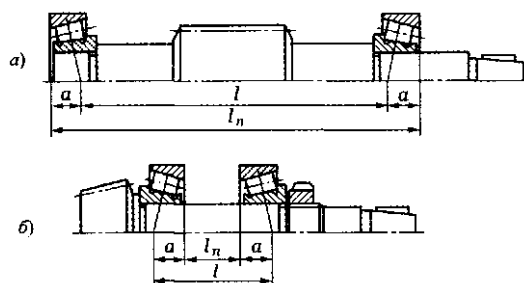


Рисунок 14.1.6 – Установка радиально-упорных подшипников:
a – враспор; *б* – вразтяжку

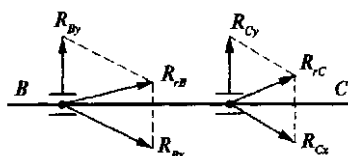


Рисунок 14.1.7 – Схема определения суммарных радиальных реакций

При установке вала на двух радиально-упорных подшипниках осевые силы и R_a находят с учетом осевых составляющих R_{a_1} и R_{a_2} радиальных реакций. Для шариковых радиально-упорных подшипников с $\alpha < 18^\circ$.

$$R_s = eR_r,$$

где e — коэффициент влияния осевого нагружения.

Таблица 14.1.5. Значения коэффициентов X , Y , e для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Тип подшипника	α^0	Относительная осевая нагрузка, $\frac{lR_a}{C_{0r}}$	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e	
			$\frac{R_a}{VR_r} > e$		$\frac{R_a}{VR_r} \leq e$		$\frac{R_a}{VR_r} < e$			
			X	Y	X	Y	X	Y		
Шариковый радиальный	0	0,014	0,56	2,30	1,0	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
		0,110							1,45	0,30
		0,170							1,31	0,34
		0,280							1,15	0,38
		0,420							1,04	0,42
		0,560							1,00	0,44

Шариковый радиально-упорный	12	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		[^] 1Д6		1,62	0,54
	15	0,015	0,44	1,47	1,0	1,65	0,72	2,39	0,38
		0,029		1,40		1,57		2,28	0,40
		0,058		1,30		1,46		2,11	0,43
		0,087		1,23		1,38		2,00	0,46
		0,114		1,19		1,34		1,93	0,47
		0,176		1,12		1,26		1,82	0,50
		0,290		1,02		1,14		1,66	0,55
		0,440		1,00		1,12		1,63	0,56
		0,580		1,00		1,12		1,63	0,56
	25 26	-	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36	—	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
	40	—	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14

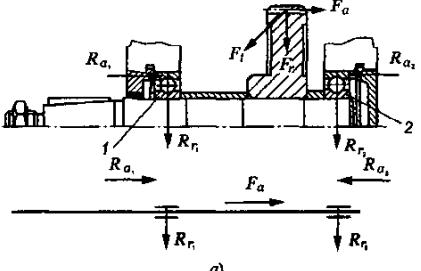
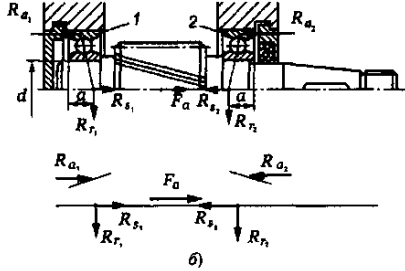
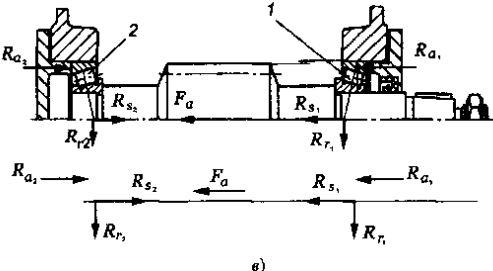
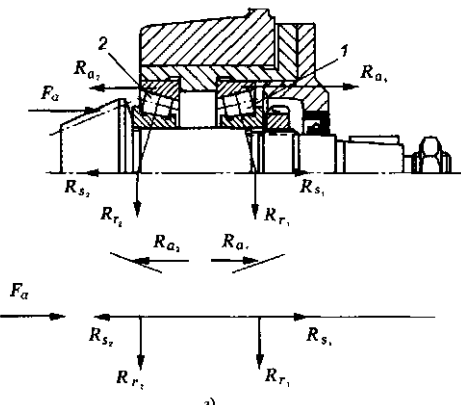
Для шариковых радиально-упорных подшипников с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$

$$R_s = eR_r.$$

Для конических роликовых:

$$R_s = 0,83eR_r.$$

Таблица 14.1.6 - Определение осевой нагрузки R_a

Примеры нагружения подшипников	Соотношение сил	Осевая нагрузка
<p>Шариковые радиальные, установка враспор</p>  <p style="text-align: center;">a)</p>	$R_{s1} = 0$ $R_{s2} = 0$ $F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$ $R_{a2} = F_a$
<p>Шариковые и роликовые, радиально-упорные, установка враспор</p>  <p style="text-align: center;">б)</p>	$R_{s1} \geq R_{s2}$ $F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$ $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
 <p style="text-align: center;">в)</p>	$R_{s1} < R_{s2}$ $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
<p>Роликовые, радиально-упорные, установка врас-тяжку</p>  <p style="text-align: center;">г)</p>	$R_{s1} < R_{s2}$ $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a1} = R_{a2} - F_a$ $R_{a2} = R_{s1}$

Примечания:

1. Цифрой 2 обозначают подшипник, воспринимающий силу F_a .
2. В радиальных подшипниках осевые составляющие R_{s_1} и R_{s_2} не возникают (см. табл. 14.1.6, *a*).
3. Осевые нагрузки R_a на опоры определяются из условия равновесия вала под действием системы сил F_a , R_{a_1} и R_{a_2} (см. табл. 14.1.6, *б, в, г* к графу «Осевая нагрузка»).
4. При направлении осевой силы F_a противоположно показанному в примерах (табл. 14.1.6, *б, в, г*) следует изменить обозначения опор 1 на 2, 2 на 1. Соответственно меняются индексы сил.
Осевые составляющие R_s следует определять для каждой опоры. Например, для конических роликовых подшипников:

$$R_{s_1} = 0,8eR_{r_1}; \quad R_{s_2} = 0,8eR_{r_2}$$

Определение осевых нагрузок R_a см. табл. 4.9.

4. Определение эквивалентной динамической нагрузки R_3 . Эквивалентная динамическая нагрузка зависит от характера нагрузки, величины и направления нагрузки и типа подшипника.

$$R_3 = (XVR_r + YR_a)K_6K_T, \quad \text{при } \frac{R_a}{VR_r} > e$$
$$R_3 = VR_rK_6K_T, \quad \text{при } \frac{R_a}{VR_r} < e.$$

где X — коэффициент радиальной нагрузки (табл. 14.1.5);

V — коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V=1$);

R_r — суммарная радиальная нагрузка на опору (см. п. 3, *a*);

Y — коэффициент осевой нагрузки (табл. 14.1.5);

R_a — осевая нагрузка (табл. 14.1.6);

K_6 — динамический коэффициент (коэффициент безопасности) (табл. 4.10);

K_T — температурный коэффициент (для рабочей t° до 100° $K_T = 1$);

e — коэффициент влияния осевого нагружения (табл. 14.1.4, 14.1.5).

Таблица 14.1.7 - Значение динамического коэффициента нагрузки

Характер нагрузки	K_6	Область применения
Спокойная нагрузка без толчков	1,0	Механизмы ручных кранов, блоков, лебедок
Легкие толчки; кратковременные перегрузки до 125%	1,0..1,2	Металлорежущие станки (кроме долбежных, строгальных). Механизмы подъема кранов. Гироскопы
Умеренные толчки; кратковременные перегрузки до 150%	1,3...1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Механизмы передвижения крановых тележек и поворота кранов
Значительные толчки; кратковременные перегрузки до 200%	1,8...2,5	Кривошипно-шатунные механизмы. Валки прокатных станов. Дробилки. Копры. Мощные вентиляторы
Сильные удары; кратковременные перегрузки до 300%	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Рабочие роликовые конвейеры блюмингов и слябингов

Далее определяется расчетная динамическая нагрузка $C_{тр}$ и долговечность L_{10h} в зависимости от принятого подшипника.

5. Определение долговечности подшипника.

а) Определение R_3 , $C_{тр}$, L_{10h} для радиальных шариковых однорядных подшипников — см. табл. 14.1.6, рис. а.

Осевую силу F_a воспринимает подшипник 2, который испытывает осевое нагружение $R_a = F_a$. ($R_{s_1} = 0$; $R_{s_2} = 0$).

R_3 определяется по более нагруженной опоре, т. е. по большей величине R_r из двух.

Вычислить отношение $\frac{R_a}{VR_r}$.

Найти отношение $\frac{R_a}{C_{ор}}$; $C_{ор}$ выбирается по таблице ГОСТа для принятого подшипника.

По найденному отношению $\frac{R_a}{C_{ор}}$ по таблице 14.1.5 выписать коэффициенты e и Y .

При $\frac{R_a}{VR_r} > e$: $X = 0,56$; Y - табл. 14.1.5. При $\frac{R_a}{VR_r} < e$: $X = 1$; $Y = 0$.

В зависимости от $\frac{R_a}{VR_r}$ по сравнению с e принять соответствующую формулу для R_3 .

Определить $C_{тр}$.

б) Определение R_3 , $C_{тр}$, L_{10h} для радиально-упорных шариковых и роликовых однорядных подшипников — см. табл. 14.1.6, рис. б, в, г.

Из примеров в табл. 14.1.6 видно, что в зависимости от схемы установки подшипников (враспор или врястжку) и соотношения осевой силы зацепления F_a и осевых составляющих R_{s_1} и R_{s_2} , каждый подшипник испытывает свою осевую нагрузку R_{s_1} и R_{s_2} . В связи с этим эквивалентная

динамическая нагрузка R , рассчитывается для каждого подшипника и устанавливается наиболее нагруженная опора.

По табл. ГОСТа для принятого подшипника выписать коэффициент e .

Определить осевые составляющие R_{s_1} и R_{s_2} (см. п. 3, б).

Определить осевые нагрузки R_{a_1} и R_{a_2} (см. табл. 14.1.6).

Вычислить отношения $\frac{R_{a_1}}{VR_{r_1}}$ и $\frac{R_{a_2}}{VR_{r_1}}$.

Сопоставить получившиеся результаты с ней выбрать в пункте 4 соответствующую формулу для определения R_{z_1} и R_{z_2} , Одно из этих значений будет больше, что и определит более нагруженный подшипник.

Рассчитать динамическую грузоподъемность $C_{тр}$ и долговечность L_{10h} по большему значению R .

Пригодность принятого ранее подшипника определяется условием

$$C_{тр} < C_r,$$

где C_r — базовая динамическая грузоподъемность по таблице ГОСТа соответственно принятому подшипнику.

14.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 14.2.1. Подобрать подшипники качения для тихоходного вала цилиндрического косозубого редуктора (рис. 14.2.1).

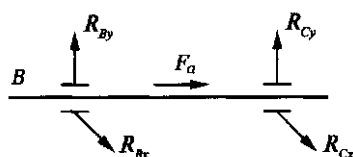


Рисунок 14.2.1

Исходные данные.

Осевая сила $F_a = 0,33$ кН; частота вращения вала $n_2 = 235$ об/мин ($\omega_2 = 25$ с⁻¹); $d_{2n} = 30$ мм — диаметр вала под подшипник.

Требуется долговечность подшипника $L_h = 10 \cdot 10^3$ час.

Условие работы:

$L_T = 3$ года — срок службы привода;

$t_c = 8$ — продолжительность смены;

$L_c = 2$ — число смен;

$a_1 = 1$ (см. п. 2);

$a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ (см. п. 2).

Опорные реакции: $R_{Bx} = -0,53$ кН; $R_{Cx} = 1,65$ кН;

$$R_{By} = -0,003 \text{ кН}; \quad R_{Cy} = 0,686 \text{ кН}.$$

Решение:

1.1. Принять тип подшипника и выписать основные параметры по таблице ГОСТа. Для цилиндрического редуктора принимаем шариковый радиальный подшипник легкой серии 206 (табл. 14.1.1).

$$D = 62 \text{ мм}; \quad B = 16 \text{ мм}; \quad C_r = 19,5 \text{ кН}; \quad C_{0r} = 10 \text{ кН}.$$

1.2. Определить суммарные радиальные реакции в опорах (рис. 14.2.1):

$$R_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{0,53^2 + 0,003^2} = 0,53 \text{ кН};$$

$$R_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{1,165^2 + 0,686^2} = 1,79 \text{ кН}.$$

1.3. Осевая нагрузка на подшипники:

$$R_{a_1} = R_{s_1} = 0; \quad R_{a_2} = F_a = 0,33 \text{ кН}.$$

1.4. Определение эквивалентной нагрузки R_3 .

Найти отношение:

$$\frac{R_a}{C_r} = \frac{0,33}{10} = 0,033.$$

По таблице 4.8 находим коэффициент влияния осевого нагружения $e = 0,24$; $Y = 1$. Найти отношение $\frac{R_a}{VR_r}$, учитывая, что расчет ведется по более нагруженной опоре, т. е. по опоре С.

$$\frac{R_a}{VR_r} = \frac{0,33}{1,79} = 0,185 < e = 0,24;$$

$$R_3 = VK_{rC}K_\delta K_T = 1,79 \cdot 1,2 = 2,15 \text{ кН};$$

$V = 1$; $K_\delta = 1,2$ (табл. 4.8); $K_T = 1$; $R_3 = 2150 \text{ Н}$.

1.5. Определить расчетную динамическую грузоподъемность подшипника:

$$C_{\text{тр}} = R_3^3 \sqrt[3]{60n_2 \frac{L_h}{a_1 a_{23} \cdot 10^6}}$$

где $L_h = 10 \cdot 10^3$ ч — требуемая долговечность;

$$C_{\text{тр}} = 2150^3 \sqrt[3]{60 \cdot 235 \cdot \frac{10 \cdot 10^3}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} = 12700 \text{ Н.}$$

$C_{\text{тр}} = 12\,700 \text{ Н} < C_r = 19\,500 \text{ Н}$ — принятый подшипник подходит.

1.6. Определить ресурс привода:

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot t_c \cdot 2 = 365 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 2 = 18520 \text{ час.}$$

1.7. Пригодность подшипника принятого ранее (206) сопоставляют с требуемой и рассчитанной долговечностью.

Расчетная долговечность (ресурса):

$$L_{10h} = a_{23} \left(\frac{C_r}{R_3} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}; \quad n = \frac{30\omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 30}{\pi} = 276 \text{ об/мин}$$

$$L_{10h} = 0,7 \left(\frac{19,5}{2,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 276} = 19,2 \cdot 10^3 \text{ ч;}$$

Так как расчетная долговечность $L_{10h} = 19,2 \cdot 10^3$ больше требуемой (по ГОСТ 16162—93 для зубчатых редукторов), то принятый подшипник подходит.

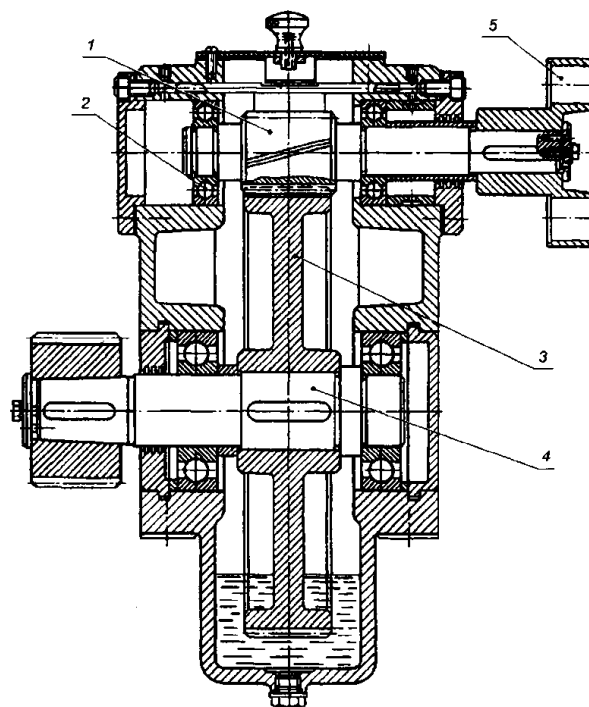


Рисунок 14.2.2– Редуктор цилиндрический косозубый:

1 – вал-шестерня; 2 – подшипник шариковый; 3 – колесо; 4 – вал выходной; 5 -полумуфта

Задача 14.2.2. Подобрать подшипники качения для вала червячного колеса.

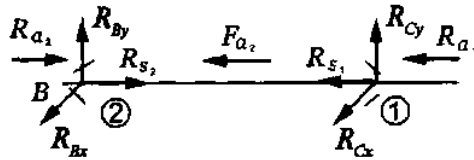


Рисунок 14.2.3

Исходные данные:

$$d_{2\text{вых}} = 38 \text{ мм} \text{ — диаметр вала на выходе;}$$

$$d_{2n} = 40 \text{ мм}; \quad R_{Bx} = 3,85 \text{ кН};$$

$$F_{a2} = 0,6 \text{ кН}; \quad R_{By} = -1,32 \text{ кН};$$

$$n_2 = 71,5 \text{ об/мин}; \quad R_{Cx} = -1,56 \text{ кН};$$

$$R_{Cy} = 0,3 \text{ кН}.$$

Решение.

2.1. Принять тип подшипника и выписать основные параметры по табл. ГОСТа.

Для червячного редуктора вала колеса принимаем роликовый конический подшипник легкой серии 7208 (ГОСТ 27365—87). $D = 80 \text{ мм}$; $T = 20 \text{ мм}$; $C = 16 \text{ мм}$; $C_r = 42,4 \text{ кН}$; $C_{0r} = 32,7 \text{ кН}$; $e = 0,38$; $Y = 15,6$ (табл. 14.1.4, 14.1.6).

2.2. Определить суммарные радиальные реакции в опорах:

$$R_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3,85^2 + 1,32^2} = 4,06 \text{ кН};$$

$$R_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{1,56^2 + 0,3^2} = 1,59 \text{ кН}.$$

2.3. Пользуясь табл. 14.1.4, показать направление осевых сил R_{a1} и R_{a2} и осевых составляющих R_{s1} и R_{s2} (обратить внимание на нумерацию опор) и определить их:

$$R_{s1} = 0,85eR_{r1} = 0,85 \cdot 0,38 \cdot 1,59 = 0,514 \text{ кН};$$

$$R_{s2} = 0,85eR_{r2} = 0,85 \cdot 0,38 \cdot 4,06 = 1,31 \text{ кН};$$

$$R_{a1} = R_{s1} = 0,514 \text{ кН};$$

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 0,514 + 0,6 = 1,114 \text{ кН}.$$

2.4. Определение эквивалентной динамической нагрузки (см. п. 4).
Вычислить отношения:

$$\frac{R_{a_1}}{VR_{r_1}} = \frac{0,514}{1 \cdot 1,59} = 0,323 \quad \text{и} \quad \frac{R_{a_2}}{VR_{r_2}} = \frac{1,114}{1 \cdot 4,06} = 0,28.$$

Сопоставить получившиеся результаты с e .
Оба результата меньше $e = 0,38$, следовательно

$$R_3 = VR_r K_\delta K_T;$$

$$V = 1; K_\delta = 1,2; K_T = 1.$$

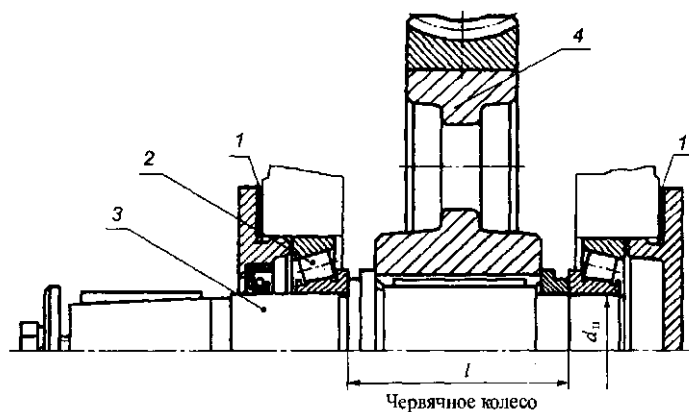


Рисунок 14.2.4– Червячное колесо:

1 – набор прокладок; 2 – подшипник; 3 – вал; 4 – червячное колесо

Для каждой опоры:

$$R_{3_1} = R_{r_1} K_\delta K_T = 1,59 \cdot 1,2 = 1,91 \text{ кН};$$

$$R_{3_2} = R_{r_2} K_\delta K_T = 4,06 \cdot 1,2 = 4,87 \text{ кН}.$$

Более нагруженной является опора 2(B) — $R_{3_2} > R_{3_1}$.

2.5. Рассчитать динамическую грузоподъемность по опоре 2 (см. п. 2.):

$$C_{гр} = R_3 \sqrt[3]{\frac{60n_2}{a_1 a_{23}} \frac{L_h}{10^6}} = 4870 \sqrt[3]{\frac{60 \cdot 71,5 \cdot 5000}{1 \cdot 0,6 \cdot 10^6}} = 4870 \cdot 5,84 = 28400 \text{ Н}.$$

a_1, a_{23} – см. п. 2.

$C_{гр} = 28,4 \text{ кН} < C_r = 42 \text{ кН}$ — выбранный подшипник для рассматриваемой опоры подходит.

2.6. Требуемая долговечность L_h учитывает срок службы привода и рекомендуемые значения требуемой долговечности подшипников различных типов машин.

$$L_{10h} = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_3} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n};$$

$$L_{10h} = 0,6 \left(\frac{42,4}{4,87} \right)^{3,33} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 71,5} = 188000 \text{ ч} -$$

значительно больше требуемой долговечности.

Ресурс:

$$L_h = 365 L_T t_c L_{ci}; \quad L_h = 365 \cdot 3 \cdot 8 \cdot 2 = 18520 \text{ ч.}$$

Задача 14.2.3. Ведущий вал двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора смонтирован на радиальных шарикоподшипниках (рис. 14.2.5). Определить требуемый коэффициент работоспособности подшипников и выбрать их по каталогу. Мощность, передаваемая шестерней, $N = 11 \text{ кВт}$; угловая скорость вала $\omega = 153 \text{ рад/с}$; угол наклона зубьев $\beta = 8^\circ 06' 34''$; диаметр делительной окружности шестерни $d_o = 80 \text{ мм}$; коэффициент динамичности нагрузки $K_\sigma = 1,5$; срок службы $h = 8000 \text{ ч}$; диаметр шейки вала под подшипники $d = 45 \text{ мм}$; $L_1 = 100 \text{ мм}$; $L_2 = 50 \text{ мм}$. Температура узла $t = 105^\circ \text{ C}$.

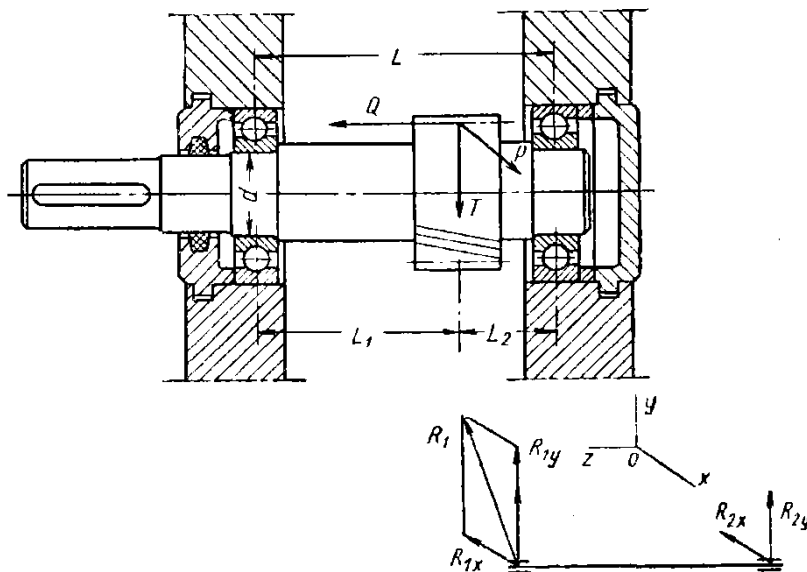


Рисунок 14.2.5

Решение.

Определяем усилия, действующие в зацеплении.

Окружное усилие

$$P = \frac{N \cdot 2}{\omega d_o} = \frac{11 \cdot 10^3 \cdot 2}{153 \cdot 0,08} = 1800 \text{ H}.$$

Радиальное усилие

$$T = P \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = 1800 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 8^\circ 06' 34''} = 662 \text{ H}.$$

Осевое усилие

$$Q = P \operatorname{tg} \beta = 1800 \cdot \operatorname{tg} 8^\circ 06' 34'' = 257 \text{ H}.$$

Реакции опор:

в плоскости zOx

$$R_{1x} = \frac{PL_2}{L} = \frac{1800 \cdot 50}{150} = 600 \text{ H};$$
$$R_{2x} = \frac{PL_1}{L} = \frac{1800 \cdot 100}{150} = 1200 \text{ H};$$

в плоскости zOy

$$R_{1y} = \frac{TL_2 + \frac{Qd_o}{2}}{L} = \frac{662 \cdot 50 + 257 \cdot \frac{80}{2}}{150} = 289 \text{ H};$$
$$R_{2y} = T - R_{1y} = 662 - 289 = 373 \text{ H}.$$

Результирующие радиальные реакции:

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{600^2 + 289^2} = 666 \text{ H};$$
$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{1200^2 + 373^2} = 1258 \text{ H}.$$

Приведенная нагрузка правого подшипник

$$Q_2 = R_2 K_n K_\sigma K_T = 1258 \cdot 1,0 \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 1980 \text{ H},$$

где $K_n = 1,0$; $K_T = 1,05$; $K_\sigma = 1,5$

Приведенная нагрузка левого подшипника

$$Q_1 = (R_1 K_n + mA) K_\sigma K_T = (666 \cdot 1,0 + 1,5 \cdot 257) \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 1653 \text{ H},$$

где $m = 1,5$; $A = Q = 257$ и — осевое усилие в зацеплении.

При заданном направлении вращения вала более нагруженным является правый подшипник. Учитывая возможность реверсирования передачи, определим нагрузки на подшипники при изменении направления вращения. При этом осевая нагрузка будет действовать на правый подшипник; на этот же подшипник будет действовать большая радиальная нагрузка в плоскости zOy . Изменение направления силы P приведет лишь к изменению направлений, но не величин сил R_{1x} и R_{2x} .

$$R_{1y} = \frac{TL_1 + \frac{Qd_d}{2}}{L} = \frac{662 \cdot 100 + 257 \cdot \frac{80}{2}}{150} = 510 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{1200^2 + 510^2} = 1304 \text{ Н};$$

$$Q_2 = (R_2 K_\kappa + mA) K_\sigma K_T = (1304 + 1,5 \cdot 257) \cdot 1,5 \cdot 1,05 = 2655 \text{ Н}.$$

Определение Q_1 не представляет интереса, так как совершенно очевидно, что $Q_1 < Q_2$.

Требуемый коэффициент работоспособности

$$C_{mp} = 0,2 Q_2 (\omega h)^{0,3} = 0,2 \cdot 2655 (153 \cdot 8000)^{0,3} = 35600.$$

По табл. П21 стр. 558 пособия [13] выбираем шарикоподшипник 209 (легкой серии), имеющий $d = 45$ мм; $D = 85$ мм; $B = 19$ мм; $C = 39000$.

Задача 14.2.4. Ведущий вал конического редуктора (рис. 14.2.6) установлен на конических роликоподшипниках (регулировка по внутренним кольцам). Определить C_{mp} более нагруженного подшипника и выбрать подшипники по каталогу. Мощность на ведущем валу редуктора $N = 4,5$ квт; $\omega = 100$ рад/с; средний модуль $m_{cp} = 3,53$ мм; число зубьев $z_1 = 20$; $K_\sigma = 1,4$ (умеренные толчки); $h = 10000$.

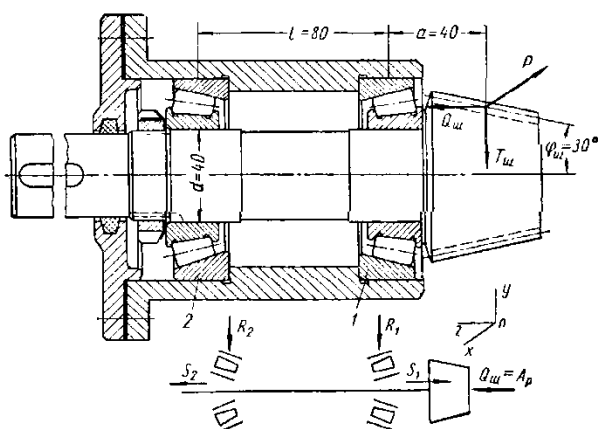


Рисунок 14.2.6

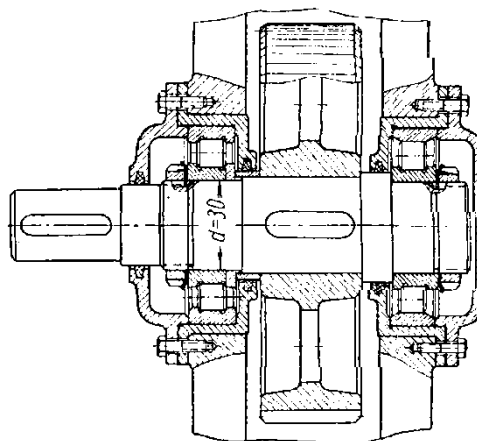


Рисунок 14.2.7

Решение.

Определяем усилия, действующие в зацеплении.

Окружное усилие

$$P = \frac{N \cdot 2}{\omega d_{\text{ср}}} = \frac{4,5 \cdot 10^3 \cdot 2}{100 \cdot 70,6 \cdot 10^{-3}} = 1275 \text{ Н},$$

где средний диаметр шестерни

$$d_{\text{ср}} = m_{\text{ср}} z_1 = 3,53 \cdot 20 = 70,6 \text{ мм}.$$

Осевое усилие шестерни

$$Q_{\text{ш}} = P \operatorname{tg} \alpha \sin \varphi_{\text{ш}} = 1275 \operatorname{tg} 20^\circ \sin 30^\circ = 232 \text{ Н}.$$

Радиальное усилие шестерни

$$T_{\text{ш}} = P \operatorname{tg} \alpha \cos \varphi_{\text{ш}} = 1275 \operatorname{tg} 20^\circ \cos 30^\circ = 402 \text{ Н}.$$

Определяем опорные реакции.

В плоскости zOx

$$R_{2x} = \frac{Pa}{l} = \frac{1275 \cdot 40}{80} = 638 \text{ Н};$$

$$R_{1x} = \frac{P(a+l)}{l} = \frac{1275 \cdot (40+80)}{80} = 1913 \text{ Н}.$$

В плоскости zOy

$$R_{2y} = \frac{T_{\text{ш}} a - Q_{\text{ш}} \frac{d_{\text{ср}}}{2}}{l} = \frac{402 \cdot 40 - 232 \cdot \frac{70,6}{2}}{80} = 99 \text{ Н};$$

$$R_{1y} = \frac{T_{\text{ш}} (a+l) - Q_{\text{ш}} \frac{d_{\text{ср}}}{2}}{l} = \frac{402 \cdot (40+80) - 232 \cdot \frac{70,6}{2}}{80} = 501 \text{ Н}.$$

Суммарные радиальные нагрузки подшипников

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{1913^2 + 501^2} = 1975 \text{ Н};$$

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = \sqrt{638^2 + 99^2} = 647 \text{ Н}.$$

Осевые составляющие от радиальных нагрузок

$$S_1 = 1,3R_1 \operatorname{tg} \beta = 1,3 \cdot 1975 \operatorname{tg} 14^\circ 20' = 655 \text{ Н};$$

$$S_2 = 1,3R_2 \operatorname{tg} \beta = 1,3 \cdot 647 \operatorname{tg} 14^\circ 20' = 211 \text{ Н}.$$

Предварительно выбраны конические роликоподшипники легкой серии, для которых расчетный угол контакта $\beta = 14^\circ 20'$; $m = 1,5$.

Определяем величину и направление суммарной осевой нагрузки (см. схему на рис. 14.2.6 внизу):

$$A_{\text{сум}} = A_p + S_2 - S_1 = 232 + 211 - 655 = -212 \text{ Н}.$$

Знак минус указывает, что направление $A_{\text{сум}}$ противоположно направлению A_p и, следовательно, осевая нагрузка воспринимается подшипником 2.

Приведенная нагрузка подшипников

$$Q_1 = R_1 K_\kappa K_\sigma K_T = 1975 \cdot 1,0 \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 2760 \text{ Н};$$

$$Q_2 = (R_2 K_\kappa + m |A_{\text{сум}}|) K_\sigma K_T = (647 \cdot 1,0 + 1,5 \cdot 212) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 1350 \text{ Н}.$$

Более нагруженным является подшипник 1, требуемый коэффициент его работоспособности

$$C_{mp} = 0,2 Q_1 (\omega h)^{0,3} = 0,2 \cdot 2760 (100 \cdot 10000)^{0,3} \approx 34800$$

Выбираем конический роликоподшипник легкой серии 7208, у которого $C = 66\,000$.

14.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 14.3.1. Ведущий вал конического редуктора (рис. 14.2.6) установлен на конических роликоподшипниках (регулировка по внутренним кольцам). Определить C_{mp} более нагруженного подшипника и выбрать подшипники по каталогу. Мощность на ведущем валу редуктора N кВт; ω рад/с; средний модуль m_{cp} мм; число зубьев z_1 ; K_σ (умеренные толчки); h

= 10000. Входные данные представлены в таблице 14.3.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 13.2.4).

Таблица 14.3.1 – Входные данные для задачи 14.3.1

№ варианта	z_1	$\omega, \text{с}^{-1}$	K_δ	$m_{cp}, \text{мм}$	$N, \text{кВт}$
1	18	90	1,2	3,01	3,0
2	20	91	1,3	3,02	3,2
3	22	92	1,4	3,03	3,4
4	24	93	1,5	3,04	3,6
5	18	94	1,6	3,05	3,8
6	20	05	1,2	3,06	4,0
7	22	96	1,3	3,07	4,2
8	24	97	1,4	3,08	4,4
9	18	98	1,5	3,10	4,6
10	20	99	1,2	3,20	4,8
11	22	100	1,3	3,30	5,0
12	24	101	1,4	3,40	1,2
13	18	102	1,5	3,50	1,3
14	20	103	1,2	3,60	1,4
15	22	104	1,3	3,70	1,5
16	24	105	1,4	3,80	1,2
17	18	106	1,5	3,90	1,3
18	20	107	1,2	4,00	1,4
19	22	108	1,3	3,08	1,5
20	24	109	1,4	3,10	1,2
21	18	110	1,5	3,20	1,3
22	20	97	1,2	3,30	1,4
23	22	98	1,3	3,40	1,5
24	24	99	1,4	3,50	1,2
25	18	100	1,5	3,60	1,3
26	20	101	1,2	3,70	1,4
27	22	102	1,3	3,80	1,5
28	24	103	1,4	3,90	1,2
29	18	104	1,5	4,00	1,3
30	20	105	1,2	3,08	1,4

14.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 14.4.1. Ведущий вал двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора смонтирован на радиальных шарикоподшипниках (рис. 14.2.5). Определить требуемый коэффициент работоспособности подшипников и выбрать их по каталогу. Мощность, передаваемая шестерней, N квт; угловая скорость вала ω рад/с; угол наклона зубьев $\beta = 8^\circ 06' 34''$; диаметр делительной окружности шестерни d_δ мм; коэффициент динамично-

сти нагрузки K_{σ} ; срок службы $h = 8000$ ч; диаметр шейки вала под подшипники $d = 45$ мм; L_1 мм; L_2 мм. Температура узла $t = 105^{\circ}$ С. Входные данные представлены в таблице 14.4.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 14.2.3).

Таблица 14.4.1 – Входные данные для задачи 14.4.1

№ варианта	d_{σ} , мм	ω , с ⁻¹	K_{σ}	L_1 , мм	L_2 , мм	N , кВт
1	60	132	1,2	90	45	9
2	62	134	1,3	92	46	10
3	64	136	1,4	94	47	11
4	66	138	1,5	96	48	12
5	68	140	1,6	98	49	13
6	70	142	1,2	100	50	14
7	72	144	1,3	102	51	9
8	74	146	1,4	104	52	10
9	76	148	1,5	106	53	11
10	78	150	1,2	108	54	12
11	80	152	1,3	110	55	13
12	82	153	1,4	90	56	14
13	84	154	1,5	92	57	9
14	85	155	1,2	94	58	10
15	86	156	1,3	96	59	11
16	87	157	1,4	98	60	12
17	88	158	1,5	100	47	13
18	62	159	1,2	102	48	14
19	64	160	1,3	104	49	9
20	66	134	1,4	106	50	10
21	68	136	1,5	108	51	11
22	70	138	1,2	90	52	12
23	72	140	1,3	92	53	13
24	74	142	1,4	94	54	14
25	76	144	1,5	96	55	9
26	78	146	1,2	98	56	10
27	80	148	1,3	100	57	11
28	82	150	1,4	102	58	12
29	84	152	1,5	104	59	13
30	85	153	1,2	106	47	14

ГЛАВА V. МУФТЫ

ЧАСТЬ 15. МУФТЫ

15.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Муфтами называют устройства, соединяющие концы валов и передающие вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления.

В качестве примера показана приводная установка (рис. 15.1.1).

Кроме указанного основного назначения муфты выполняют дополнительные функции: включают и выключают механизмы машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы, и т. д.).

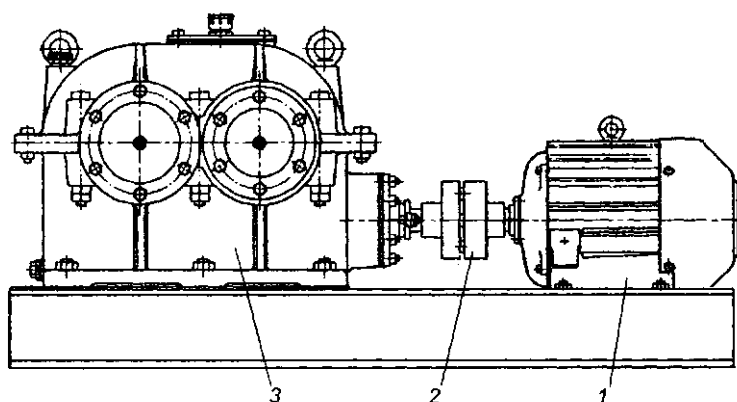


Рисунок 15.1.1 – Приводная установка:
1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – редуктор

Большинство муфт стандартизировано или нормализовано, поэтому их выбирают по таблицам стандартов или нормалей по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту.

$$T_p = kT,$$

где T — действующий момент на валу, Нм;

k — коэффициент режима работы:

при спокойной работе (транспортёры, конвейеры) $k = 1,1 \dots 1,4$;

при неравномерной работе (металлорежущие станки, компрессоры) $k = 1,5 \dots 2$;

при ударной нагрузке (молоты, прокатные станы — большие массы) $k = 2,5 \dots 3$.

Муфты классифицируются по степени управляемости:

неуправляемые (постоянно действующие в течение всего времени эксплуатации машины);

муфты сцепления, обеспечивающие соединение агрегатов или их разъединение при работающей машине.

Муфты сцепления подразделяются:

на *управляемые* (соединяют или разъединяют агрегаты по команде);

самоуправляемые (срабатывают автоматически при изменении заданного режима работы машины).

Неуправляемые муфты. Муфты глухие. Втулочная муфта представляет собой втулку, надеваемую на концы валов (рис. 15.1.2).

На рисунке показаны муфты: на сегментных шпонках (рис. 15.1.2, а) и конических штифтах (рис. 15.1.2, б). Эти муфты отличаются малыми габаритами по диаметру, но усложняют монтаж, требуя смещения валов агрегатов в осевом направлении.

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт, фланцы которых соединяются болтами (рис. 15.1.3). Целесообразно установить болты без зазора и расчет их выполнять на срез.

Окружная сила, действующая на один болт

$$F_t = \frac{2T_p \cdot 10^3}{zD_1},$$

где T_p — расчетный момент, Нм,

z — число болтов,

D_1 — диаметр окружности, на которой расположены оси болтов, мм.

Диаметр стержня болта определяется из условия прочности на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{4F_t}{\pi d_0^2} \leq [\tau]_{cp}; \quad d_{cp} \geq \sqrt{\frac{4F_t}{\pi[\tau]_{cp}}},$$

где

$$[\tau]_{cp} = (0,2...0,3)\sigma_T,$$

где σ_T — предел текучести материала болта (гл. I, ч. 5).

Фланцевая муфта применяется для соединения соосных валов при передаче вращающего момента от 16 до 40 000 Нм при v до 70 м/с (стальные муфты); диапазон диаметров валов от 12 до 250 мм.

Компенсирующие муфты. При монтаже существует неточность расположения геометрических осей валов; при изготовлении соединяемых валов также возможны погрешности. Компенсация указанных вредных влияний (особенно несоосности валов) осуществляется жесткими компенсирующими муфтами или *упругими*.

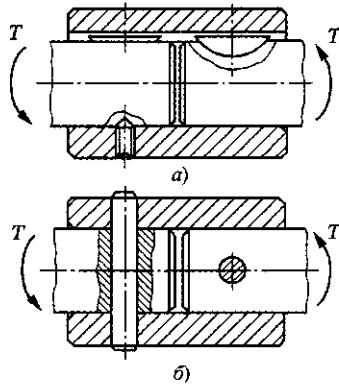


Рисунок 15.1.2 – Втулочная муфта

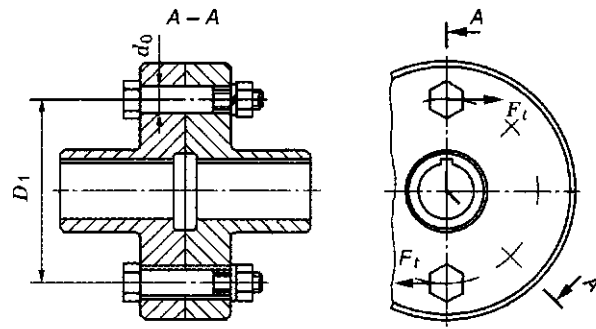


Рисунок 15.1.3 – Флянцевая муфта

К жестким относятся:

Кулачково-дисковая муфта (рис. 15.1.4) состоит из двух полумуфт 1, 2, плавающего диска 3 и кожуха 4. Пазы в полумуфтах являются направляющими для выступов на диске, обеспечивая относительное поперечное смещение полумуфт и диска.

Применяется для соединения валов диаметром от 16 до 150 мм при передаче вращающих моментов от 16 до 1600 Нм, максимальная частота вращения $\omega = 2...4 \text{ с}^{-1}$ (меньшее значение для муфт большего диаметра).

Материал муфт — Ст5. (поковка) или 25Л. Для тяжелонагруженных муфт — стали 15Х, 20Х с цементацией рабочих поверхностей.

Зубчатая муфта (рис. 15.1.5) состоит из двух обоев 1 с внутренними зубьями эвольвентного профиля, зацепляющимися с внешними зубьями втулок 2, установленных на концах валов. Обоймы между собой соединяются болтами, поставленными без зазора. Материал втулок и обоев — сталь 40 или сталь 45Л. Зубчатые муфты компенсируют радиальные, осевые и угловые смещения валов за счет боковых зазоров в зацеплении. Зубчатое зацепление работает в масляной ванне. Герметизация муфт осуществляется резиновыми манжетами 3. Зубчатые муфты применяют для передачи вращающего момента от 1000 до 63 000 Нм между валами $d = 40...220$ мм при v до 25 м/с (рис. 15.1.5).

Подбирают муфты по передаваемому моменту T_p .

Износ зубьев упрощенно можно проверить по величине среднего значения контактного давления (напряжения) на рабочих поверхностях зубьев:

$$p = \frac{2T_p K \cdot 10^3}{dbhz} \leq [p],$$

где T_p — передаваемый расчетный момент, Нм;

K — коэффициент концентрации нагрузки, $K= 1,2...1,5$ (в зависимости от условий работы машины);

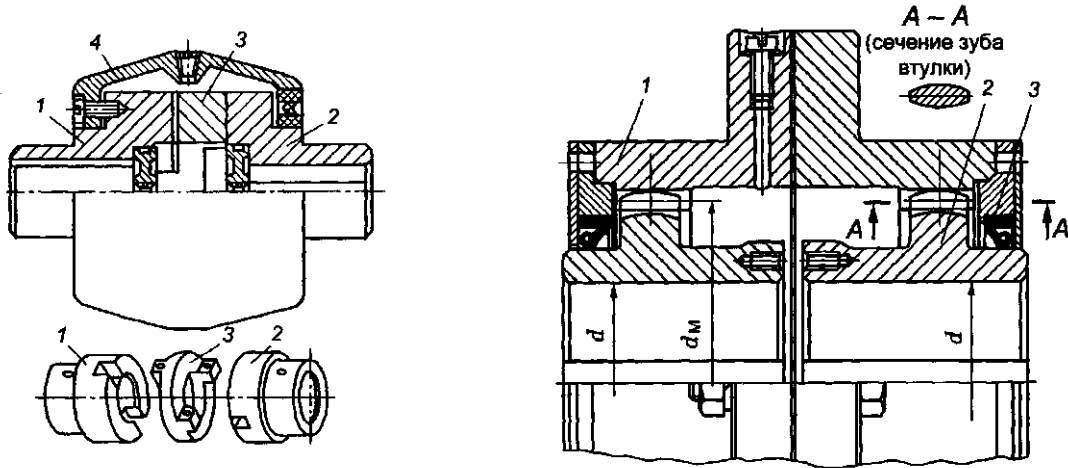


Рисунок 15.1.4 – Кулачково-дисковая: Рисунок 15.1.5 – Зубчатая муфта:
 1.2 – полумуфты; 3 – плавающий диск; 4 – кожух
 1 – обойма; 2 – втулка; 3 – резиновая манжета

d — диаметр делительной окружности зубьев, мм;

b — длина зуба, мм;

h — высота зуба, мм; $h = 1,8 m$;

z — число зубьев;

$[p]$ — допускаемое номинальное контактное давление. При твердости зубьев 280...320 НВ после термообработки $[p] = 4...5$ МПа, после химико-термической обработки $[p] = 12... 15$ МПа. На консоли вала действует радиальная сила

$$F_B = \frac{0,4T_p \cdot 10^3}{d},$$

где d — диаметр делительной окружности зубьев, мм.

Цепные муфты (ГОСТ 20742—81) (рис. 15.1.6) состоят из двух полумуфт-звездочек 1 и 2, охватывающей их общей цепи 3 и защитного разъемного кожуха 4, заполненного смазочным материалом — солидолом. Для предохранения от просачивания смазки установлены уплотнительные элементы 5. Муфта компенсирует радиальные и условные смещения валов за счет перемещений деталей муфты и зазоров в шарнирах цепи и в сопряжении ее со звездочками.

Достоинством цепных муфт является простота конструкции, монтажа и обслуживания. Применяют их для сравнительно небольших вращающих моментов от 60 до 8 000 Нм, для валов $d = 20... 140$ мм.

На вал действует радиальная сила

$$F_B = \frac{0,4T_p \cdot 10^3}{d_M},$$

где d_M — делительный диаметр звездочки, мм (рис. 5.6).

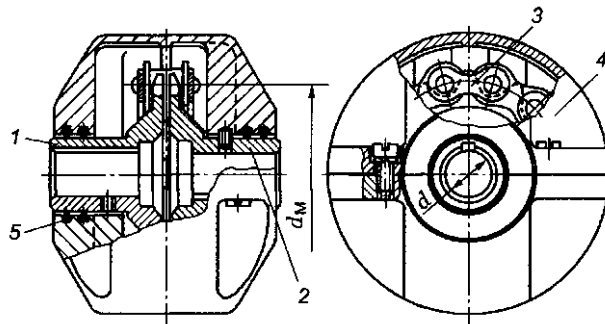


Рисунок 15.1.6 – Цепная муфта:

1, 2 – полумуфты-звездочки; 3 – цепь; 4 – разъемный кожух;
5 - уплотнительный элемент

Шарнирные муфты могут соединять валы, имеющие углы перекоса (до 45°). Это достигается с помощью шарниров трения скольжения и промежуточного звена П. Изготавливают шарнирные муфты для передачи вращающего момента до 1150 Нм двух типов: *одинарных и сдвоенных с промежуточной спаренной вилкой*.

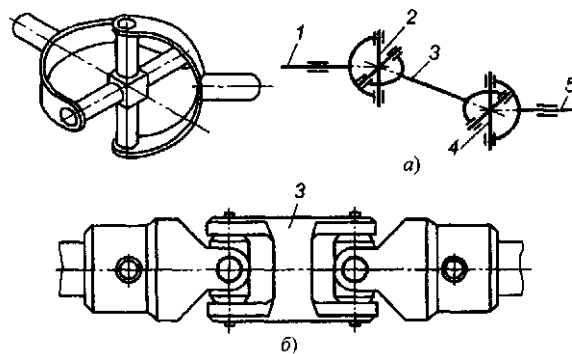


Рисунок 15.1.7 – Шарнирная муфта:

1 – ведущий вал с вилкой; 2 – крестовина; 3 – спаренная вилка;
4 - крестовина; 5 – ведомый вал

Шарнирные муфты широко применяются в автомобилестроении (карданная передача), они компенсируют деформации рамы и рессор в транспортных машинах. На рис. 15.1.7, *а* показано пространственное изображение одинарной муфты, а на рис. 15.1.7, *б* — конструктивное.

Вторая переключательная крестовина соединена с вилкой ведомого вала одинарной муфты или со спаренной вилкой (рис. 5.7, 3), если муфта сдвоенная.

Детали муфты изготавливаются из сталей 20Х и 40Х.

Упругие компенсирующие муфты.

К упругим компенсирующим муфтам относятся: втулочно-пальцевые, с резиновой звездочкой, с торообразной оболочкой, с цилиндрическими пружинами. Упругие элементы конструкций муфт позволяют компенсировать несоосность валов; устранить колебания при меняющейся нагрузке; снизить ударные нагрузки.

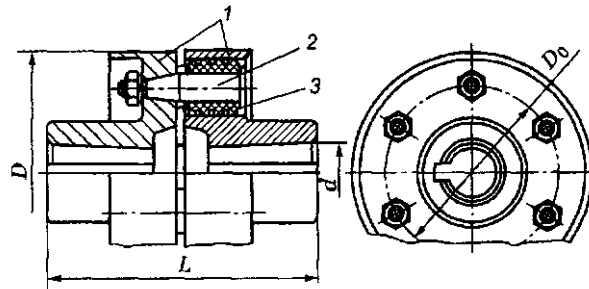


Рисунок 15.1.8 – Муфта упругая втулочно-пальцевая:

1 – полумуфта; 2 – стальной палец; 3 – гофрированная резиновая втулка

Втулочно-пальцевая муфта (рис. 15.1.8) состоит из двух дисковых чугунных полумуфт 1, в отверстиях которых закреплены стальные пальцы 2 с надетыми на них гофрированными резиновыми втулками 3. Материал пальцев — сталь 45.

Применяется муфта для соединения соосных валов и передачи вращающего момента до 16000 Нм, диаметры валов от 9 до 160 мм, допускаемая частота вращения до 8 800 мин⁻¹. Параметры муфты регламентированы ГОСТ 21425-93.

Упругие элементы проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T_p \cdot 10^3}{zD_0 d_n l_B} \leq [\sigma]_{см}$$

где T_p — расчетный вращающий момент, Нм;

z — число пальцев;

D_0 — диаметр расположения пальцев, мм;

d_n — диаметр втулки, мм;

l_B — длина втулки, мм;

$[\sigma]_{см} = 2$ МПа — допускаемое напряжение.

Таблица 15.1.1 - Муфты упругие втулочно-пальцевые

d	[T _p], Нм	[n _{max}], мин ⁻¹	D	L	B	B ₁ (наим)	D ₁	Пальцы				Втулка упругая	
								d _п	l _п	резьба	z	D _в *	l _в **
16	32 55 130	6300 5600 4750	90	84	1...4	28	58	10	19	М8	4 6 4	19	15
18													
20													
22													
25													
28													
30...38	240	4000	140	165	1...5	42	100	14	33	М10	6	27	28
40...45	450	3350	170	226		55 55	120	18	42	М12	6 8	35	36
48...55	700	3000	190	226	2...6	55 70	140	18	42	М12	10	35	36
60...65	1100	2650	220	286		85	170	18	42	М12	10	35	36
70...75	2000	2240	250	288	2...8		190	24	52	М16	10	45	44
80...95	4000	1700	320	350	2...10		242	30	66	М24		56,5	56

* - наружный диаметр; ** - длина втулки

Пальцы муфты проверяют на изгиб:

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{2T_p \cdot 10^3 \cdot (0,5l_b + c)}{zD_0 \cdot 0,1d_n^3} \leq [\sigma]_{\text{изг}},$$

где c = 3...5 мм — зазор между полумуфтами;

[σ]_{изг} = (0,4...0,5)σ_т;

σ_т — предел текучести материала пальцев.

Указанные выше параметры конструкции муфты выбирают по табл. 15.1.1.

Выбор муфты ведется по T_p и диаметру посадки полумуфты по таблице.

Втулочно-пальцевые муфты обладают большой радиальной и угловой жесткостью. Их применение целесообразно при установке соединяемых узлов на плитах, рамах большой жесткости. Концы валов нагружает радиальная сила.

$$F_B = 0,4 \cdot \frac{T_p \cdot 10^3}{D_0}, \text{ Н.}$$

Муфта упругая с торообразной оболочкой (рис. 15.1.9) состоит из двух полумуфт 2, резиновой торообразной оболочки 1, прижатой центрирующими кольцами 4 и винтами 3 к полумуфтам.

Эта муфта применяется в конструкциях, где трудно обеспечить соосность валов и при переменных нагрузках. Торообразной муфтой можно

передавать вращающий момент в диапазоне от 20 до 40000 Нм при частоте вращения до 3000 мин⁻¹.

Параметры муфты регламентированы ГОСТ 20884-93 (или ГОСТ 20884-75).

Вращающий момент с полумуфт на оболочку передается силами трения, созданными при затяжке винтов 3 (рис. 15.1.9) при этом возникают касательные напряжения кручения и сдвига (так называемый крутильный сдвиг), которые достигают наибольшего значения в кольцевом сечении с диаметром D_1 .

Ориентировочные значения основных элементов определить в зависимости от D .

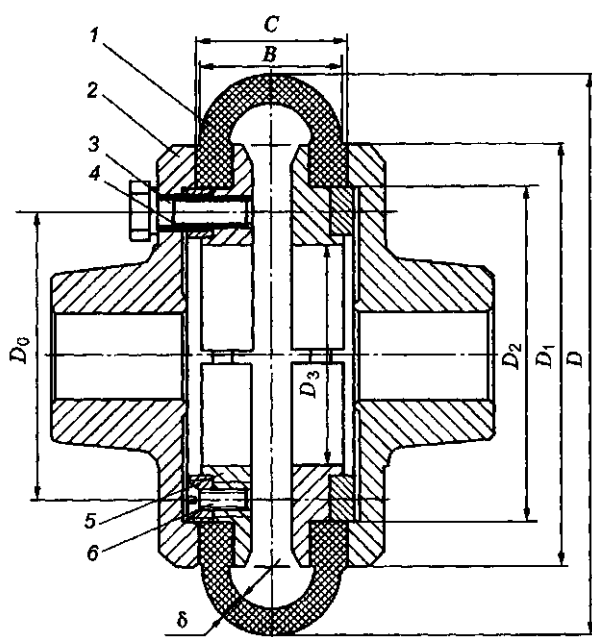


Рис. 15.1.9 - Муфта упругая с торообразной оболочкой:
 1 — резиновая торообразная оболочка; 2 — полумуфта; 3 — винт;
 4 — центрирующее кольцо; 5 — полукольцо; 6 — винт.

$$D \geq 28 \sqrt[3]{\frac{T_p}{[\tau]}}$$

где $[\tau]$ — 0,45...0,5 МПа — для резины.

При $D > 300$ мм оболочки армируют нитями корда; для них $[\tau] = 0,7...0,75$ МПа.

Затем найти δ и D_1 (см. выше) и проверить прочность оболочки.

$$\tau = \frac{2T_p \cdot 10^3}{\pi D_1^2 \delta} \leq [\tau].$$

Управляемые (сцепные) муфты. Предохранительная фрикционная муфта (конусная) требует при установке строгой соосности валов и равномерного контакта трущихся поверхностей. Материал муфт — чугун по чугуну, по стали или по бронзе.

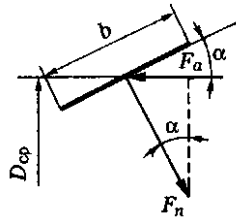


Рисунок 15.1.10

Угол α должен быть значительно больше угла трения φ . $\alpha \approx 15 \dots 30^\circ$. Средний диаметр зоны контакта при полном включении $D_{cp} = (3 \dots 5)d_B$; d_B — диаметр вала; ширина $b = (0,15 \dots 0,25)D_{cp}$ (рис. 15.1.10).

Для передачи T_p в зоне контакта окружная сила определяется (рис. 5.10) по формуле:

$$F_t = \frac{2T_p}{D_{cp}} f F_n$$

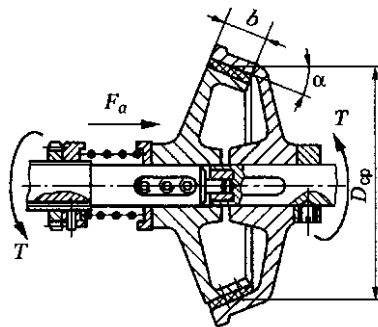


Рисунок 15.1.11 – Фрикционная корпусная муфта

где f — коэффициент трения (чугун по чугуну или по стали $f=0,15$); (сталь по стали с смазыванием $f = 0,08 \dots 0,1$);

F_a — осевая сила, развиваемая пружиной;

D — средний диаметр конической поверхности контакта (рис. 15.1.11),

$$\frac{D_{cp}}{d_{вал}} = 3 \dots 5.$$

$$F_a = F_n \sin \alpha = \frac{F_t \sin \alpha}{f} = \frac{2T_p \sin \alpha}{fD_{cp}}$$

Предельное значение осевой силы пружина должна развивать в момент срабатывания муфты:

$$F_{a \text{ пред}} = \frac{2T_{\text{пред}} \sin \alpha}{fD_{cp}}; \quad T_{\text{пред}} = \beta T_p, \quad (1)$$

где β — коэффициент запаса сцепления; $\beta = 1,25 \dots 1,5$.

Работоспособность муфты проверяют по величине среднего давления на поверхности соприкосновения при передаче $T_{\text{пред}}$:

$$p = \frac{F_{n \text{ пред}}}{\pi D_{cp} b} \leq [p]; \quad (2)$$

где $[p]$ — допускаемое давление (табл. 15.1.2).

Таблица 15.1.2 - Допускаемое давление в зависимости от материала и условий работы		
Материал, условия работы	$[p]$, МПа, для муфт	
	конусных	дисковых
Чугун по чугуну или по стали (без смазывания)	0,3...0,4	0,2...0,4
Сталь по стали со смазыванием	—	0,3...0,6
Чугун по чугуны или стали	1 — 1,2	0,3...0,6

Самоуправляемые автоматические муфты.

Самоуправляемая муфта — обгонная сводного хода, ограничивает передачу вращающего момента только в одном направлении. На рис. 15.1.12 показана роликовая обгонная муфта.

При вращении звездочки 1 по часовой стрелке ролики 2 заклиниваются между звездочкой и наружным кольцом 3 передают вращение соединенному с ним ведомому валу. При вращении звездочки в обратном направлении ролики заклиниваться не будут и вращение не будет передаваться. Эти муфты применяют в передачах мотоциклов, автомобилей, станков, велосипедов и т. д.

Обгонные муфты имеют следующий диапазон параметров: d до 100 мм; 71 до 800 Нм. Детали должны иметь высокую поверхностную твердость.

Ролики изготавливают из шарикоподшипниковой стали ШХ15; звездочки и наружное кольцо из цементуемой стали 20Х или из закаливаемой стали 40Х при HRC, 50...60.

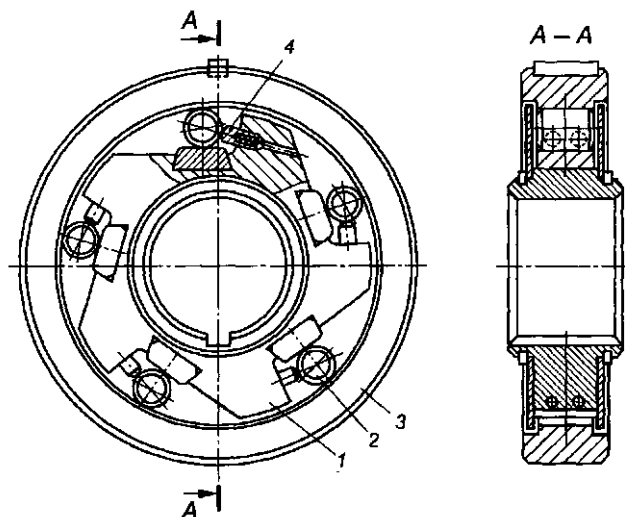


Рисунок 15.1.12 – Роликовая обгонная муфта:
1 – звездочка; 2 – ролик; 3- наружное кольцо

15.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 15.2.1. Определить длину b образующей конусной сцепной муфты. Муфта установлена в приводе к транспортеру для передачи мощности $P = 3$ кВт, $\omega = 30$ с⁻¹, материал чугуна, диаметры соединяемых валов $d_b = 50$ мм (рис. 15.1.11).

Решение.

1.1. Определить номинальный вращающий момент:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{3 \cdot 10^2}{30} = 100 \text{ Н}.$$

1.2. Угол конуса α (рис. 15.1.11), обычно принимаемый равным 15° , должен быть больше угла трения φ , чтобы избежать заклинивания муфты. Для чугунной муфты при отсутствии смазывания коэффициент трения

$$f = \operatorname{tg} \varphi = 0,15, \text{ отсюда } \varphi = 8^\circ 32'.$$

1.3. Средний диаметр конической части муфты выбираем из соотношения

$$D_{cp} = (3...5)d_B,$$

принимаем $D_{cp} = 4d_B = 4 \cdot 50 = 200$ мм.

1.4. В таблице 5.2 находим допускаемое давление $[p]$ для чугуна по чугуну без смазывания, $[p] = 0,3$ МПа. Принимаем коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,5$.

1.5. Для определения длины образующей b в формулу (2) (см. п. 1.2, гл. V) последовательно подставим F_n перед из (3), затем F_a перед из (1). Вводим коэффициент сцепления β

$$p = \frac{2T_p\beta}{\pi f D_{cp}^2 b} \leq [p].$$

Откуда:

$$b \geq \frac{2T_p\beta}{\pi f D_{cp}^2 [p]} = \frac{2 \cdot 100 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{\pi \cdot 0,15 \cdot 200^2 \cdot 0,3} = 53 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 55$ мм.

Задача 15.2.2. Определить силу прижатия Q для включения многодисковой фрикционной муфты, установленной в приводе деревообрабатывающего станка. Проверить диски муфты на износостойкость. Передаваемая мощность $P = 10$ кВт, угловая скорость $\omega = 100 \text{ с}^{-1}$; Материал дисков ферродо; число дисков: ведущих $z_1 = 8$, ведомых $z_2 = 9$, диаметры дисков: $D_1 = 100$ мм, $D_2 = 70$ мм; коэффициент запаса сцепления $\beta = 1,2$ (рис. 15.2.1).

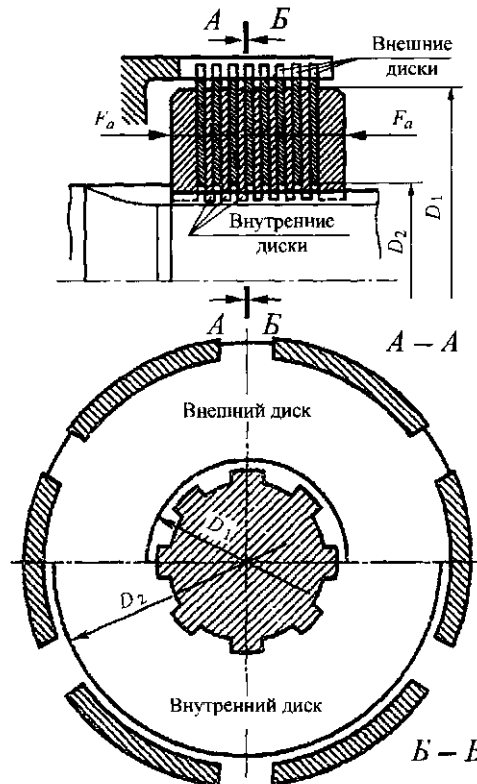


Рисунок 15.2.1 – Муфта фрикционная многодисковая

Решение.

2.1. Определяем расчетный вращающий момент:

$$T_p = \frac{KP}{\omega},$$

где K — коэффициент режима работы в зависимости от типа машины; для деревообрабатывающих станков $K=1,5\dots1,8$; принимаем $K=1,75$.

$$T_p = \frac{1,75 \cdot 10 \cdot 10^3}{100} = 175 \text{ Нм.}$$

2.2. Средний радиус поверхностей трения дисков

$$R_{cp} = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{100 + 70}{2} = 42,5 \text{ мм.}$$

Число пар поверхностей трения $z = (z_1 + z_2) - 1 = (8 + 9) - 1 = 16$.

2.3. Расчетный момент, передаваемый муфтой:

$$T_p = F_a R_{cp} f z,$$

отсюда сила прижатия дисков

$$F_a = \frac{T_p}{R_{cp} f z'}$$

учитывая коэффициент сцепления $\beta = 1,2$ и $f = 0,3$, получим:

$$F_a = \beta \frac{T_p}{R_{cp} f z} = 1,2 \cdot \frac{175 \cdot 10^3}{42,5 \cdot 0,3 \cdot 16} = 1,03 \text{ кН.}$$

2.4. Проверка дисков на износостойкость заключается в определении среднего давления на поверхностях трения и сравнении:

$$[p_p] \leq [p_p],$$

где $[p_p]$ — расчетное допускаемое давление:

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D_1^2 - D_2^2)} \leq [p_p];$$

$$[p_p] = [p]K_v K_t,$$

где $[p] = 0,2$ МПа — допускаемое давление для прессованного материала дисков;

K_v — коэффициент, учитывающий окружную скорость муфты v ;

K_t — учитывает число дисков z (при числе включений в час 50... 100).

Таблица 15.1.3 - Расчетные коэффициенты

$v, \text{ м/с}$	< 2,5	3	4,5	5	8	10
	1	0,94	0,86	0,75	0,68	0,63

z	3	4	5	6	7	8	9 10	11
K_t	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82 0,79	0,76

Окружная скорость на среднем радиусе поверхностей дисков

$$v = \omega R_{cp} = 100 \cdot \frac{42,5}{10^3} = 4,25 \text{ м/с},$$

значение $K_v = 0,8$.

Принимаем число включений 100, тогда $K_t = 0,85$ при числе ведущих дисков $z_1 = 8$.

$$[p_p] = 0,2 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 0,136 \text{ МПа}.$$

Давление на поверхности трения

$$p = \frac{4 \cdot 1,03 \cdot 10^3}{\pi(100^2 - 70^2)} = 0,26 \text{ МПа} > 0,136 \text{ МПа}.$$

Выбранный материал фрикционных дисков не обеспечивает нормальной работы муфты: не выполняется условие износостойкости дисков. Следует выбрать другой материал дисков, например, пару металлокерамика—закаленная сталь.

В этом случае $[p_p] = 0,4 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 0,272$ МПа, таким образом, условие $p = 0,136 \text{ МПа} < [p_p] = 0,272 \text{ МПа}$ выполняется.

Задача 15.2.3. Проверить прочность пружины конусной фрикционной муфты при следующих данных: средний диаметр пружины $D = 15$ мм, диаметры проволоки $d = 10$ мм, число витков $n = 4$. В рабочем состоянии пружина сжата на $\lambda = 30$ мм. Допускаемое напряжение $[\tau] = 450$ МПа, модуль упругости 2-го рода $G = 8,2 \cdot 10^4$ МПа (рис. 15.2.2).

Из курса «Сопротивление материалов» известно, что проволока пружины под нагрузкой F испытывает деформации кручения и сдвига $\tau_{сд}$ значительно меньше $\tau_{к}$. Получая формулу касательных напряжений τ_{max} , вводят поправочный коэффициент K , компенсирующий напряжение сдвига. Коэффициент K зависит от индекса пружины $C = \frac{D}{d}$ и принимается по табл. 15.1.4.

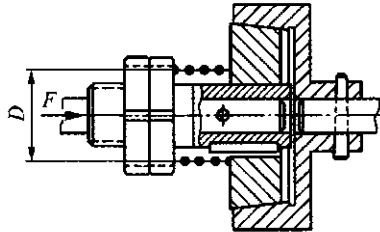


Рисунок 15.2.2

$$\tau_{max} = K \frac{8FD}{\pi d^3} \leq [\tau] \text{ — условие прочности } [\tau] = 200 \dots 1000 \text{ МПа.}$$

Кроме того, известна формула величины деформации λ — изменения высоты (длины) пружины под нагрузкой (для пружин сжатия λ называют осадкой):

$$\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$$

где n — число витков пружины.

Таблица 15.1.4

$C = D/d$	4	5	6	8	10	12
K	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

Решение.

4.1. Определить нагрузку F из формулы $\lambda = \frac{8FD^3 n}{Gd^4}$:

$$F = \frac{Gd^4 \lambda}{8D^3 n} = \frac{8,2 \cdot 10^4 \cdot 10^4 \cdot 30}{8 \cdot 75^3 \cdot 4} = 1830 \text{ Н.}$$

4.2. Из условия прочности пружины находим расчетное напряжение

$$\tau_{к}^{расч} = K \frac{8FD}{\pi d^3} \leq [\tau]_{к}.$$

Коэффициент K выбирается в зависимости от индекса пружины (табл. 5.4).

$$C_n = \frac{D}{d} = \frac{75}{10} = 7,5; \quad K = 1,17;$$

$$\tau_k^{\text{расч}} = 1,17 \cdot \frac{8 \cdot 1830 \cdot 7,5}{\pi \cdot 10^3} = 410 \text{ МПа} < [\tau]_k = 450 \text{ МПа}.$$

Прочность пружины обеспечена.

Задача 15.2.4. Определить диаметр проволоки пружины и наибольший относительный поворот полумуфт упругой муфты с цилиндрическими винтовыми пружинами. Пружины расположены по окружности радиуса $R = 200$ мм. Передаваемый момент $T = 1600$ Нм. Пружины из стальной проволоки по ГОСТ 9389—60. Число пружин $z = 8$, число рабочих витков в каждой пружине $n = 6$. Допускаемое напряжение для пружины $[\tau]_k = 550$ МПа (рис. 15.2.3).

Решение.

4.1. Из условия прочности пружины определить диаметр проволоки. В данной задаче неизвестны d и D , поэтому формулу (1) выражаем через индекс пружины, но при этом понижается степень

$$\tau_k^{\text{расч}} = K \frac{8FC_n}{\pi d^2} \leq [\tau]_k.$$

Примем индекс пружины $C_n = 5$, тогда по табл. 5.4 находим $K = 1,29$.

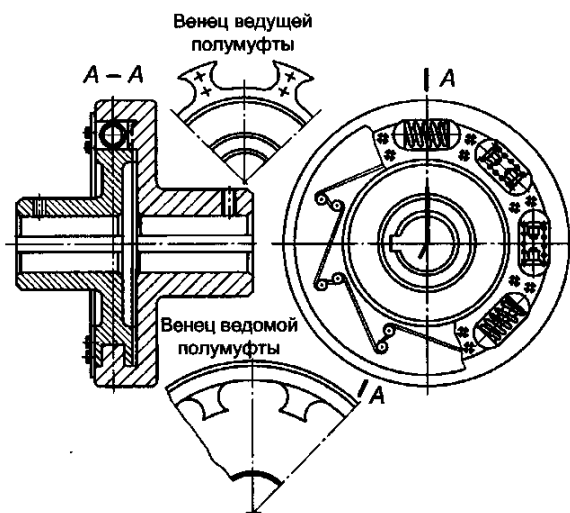


Рисунок 15.2.3

Величину нагрузки F на одну пружину находим через T .

$$F = \frac{T}{Rz} = \frac{1600}{0,2 \cdot 8} = 1000 \text{ Н.}$$

Выразим из формулы (1)

$$d \geq \sqrt{\frac{K8FC_n}{\pi[\tau]}} = \sqrt{\frac{1,39 \cdot 8 \cdot 1000 \cdot 5}{\pi \cdot 550}} = 5,5 \text{ мм.}$$

Средний диаметр пружины

$$D = C_n \cdot d = 5 \cdot 5,5 = 27,5 \text{ мм.}$$

4.2. Величина деформации пружины при максимальной нагрузке

$$\lambda = \frac{8FD^3n}{Gd^4} = \frac{8 \cdot 1000 \cdot 27,5^3 \cdot 6}{8 \cdot 10^4 \cdot 5,5^4} = 13,6 \text{ мм.}$$

4.3. Максимальный угол поворота одной полумуфты относительно другой

$$\varphi = \frac{\lambda}{R} = \frac{13,6}{200} = 0,068 \text{ рад.}$$

Задача 15.2.5. Упругая втулочно-пальцевая муфта по нормали МН 2096—61 (рис. 15.2.4) предназначена для передачи расчетного момента $M_0 = 240$ Нм.

Проверить пальцы (из стали 45) на изгиб, а резиновые втулки на смятие. Диаметр D_0 окружности, на которой расположены оси пальцев, принять равным $0,5(D + D_1)$.

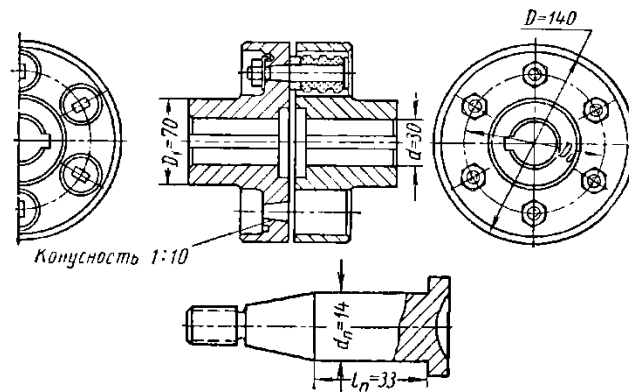


Рисунок 15.2.4

Решение.

Диаметр окружности расположения пальцев

$$D_0 = 0,5(140 + 70) = 105 \text{ мм}$$

Усилие, приходящееся на каждый палец,

$$P = \frac{3M_p}{D_0 z} = \frac{2 \cdot 240}{105 \cdot 10^{-3} \cdot 6} = 762 \text{ Н}$$

где $z = 6$ — число пальцев.

Изгибающий момент в опасном сечении пальца

$$M_n = \frac{Pl_n}{2} = \frac{762 \cdot 33 \cdot 10^{-3}}{2} = 12,55 \text{ Нм}$$

Максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{12,55}{\frac{\pi}{32} (14 \cdot 10^{-3})^3} = 46,6 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 46,6 \text{ МН / м}^2$$

что значительно меньше допускаемого.

Напряжения смятия на внутренней поверхности втулки

$$\sigma_{см} = \frac{P}{d_n l_n} = \frac{762}{14 \cdot 33 \cdot 10^{-6}} = 1,94 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2$$

Для резиновых втулок принимают $[\sigma]_{см} = 20 \div 25 \text{ МН/м}^2$.

Задача 15.2.6. Для соединения валов редуктора и ленточного транспортера выбрана кулачково-дисковая муфта по нормали МН 13—58 (рис. 15.2.5). Высота кулачка $h = 20 \text{ мм}$; зазор $\delta = 1 \text{ мм}$. Передаваемая мощность $N = 4,2 \text{ кВт}$; угловая скорость $\omega = 6 \text{ рад/с}$.

Проверить удельное давление на рабочих поверхностях и выбрать материал деталей муфты, если для чугуновых и стальных незакаленных поверхностей $[p] = 15 \text{ МН/м}^2$, для закаленных поверхностей $[p] = 30 \text{ МН/м}^2$.

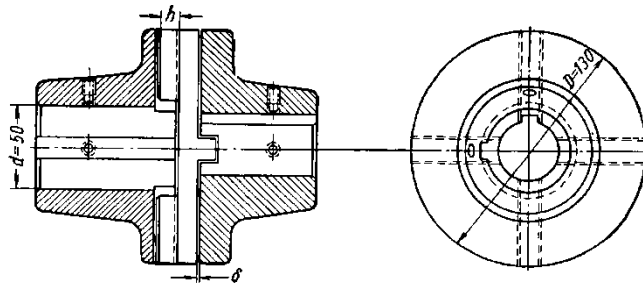


Рисунок 15.2.5

Решение.

Наибольшее удельное давление на рабочих поверхностях пазов и кулачков

$$p = \frac{12MK}{(h - \delta)(2D + d)(D - d)}.$$

Передаваемый момент

$$M = \frac{N}{\omega} = \frac{4,2 \cdot 10^3}{6} = 700 \text{ Нм}.$$

Принимаем коэффициент режима работы $K = 1,25$.

Подставив числовые значения, получим

$$p = \frac{12 \cdot 700 \cdot 1,25}{(20 - 1,0)(2 \cdot 130 + 50)(130 - 50) \cdot 10^{-3}} = 22,3 \cdot 10^6 \text{ Н / м}^2 = 22,3 \text{ МН / м}^2$$

Принимаем для деталей муфты сталь 45. Рабочие поверхности деталей должны быть подвергнуты закалке.

Задача 15.2.7. Упругая муфта постоянной жесткости с цилиндрическими винтовыми пружинами (рис. 15.2.6) должна передавать $M_p = 1600 \text{ Нм}$. Пружины из стальной проволоки по ГОСТу 9389—60 расположены на окружности радиуса $R = 200 \text{ мм}$; число пружин $z = 8$; чисто рабочих витков в каждой пружине $i = 6$. Определить диаметр проволоки пружины и наибольший относительный поворот полумуфт при максимальной нагрузке.

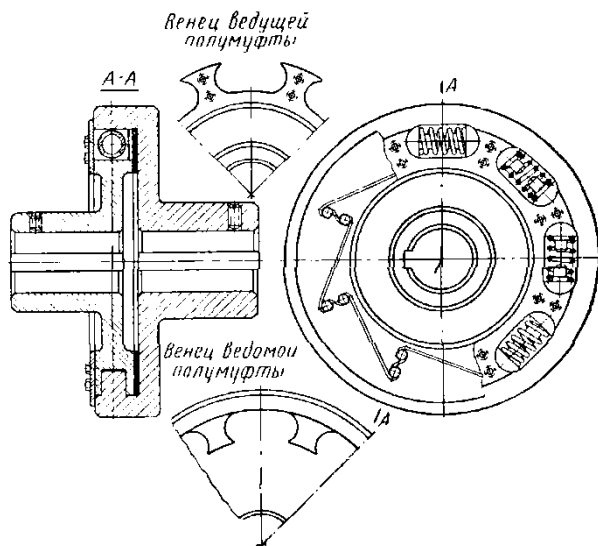


Рисунок 15.2.6

Решение.

Из расчета на кручение диаметр пружинной проволоки

$$d = \sqrt{\frac{8Pc_n k}{\pi[\tau]}}$$

здесь

$$P = \frac{M_p}{zR} = \frac{1600}{8 \cdot 0,2} = 1000 \text{ Н}.$$

$c_n = \frac{D}{d}$ — индекс пружины; принимаем $c_n = 5$.

Коэффициент, учитывающий влияние кривизны витков и поперечной силы,

$$k = \frac{4c_n + 2}{4c_n - 3} = \frac{4 \cdot 5 + 2}{4 \cdot 5 - 3} = 1,29.$$

Принимаем допускаемое напряжение $[\tau] = 0,4\sigma_s$; предварительно выбираем пружинную проволоку класса 11:

$$\sigma_s = 140 \text{ кг} / \text{мм}^2 \approx 1370 \text{ МН} / \text{м}^2;$$

$$[\tau] = 0,4 \cdot 1370 = 550 \text{ МН} / \text{м}^2.$$

Подставив числовые значения, получим

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot 1000 \cdot 5 \cdot 1,24}{3,14 \cdot 550 \cdot 10^6}} \approx 5,5 \cdot 10^{-3} \text{ м} \approx 5,5 \text{ мм}.$$

При таком диаметре требуемый предел прочности $\sigma_e \geq 140 \text{ кг/мм}^2$ имеет пружинная проволока класса 1 по ГОСТу 9389—60.

Средний диаметр пружины

$$D = c_n d = 5 \cdot 5,5 = 27,5 \text{ мм}.$$

Изменение высоты пружины при максимальной нагрузке

$$\lambda = \frac{8PD^3i}{d^4G} = \frac{8 \cdot 1000 \cdot 27,5^3 \cdot 10^{-9} \cdot 6}{5,5^4 \cdot 10^{-12} \cdot 8 \cdot 10^{10}} = 13,6 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 13,6 \text{ мм},$$

здесь

$$G = 8 \cdot 10^4 \text{ МН} / \text{м}^2 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Н} / \text{м}^2$$

Максимальный угол поворота одной полумуфты относительно другой

$$\varphi = \frac{\lambda}{R} = \frac{13,6}{200} = 0,068 \text{ рад}.$$

Задача 15.2.8. Определить основные размеры конической фрикционной сцепной муфты с прямым конусом (рис. 15.2.7) к приводу транспортера по следующим данным: передаваемая мощность $N = 3 \text{ кВт}$; $n = 300 \text{ об/мин}$; материал муфты — чугун СЧ 21-40; диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$.

Решение

Номинальный момент

$$M = 974 \frac{N}{n} = 974 \cdot \frac{3}{300} = 9,74 \text{ кг} \cdot \text{м} \approx 95,5 \text{ Нм}$$

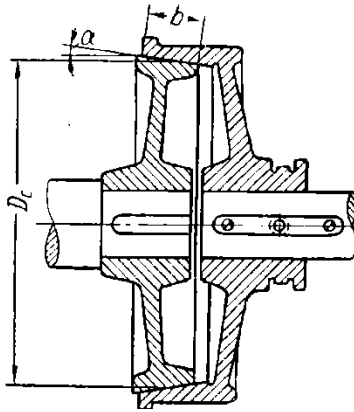


Рисунок 15.2.7

Выбираем угол $\alpha > \rho$ во избежание заклинивания; по табл. П47 имеем для чугунной муфты без смазки $f = \operatorname{tg} \rho = 0,15$; $\rho = 8^\circ 32'$; принимаем $\alpha = 10^\circ$. Выбираем средний диаметр муфты из соотношения $D_c = (3 \div 5)d$; принимаем $D_c = 4d = 200$ мм; окружная скорость на среднем диаметре

$$v_c = \frac{\pi D_c n}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 300}{60 \cdot 1000} = 3,14 \text{ м/с}.$$

Допускаемое удельное давление (по табл. П47)

$$[p] = [p_0]k = 0,3 \cdot 0,93 \approx 0,28 \text{ МН / м}^2/$$

Принимаем коэффициент запаса $\beta = 1,5$.

Определяем рабочую длину образующей:

$$b = \frac{2M\beta}{\pi D_c^2 [p] f} = \frac{2 \cdot 95,5 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 200^2 \cdot 10^{-6} \cdot 0,28 \cdot 10^6 \cdot 0,15} \approx 50 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 50 \text{ мм}$$

отношение

$$\frac{b}{D} = \frac{50}{200} = 0,25,$$

что соответствует средним рекомендуемым значениям.

Усилие для включения муфты

$$Q_{\text{вкл}} = \frac{2M\beta}{D_c f} (\sin \alpha + f \cos \alpha) = \frac{2 \cdot 95,5 \cdot 1,5}{200 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15} (0,174 + 0,150,985) = 3080 \text{ Н}$$

15.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 15.3.1. Определить длину b образующей конусной сцепной муфты. Муфта установлена в приводе к транспортеру для передачи мощности P кВт, ω с⁻¹, материал чугуна, диаметры соединяемых валов d_b мм (рис. 15.1.11). Входные данные представлены в таблице 15.3.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 15.2.1).

Таблица 15.3.1 – Входные данные для задачи 15.3.1

№ варианта	d_b , мм	ω , с ⁻¹	P , кВт
1	40	132	1,5
2	42	134	1,7
3	44	136	1,9
4	46	138	2,0
5	48	140	2,5
6	50	142	2,8
7	52	144	3,0
8	54	146	3,2
9	56	148	3,4
10	58	150	3,5
11	60	152	3,6
12	40	153	1,5
13	42	154	1,7
14	44	155	1,9
15	46	156	2,0
16	48	157	2,5
17	50	158	2,8
18	52	159	3,0
19	54	160	3,2
20	56	134	3,4
21	58	136	3,5
22	60	138	3,6
23	40	140	1,5
24	42	142	1,7
25	44	144	1,9
26	46	146	2,0
27	48	148	2,5
28	50	150	2,8
29	52	152	3,0
30	54	153	3,2

15.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 15.4.1. Определить диаметр проволоки пружины и наибольший относительный поворот полумуфт упругой муфты с цилиндрическими винтовыми пружинами. Пружины расположены по окружности радиуса R мм. Передаваемый момент T Нм. Пружины из стальной проволоки по ГОСТ 9389—60. Число пружин z , число рабочих витков в каждой пружине n . Допускаемое напряжение для пружины $[\tau]_к = 550$ МПа (рис. 15.2.3). Входные данные представлены в таблице 15.4.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 15.2.4).

Таблица 15.4.1 – Входные данные для задачи 15.4.1

№ варианта	R , мм	n	z	T , Нм
1	140	4	5	1400
2	145	5	6	1450
3	150	6	7	1500
4	160	7	8	1550
5	170	8	9	1600
6	180	4	4	1400
7	190	5	5	1450
8	200	6	6	1500
9	210	7	7	1550
10	220	8	8	1600
11	230	4	4	1400
12	140	5	5	1450
13	145	6	6	1500
14	150	7	7	1550
15	160	8	8	1600
16	170	4	4	1400
17	180	5	5	1450
18	190	6	6	1500
19	200	7	7	1550
20	210	8	8	1600
21	220	4	4	1400
22	230	5	5	1450
23	140	6	6	1500
24	145	7	7	1550
25	150	8	8	1600
26	160	4	4	1400
27	170	5	5	1450
28	180	6	6	1500
29	190	7	7	1550
30	200	8	8	1600

16. ФРИКЦИОННЫЕ ПЕРЕДАЧИ И ВАРИАТОРЫ

16.1. ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

Принцип действия и классификация. Работа фрикционной передачи основана на использовании сил трения, которые возникают в месте контакта двух тел вращения под действием сил прижатия F_n (рис. 16.1.1). При этом должно быть

$$F_t \leq F, \quad (16.1)$$

где F_t — окружная сила; F — сила трения между катками.

Для передачи с цилиндрическими катками (рис. 16.1.1)

$$F = F_n f, \quad (16.2)$$

где f — коэффициент трения.

Нарушение условия (16.1) приводит к буксованию и быстрому износу катков.

Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: *передачи нерегулируемые*, т. е. с постоянным передаточным отношением; *передачи регулируемые, или вариаторы*, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование).

Каждая из указанных групп охватывает большое количество передач, различающихся по конструкции и назначению. Например, различают передачи с параллельными и пересекающимися осями валов; с цилиндрической, конической, шаровой или торовой поверхностью рабочих катков; с постоянным или автоматически регулируемым прижатием катков, с промежуточным (паразитным) фрикционным элементом или без него и т. д.

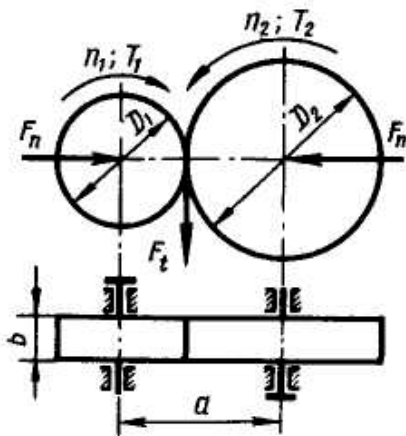


Рисунок 16.1.1

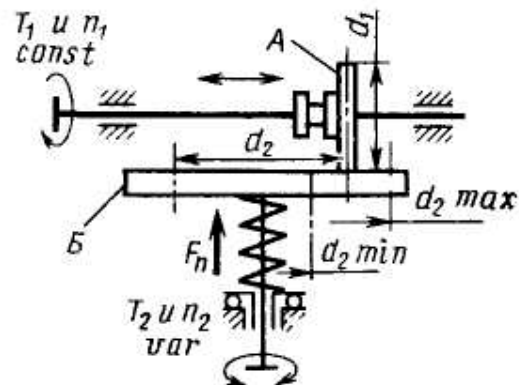


Рисунок 16.1.2

Схема простейшей нерегулируемой передачи изображена на рис. 16.1.1. Она состоит из двух катков с гладкой цилиндрической поверхностью, закрепленных на параллельных валах.

На рис. 16.1.2 показана схема простейшего вариатора (лобовой вариатор). Ведущий ролик A можно перемещать по валу в направлениях, указанных стрелками. При этом передаточное отношение плавно изменяется в соответствии с изменением рабочего диаметра d_2 ведомого диска B . Если перевести ролик на левую сторону диска, то можно получить изменение направления вращения ведомого вала — вариатор обладает свойством реверсивности.

Применение. Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуются плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т. п. Как силовые (не кинематические) передачи они не могут конкурировать с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, КПД и пр.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Применение фрикционных вариаторов на практике ограничивается диапазоном малых и средних мощностей — до 10, реже до 20 *кВт*. В этом диапазоне они успешно конкурируют с гидравлическими и электрическими вариаторами, отличаясь от них простотой конструкции, малыми габаритами и повышенным КПД. При больших мощностях трудно обеспечивать необходимую силу прижатия катков. Эта сила, а также соответствующие нагрузки на валы и опоры становятся слишком большими, конструкция вариатора и нажимного устройства усложняется.

Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения и т. д. Фрикционные передачи любого типа неприменимы в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

Способы прижатия катков. На практике применяют два способа прижатия катков: *с постоянной силой*, которую определяют по максимальной нагрузке передачи; *с переменной силой*, которая автоматически изменяется с изменением нагрузки. *Постоянное прижатие* образуют вследствие предварительной деформации упругих элементов системы при сборке (например, деформации податливых катков), установкой специальных пружин (см. рис. 16.1.2), использованием собственной массы элементов системы и т. п. *Регулируемое прижатие* требует применения специальных нажимных устройств (см., например, на рис. 16.1.5 шариковое самозатягивающее устройство), при которых сохраняется постоянство отношения

F_t / F_n . Кроме шариковых применяют также винтовые нажимные устройства [34].

Способ прижатия катков оказывает большое влияние на качественные характеристики передачи: КПД, постоянство передаточного отношения, контактную прочность и износ катков. *Лучшие показатели получают при саморегулируемом прижатии.*

Основные типы фрикционных передач и вариаторов. Во фрикционной передаче с гладкими цилиндрическими катками (см. рис. 16.1.1)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} \approx \frac{d_2}{d_1}; \quad (16.3)$$

$$F_n = \frac{KF_t}{f}, \quad (16.4)$$

где $\varepsilon \approx 0,01...0,03$ — коэффициент скольжения; K — запас сцепления; $K \approx 1,25... 1,5$ для силовых передач; $K \approx$ до 3 для передач приборов.

Коэффициент трения f во фрикционных передачах имеет для разных случаев следующие значения:

сталь по стали в масле $f \approx 0,04...0,05$;

сталь по стали или чугуну без смазки $f \approx 0,15...0,20$;

сталь по текстолиту или фибре без смазки $f \approx 0,2...0,3$.

Формула (16.4) позволяет отметить большое значение силы прижатия катков фрикционной передачи. Например, принимая $f=0,1$ и $K=1,5$, получаем $F_n=15 F_t$, тогда как в зубчатых передачах нагрузка в зацеплении примерно равна F_t .

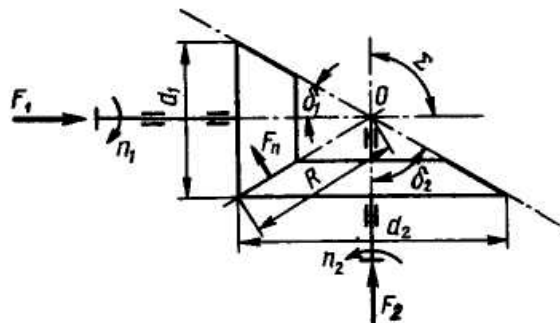


Рисунок 16.1.3

Для передачи движения между валами с пересекающимися осями используют коническую фрикционную передачу (рис. 16.1.3). Угол Σ

между осями валов может быть разным, чаще всего он равен 90° . Без учета проскальзывания передаточное отношение

$$i \approx \frac{d_2}{d_1}.$$

Учитывая, что $d_2 = 2R \sin \delta_2$, а $d_1 = 2R \sin \delta_1$, для конической передачи получаем

$$\left. \begin{aligned} i &= \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \\ \text{и при } \Sigma &= \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ, \\ i &= \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1. \end{aligned} \right\} \quad (16.5)$$

Необходимое значение сил прижатия F_1 и F_2 определяют из уравнений

$$KF_t = fF_n = \frac{fF_1}{\sin \delta_1}, \quad KF_t = \frac{fF_2}{\sin \delta_2}. \quad (16.6)$$

Из формул (16.6) с учетом (16.5) следует, что с увеличением передаточного отношения уменьшается F_1 и увеличивается F_2 . Поэтому в понижающих конических передачах прижимное устройство целесообразно устанавливать на ведущем валу.

Лобовой вариатор (см. рис. 16.1.2). Максимальное и минимальное значения передаточного отношения

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &= \frac{n_1}{n_{2\min}} \approx \frac{d_{2\max}}{d_1}, \\ i_{\min} &= \frac{n_1}{n_{2\max}} \approx \frac{d_{2\min}}{d_1}. \end{aligned} \right\} \quad (16.7)$$

Диапазон регулирования

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}. \quad (16.8)$$

Диапазон регулирования является одной из основных характеристик любого варианта.

Теоретически для лобового вариатора можно получить $d_{2\min} \rightarrow 0$, а $D \rightarrow \infty$. Практически диапазон регулирования ограничивают значениями $D \leq 3$. Это объясняется тем, что при малых d_2 значительно возрастает скольжение и износ, а КПД - понижается.

В отношении КПД и износостойкости лобовые вариаторы уступают другим конструкциям. Однако простота и возможность реверсирования обеспечивают лобовым вариаторам достаточно широкое применение в маломощных передачах приборов и других подобных устройствах. Для повышения диапазона регулирования применяют двухдисковые лобовые вариаторы с промежуточным роликом (см. рис. 16.1.7, б). В этих вариаторах получают $D = 8... 10$.

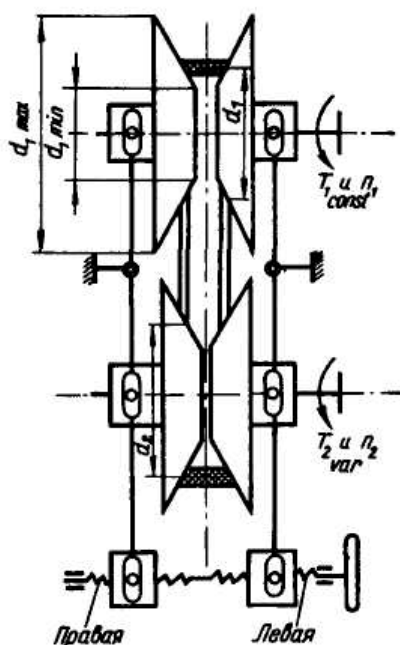


Рисунок 16.1.4

Вариатор с раздвижными конусами (рис. 16.1.4). Передающим элементом служит клиновой ремень или специальная цепь. Винтовой механизм управления раздвигает одну и сдвигает другую пару конусов одновременно на одну и ту же величину. При этом ремень перемещается на другие, рабочие диаметры без изменения своей длины.

Кинематические зависимости:

$$\left. \begin{aligned} i_{\max} &\approx \frac{d_{2\max}}{d_{1\min}}, & i_{\min} &\approx \frac{d_{2\min}}{d_{1\max}}, \\ D &= \frac{d_{1\max}d_{2\max}}{d_{1\min}d_{2\min}}. \end{aligned} \right\} \quad (16.9)$$

Силовой расчет выполняют по теории ременных передач или с помощью специальных таблиц. Максимальную (расчетную) нагрузку ремня определяют в положении, соответствующем i_{\max} .

Возможный по условиям конструкции диапазон регулирования зависит от ширины ремня. Стандартные приводные клиновые ремни по ГОСТ 1284.1—89 позволяют получать D до 1,5, а специальные широкие — до 5. Клиноремненные вариаторы являются простыми и достаточно надежными.

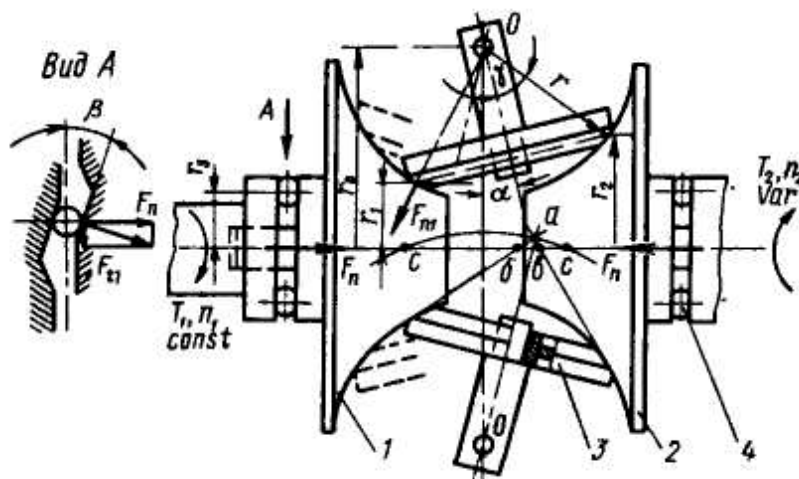


Рисунок 16.1.5

Торовый вариатор (рис. 16.1.5). В этом варианте на ведущем и ведомом валах затеплены чашки 1 и 2, выполненные по форме кругового тора. Между чашками зажаты ролики 3. Изменения передаточного отношения достигают поворотом роликов вокруг осей O . Оси роликов закреплены в специальной рамке так, что они всегда располагаются симметрично относительно оси чашек. Ошибки в расположении осей вызывают неравномерную нагрузку роликов, дополнительное скольжение и износ, снижают КПД. Условием минимума скольжения является, кроме того, минимальное отклонение вершин начальных конусов роликов от оси чашек.

Работу чашек с роликом можно рассматривать условно как обкатывание трех начальных конусов. При этом вершины конусов чашек (точки b и b) располагаются по оси валов, а вершина конуса ролика (точка a) занимает некоторое положение на дуге $се$ в зависимости от текущего значения передаточного отношения i . Работа без скольжения возможна только в том случае, если вершины всех конусов сходятся в одной точке. Чем больше расхождение вершин, тем больше скольжение.

У торových вариаторов скольжение удастся свести к минимуму при соответствующих соотношениях геометрических параметров. В этом заключается основное преимущество торového вариатора.

Недостатками его являются сложность конструкции, высокие требования к точности изготовления и монтажа.

Текущее значение передаточного отношения (без учета скольжения)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_o - r \cos(\gamma + \alpha)}{r_o - r \cos(\gamma - \alpha)}. \quad (16.10)$$

Предельные значения i определяют по предельным значениям угла отклонения роликов α . При этом углы отклонения влево считают отрицательными. Вариатор имеет симметричную зону регулирования.

Для прижатия тел качения применяют обычно шариковое нажимное устройство 4, изменяющее силу F_n в соответствии с изменением нагрузки. Необходимую осевую силу F_n определяют из условия равновесия чашки:

$$F_n = mF_{n1} \sin(\gamma - \alpha) = \frac{KT_1 \sin(\gamma - \alpha)}{f(r_o - r \cos(\gamma - \alpha))}. \quad (16.11)$$

Здесь учтено, что

$$F_{n1} = \frac{KF_t}{fm} = \frac{KT_1}{fr_1m}, \quad a \quad r_1 = r_o - r \cos(\gamma - \alpha),$$

где m — число роликов (обычно $m = 2$).

Максимальное значение F_n соответствует значению $\alpha = +\alpha_{\max}$, т.е. максимальному отклонению роликов вправо, или i_{\max} . По $F_{n \max}$ определяют необходимый угол β в нажимном устройстве:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_{t1}}{F_{n \max}} = \frac{T_1}{r_3 F_{n \max}}. \quad (16.12)$$

Расчет контактной прочности чашек и роликов выполняют по $F_{n1\max}$. Учитывая формулы (16.11) и (16.12), получаем

$$F_{n1\max} = \frac{T_1}{mr_3 \operatorname{tg} \beta \sin(\gamma - \alpha_{\max})}. \quad (16.13)$$

Значение $F_{n1\max}$ соответствует также i_{\max} .

(Нормальные силы на обеих чашках приближенно равны, так как равны окружные силы на ролике).

Испытания показали достаточно высокие качества торковых вариаторов (малое скольжение, КПД до 0,95). В России они нормализованы для мощностей 1,5...2,0 кВт при диапазоне регулирования 6,25...3. Материал тел качения — закаленная сталь по закаленной стали при смазке или сталь по текстолиту без смазки.

Текстолитовыми выполняют ободы роликов. Применение текстолитовых роликов, как более податливых, позволяет снизить высокие требования к точности изготовления вариаторов.

Дисковые вариаторы (рис. 16.1.6). В этих вариаторах момент передается за счет трения между набором ведущих и ведомых дисков. Изменение передаточного отношения достигают перемещением ведущего вала 1 относительно ведомого вала 2 в направлениях, указанных стрелками. При этом изменяются межосевое расстояние a и рабочий диаметр d_2 . Передаточное отношение

$$i \approx \frac{d_2}{d_1} = \operatorname{var}.$$

В выполненных конструкциях вариатор сочетают обычно с зубчатой передачей, а вал 1 является промежуточным.

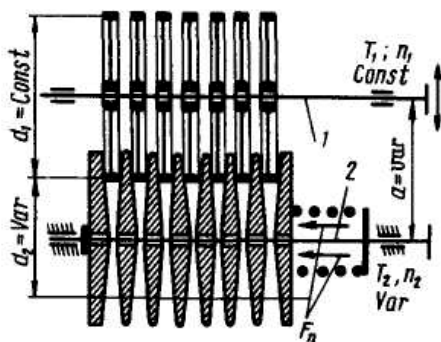


Рисунок 16.1.6

Применение зубчатых передач планетарного типа позволяет разместить по окружности несколько промежуточных валов 1 (обычно три), а входной вал вариатора расположить соосно с выходным.

Основной идеей конструкции дискового вариатора является увеличение числа точек контакта между фрикционными элементами. Это позволяет значительно снизить контактные давления, а вместе с этим и износ дисков. Значительно снижается также и сила прижатия F_n . Пренебрегая влиянием конусности дисков, получаем

$$F_n = \frac{KF_t}{mcf} = \frac{KT_1 2}{mcf d_1}, \quad (16.14)$$

где m — число мест контакта, равное удвоенному числу ведущих дисков (выполняют $m= 18..42$ и более); c — число ведущих валов I . Прижатие осуществляют пружиной (см. рис. 16.1.6) или шариковым нажимным устройством (см. рис. 16.1.5). Диски изготавливают из стали и закаливают до высокой твердости (50...60 HRC). Вариатор работает в масле. Обильная смазка значительно уменьшает износ и делает работу вариатора устойчивой, не зависимой от случайных факторов, влияющих на трение. Снижение коэффициента трения при смазке в этих вариаторах компенсируют увеличением числа контактов. Для уменьшения скольжения (потерь) дискам придают коническую форму (конусность $1^\circ 30'..3^\circ 00'$). При этом получают точечный первоначальный контакт, переходящий в небольшое пятно под действием нагрузки. Тонкие стальные диски позволяют получить компактную конструкцию при значительной мощности.

Выполняют вариаторы мощностью до 40 кВт с диапазоном регулирования до 4,5 при КПД 0,8...0,9.

Кроме схемы с наружным контактом разработаны схемы с внутренним контактом дисков. В этих конструкциях ведущие диски имеют кольцевую форму и охватывают ведомые. Внутренний контакт позволяет дополнительно снизить потери на скольжение, а также выполнить конструкцию с «прямой передачей» ($i=1$), что особенно важно для применения вариаторов на автомобилях.

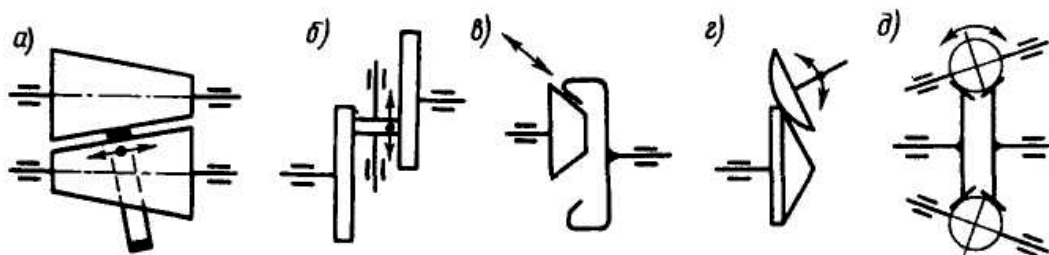


Рисунок 16.1.7

Принципиальные схемы вариаторов других типов изображены на рис. 16.1.7: *a* — конусный с передвигающимся ремнем; *б* — лобовой двух-дисковый; *в* — конусный; *г* — шаровой простой; *д* — шаровой сдвоенный. Такие вариаторы выполняют для малых мощностей и применяют преимущественно в кинематических цепях приборов.

Основные факторы, определяющие качество фрикционной передачи.

Скольжение. Скольжение является причиной износа, уменьшения КПД и непостоянства передаточного отношения во фрикционных передачах. Различают три вида скольжения: буксование, упругое скольжение, геометрическое скольжение.

Буксование наступает при перегрузках, когда не соблюдается условие (16.1): $F_t < F$. При буксовании ведомый каток останавливается, а ведущий скользит по нему, вызывая местный износ или задиры поверхности. Нарушение геометрической формы и качества поверхности катков выводит передачу из строя. Поэтому при проектировании следует принимать достаточный запас сцепления K и не допускать использования фрикционной передачи в качестве предохранительного устройства от перегрузки. Применение самозатягивающихся нажимных устройств, как правило, устраняет буксование.

Упругое скольжение связано с упругими деформациями в зоне контакта. Элементарно это можно объяснить на примере цилиндрической передачи (см. рис. 16.1.1). Если бы катки были абсолютно жесткими, то первоначальный контакт по линии оставался бы таким и под нагрузкой. При этом окружные скорости по всей линии контакта равны и скольжения не происходит. При упругих телах первоначальный контакт по линии переходит под нагрузкой в контакт по некоторой площадке. Равенство окружных скоростей соблюдается только в точках, расположенных на одной из линий этой площадки. Во всех других точках образуется скольжение.

В действительности явления, которые связаны с упругими деформациями во фрикционных передачах, сложнее. Они рассматриваются в специальной литературе. Значение скольжения от этих деформаций не превышает 2...3% и обычно определяется экспериментально.

Для стальных катков упругое скольжение незначительно: $\varepsilon \approx 0,002$ (при полной нагрузке); для текстолита по стали $\varepsilon \approx 0,01$, резина по стали $\varepsilon \approx 0,03$.

С уменьшением нагрузки ε уменьшается.

Геометрическое скольжение связано с неравенством скоростей на площадке контакта у ведущего и ведомого катков. Оно является решающим для фрикционных передач. Поиски новых форм тел качения часто связаны со стремлением уменьшить геометрическое скольжение. Природу геометрического скольжения выясним на простейшем примере лобового

вариатора (рис. 16.1.8, см. также рис. 16.1.2). Анализ других случаев см. [34].

Окружная скорость на рабочей поверхности ролика постоянна по всей ширине его и равна v_1 . Скорость v_2 различных точек диска изменяется пропорционально расстоянию этих точек от центра (на краю диска

При отсутствии буксования скорости v_1 и v_2 на линии контакта должны быть равны между собой. Однако в рассматриваемой конструкции равенство скоростей можно получить только для какой-то одной точки линии контакта. Эту точку Π называют полюсом качения. Через полюс качения проходит расчетная окружность диска с диаметром d_2 , так что

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Во всех других точках линий контакта наблюдается скольжение со скоростью $v_{ск} = v_1 - v_2$. На рис. 16.1.8 эпюра распределения скоростей скольжения по линии контакта изображена жирными линиями. Полюс качения располагается в середине линии контакта только при холостом ходе. При работе с нагрузкой он смещается от середины на некоторое значение Δ . Это смещение можно определить, рассматривая равновесие ролика. Здесь вращающий момент T_1 должен уравниваться моментом сил трения. Эпюра сил трения F' показана на рис. 16.1.8, где направление сил трения противоположно направлению скоростей скольжения, а удельная сила трения $F' = F_n f / b$.

Итак,

$$T_1 = F' \left(\left(\frac{b}{2} + \Delta \right) - \left(\frac{b}{2} - \Delta \right) \right) \cdot \frac{d_1}{2} = \frac{F_n f d_1 \Delta}{b}, \quad (16.15)$$

или

$$\Delta = \frac{T_1 b}{d_1 F_n f}.$$

Из подобия треугольников определяем максимальную скорость скольжения:

$$v_{ск} = \frac{v_1}{d_2} \left(\frac{b}{2} + \Delta \right) = \frac{\pi n_1}{30i} \cdot \left(\frac{b}{2} + \Delta \right), \quad (16.16)$$

где n_1 — в мин⁻¹.

Непостоянство передаточного отношения. Как указано выше, передаточное отношение $i \approx d_2 / d_1$, где d_2 связано со значением Δ (рис. 16.1.8).

Анализируя формулу (16.15), можно отметить следующее:

1. При постоянной силе прижатия F_n значение Δ изменяется пропорционально нагрузке T_1 ($T_1 \rightarrow 0$ и $\Delta \rightarrow 0$). При этом передаточное отношение не постоянно. Оно изменяется в некоторых пределах в зависимости от нагрузки.

2. Если нажимной механизм обеспечивает изменение силы прижатия F_n пропорционально T_1 , т. е. $T_1 / F_n = const$, то Δ и i постоянны. В этом большое преимущество саморегулируемых шариковых и винтовых нажимных устройств.

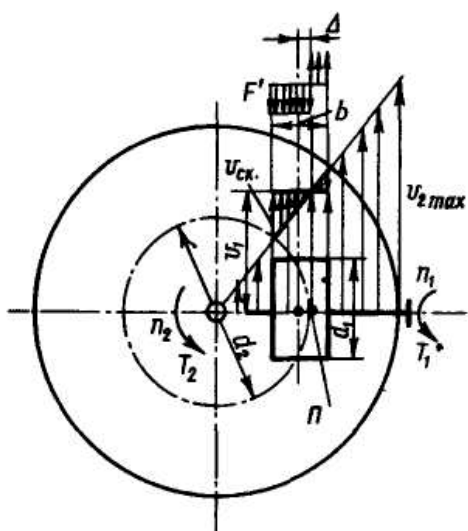


Рисунок 16.1.8

3. Значение Δ , а следовательно, и изменение i от нагрузки пропорциональны длине линии контакта или ширине ролика b . Для уменьшения скольжения и колебаний передаточного отношения применяют узкие ролики или переходят от линейного контакта к точечному ($b = 0$ и $\Delta = 0$). Положение полюса качения связано также с распределением давления по длине линии контакта. При неравномерном распределении полюс смещается в сторону больших давлений. Давление может быть неравномерным вследствие деформаций валов или погрешностей изготовления. С этим связаны высокие требования к точности изготовления и жесткости вариаторов.

Коэффициент полезного действия. КПД вариаторов зависит в основном от потерь на скольжение и потерь в опорах валов. Потери на трение скольжения пропорциональны скорости скольжения $v_{ск}$. Формула

(16.16) позволяет отметить, что у лобовых вариаторов $v_{ск}$ уменьшается с увеличением перепада точного отношения i . При малых i вариаторы имеют низкий КПД. По этой причине ограничиваются диапазоны регулирования некоторых вариаторов. Потери на трение в опорах зависят от значения нагрузки на валы, которая определяется в основном значением силы прижатия F_n (не для всех конструкций). При постоянной F_n потери в опорах постоянны и, следовательно, КПД падает при работе вариатора с неполной нагрузкой. Поэтому также целесообразно применять нажимные механизмы с постоянным отношением T_1/F_n . Ввиду сложности расчетов величину КПД чаще всего оценивают экспериментально и указывают в справочниках.

Основы расчета прочности фрикционных пар.

Критерии расчета. При работе фрикционных пар происходят следующие виды разрушения рабочих поверхностей:

1. *Усталостное выкрашивание* — в передачах, работающих в масле, когда образуется жидкостное трение. В этих условиях рабочие поверхности разделяются слоем масла, а износ сводится к минимуму.

2. *Износ* — в передачах, работающих без смазки, или при отсутствии условий для образований режима жидкостного трения.

3. *Задир поверхности* — связан с буксованием или с перегревом передачи при больших скоростях и нагрузках в условиях недостаточной смазки.

Все перечисленные виды разрушения зависят от напряжений в месте контакта. Поэтому прочность и долговечность фрикционных пар оценивают по контактным напряжениям. Расчетные контактные напряжения при начальном касании по линии (тела качения — цилиндры, конусы, торы и ролики с образующими одного радиуса) определяют по формуле

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E_{np}}{b \rho_{np}}} \leq [\sigma_H]. \quad (16.17)$$

При начальном касании в точке (все другие случаи)

$$\sigma_H = m_3 \sqrt{\frac{F_n E_{np}^2}{\rho_{np}^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (16.18)$$

Здесь F_n — сила прижатия, нормальная к поверхности контакта; b — длина линии контакта; m — коэффициент, зависящий от формы тел качения (см. [4]).

Расчет по контактным напряжениям. Формулы (16.17) и (16.18) удобны для проверочных расчетов, когда размеры тел качения известны.

Для проектных расчетов эти формулы можно преобразовать, принимая за искомые размеры катков. Из-за большого многообразия форм катков для фрикционных передач не удастся получить общей формулы проектного расчета, как это сделано, например, для зубчатых передач. Методика преобразования подобна той, которая применена для зубчатых передач.

Допускаемые напряжения для закаленных сталей твердостью ≥ 60 HRC при начальном контакте по линии и при хорошей смазке принимают $[\sigma_H] = 1000 \dots 1200$ МПа; при начальном контакте в точке $[\sigma_H] = 2000 \dots 2500$ МПа. Для текстолита (без смазки) при контакте по линии $[\sigma_H] = 80 \dots 100$ МПа.

Учет срока службы и переменности работы производится по аналогии с зубчатыми передачами.

16.2. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ

Задача 16.2.1. Рассчитать фрикционную передачу с цилиндрическими катками (рис. 16.2.1) по следующим данным: мощность на ведущем валу $N_1 = 6,5$ кВт; угловая скорость ведущего вала $n_1 = 1450$ об/мин; передаточное число $i = 2$; материал катков — сталь ШХ15, твердость HRC 60.

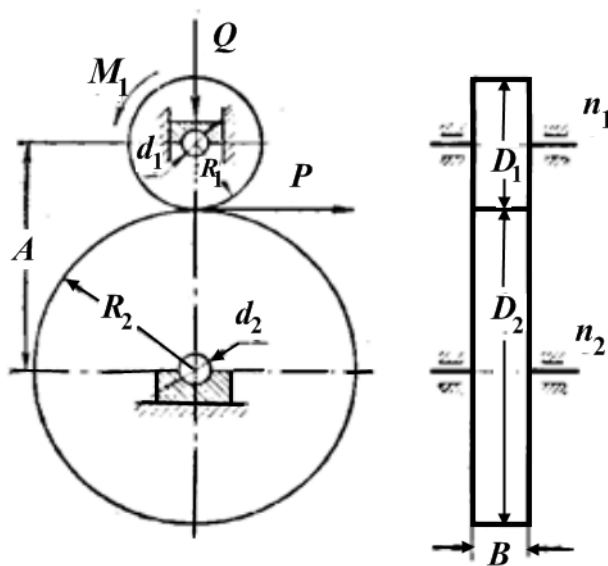


Рисунок 16.2.1

Решение.

1. Межосевое расстояние из расчета на контактную прочность

$$A = (i + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{KM_1 E_{np}}{\psi_A f i}}$$

а) Коэффициент запаса сцепления принимаем $K = 1,35$.

б) Момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{152} = 42,8 \text{ Нм},$$

где

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1450}{30} = 152 \text{ рад/с}.$$

в) Приведенный модуль упругости (оба катка стальные):

$$E_{np} = E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МН/м}^2.$$

г) Допускаемые контактные напряжения по данным, приведенным на

$$[\sigma]_k = 18 \cdot 60 = 1080 \text{ МН/м}^2.$$

д) Коэффициент трения (сталь по стали со смазкой) — $f = 0,05$.

е) Коэффициент ширины катка принимаем $\psi_A = 0,4$.

После подстановки числовых значений получим

$$A = (2 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{1080 \cdot 10^6}\right)^2 \frac{1,35 \cdot 42,8 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,4 \cdot 0,05 \cdot 2}} = 0,107 \text{ м},$$

принимаем $A = 110 \text{ мм}$.

2. Диаметры катков

$$D_1 = \frac{2A}{i + 1} = \frac{2 \cdot 110}{2 + 1} \approx 73 \text{ мм};$$

$$D_2 = \frac{2Ai}{i + 1} = \frac{2 \cdot 110 \cdot 2}{2 + 1} \approx 147 \text{ мм}$$

при этом

$$A = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{73 + 147}{2} = 110 \text{ мм};$$

$$i = \frac{D_2}{D_1} = \frac{147}{73} = 2,014.$$

3. Ширина катков

$$B = \psi_A A = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ мм}.$$

Задача 16.2.2. Рассчитать цилиндрическую фрикционную передачу винтового ручного пресса (рис. 16.2.2) по следующим данным: момент на ведомом валу $M_2 = 15 \text{ Нм}$, момент на ведущем валу $M_1 = 3 \text{ Нм}$. Ведущий каток из незакаленной стали 45, ведомый — чугунный с кожаной обкладкой.

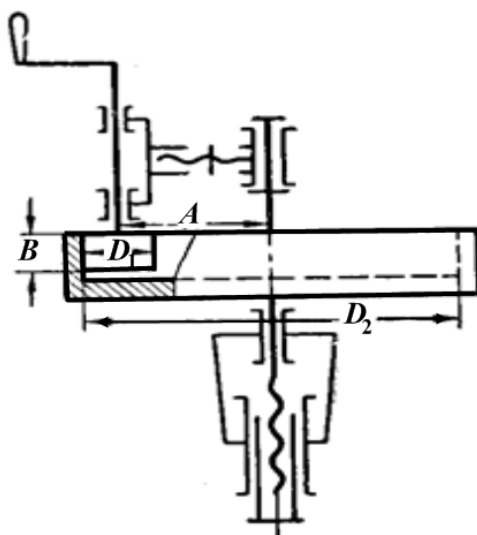


Рисунок 16.2.2

Решение.

1. Межосевое расстояние (из расчета по допускаемой удельной нагрузке на единицу ширины катка, так как материал обкладки одного из катков не следует закону Гука)

$$A = \sqrt{(i-1) \frac{KM_1}{[q]f\psi_A}}.$$

а) Передаточное отношение $i = \frac{M_2}{\eta M_1}$, принимаем $\eta = 0,85$,

тогда

$$i = \frac{15}{0,85 \cdot 3} = 5,9.$$

б) Допускаемая удельная нагрузка для кожи

$$[q] = 0,15 \text{ МН} / \text{м}.$$

в) Коэффициент трения (сталь по коже без смазки — $f = 0,25$).

г) Коэффициент ширины катка принимаем $\psi_A = 0,25$.

д) Коэффициент запаса сцепления принимаем $K=1,5$.

После подстановки числовых значений получим

$$A = \sqrt{(5,9 - 1) \frac{1,5 \cdot 3}{0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,25 \cdot 0,25}} = 0,0485 \text{ м}.$$

принимаем $A = 49 \text{ мм}$.

2. Диаметры катков

$$D_1 = \frac{2A}{i - 1} = \frac{2 \cdot 49}{5,9 - 1} = 20 \text{ мм},$$

$$D_2 = iD_1 = 5,9 \cdot 20 = 118 \text{ мм}.$$

3. Ширина катков

$$B = \psi_A A = 0,25 \cdot 49 = 12,2 \text{ мм}$$

принимаем $B = 15 \text{ мм}$.

Задача 16.2.3. Рассчитать фрикционную передачу с коническими катками (рис. 16.2.3) по следующим данным: мощность на ведомом рис. 7.3. валу $N_2 = 0,5 \text{ кВт}$; угловая скорость ведомого вала $\omega_2 = 16 \text{ рад/с}$, ведущего вала $\omega_1 = 32 \text{ рад/с}$ материал катков — чугун СЧ18-36, передача работает без смазки.

Решение.

Конусное расстояние, соответствующее средним диаметрам катков (среднее конусное расстояние) из расчета на контактную прочность,

$$L_{cp} = \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma]_k}\right)^2 \frac{KM_1 E_{np}}{\psi_L f i}}.$$

а) Мощность на ведущем валу

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta} = \frac{0,5}{0,9} = 0,556 \text{ Квт} = 556 \text{ вт}$$

(к. п. д. передачи η принят равным 0,9).

б) Передаточное отношение

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{32}{16} = 2.$$

в) Момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{556}{32} = 17,4 \text{ Нм}.$$

г) Модуль упругости

$$E_{np} = E_1 = E_2 = 1,1 \cdot 10^6 \text{ МН / м}^2$$

д) Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_к = 1,5HB = 1,5 \cdot 200 = 300 \text{ МН / м}^2,$$

где твердость HB 200 — среднее значение по данным пособия.

е) Коэффициент трения (чугун по чугуну без смазки— $f=0,2$).

ж) Коэффициент ширины катка

$$\psi_L = \frac{B}{L_{cp}} = 0,2.$$

з) Коэффициент запаса сцепления принимаем $K=1,3$.

После подстановки числовых значений получим

$$L_{cp} = \sqrt{2^2 + 1^3} \sqrt{\left(\frac{0,418}{300 \cdot 10^6}\right)^2 \frac{1,3 \cdot 17,4 \cdot 1,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 0,2 \cdot 2}} = 0,088 \text{ м} = 88 \text{ мм}$$

2. Углы конусов катков

$$i = ctg \varphi_1;$$

$$\varphi_1 = \operatorname{arcctg} 2 = 26^\circ 32';$$

$$\varphi_2 = 90^\circ - \varphi_1 = 90^\circ - 26^\circ 32' = 63^\circ 28'.$$

3. Ширина катков (длина образующей)

$$B = \psi_L L_{cp} = 0,2 \cdot 88 = 17,6 \text{ мм},$$

принимаем $B = 18 \text{ мм}$.

4. Конусное расстояние

$$L = L_{cp} + \frac{B}{2} = 88 + \frac{18}{2} = 97 \text{ мм}.$$

5. Диаметры конусов

$$D_{1\max} = 2L \sin \varphi_1 = 2 \cdot 97 \cdot \sin 26^\circ 30' = 86,4 \text{ мм},$$

принимаем $D_{1\max} = 87 \text{ мм}$.

$$D_{1\min} = D_{1\max} - 2B \sin \varphi_1;$$

$$D_{1\min} = 87 - 2 \cdot 18 \sin 26^\circ 32' \approx 71 \text{ мм};$$

$$D_{2\max} = D_{1\max} i = 87 \cdot 2 = 174 \text{ мм};$$

$$D_{2\min} = D_{1\min} i = 71 \cdot 2 = 142 \text{ мм}.$$

6. Конусное расстояние при принятых диаметрах катков

$$L = \frac{D_{1\max}}{2 \sin \varphi_1} = \frac{87}{2 \sin 26^\circ 31'} = 97,4 \text{ мм}.$$

16.3. ЗАДАЧИ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО РЕШЕНИЯ

Задача 16.3.1. Рассчитать фрикционную передачу с цилиндрическими катками (рис. 16.2.1) по следующим данным: мощность на ведущем валу N_1 кВт; угловая скорость ведущего вала n_1 об/мин; передаточное число i ; материал катков — сталь ШХ15, твердость HRC 60. Входные данные представлены в таблице 16.3.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 16.2.1).

Таблица 16.3.1 – Входные данные для задачи 16.3.1

№ варианта	n_1 , об/мин	i	Ψ_A	f	K	N_1 , кВт
1	1240	1,32	0,21	0,20	1,20	4,5
2	1242	1,34	0,22	0,21	1,25	4,7
3	1244	1,36	0,23	0,22	1,30	4,9
4	1246	1,38	0,24	0,23	1,35	5,0
5	1248	1,40	0,25	0,24	1,40	5,5
6	1250	1,42	0,26	0,25	1,45	5,8
7	1252	1,44	0,27	0,26	1,50	6,0
8	1254	1,46	0,28	0,27	1,55	6,2
9	1256	1,48	0,29	0,28	1,60	6,4
10	1258	1,50	0,30	0,29	1,20	6,5
11	1260	1,52	0,31	0,30	1,25	6,6
12	1340	1,53	0,32	0,31	1,30	6,7
13	1342	1,54	0,33	0,32	1,35	6,8
14	1344	1,55	0,34	0,33	1,40	6,9
15	1346	1,56	0,35	0,34	1,45	7,0
16	1348	1,57	0,36	0,35	1,50	7,5
17	1350	1,58	0,37	0,36	1,55	4,5
18	1352	1,59	0,38	0,37	1,60	4,7
19	1354	1,60	0,39	0,38	1,20	4,9
20	1356	1,68	0,40	0,23	1,25	5,0
21	1458	1,69	0,41	0,24	1,30	5,5
22	1460	1,70	0,42	0,25	1,35	5,8
23	1440	1,70	0,43	0,26	1,40	6,0
24	1442	1,72	0,32	0,27	1,45	6,2
25	1444	1,84	0,33	0,28	1,50	6,4
26	1446	1,96	0,34	0,29	1,55	6,5
27	1548	2,00	0,35	0,30	1,60	6,6
28	1550	2,10	0,36	0,31	1,20	6,7
29	1552	2,20	0,37	0,32	1,25	6,8
30	1554	2,30	0,38	0,33	1,30	6,9

16.4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ

Задача 16.4.1. Рассчитать цилиндрическую фрикционную передачу винтового ручного пресса (рис. 16.2.2) по следующим данным: момент на ведомом валу M_2 Нм, момент на ведущем валу M_1 Нм. Ведущий каток из незакаленной стали 45, ведомый — чугунный с кожаной обкладкой. Входные данные представлены в таблице 16.4.1, недостающие данные и методику расчета использовать из задачи 16.2.2).

Таблица 16.4.1 – Входные данные для задачи 16.4.1

№ варианта	η	f	K	Ψ_A	$M_2,$ Нм	$M_1,$ Нм
1	0,80	0,20	1,20	0,21	12	2,00
2	0,81	0,21	1,25	0,22	13	2,50
3	0,82	0,22	1,30	0,23	14	2,60
4	0,83	0,23	1,35	0,24	15	2,70
5	0,84	0,24	1,40	0,25	16	2,80
6	0,85	0,25	1,45	0,26	17	2,90
7	0,86	0,26	1,50	0,27	18	3,00
8	0,87	0,27	1,55	0,28	19	3,20
9	0,88	0,28	1,60	0,29	20	3,30
10	0,89	0,29	1,20	0,30	12	3,40
11	0,90	0,30	1,25	0,31	13	3,50
12	0,80	0,31	1,30	0,32	14	3,60
13	0,81	0,32	1,35	0,33	15	3,70
14	0,82	0,33	1,40	0,34	16	3,80
15	0,83	0,34	1,45	0,35	17	3,90
16	0,84	0,35	1,50	0,36	18	4,00
17	0,85	0,36	1,55	0,37	19	2,00
18	0,86	0,37	1,60	0,38	20	2,50
19	0,87	0,38	1,20	0,39	12	2,60
20	0,88	0,23	1,25	0,40	13	2,70
21	0,89	0,24	1,30	0,41	14	2,80
22	0,90	0,25	1,35	0,42	15	2,90
23	0,80	0,26	1,40	0,43	16	3,00
24	0,81	0,27	1,45	0,32	17	3,20
25	0,82	0,28	1,50	0,33	18	3,30
26	0,83	0,29	1,55	0,34	19	3,40
27	0,84	0,30	1,60	0,35	20	3,50
28	0,85	0,31	1,20	0,36	12	3,60
29	0,86	0,32	1,25	0,37	13	3,70
30	0,87	8	1,30	0,38	14	3,80