

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

В. Ф. Пантелеев

РАСЧЕТЫ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Рекомендовано Министерством общего и профессионального образования Российской Федерации в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, обучающихся по машиностроительным и приборостроительным специальностям

3-е издание, дополненное

ПЕНЗА 2005

УДК 621.81
П 16

Пантелеев В. Ф. Расчеты деталей машин: Учеб. пособие. – 3-е изд., доп. – Пенза: Изд-во Пенз. гос. ун-та, 200 . – 164 с.: 37 ил., 51 табл., библиогр. 28 назв.

Приведены методики выбора электродвигателей, кинематического расчета механических приводов различного назначения, дан табличный способ разбивки передаточных чисел основных типов редукторов, обеспечивающий полное использование нагрузочной способности всех ступеней и позволяющий получить минимальные габариты редукторов.

Рассмотрена современная методика расчета механических передач, валов, подшипников качения, соединений вал—ступица шпонками, шлицами и посадками с натягом, методика выбора приведенных муфт. Все методики сопровождаются примерами расчетов.

Отражены особенности расчета зубчатых передач коробок скоростей металлорежущих станков.

В пособии содержится значительное количество справочного материала, позволяющего восполнить нехватку учебно-справочной литературы в библиотеках.

3-е издание пособия дополнено методикой и примерами расчета цепных и клиноременных передач. Для клиноременных передач представлен комплексный расчет на тяговую способность и выносливость, который недостаточно полно представлен в учебной литературе по деталям машин.

Работа подготовлена на кафедре «Прикладная механика и конструирование машин» Пензенского государственного университета и предназначена для студентов специальностей 151001, 151002, 150202, 150204, 150408, 190201, 190205, 240801, 200503, 140205, 080507 очного и заочного обучения при выполнении контрольных работ и курсовых проектов по деталям машин, основам конструирования и прикладной механике.

Автор В. Ф. Пантелеев

Рецензенты: кафедра «Детали машин» Пензенской государственной сельскохозяйственной академии. Зав.кафедрой кандидат технических наук, доцент В.А.Чугунов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технология общего и роботизированного производства» Пензенской государственной технологической академии В.Г.Кулаков.

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

Проектирование приводных устройств начинается с кинематического расчета привода, задачей которого является выбор по каталогу электродвигателя, определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным ступеням передач согласно кинематической схеме. Заключительным этапом этого расчета является определение основных кинематических (частот вращения валов) и силовых (мощностей и вращающих моментов на валах) характеристик привода.

Исходными данными для расчета могут быть такие показатели: номинальный вращающий момент T или мощность на валу приводимой в движение машины $P_{\text{вых}}$, его угловая скорость (или частота вращения n); для транспортеров нередко задают вместо момента на приводном валу окружную (тяговую) силу на валу барабана (или звездочки) F_t (Н), скорость ленты или цепи V (м/с), диаметр барабана D_b (мм), число зубьев $z_{зв}$ и шаг тяговых звездочек $P_{зв}$ (мм) - рис. 1.1. По этим данным определяются значения вращающего момента и частоты вращения приводного вала.

1.1. Выбор электродвигателя

Электродвигатель подбирается во каталогу по требуемой мощности в соответствии с режимом эксплуатации машины. При выборе электродвигателя различают три основных режима работы: длительный, кратковременный и повторно-кратковременный.

Длительным режимом работы электродвигателя считается такой, при котором продолжительность его работы без отклонения при постоянной или незначительно изменяющейся нагрузке может быть бесконечно большой. Этот режим нагружения электродвигателя встречается во многих механических приводах - к вентиляторам, насосам, компрессорам, конвейерам, транспортерам, металлорежущим станкам и пр.

Повторно-кратковременным режимом считается такой, при котором рабочие периоды чередуются с периодами отключения, причем за период работы двигатель не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время отключения не успевает остыть до температуры окружающей среды. В этом режиме работают, например, двигатели лебедок, подъемных кранов и т.д.

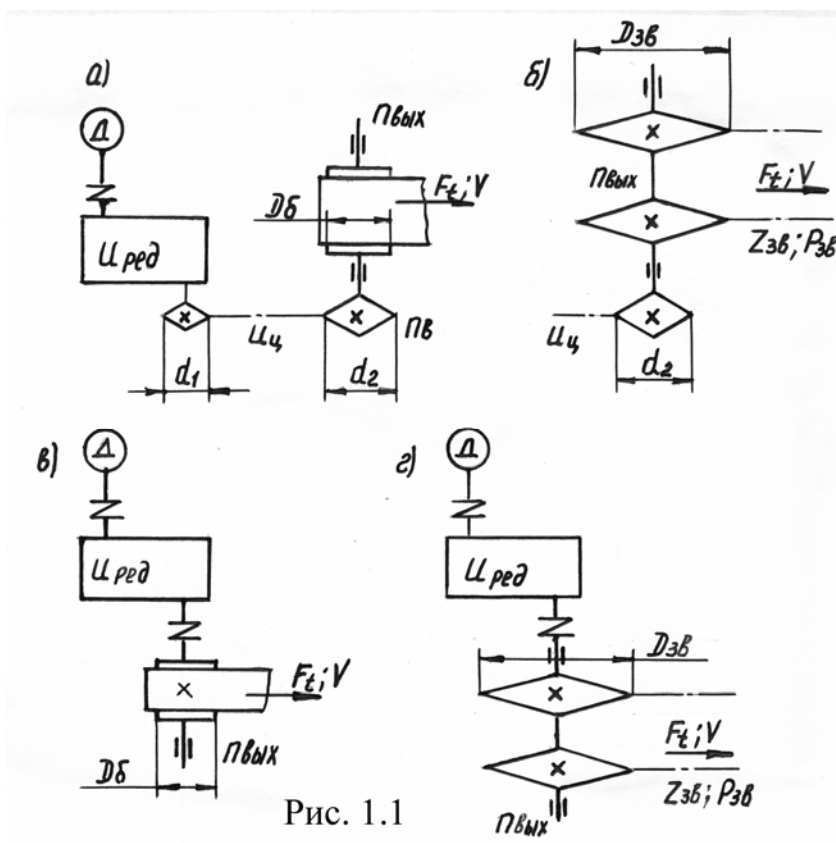


Рис. 1.1

Повторно-кратковременный режим характеризуется относительной продолжительностью включения, которая определяется отношением времени работы электродвигателя к полному времени цикла (ПВ, %). Для работы в повторно-кратковременном режиме изготавливаются электродвигатели специальных серий, например крановые, в паспорте которых указывают мощности для различных ПВ. Стандартными значениями ПВ приняты 15, 25, 40 и 60 %. Чем меньше ПВ, тем большую мощность может развивать двигатель, не перегреваясь.

Кратковременным считают такой режим, при котором за рабочий период двигатель не достигает установившейся температуры нагрева, а времени останова достаточно для полного остывания двигателя до температуры окружающей среды. При этих режимах работают двигатели шлюзовых механизмов гидросооружений, приводов монтажных кранов и др. Для этого режима изготавливается специальная серия двигателей. В их паспорте указывается мощность для определенной продолжительности работы (10, 15, 30, 60 мин.). Такие двигатели отличаются повышенными перегрузочными и пусковыми свойствами.

В проектах, выполняемых по курсу деталей машин, разрабатываются в основном приводы к машинам, работающим при длительном режиме. Поэтому выбранный по каталогу электродвигатель можно не проверять на нагрев, так как завод-изготовитель гарантирует длительную работу на номинальном режиме.

Потребную мощность (кВт) привода (мощность на выходе) определяют по формуле

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot V \cdot 0^{-3} \text{ или } P_{\text{вых}} = T \cdot n_{\text{вых}} / 9550 \quad (1.1)$$

После этого определяют требуемую мощность электродвигателя

$$P_{\text{двиг}} = P_{\text{вых}} / \eta_0, \quad (1.2)$$

где $\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$ - общий КПД привода, учитывает последовательное уменьшение мощности при передаче ее от электродвигателя к приводному валу; $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots$ - КПД отдельных пар кинематической цепи (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников), ориентировочные значения которых принимаются по табл. 1.1 [1].

Далее определяют ориентировочное значение требуемой частоты вращения вала электродвигателя $n_{\text{двиг}}$. Так как в приводах, разрабатываемых в курсовых проектах, используются понижающие передачи, то эту частоту вычисляют по формуле, мин⁻¹:

$$n_{\text{двиг}} = n_{\text{вых}} \cdot u_1' \cdot u_2' \dots, \quad (1.3)$$

Таблица 1.1

Тип передачи	КПД η
Зубчатая закрытая: цилиндрическая коническая прямозубая	0,96...0,98 0,95...0,97
Зубчатая открытая: цилиндрическая коническая прямозубая	0,93...0,95 0,92...0,94
Червячная (закрытая) при передаточном числе: св. 30 св. 14 до 30 св. 8 до 14	0,7...0,8 0,75...0,85 0,8...0,9
Ременная (все типы)	0,94...0,96
Цепная	0,92...0,95
Муфта соединительная	0,98
Подшипники качения (одна пара)	0,99
Примечание. Если на данном этапе работы над проектом затруднительно определить передаточное число червячной передачи, предварительно следует принимать $\eta_{\text{ч}} = 0,8$.	

где $n_{\text{вых}}$ - частота вращения приводного вала машины (см. рис. 1.1), мин⁻¹;

$$n_{\text{вых}} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D_{\text{в}}^3} \text{ или } n_{\text{вых}} = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D_{\text{зв}}^3}; \quad (1.4)$$

$D_{\text{зв}} = \frac{P_{\text{зв}}}{\sin(180^\circ / z_{\text{зв}})}$ - диаметр делительной окружности тяговой звездочки, мм;

u_1', u_2' - предварительные значения передаточных чисел всех кинематических пар привода; рекомендуемые значения их принимают по

табл. 1.2.

После этого по табл. 1.3 подбирают электродвигатель с мощностью $P_{эд}$ и частотой вращения вала $n_{эд}$, близкими к полученным $P_{эдтр}$ и $n_{эдтр}$. При этом $P_{эд}$ должна быть равна или больше требуемой. Можно выбрать электродвигатель меньшей мощности.

Таблица 1.2

Вид передачи	Твердость зубьев	Передаточные числа	
		$u_{рек}$	$u_{пред}$
Зубчатая цилиндрическая: тихоходная ступень во всех редукторах (u_T)	$\leq HB 350$	2,5...5	6,3
	HRC ₃ 40...56	2,5...5	6,3
	HRC ₃ 56...63	2...4	5,6
быстроходная ступень в редукторах с развернутой схемой (u_6)	$\leq HB 350$	3,15...5	8
	HRC ₃ 40...56	3,15...5	7,1
	HRC ₃ 56...63	2,5...4	6,3
быстроходная ступень в соосном редукторе (u_6)	$\leq HB 350$	4...6,3	10
	HRC ₃ 40...56	4...6,3	9
	HRC ₃ 56...63	3,15...5	8
Коробки скоростей стан- ков	любая	1,0...2,5	4,0
Коническая зубчатая	$\leq HB 350$	1,0...4	6,3
	$\geq HRC_3 40$	1,0...4	5
Червячная	-	16...50	80
Цепная	-	1,5...4	10
Ременная	-	2...4	8

В этом случае он будет работать с перегрузкой, величину которой определяют по формуле

$$\Delta P = \frac{P_{эдтр} - P_{эд}}{P_{эд}} \cdot 100\% \leq [\Delta P], \quad (1.5)$$

где $[\Delta P]$ - допустимая перегрузка двигателя: $[\Delta P] = 5...8\%$ при постоянной нагрузке, $[\Delta P] = 10...12\%$ при переменной.

В таблице 1.3 представлены типы (числитель) и асинхронная частота вращения вала (знаменатель) электродвигателей закрытых обдуваемых единой серии 4А.

Основные размеры электродвигателей (рис. 1.2) указаны в табл. 1.4.

Таблица 1.3

Мощность $P_{эд}$, кВт	Синхронная частота, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,55	<u>4AM63B2Y3</u> 2710	<u>4AM71A4Y3</u> 1390	<u>4AM71B6Y3</u> 900	<u>4AM80B8Y3</u> 700
0,75	<u>4AM71A2Y3</u> 2840	<u>4AM71B4Y3</u> 1390	<u>4AM80A6Y3</u> 915	<u>4AM90LA8Y3</u> 700
1,1	<u>4AM71B2Y3</u> 2810	<u>4AM80A4Y3</u> 1420	<u>4AM80B6Y3</u> 920	<u>4AM90LB8Y3</u> 700
1,5	<u>4AM80A2Y3</u> 2850	<u>4AM80B4Y3</u> 1415	<u>4AM90L6Y3</u> 935	<u>4AM100L8Y3</u> 700
2,2	<u>4AM80B2Y3</u> 2850	<u>4AM90L4Y3</u> 1425	<u>4AM100L6Y3</u> 950	<u>4AM112MA8Y3</u> 700
3,0	<u>4AM90L2Y3</u> 2840	<u>4AM100S4Y3</u> 1435	<u>4AM112MA6Y3</u> 955	<u>4AM112MB8Y3</u> 700
4,0	<u>4AM100S2Y3</u> 2880	<u>4AM100L4Y3</u> 1430	<u>4AM112MB6Y3</u> 950	<u>4AM132S8Y3</u> 720
5,5	<u>4AM100L2Y3</u> 2880	<u>4AM112M4Y3</u> 1445	<u>4AM132S6Y3</u> 965	<u>4AM132M8Y3</u> 720
7,5	<u>4AM112M2Y3</u> 2900	<u>4AM132S4Y3</u> 1455	<u>4AM132M6Y3</u> 970	<u>4AM160S8Y3</u> 730
11,0	<u>4AM132M2Y3</u> 2900	<u>4AM132M4Y3</u> 1460	<u>4AM160S6Y3</u> 975	<u>4AM160M8Y3</u> 730
15,0	<u>4AM160S2Y3</u> 2940	<u>4AM160S4Y3</u> 1465	<u>4AM160M6Y3</u> 975	<u>4AM180M8Y3</u> 730
18,5	<u>4AM160M2Y3</u> 2940	<u>4AM160M4Y3</u> 1465	<u>4AM180M6Y3</u> 975	—
22,0	<u>4AM180S2Y3</u> 2945	<u>4AM180S4Y3</u> 1470	—	—
30,0	<u>4AM180M2Y3</u> 2945	<u>4AM180M4Y3</u> 1470	—	—

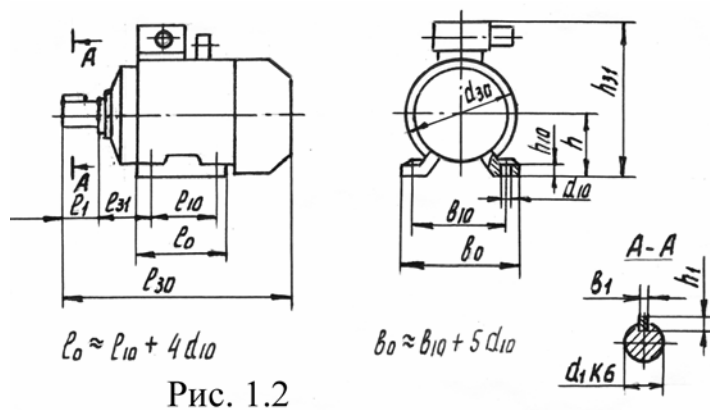


Таблица 1.4

Тип эл. дв.	Число полюсов	Габаритные размеры, мм			Установочно-присоединительные размеры, мм										Масса, кг
		l_{30}	h_{31}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10}	b_1	b_{10}	h	h_1	h_{10}	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
63B	2	216	162	130	30	80	40	14	7	5	100	63	5	8	6,3
71A, B	2, 4, 6	285	203	170	40	90	45	19	7	6	112	71	6	9	15,1
80A	2, 4, 6	300	218	186	50	100	50	22	10	6	125	80	6	10	17,4
80B	2, 4, 6, 8	320	218	186	50	100	50	22	10	6	125	80	6	10	20,4
90L	2, 4, 6, 8	350	243	208	50	125	56	24	10	8	140	90	7	11	28,7
100S	2, 4	362	263	235	60	112	63	28	12	8	160	100	7	12	36,0
100L	2, 4, 6, 8	392	263	235	60	140	63	28	12	8	160	100	7	12	42,0
112M	2, 4, 6, 8	452	310	260	80	140	70	32	12	10	190	112	8	12	56,0
132S	4, 6, 8	480	350	302	80	140	89	38	12	10	216	132	8	13	77,0
132M	2, 4, 6, 8	530	350	302	80	178	89	38	12	10	216	132	8	13	93,0
160S	2	624	430	358	110	178	108	42	15	12	254	160	8	18	130
	4, 6, 8	624	430	358	110	178	108	48	15	14	254	160	9	18	135
160M	2	667	430	358	110	210	108	42	15	12	254	160	8	18	145
	4, 6, 8	667	430	358	110	210	108	48	15	14	254	160	9	18	160
180S	2	662	470	410	110	203	121	48	15	14	279	180	9	20	165
	4	662	470	410	110	203	121	55	15	16	279	180	10	20	175
180M	2	702	470	410	110	241	121	48	15	14	279	180	9	20	185
	4, 6, 8	702	470	410	110	241	121	55	15	16	279	180	10	20	195

1.2. Определение передаточных чисел привода

После окончательного выбора $n_{эд}$ определяют общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}} \quad (1.6)$$

Полученное расчетом общее передаточное число распределяют между ступенями передач. Если в кинематической схеме привода кроме редуктора имеются другие передачи (ременная, цепная и пр.), то сначала назначают передаточные числа для них, используя рекомендации табл. 1.2; при этом общее передаточное число привода выражается так (для схемы на рис. 1.1,а);

$$u_{общ} = u_{ред} \cdot u_{ц} \quad (1.7)$$

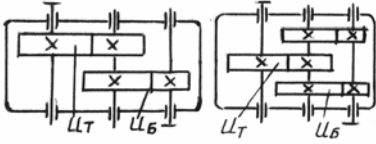
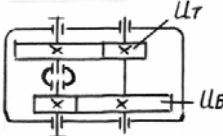
Передаточное число редуктора

$$u_{ред} = \frac{u_{общ}}{u_{ц}} \quad (1.8)$$

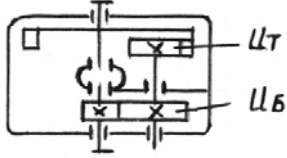
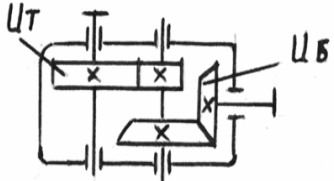
Если в схеме отсутствуют другие передачи (рис. 1.1, в, г), то $u_{ред} = u_{общ}$.

Передаточное число редуктора следует распределить между его ступенями. Выбор способа распределения зависит от конкретных

Таблица 1.5

Передаточное число редуктора $u_{ред}$	Двухступенчатый редуктор по развернутой схеме  $u_B = u_{ред} / u_T ; u_T = 0,88\sqrt{u_{ред}}$	Двухступенчатый соосный редуктор  $u_B = u_{ред} / u_T , u_T = 0,95\sqrt{u_{ред}}$
	$u_B \times u_T$	$u_B \times u_T$
8	3,15×2,5	3,15×2,5
9	3,55×2,5	3,15×2,8
10	4,0×2,5	3,55×2,8
11,2	4,0×2,8	3,55×3,15
12,5	4,5×2,8	4,0×3,15
14	4,5×3,15	4,0×3,55
16	4,5×3,55	4,5×3,55
18	5,0×3,55	4,5×4,0
20	5,0×4,0	5,0×4,0
22,4	5,6×4,0	5,0×4,5
25	5,6×4,5	5,0×5,0
28	5,6×5,0	5,6×5,0
31,5	6,3×5,0	5,6×5,6
35,5	6,3×5,6	6,3×5,6
40	7,1×5,6	6,3×6,3
45	8,0×5,6	7,1×6,3
50	8,0×6,3	7,1×7,1

Продолжение табл. 1.5

Передаточное число редуктора $u_{ред}$	Двухступенчатый соосный редуктор с внутренним зацеплением  $u_B = 2\sqrt[3]{u_{ред}} , u_T = u_{ред} / u_B$	Коническо - цилиндрический редуктор  $u_B = u_{ред} / u_T , u_T = 1,1\sqrt{u_{ред}}$
---	--	--

	$u_B \times u_T$	$u_B \times u_T$
8	4,0×2,0	2,5×3,15
9	4,0×2,24	2,8×3,15
10	4,0×2,5	2,8×3,55
11,2	4,5×2,5	3,15×3,55
12,5	4,5×2,8	3,15×4,0
14	5,0×2,8	3,55×4,0
16	5,0×3,15	3,55×4,5
18	5,6×3,15	4,0×4,5
20	5,6×3,55	4,0×5,0
22,4	5,6×4,0	4,5×5,0
25	5,6×4,5	4,5×5,6
28	6,3×4,5	5,0×5,6
31,5	6,3×5,0	5,0×6,3
35,5	6,3×5,6	5,6×6,3
40	7,1×5,6	-
45	7,1×6,3	-
50	7,1×7,1	-

требований, которым должна отвечать конструкция: обеспечения минимальных габаритов редуктора и минимальной массы, получения одинакового погружения зубчатых колес всех ступеней в масляную ванну. При этом должно выполняться основное требование - полное использование нагрузочной способности всех ступеней редуктора.

Распределение передаточных чисел двухступенчатых редукторов представлено в табл. 1.5, трехступенчатых цилиндрических - в табл. 1.6 (предполагается, что механические характеристики материалов колес разных ступеней примерно одинаковы).

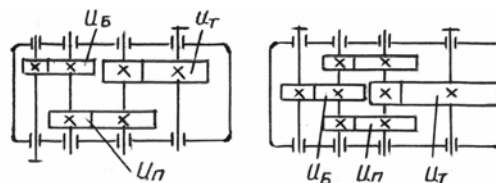
Таблица 1.6

$u_{ред}$	$u_6 \times u_n \times u_T$	$u_{ред}$	$u_6 \times u_n \times u_T$
40	4,0×3,55×2,8	125	6,3×5,0×4,0
45	4,5×3,55×2,8	140	7,1×5,0×4,0
50	5,0×3,55×2,8	160	7,1×5,6×4,0
56	5,0×4,0×2,8	180	7,1×5,6×4,5
63	5,0×4,0×3,15	200	8,0×5,6×4,5

$$u_B \approx 1,3u_n;$$

$$u_n \approx \sqrt[3]{u_{ред}};$$

$$u_T \approx u_n / 1,3^*$$



* Предложено доцентом Чуфистовым Е. А.

71	5,6×4,0×3,15	224	8,0×6,3×4,5
80	5,6×4,5×3,15	250	8,0×6,3×5,0
90	5,6×4,5×3,55	280	8,0×7,1×5,0
100	6,3×4,5×3,55	315	9,0×7,1×5,0
112	6,3×5,0×3,55	400	9,0×8,0×5,6

В зубчато-червячных редукторах передаточное число зубчатой пары определяют как $u_3 = \sqrt[5]{u_{ред}}$, при этом должно соблюдаться условие $2,6 \leq u_3 \leq 3,15$.

В червячно-зубчатых редукторах рекомендуется следующее распределение передаточного числа:

если $u_{ред} \leq 50$, то $u_ч = 6,3$, $u_3 = u_{ред} / 8$ (принимается ближайшее стандартное значение из ряда: 1,0; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0; 9,0 и т. д.);

если $u_{ред} > 50$, то $u_3 = 6,3$, $u_ч = u_{ред} / 6,3$ (округляется либо до целого числа, либо до числа с дробной частью 0,5).

Окончательно распределив общее передаточное число привода по ступеням, определяют его расчетное значение $u_{ор}$. При этом отклонение его от требуемого не должно превышать 4%.

$$\Delta u = \left| \frac{u_{общ} - u_{ор}}{u_{общ}} \right| \cdot 100\% \leq 4\% \quad (1.9)$$

После этого определяются частоты вращения каждого вала привода ($n_1 = n_{эд} / u_B$; $n_2 = n_1 / u_n$; ...), вращающие моменты на валах и диаметры валов (см. п. 1.4).

1.3. Кинематический расчет коробок скоростей металлорежущих станков.

Коробки скоростей служат для передачи вращающего момента от электродвигателя к шпинделю и для регулировки скорости главного движения путем изменения частоты вращения шпинделя в заданном диапазоне.

Коробки скоростей состоят из последовательно расположенных элементарных двухваловых передач, которые могут сообщить ведомому валу несколько скоростей.

Существует бесступенчатое и ступенчатое регулирование скоростей.

Бесступенчатое регулирование осуществляется с помощью вариаторов той или иной конструкции (рис. 1.3, а). При постоянной частоте вращения ведущего вала вариатор позволяет получить любую частоту вращения ведомого вала в некотором диапазоне.

Ступенчатое регулирование обеспечивается последовательно включенными группами зубчатых передач в виде передвижных двойных (рис.

1.3, б) или тройных блоков, а также колесами постоянного зацепления с муфтами (рис. 1.3, в). Общее число частот вращения ведомого вала (шпинделя станка) получается путем перемножения чисел отдельных зубчатых передач в каждой группе.

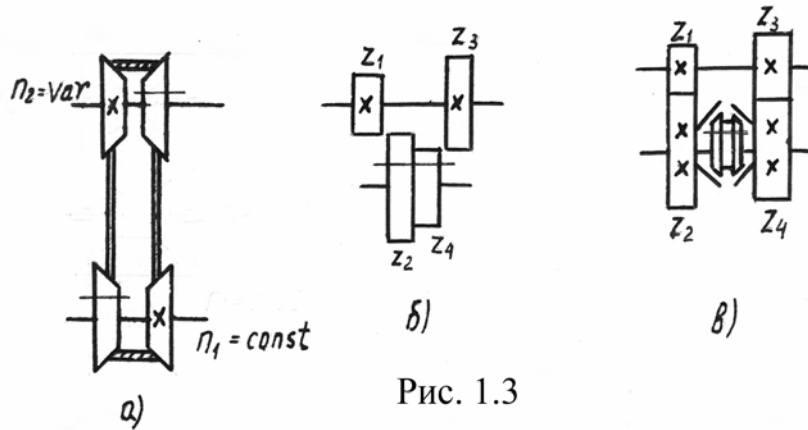


Рис. 1.3

Так, для коробки скоростей, состоящей из двух элементарных двухваловых передач (рис. 1.4, а), число скоростей вала 4 (шпинделя) определяется как $z = 1 \times 3 \times 2 = 6$.

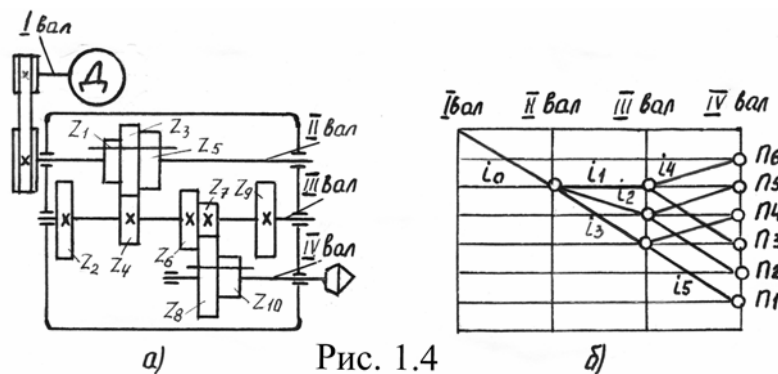


Рис. 1.4

У всех коробок скоростей со ступенчатым регулированием частоты вращения шпинделя построены по геометрическому ряду, а их значения и знаменатель прогрессии φ стандартизованы. Поэтому, если минимальная частота вращения вала n_1 , то другие частоты вращения: $n_2 = n_1 \varphi$; $n_3 = n_2 \varphi = n_1 \varphi^2$; $n_4 = n_3 \varphi = n_1 \varphi^3$ и т. д.

В общем виде

$$n_z = n_{z-1} \cdot \varphi = n_1 \cdot \varphi^{z-1} \quad (1.10)$$

Стандартные значения φ : 1,06; 1,12; 1,26; 1,41; 1,58; 1,78; 2.

Целью кинематического расчета коробок скоростей является определение передаточных отношений всех зубчатых передач в каждой группе и чисел зубьев колес этих передач для получения заданного ряда частот вращения ведомого вала.

В станкостроении передаточным отношением i называют отношение

частот вращения ведомого и ведущего валов, т.е.

$$i = \frac{n_{k+1}}{n_k} = \frac{z_k}{z_{k+1}} \quad (1.11)$$

Если $i > 1$, то передача будет повышающей, если $i < 1$ - понижающей.

При кинематическом расчете обычно применяется графоаналитический метод, который заключается в графическом изображении частот вращения и передаточных отношений в виде так называемых структурных сеток и графиков частот вращения. На рис. (1.4,б) показан график частот вращения для коробки скоростей, показанной на рис. (1.4, а). Графики строят в логарифмических координатах с одинаковым расстоянием (интервалом) между соседними горизонталями, равным

$$\lg n_{k+1} - \lg n_k = \lg \varphi.$$

Каждая горизонталь соответствует определенному значению частоты вращения геометрического ряда.

Последовательно расположенные валы коробки скоростей условно изображают вертикальными линиями; лучи, соединяющие точки пересечения на вертикалях, соответствуют передаточным отношениям отдельных передач группы между соседними валами; число лучей, выходящих из одной точки, соответствует числу отдельных передач между валами, а число точек на линии вала - числу различных частот вращения его. Точки, расположенные выше, соответствуют более высоким частотам вращения. Параллельные лучи между соседними валами изображают передаточное отношение одной и той же передачи.

Передаточное отношение отдельной передачи определяется выражением $i = \varphi^k$, где k - число интервалов между горизонталями, перекрытых лучом, соединяющим отметки частот вращения на соседних валах. Для повышающей передачи $k > 0$, для понижающей $k < 0$, для передачи с $i = 1$ $k = 0$.

Таким образом, по графику частот вращения (см. рис. 1.4,б) можно определить передаточные отношения:

$$i_0 = \varphi^{-2}; i_1 = \varphi^0 = 1; i_2 = \varphi^{-1}; i_3 = \varphi^{-2}; i_4 = \varphi; i_5 = \varphi^{-2}.$$

При построении графиков частот вращения необходимо учитывать ограничения по предельно допустимым значениям передаточных отношений для зубчатых передач:

$$i_{\min} \geq \frac{1}{4}; i_{\max} \leq 2 - \text{ для прямозубых передач;}$$

$$i_{\min} \geq \frac{1}{4}; i_{\max} \leq 2,5 - \text{ для косозубых.}$$

Для получения требуемого геометрического ряда частот вращения ведомого вала (шпинделя) одной и той же коробки скоростей могут быть построены разные варианты графиков с различными передаточными отношениями промежуточных передач. Конструктор должен выбрать лучший вариант, который обеспечил бы получение меньших габаритов и бо-

лее благоприятных кинематических и динамических характеристик привода. Целесообразно, например, минимальное передаточное отношение в группах зубчатых колес уменьшать по мере приближения к ведомому валу (шпинделю), достигая в последней группе предельного значения. В этом случае первые валы работают при более высоких скоростях, с меньшими нагрузками; зубчатые колеса будут иметь меньшие габариты, т.к. при данной мощности они будут передавать меньшие вращающие моменты.

При определении чисел зубьев колес коробок скоростей необходимо не только получить данное передаточное отношение $i = \frac{n_{k+1}}{n_k} = \frac{z_k}{z_{k+1}}$, но и обеспечить постоянную сумму зубьев в пределах данной двухвальной передачи (см. рис. 1.3,б, в):

$$\sum z = z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = const . \quad (1.12)$$

Решая систему уравнений

$$\begin{cases} z_1 + z_2 = \sum z; \\ z_1 / z_2 = i, \end{cases} \quad (1.13)$$

получим $z_1 = \frac{i \sum z}{i+1}$ и $z_2 = \frac{\sum z}{i+1}$.

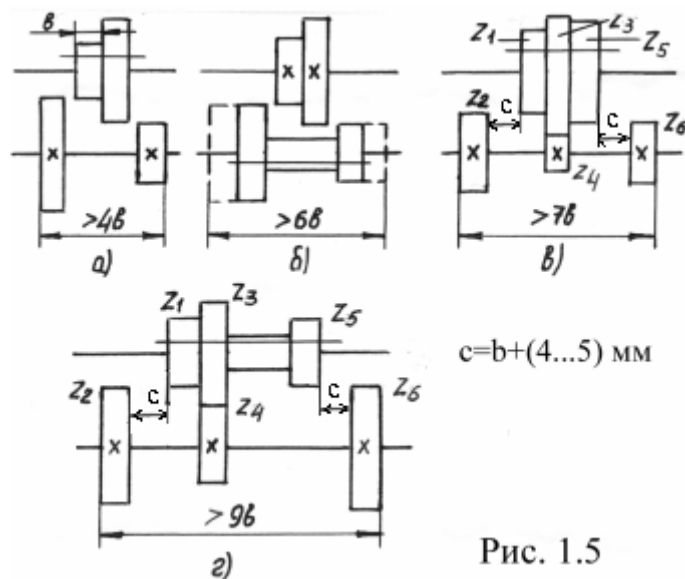
По этим формулам, задаваясь суммой зубьев $\sum z$ и зная необходимые значения i , можно определить числа зубьев колес.

Исходя из условий компактности передач, принимают $\sum z \leq 100 \dots 120$, а минимальное число зубьев колес коробок скоростей должно быть не менее $z_{\min} = 18 \dots 20$.

Значительно проще можно определить числа зубьев, если использовать табл. 1.7, где по горизонтали указана сумма зубьев, а по вертикали - передаточные отношения, кратные $\varphi = 1,06$. Пустые клетки означают, что при данной $\sum z$ передаточное отношение не может быть выдержано в требуемых пределах; в остальных клетках указаны числа зубьев меньшего зубчатого колеса.

При проектировании коробок скоростей следует стремиться к наименьшим осевым габаритам передач. Зубчатые колеса следует располагать на валу так, чтобы обеспечить его минимальную длину. При перемещении блоков колес на валу можно принять "узкий" (рис. 1.5, а) или "широкий" (рис. 1.5,б) варианты.

На рис. 1.5, в показан механизм с трехвенцовым блоком зубчатых колес. Для ввода в зацепление колес z_1 и z_2 необходимо, чтобы блок беспрепятственно перемещался мимо колеса z_4 , не зацепив за него колесом z_5 . Это возможно, если $z_3 - z_5 > 5$. Если эта разность меньше 5, то используют вариант, показанный на рис. 1.5, г.



1.4. Определение вращающих моментов на валах привода и диаметров валов редуктора

Вначале определяется мощность P_i на каждом валу привода с учетом потерь в каждой кинематической паре, имеющейся в схеме до рассматриваемого вала, путем умножения мощности на предыдущем валу на КПД соответствующих пар.

Вращающий момент (Н.м) определяется по формуле

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}, \tag{1.14}$$

где P_i - в кВт, n_i - частота вращения i -го вала, мин⁻¹.

На данном этапе (известны только вращающие моменты) определяются ориентировочные значения диаметров валов редуктора по формуле (6.1). Полученные значения округляют в меньшую сторону, до числа, кратного 5 и эти диаметры принимаются для посадки подшипников.

1.5. Пример кинематического расчета коробок скоростей металлорежущих станков.

Рассмотрим коробку скоростей токарного станка, схема которой показана на рис. 1.4, а.

Исходные данные:

Наибольший вращающий момент на выходном валу – шпинделе (IV вал) T_{\max}^{IV} , Н.м – 140;

Минимальная частота вращения шпинделя n_{\min}^{IV} , мин⁻¹ – 180;

Знаменатель прогрессии φ - 1,41;
График частот вращения – см. рис. 1.4., б.

Продолжение табл. 1.7

$i \backslash \sum z$	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79
1,00		31		32		33		34		35		36		37		38		39	
1,06		30		31		32		33		34		35		36		37		38	
1,12		29		30		31		32		33		34		35		36	36	37	37
1,19	28		29	29		30		31		32		33		34	34	35	35		36
1,26	27		28		29	29		30		31		32		33	33		34		35
1,33	26		27		28			29		30		31			32		33		34
1,41			26		27		28	28		29		30	30		31		32		33
1,50					26		27	28		28		29	29		30		31	31	
1,58		24			25		26			27		28	28		29		30	30	
1,68		23		24			25		26	26		27	27		28		29	29	
1,78	22			23			24		25	25		26			27				28
1,88	21		22	22		23	23		24			25			26				27
2,00			21			22			23			24			25				26
2,11		20			21	21		22	22		23	23		24	24				25
2,24	19	19			20			21			22	22		23	23			24	24
2,37	18			19			20	20			21			22				23	23
2,51			18			19	19			20	20		21	21				22	22
2,66		17				18			19	19			20	20				21	
2,82	16				17			18	18			19	19			20	20		
2,99				16			17	17			18	18			19	19			20
3,16						16	16			17	17				18				19
3,35									16	16				17				18	18
3,55												16	16				17	17	
3,76											15	15				16	16		

Продолжение табл. 1.7

$i \backslash \sum z$	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
1,00	40		41		42		43		44		45		46		47		48	49	49	50	50
1,06	39		40	40	41	41	42	42	43	43	44	44	45	45	46	46	47	47		48	
1,12	38	38		39		40		41		42		43	43	44	44	45	45	46	46	47	47
1,19		37		38		39	39	40	40	41	41		42		43		44	44	45	45	46
1,26		36	36	37	37		38		39		40	40	41	41		42		43		44	44
1,33	34	35	35		36		37	37	38	38		39		40	40	41	41		42		43
1,41	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39		40	40		41	
1,50	32		33	33		34		35	35		36		37	37	38	38		39	39	40	40
1,58	31		32	32		33	33		34		35	35		36		37	37		38	38	39
1,68	30	30		31		32	32		33	33		34		35	35		36	36		37	37
1,78	29	29		30	30		31			32		33	33		34	34		35	35		36
1,88	28	28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33		34	34	35
2,00		27			28		29	29		30	30		31	31		32	32		33	33	
2,11		26			27			28	28		29	29		30	30		31	31		32	32
2,24		25			26	26		27	27		28	28		29	29			30	30		31
2,37		24			25	25		26	26			27	27		28	28		29	29		
2,51	23	23			24	24		25	25			26	26		27	27			28	28	
2,66	22	22			23	23		24	24			25	25			26	26		27	27	
2,82	21	21			22			23	23			24	24			25	25			26	26
2,99	20			21	21			22	22			23	23			24	24			25	25
3,16	19			20	20			21	21			22	22			23	23			24	24
3,35			19	19			20	20	20			21	21			22	22			23	23
3,55		18	18	18			19	19			20	20	20			21	21			22	22
3,76	17	17				18	18				19	19				20	20			21	21

Продолжение табл. 1.7

$\sum_z \backslash i$	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
3,98	16	16			17	17	17			18	18	18			19	19	19			20	20
4,22				16	16				17	17	17			18	18	18			19	19	19
4,47		15	15	15				16	16				17	17	17			18	18	18	18
4,73	14	14				15	15	15				16	16	16			17	17	17	17	

$\sum_z \backslash i$	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120
1,00	51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58	59	59	60	60
1,06	49		50		51		52		53	53	54	54	55	55	56	56	57	57	58	58
1,12		48		49		50		51	51	52	52	53	53	54	54	55	55	56	56	57
1,19	46		47		48		49	49	50	50	51	51	52	52		53		54	54	55
1,26	45	46		46		47	47	48	48	49	49	50	50		51	51	52	52	53	53
1,33	43	44	44		45		46	46	47	47		48	48	49	49	50	50	51	51	52
1,41	42	42	43	43		44	44	45	45	46	46		47	47	48	48		49	49	50
1,50		41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46		47	47	48	48
1,58	39		40	40	41	41	41	42	42		43	43	44	44		45	45	46	46	46
1,68	38	38		39	39		40	40	41	41		42	42		43	43	44	44	44	45
1,78	36	37	37		38	38		39	39		40	40	41	41	41	42	42		43	43
1,88	35		36	36		37	37		38	38		39	39		40	40		41	41	42
2,00	34	34		35	35		36	36		37	37		38	38	38	39	39	39	40	40
2,11		33	33		34	34		35	35	35	36	36	36		37	37		38	38	
2,24	31		32	32		33	33	33	34	34	34		35	35		36	36		37	37
2,37	30	30		31	31		32	32	32		33	33		34	34		35	35	35	

Окончание таблицы 1.7

$i \backslash \sum z$	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120
2,51	29	29			30	30		31	31	31		32	32		33	33	33		34	34
2,66		28	28		29	29	29		30	30	30		31	31		32	32	32		33
2,82		27	27	27		28	28	28		29	29	29		30	30			31	31	
2,99			26	26	26		27	27			28	28			29	29			30	30
3,16	24		25	25	25		26	26	26			27	27			28	28			29
3,35	23			24	24			25	25	25		26	26	26			27	27		
3,55	22			23	23	23		24	24	24			25	25	25		26	26	26	
3,76	21			22	22	22		23	23	23			24	24	24			25	25	25
3,98	20		21	21	21	21		22	22	22	22		23	23	23	23		24	24	24
4,22			20	20	20	20		21	21	21	21		22	22	22	22			23	23
4,47			19	19				20	20	20	20		21	21	21	21			22	22
4,73		18	18	18				19	19	19			20	20	20	20			21	21

Последовательность расчета

1. Из графика частот вращения видно, что коробка скоростей обеспечивает шесть различных частот вращения шпинделя IV: $n_1^{IV}, n_2^{IV}, n_3^{IV}, n_4^{IV}, n_5^{IV}, n_6^{IV}$; три частоты вала III: $n_1^{III}, n_2^{III}, n_3^{III}$; одну частоту вала II - n^{II} . Указанные частоты вращения валов получаются последовательным переключением тройного (с числом зубьев z_1, z_3, z_5) и двойного (z_8, z_{10}) блоков колес.

Принимаем
$$i_1 = \frac{1}{\varphi^0} = 1 = \frac{z_3}{z_4}; \quad i_2 = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{1,41} = \frac{z_5}{z_6}; \quad i_3 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{1,41^2} = \frac{1}{2} = \frac{z_1}{z_2};$$

$$i_4 = \varphi = 1,41 = \frac{z_9}{z_{10}}; \quad i_5 = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{2} = \frac{z_7}{z_8}.$$

2. Определяем числа зубьев колес коробки скоростей:

Принимаем
$$\sum z = z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = z_5 + z_6 = z_7 + z_8 = z_9 + z_{10} = 120.$$

По табл. 1.7 в зависимости от передаточных отношений находим:

$$z_3 = 60; z_4 = 120 - 60 = 60;$$

$$z_5 = 50; z_6 = 120 - 50 = 70;$$

$$z_1 = 40; z_2 = 120 - 40 = 80;$$

$$z_{10} = 50; z_9 = 120 - 50 = 70;$$

$$z_7 = 40; z_8 = 120 - 40 = 80.$$

3. Выбор электродвигателя.

По исходным данным, используя формулу (1.14), находим мощность на выходном валу (шпинделя):

$$P_4 = \frac{T_{\max}^{IV} \cdot n_{\min}^{IV}}{9550} = \frac{140 \cdot 180}{9550} = 2,63 \text{ кВт};$$

требуемая мощность электродвигателя по формуле (1.2):

$$P_{\text{эдрп}} = \frac{P_4}{\eta_0} = \frac{2,63}{0,87} = 3,02 \text{ кВт},$$

где $\eta_0 = \eta_p \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_s^2 = 0,95 \cdot 0,99^3 \cdot 0,97^2 = 0,87$ (КПД ременной передачи η_p , одной пары подшипников качения η_n , зубчатой передачи η_s приняты по табл. 1.1); требуемая частота вращения вала электродвигателя по формуле (1.3):

$$n_{\text{эдрп}} = n_{\min}^{IV} \cdot u_5 \cdot u_3 \cdot u_p' = 180 \cdot \frac{z_8}{z_7} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot u_p' = 180 \cdot \frac{80}{40} \cdot \frac{80}{40} \cdot u_p' = 720 \cdot u_p' = 720 \cdot 2 = 1440 \text{ мин}^{-1},$$

передаточные числа зубчатых передач $u_5 = 1/i_5; u_3 = 1/i_3$, а предварительное значение передаточного числа ременной передачи $u_p' = \frac{1}{i_0} = 2$ принято по табл. 1.2.

По табл. 1.3 выбираем электродвигатель 4AM100S4У3, у которого $P_{\text{эд}} = 3 \text{ кВт}$, $n_{\text{эд}} = 1435 \text{ мин}^{-1}$.

Так как асинхронная частота вращения вала электродвигателя мало отличается от требуемой, то окончательно принимаем передаточное отношение ременной передачи равным ранее принятому, т. е. $i_0 = 1/2$ (в противном случае его надо определять $i_0 = n^{II} / n_{\text{эд}}$).

4. Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоро-

стей, при которых развиваются максимальные вращающие моменты:

$$n^I = n_{\text{до}} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$n^{II} = n^I \cdot i_0 = 1435 \cdot 1/2 = 717,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{min}}^{III} = n^{II} \cdot i_3 = n^{II} \cdot z_1 / z_2 = 717,5 \cdot 40 / 80 = 358,8 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{\text{min}}^{IV} = n_{\text{min}}^{III} \cdot i_5 = n_{\text{min}}^{III} \cdot z_7 / z_8 = 358,8 \cdot 40 / 80 = 179,4 \text{ мин}^{-1}.$$

5. Определяем мощности на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре:

$$P_I = P_{\text{до}} = 3 \text{ кВт};$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_p \cdot \eta_n = 3 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 2,82 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n = 2,82 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,7 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_3 \cdot \eta_n = 2,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 2,6 \text{ кВт}.$$

6. Максимальные вращающие моменты на валах:

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n^I} = 9550 \frac{3}{1435} = 20 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n^{II}} = 9550 \frac{2,82}{717,5} = 37,5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{\text{min}}^{III}} = 9550 \frac{2,7}{358,8} = 71,9 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{\text{min}}^{IV}} = 9550 \frac{2,6}{179,4} = 138,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Целью проектного расчета является определение геометрических размеров передачи, обеспечивающих ее работоспособность и надежность при заданных условиях эксплуатации и заданном ресурсе. Исходные данные для проектного расчета принимаются по результатам кинематического расчета привода. При расчете необходимо учитывать экономические факторы (обеспечение минимальных габаритов, массы и стоимости передачи).

В данном пособии методика расчета цилиндрических зубчатых передач изложена в соответствии с ГОСТ 21354 - 87 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность" с некоторыми упрощениями, практически не влияющими на результаты расчета. Методика расчета конических прямозубых передач - в соответствии с принятой в учебной и справочной литературе.

2.1. Выбор материала шестерни и колеса

Для изготовления зубчатых колес используются в основном стали, подвергаемые термическому или химико-термическому упрочнению, позволяющему получить высокую твердость поверхностей зубьев в сочетании с более мягкой (вязкой) сердцевиной, что обеспечивает достаточную выносливость (контактную и изгибную) зубьев и их сопротивление заеданию.

В настоящее время применяются следующие основные способы упрочнения:

нормализация, улучшение, поверхностная закалка с нагревом ТВЧ, цементация, нитроцементация, азотирование.

Нормализации подвергаются литые зубчатые колеса (диаметр более 500 мм) и зубчатые колеса вспомогательных механизмов, например, механизмов ручного управления.

Зубья улучшаемых колес нарезаются после термической обработки, что позволяет обеспечить высокую точность и исключить необходимость шлифования зубьев. Колеса из улучшенных сталей хорошо прирабатываются. Для лучшей приработки зубьев твердость шестерни рекомендуют назначать больше твердости колеса не менее чем на 25 единиц. Улучшение используется также в качестве предшествующей операции при поверхностной термической обработке зубьев для повышения механических характеристик сердцевины зуба (кроме зубьев с $m < 3$ мм, подвергаемых закалке ТВЧ: они прокаливаются насквозь, что приводит к значительному их короблению и снижению ударной вязкости).

Поверхностная закалка, цементация и нитроцементация с последующей закалкой обеспечивают высокую твердость и несущую способность поверхностных слоев зубьев и достаточно высокую прочность зубьев на изгиб. После термической обработки зубья подвергаются отделочным операциям (шлифованию, притирке и др.). При этих способах термообработки не требуется обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса. Поверхностная закалка ТВЧ может применяться для шестерен, работающих с улучшенными колесами, для обеспечения равнопрочности.

Азотирование обеспечивает высокую твердость, износостойкость поверхностных слоев, минимальное коробление. Азотируют готовые детали без последующей закалки. Поэтому азотирование применяют для колес с внутренними зубьями, а также колес, шлифование которых трудно осуществимо.

Характеристики механических свойств некоторых сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес, после термической и химико-термической обработки представлены в табл. 2.1.

Сталь одной и той же марки в зависимости от температурного режима отпуска после закалки может иметь различные механические свойства. Получение нужных механических свойств зависит не только от температурного режима термообработки, но и от наибольших размеров сечения заготовки колеса. Известно, что с увеличением размеров сечения падает скорость охлаждения, а следовательно, снижаются твердость и предел прочности, получаемые после термообработки.

Таблица 2.1

Марка стали	Вид термической обработки	Твердость		Предел прочности σ_s , МПа	Предел текучести σ_T , МПа
		сердцевины	поверхности		
1	2	3	4	5	6
40	Нормализация Улучшение	НВ 179...207	НВ 179...207	580	340
		НВ 192...228	НВ 192...228	700	400
45	Нормализация Улучшение Улучшение	НВ 179...207	НВ 179...207	600	360
		НВ 235...262	НВ 235...262	780	540
		НВ 269...302	НВ 269...302	890	650

50	Нормализация Улучшение	HB 192...228 HB 235...262	HB 192...228 HB 235...262	640 750	350 530
40X	Улучшение	HB 235...262	HB 235...262	790	640
	Улучшение	HB 269...302	HB 269...302	900	750
	Улучшение + закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC ₃ 45...50	900	750
	Улучшение + азотирование	HB 269...302	HRC ₃ 50...59	1000	800
40XH	Улучшение	HB 235...262	HB 235...262	800	630
	Улучшение	HB 269...302	HB 269...302	920	750
	Улучшение + закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC ₃ 48...53	920	750
35XM	Улучшение	HB 235...262	HB 235...262	800	670
	Улучшение	HB 269...302	HB 269...302	920	790
	Улучшение + закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC ₃ 48...53	920	790
40XH MA	Улучшение + азотирование	HB 269...302	HRC ₃ 50...56	980	780
45XЦ	Улучшение	HB 235...262	HB 235...262	830	660
	Улучшение	HB 269...302	HB 269...302	950	780
	Улучшение + закалка ТВЧ	HB 269...302	HRC ₃ 50...56	950	780
20X	Улучшение + цементация + закалка	HB 300...400	HRC ₃ 56...63	650	400

Продолжение табл. 2.1

1	2	3	4	5	6
12XH3 A 18XГТ 20XH M 25XГ HM	Улучшение + цементация + закалка	HB 300...400	HRC ₃ 56...63	1000	800
35Л	Нормализация	HB 163...207	HB 163...207	550	270
45Л	То же	HB 163...207	HB 163...207	550	320
50Л	То же	HB 192...228	HB 192...228	580	340
45ГЛ	То же	HB 163...207	HB 163...207	650	330

Например, заготовка из стали 40X (см. табл. 2.1) диаметром 125 мм и толщиной 80 мм после улучшения имеет твердость HB 269...302, а диаметром 200 мм и толщиной 125 мм - HB 235...262. Это необходимо учитывать при инженерных расчетах. Так как на данном этапе проектирования размеры заготовок для зубчатых колес неизвестны, то указанную в табл. 2.1 твердость поверхности при улучшении HB

235...262 следует относить к зубьям колеса, а HB 269...302 - к зубьям шестерни.

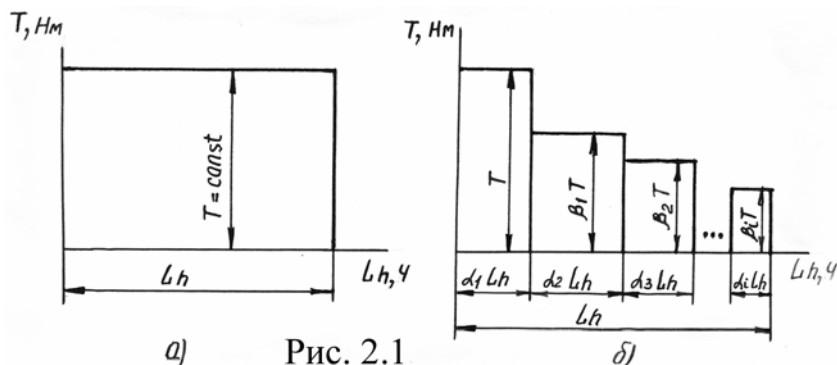
Для редукторов шестерни и колеса следует изготавливать из одинаковых марок сталей 45, 40X, 40XH, 35XM, 45XЦ и др. с термической обработкой (т.о.) по двум вариантам:

1. т.о. колеса - улучшение, твердость HB 235...262;
т.о. шестерни - улучшение, твердость HB 269...302;
2. т.о. колеса - улучшение, твердость HB 269...302;
т.о. шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали HRC₃, 45...50, 48...53.

2.2. Определение допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения при расчетах на контактную и изгибную выносливость необходимо определять с учетом режима нагружений зубьев (постоянный, рис. 2.1, а, или переменный, рис. 2.1, б) и требуемого ресурса передачи L_h (ч).

Допускаемые напряжения определяются отдельно для зубьев шестерни и колеса.



2.2.1. Допускаемые контактные напряжения

Допускаемые напряжения для зубьев шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ определяют по общей зависимости

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim} Z_R Z_V}{S_H} Z_N, \quad (2.1)$$

где $\sigma_{H\lim}$ - длительный предел контактной выносливости, определяемый по табл. 2.2 в зависимости от материала зубчатого колеса и вида термической обработки по среднему значению твердости поверхностей зубьев \bar{H} , равной полусумме верхнего и нижнего значений их твердости, взятых из табл. 2.1. Например, при твердости зубьев шестерни $H_1 = 45...50$ HRC₃ получаем

$$\bar{H}_{HRC1} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5; \quad Z_R - \text{коэффициент, учитывающий шероховатость рабочих}$$

поверхностей зубьев; при $R_a = 1,25...0,63$ мкм (притирка и обкатывание) $Z_R = 1$; при $R_a = 2,5...1,25$ мкм (шлифование) $Z_R = 0,95$; при $R_a = 10...2,5$ мкм (фрезерование) $Z_R = 0,9$; Z_V - коэффициент, учитывающий влияние скорости: повышение скорости вызывает увеличение толщины гидродинамического масляного слоя и уменьшение коэффи-

циента трения.

При скорости до 10 м/с (что имеет место в редукторах) и при твердости поверхностей зубьев менее 350 НВ $Z_V=1\dots 1,07$; при твердости больше 350 НВ $Z_V=1\dots 1,04$; S_H – коэффициент запаса контактной прочности, принимается из табл.2.2;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim}}{N_K}} - \text{коэффициент долговечности, учитывающий режим нагружений}$$

и требуемый ресурс передачи, принимается в пределах $1 \leq Z_N \leq Z_{N\max}$

Таблица 2.2

Вид термической или химико-термической обработки	Твердость поверхности	Материал	$\sigma_{H\lim}$, МПа	S_H
Улучшение нормализация	350 НВ	Углеродистые и легированные стали	$2 \times \overline{H_{HB}} + 70$	1,2
Поверхностная закалка ТВЧ	45...56 HRC _Э	Легированные стали	$17 \times \overline{H_{HRC}^{нов}} + 200$	1,3
Цементация и закалка	56...63 HRC _Э	Легированные стали	$23 \times \overline{H_{HRC}^{нов}}$	1,3
Азотирование	50...59 HRC _Э	Легированные стали	1050	1,3
$\overline{H_{HRC}^{нов}}$ - средняя твердость поверхности.				

$Z_{N\max}=2,6$ для материалов с однородной структурой (нормализованных, улучшенных) и 1,8 для поверхностно упрочненных материалов.

$N_{H\lim}$ -число циклов нагружения зуба, соответствующее перелому кривой усталости (в литературе по деталям машин обозначается также N_{HO} , N_{HG}).

$$N_{H\lim} = \overline{H_{HB}}^3 \leq 12 \times 10^7;$$

если твердость задана в единицах HRC_Э, то ее переводят в единицы НВ ($1HRC_{Э}=10HB$); N_K - требуемый ресурс рассчитываемого зубчатого колеса в циклах.

При постоянном режиме нагружений (рис.2.1,а)

$$N_K = 60cnL_h, \tag{2.2}$$

где C – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один оборот (рис.2.2); n -число оборотов в минуту рассчитываемого колеса, мин⁻¹; L_h - требуемый ресурс передачи, ч,

$$L_h = L_{\Gamma} \cdot 365 \kappa_{\text{год}} \cdot 24 \kappa_{\text{сут}} = 8760 L_{\Gamma} \cdot \kappa_{\text{год}} \cdot \kappa_{\text{сут}},$$

где L_{Γ} - срок службы передачи, годы; $\kappa_{\text{год}}$ - коэффициент использования передачи в течении года; $\kappa_{\text{сут}}$ - коэффициент использования передачи в течении суток.

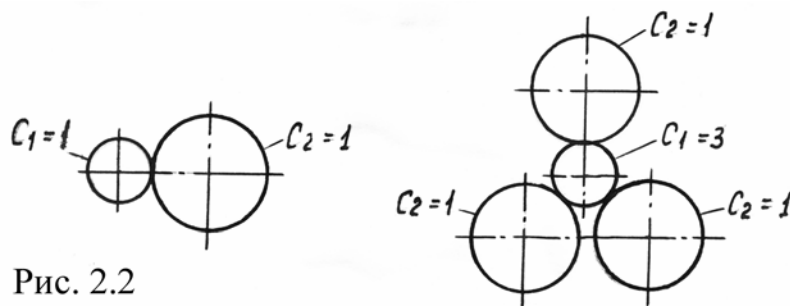


Рис. 2.2

Если $N_K > N_{Hlim}$, то принимают $z_N = 1$.

При переменном режиме нагружений (рис. 2.1, б) в формулу для определения z_N вместо N_K подставляют эквивалентное число циклов N_{HE}

$$N_{HE} = 60cnL_h(\alpha_1 + \alpha_2\beta_1^3 + \alpha_3\beta_2^3 + \dots) \quad (2.3)$$

Если $N_{HE} > N_{Hlim}$, то принимают $z_N = 1$.

При проектном расчете на контактную выносливость прямозубых передач любой твердости, а также косозубых и шевронных передач с твердостью H_1 и $H_2 \geq 350HB$ в качестве расчетного допускаемого напряжения принимают минимальное из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$, т. е. $[\sigma_H] = \min\left\{\begin{matrix} [\sigma_H]_1 \\ [\sigma_H]_2 \end{matrix}\right\}$; для косозубых и шевронных передач с твердостью колеса $H_2 < 350HB$ и твердостью шестерни $H_1 > 350HB$ расчетное допускаемое напряжение определяют по формуле

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

Это напряжение не должно превышать $1,23[\sigma_H]_2$. В противном случае принимают $[\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_2$.

2.2.2. Допускаемые напряжения изгиба зубьев

Допускаемые напряжения изгиба зубьев шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{FLim}}{S_F} y_N, \quad (2.4)$$

где σ_{FLim} – длительный предел выносливости при “отнулевом” цикле нагружений, выбирается по табл. 2.3 в зависимости от материала и твердости зубьев; S_F – коэффициент запаса изгибной прочности выбирают по табл. 2.3; $y_N = m_F \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_K}}$ – коэффициент долговечности, принимаемый в пределах $1 \leq y_N \leq y_{Nmax}$; m_F – показатель степени кривой усталости; $m_F = 6$ для нормализованных и улучшенных колес; $m_F = 9$ для поверхностно упрочненных колес, $y_{Nmax} = 4$ при $m_F = 6$, $y_{Nmax} = 2,5$ при $m_F = 9$.

N_K – требуемый ресурс рассчитываемого зубчатого колеса в циклах.

Таблица 2.3

Сталь	Вид термической обработки	Твердость сердцевины	$\sigma_{F \text{ lim}}, \text{ МПа}$	S_F
1	2	3	4	5
40, 45, 50, 40X, 40XH, 35XM, 45XЦ	Нормализация улучшение	НВ 179...302	$1,75 \overline{H}_{HB}$	1,7
40X, 40XH, 35XM	Закалка ТВЧ сквозная, включая впадину ($m \geq 3 \text{ мм}$)	НВ 269...302	650	1,7
40X, 40XH, 35XM	Закалка ТВЧ сквозная, включая впадину ($m < 3 \text{ мм}$)	HRC _Э 48...52	550	1,7
20X, 12XНЗА, 18ХГТ, 20XНМ, 25XГНМ	Цементация и закалка	НВ 300...400	775	1,7
40X, 40XНМА	Азотирование	HRC _Э 24...40	$12 \overline{H}_{HRC}^{\text{сердц}} + 290$	1,7
$\overline{H}_{HRC}^{\text{сердц}}$ - средняя твердость сердцевины				

При постоянном режиме нагружений (см. рис. 2.1, а) определяется по формуле (2.2).

При переменном режиме нагружений (см. рис. 2.1, б) в формулу, определяющую y_N , вместо N_K подставляют эквивалентное число циклов N_{FE}

$$N_{FE} = 60cnL_h (\alpha_1 + \alpha_2 \beta_1^{m_F} + \alpha_3 \beta_2^{m_F} + \dots) \quad (2.5)$$

Если N_K и $N_{FE} > 4 \cdot 10^6$, то принимают $y_N = 1$.

2.3. Проектный расчет на прочность закрытых цилиндрических зубчатых передач редукторов

Предварительные геометрические размеры передачи определяют расчетом на контактную выносливость зубьев.

Исходные данные (получены при кинематическом расчете):

T_1 - вращающий момент на шестерне, Н.м;

T_2 - вращающий момент на колесе, Н.м;

n_2 - частота вращения колеса, мин⁻¹;

u - передаточное число;

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение, МПа;

$[\sigma_F]_1$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев шестерни, МПа;

$[\sigma_F]_2$ - допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса, МПа.

Цилиндрическая зубчатая передача показана на рис. 2.3.

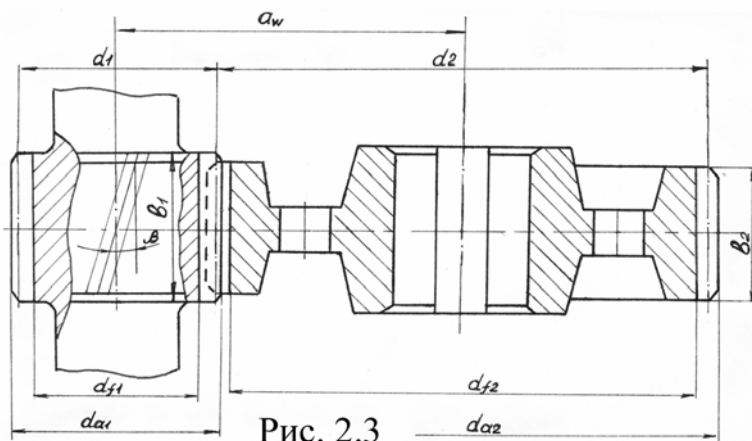


Рис. 2.3

Последовательность расчета

1. Определение предварительного значения межосевого расстояния a'_w ,

$$a'_w = k(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}}, \quad (2.6)$$

где знак “+” (здесь и далее) относится к внешнему зацеплению, а знак “-” – к внутреннему; T_2 - вращающий момент колеса, Н.м. Коэффициент K в зависимости от поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса имеет следующие значения [13]:

Твердость Н, НВ: $H_1 \leq 350, H_1 \geq 350, H_1 > 350$;

$H_2 < 350, H_2 < 350, H_2 > 350$.

Коэффициент K : 10 8 6.

2. Уточнение найденного значения межосевого расстояния:

$$a_w = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}}, \quad (2.7)$$

где $K_a = 410$ для косозубых и шевронных зубчатых колес и $K_a = 450$ для прямозубых зубчатых колес.

Коэффициент ширины венца зубчатого колеса $\psi_{ba} = b_2 / a_w$ для редукторов зубчатых колес из улучшенных сталей при несимметричном расположении относительно опор 0,315...0,4; для колес из закаленных сталей – 0,25...0,315; при симметричном расположении – 0,4...0,5; при консольном расположении – 0,2...0,25.

Для шевронных передач $\psi_{ba} = 0,63...1,25$. Для передач внутреннего зацепления $\psi_{ba} = 0,2(u+1)/(u-1)$. Стандартные значения ψ_{ba} для редукторов: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25.

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \quad (2.8)$$

Коэффициент K_{HV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, зависит от окружной скорости V и степени точности изготовления передачи. Окружная

скорость определяется по формуле

$$V = \frac{2\pi\alpha'_w n_2 u}{6 \cdot 10^4 (u \pm 1)} \quad (2.9)$$

Степень точности выбирают по табл.2.4. Значения коэффициента K_{HV} выбираются по табл. 2.5.

Таблица 2.4

Степень точности (по ГОСТ 1643-81)	Допускаемая окружная скорость колес V , м/с	
	прямозубых	непрямозубых
7-я (передачи нормальной точности)	12	20
8-я (передачи пониженной точности)	6	10
9-я (грубые передачи)	3	5

Примечание. Для редукторов и коробок скоростей 9-ю степень точности не применять.

Таблица 2.5

Степень точности	Твердость колес	K_{HV} при V , м/с					K_{FV} при V , м/с				
		1	3	5	8	10	1	3	5	8	10
7	А	<u>1,02</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,19</u>	<u>1,25</u>	<u>1,02</u>	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,19</u>	<u>1,25</u>
		1,01	1,03	1,05	1,08	1,10	1,01	1,03	1,05	1,08	1,10
	Б	<u>1,04</u>	<u>1,12</u>	<u>1,20</u>	<u>1,32</u>	<u>1,40</u>	<u>1,08</u>	<u>1,24</u>	<u>1,40</u>	<u>1,64</u>	<u>1,80</u>
		1,02	1,06	1,08	1,13	1,16	1,03	1,09	1,16	1,25	1,32
8	А	<u>1,03</u>	<u>1,09</u>	<u>1,15</u>	<u>1,24</u>	<u>1,30</u>	<u>1,03</u>	<u>1,09</u>	<u>1,15</u>	<u>1,24</u>	<u>1,30</u>
		1,01	1,03	1,06	1,09	1,12	1,01	1,03	1,06	1,09	1,12
	Б	<u>1,05</u>	<u>1,15</u>	<u>1,24</u>	<u>1,38</u>	<u>1,48</u>	<u>1,10</u>	<u>1,30</u>	<u>1,48</u>	<u>1,77</u>	<u>1,96</u>
		1,02	1,06	1,10	1,15	1,19	1,04	1,12	1,19	1,30	1,38
9	А	<u>1,03</u>	<u>1,09</u>	<u>1,17</u>	<u>1,28</u>	<u>1,35</u>	<u>1,03</u>	<u>1,09</u>	<u>1,17</u>	<u>1,28</u>	<u>1,35</u>
		1,01	1,03	<u>1,07</u>	1,11	1,14	1,01	1,03	1,07	1,11	1,14
	Б	<u>1,06</u>	<u>1,12</u>	<u>1,28</u>	<u>1,45</u>	<u>1,56</u>	<u>1,11</u>	<u>1,33</u>	<u>1,56</u>	<u>1,90</u>	-
		1,02	1,06	1,11	1,18	1,22	1,04	1,12	1,22	1,36	1,45

Примечания: 1. Числитель- прямозубые, знаменатель- косозубые колеса.
2. А- H_1 и $H_2 > 350 HB$, Б- H_1 и $H_2 \leq 350 HB$ или $H_1 > 350 HB$, $H_2 \leq 350 HB$

Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по номограммам (рис.2.4) в зависимости от коэффициентов ширины $\psi_{bd} = b/d_1 = 0,5\psi_{ba}(u \pm 1)$, схемы передачи и твердости зубьев.

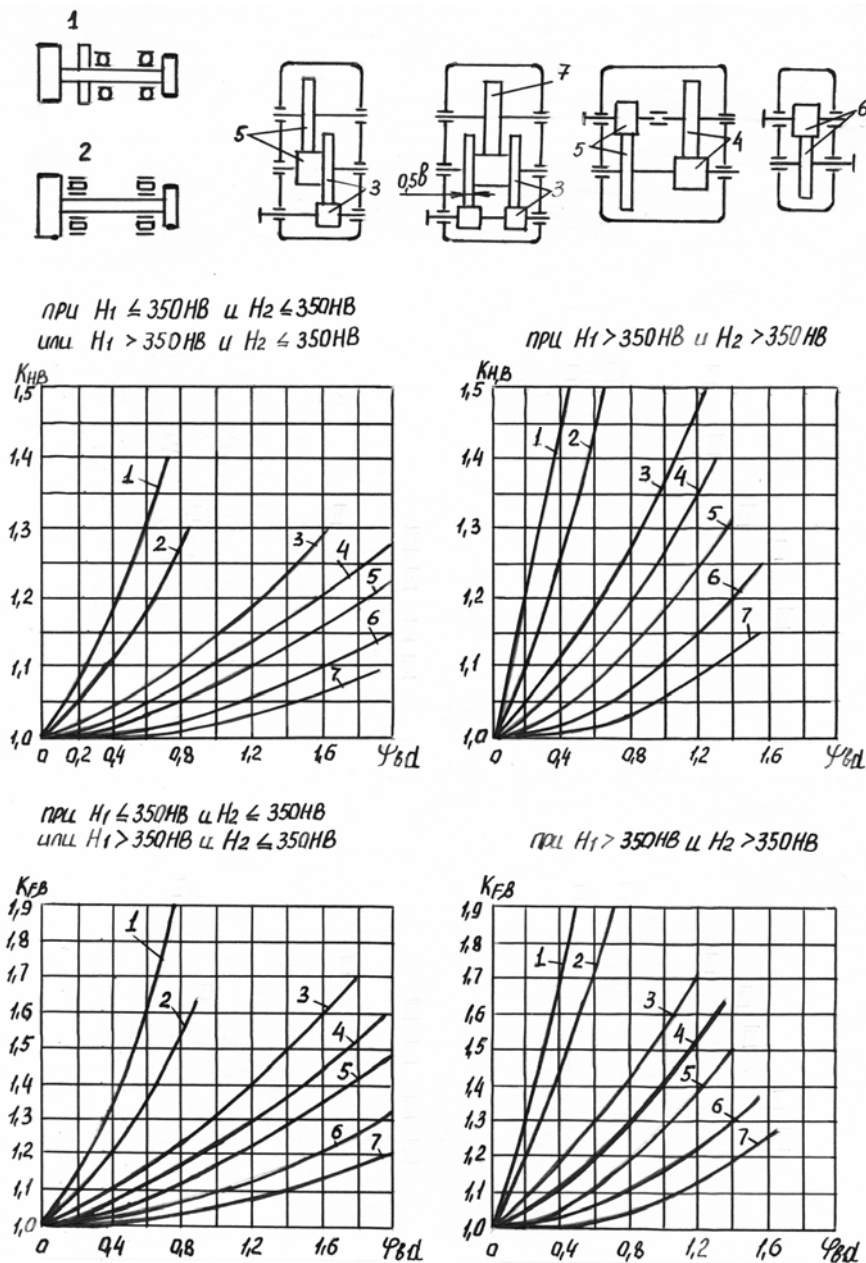


Рис 2.4

Коэффициент $\kappa_{H\alpha}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между одновременно зацепляющимися парами зубьев в связи с погрешностями изготовления шестерни и колеса, определяется по следующим приближенным зависимостям:

Для прямозубых передач

$$\kappa_{H\alpha} = \kappa_{F\alpha} = 1 + 0,06(n_{CT} - 5), 1 \leq \kappa_{H\alpha} \leq 1,25 \quad (2.10)$$

для косозубых передач

$$\kappa_{H\alpha} = \kappa_{F\alpha} = 1 + a(n_{CT} - 5), 1 \leq \kappa_{H\alpha} \leq 1,6,$$

где n_{CT} - число, обозначающее степень точности передачи; $a = 0,15$ для зубчатых колес с твердостью H_1 и $H_2 > 350HB$ и $a = 0,25$ при H_1 и $H_2 \leq 350HB$ или $H_1 > 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$.

Примечание. При уточненных расчетах шевронных передач коэффициент нагрузки не-

обходимо определять с учетом неравномерности распределения нагрузки между полушевронами [12].

Полученное значение межосевого расстояния a_w округляют до ближайшего стандартного значения: 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 315; 335; 400; 450.

3. Ширина венца колеса равна рабочей ширине передачи, т. е. $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$. Ширина шестерни $b_1 = 1,12b_2$. Полученные значения b_1 и b_2 округляют до ближайших целых значений в миллиметрах.

4. Определение нормального модуля зубчатых колес производится при следующих условиях.

Значение модуля должно быть в пределах

$$m_{\min} \leq m \leq m_{\max}.$$

Минимальный модуль m_{\min} определяется из условия прочности зубьев на изгиб по известному межосевому расстоянию по следующей зависимости:

$$m_{\min} = K_m \frac{\kappa_F T_1 (u \pm 1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2}, \quad (2.11)$$

где $K_m = 3400$ для прямозубых передач и 2600 для косозубых и шевронных передач; κ_F – коэффициент нагрузки, принимаемый равным κ_H .

Максимально допустимый модуль m_{\max} определяется из условия неподрезания зубьев у основания

$$m_{\max} = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{z_{1\min} (u \pm 1)} \approx \frac{2a_w}{17(u \pm 1)} \quad (2.12)$$

В диапазоне от m_{\min} до m_{\max} принимают стандартное значение нормального модуля m_n по ГОСТ 9563 –60, мм;

1-ый ряд – 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0; 6,0; 8,0; 10,0.

2-ой ряд – 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7,0; 9,0.

Ряд 1 следует предпочитать ряду 2.

Для силовых передач рекомендуется принимать $m_n \geq 1,5 \text{ мм}$.

5. Определение числа зубьев шестерни и колеса проводится в следующем порядке.

Суммарное число зубьев для прямозубых передач определяют по формуле

$$z_{\Sigma} = z_2 \pm z_1 = \frac{2a_w}{m}. \quad (2.13)$$

Если Z_{Σ} получается дробным числом, то необходимо изменить значение m или нарезание зубьев колес производить со смещением инструмента (корректированием).

Для косозубых и шевронных передач вначале определяют минимальный угол наклона зубьев:

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m_n}{b_2} \geq 8^\circ, \quad \text{но} \leq 22^\circ \quad (2.14)$$

В раздвоенных ступенях редукторов для лучшей самоустановки вала $\beta_{\min} = 30^\circ$.

Для шевронных передач угол $\beta_{\min} = 25^\circ$.

Затем определяют суммарное число зубьев

$$Z_{\Sigma} = Z_2 \pm Z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m_n} \quad (2.15)$$

Полученное значение Z_{Σ} округляют в меньшую сторону до целого числа.

Число зубьев шестерни:

$$Z_1 = \frac{Z_{\Sigma}}{u \pm 1} > Z_{1\min} \quad (2.16)$$

(значение Z_1 округляют до целого числа).

Число зубьев колеса Z_2 для внешнего и внутреннего зацепления соответственно:

$$Z_2 = Z_{\Sigma} - Z_1, \quad Z_2 = Z_{\Sigma} + Z_1.$$

Для зубчатых колес, нарезанных без смещения инструмента, $Z_{1\min} = 17$ (прямо-зубые колеса), $Z_{1\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$ (косозубые и шевронные колеса).

При $Z_1 < Z_{1\min}$ передачу выполняют с высотной модификацией (коррекцией) для исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности. В этом случае суммарный коэффициент смещения

$$x_{\Sigma} = x_2 \pm x_1 = 0,$$

где "+" – для внешнего зацепления ($x_2 = -x_1$); "-" – для внутреннего зацепления ($x_2 = x_1$).

Коэффициент смещения для шестерни x_1 можно определить по формуле:

$$x_1 > x_{\min} = 1 - \frac{Z_1 \sin^2 \alpha}{2 \cos \beta} = 1 - \frac{Z_1}{17 \cos \beta} \quad (2.17)$$

Примечание. При проектировании зубчатых передач используется и угловая модификация зубьев ($x_{\Sigma} = x_1 + x_2 > 0$), позволяющая существенно улучшить качественные показатели передачи – повысить контактную и изгибную прочность, износостойкость, обеспечить равенство номинальных напряжений изгиба зубьев шестерни и колеса, изготовленных из одинаковых материалов. Это обеспечивается выбором соответствующих значений x_1, x_2, z_{\min} . Рекомендации по выбору коэффициентов смещения даны в ГОСТ 16532-70.

После вычисления чисел зубьев колес косозубых и шевронных передач необходимо определить точное значение угла наклона зубьев с целью сохранения принятого межосевого расстояния a_w :

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} \quad (2.18)$$

(arccos вычисляют с точностью до 0,0001).

6. Определение фактического значения передаточного числа $U_{\phi} = Z_2 / Z_1$, с точностью до 0,01. В многоступенчатых редукторах общее фактическое передаточное число не должно отличаться от заданного более чем на 4%.

7. Проверочный расчет на контактную выносливость проводят по зависимости

$$\sigma_H = \frac{Z_\sigma}{a_w u_\phi} \sqrt{\frac{K_H T_2 (u_\phi \pm 1)^3}{b_2}} \leq [\sigma_H], \quad (2.19)$$

где осредненные значения коэффициента $Z_\sigma = 9600$ для прямозубых и 8400 для косозубых передач.

Если расчетные напряжения σ_H меньше допускаемых $[\sigma_H]$ в пределах 15...20% или превышают их в пределах 5%, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае необходимо изменить геометрические параметры колес или повысить сопротивление усталости материала. Наиболее просто изменить ширину зубчатого венца

$$b'_2 = b_2 \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2,$$

где b'_2 - скорректированная рабочая ширина зубчатого венца колеса.

8. Проверочный расчет на выносливость при изгибе проводят для зубьев шестерни и колеса по общей зависимости

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot T \cdot K_F \cdot \cos \beta}{m_n^2 \cdot b \cdot z} y_{FS} y_\beta y_\varepsilon \leq [\sigma_F], \quad (2.20)$$

где K_F - коэффициент нагрузки

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}, \quad (2.21)$$

здесь $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку в передаче, определяется по табл. 2.4; $K_{F\alpha}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по номограммам (см рис. 2.4) аналогично определению коэффициента $K_{H\beta}$ (стр. 32). $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$ [см формулы (2.10)]; y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, определяется по табл. 2.6 в зависимости от действительного числа зубьев колес Z (для прямозубых передач внешнего зацепления) или приведенного числа зубьев $Z_g = Z / \cos^3 \beta$ (для косозубых и шевронных передач) и коэффициента смещения инструмента (при отсутствии смещения $x=0$). Для чисел зубьев колес, не указанных в таблице, при определении y_{FS} применяют линейную интерполяцию.

Таблица 2.6

z или z_v	y_{FS} при коэффициенте смещения x								
	-0,5	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,5
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
14	-	-	-	-	-	4,24	4,00	3,78	3,42
17	-	-	-	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,40
20	-	-	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,39
25	-	4,39	4,20	4,04	3,90	3,77	3,67	3,57	3,39
30	4,6	4,15	4,05	3,90	3,80	3,70	3,62	3,55	3,40
40	4,12	3,92	3,84	3,77	3,70	3,64	3,58	3,53	3,42
50	3,97	3,81	3,76	3,70	3,65	3,61	3,57	3,53	3,44

60	3,85	3,73	3,70	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,46
80	3,37	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,50
100 и более	3,68	3,65	3,62	3,61	3,60	3,58	3,57	3,55	3,52

Пример. Определить y_{FS} при $z = 22(x = 0)$. При $z = 20$ $y_{FS} = 4,07$; при $z = 25$ $y_{FS} = 3,90$

$$\Delta y_{FS} = y_{FS(z=20)} - y_{FS(z=25)} = 4,07 - 3,90 = 0,17;$$

$$\text{при } \Delta z = 25 - 20 = 5$$

$$y_{FS(z=22)} = y_{FS(z=20)} - \frac{\Delta y_{FS} \cdot 2}{\Delta z} = 4,07 - \frac{0,17 \cdot 2}{5} = 4,00;$$

или

$$y_{FS(z=22)} = y_{FS(z=25)} + \frac{\Delta y_{FS} \cdot 3}{\Delta z} = 3,90 + \frac{0,17 \cdot 3}{5} = 4,00.$$

Для колес с внутренними зубьями y_{FS} выбирается в зависимости от z :

z	40	45	50	55	60	≥ 70
y_{FS}	4,02	3,95	3,88	3,84	3,8	3,75

y_{β} - коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta^0}{120} \geq 0,7 \quad (2.22)$$

Коэффициент осевого перекрытия ε_{β} определяется по формуле

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_2}{\pi m_n} \sin \beta, \quad (2.23)$$

y_{ε} - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для прямозубых и узких ($\varepsilon_{\beta} < 1$) косозубых передач

$$y_{\varepsilon} = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_{\alpha}},$$

для косозубых передач $y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}$, где коэффициент торцевого перекрытия ε_{α} , определяемый по формуле

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (2.24)$$

9. Определение геометрических размеров передачи:

- делительный диаметр колес

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad (2.25)$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2m(1 + x), \quad (2.26)$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_f = d - 2,5m(1 + 0,8x). \quad (2.27)$$

Для зубчатых колес с внутренними зубьями

$$d_{a2} = d_2 - 2m(1 - x_2), \quad (2.28)$$

$$d_{f2} = 2a_w + d_{a1} + 0,5m. \quad (2.29)$$

10. Определение сил в зацеплении, необходимых для расчета валов и подшипников:

окружная

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2}; \quad (2.30)$$

радиальная

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}; \quad (2.31)$$

осевая

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (2.32)$$

Схема сил, действующая на вал от зубчатых колес в цилиндрической передаче, показана на рис. 2. 5.

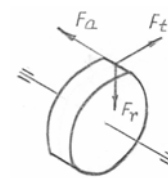


Рис. 2. 5.

2.4. Особенности расчета соосных редукторов

Межосевое расстояние a_w редуктора определяется из расчета зубчатой передачи тихоходной ступени (см. разд. 2.3), после чего определяют коэффициент ширины быстроходной ступени из формулы (2.7):

$$\psi_{ba} = \kappa_a^3 (u_B \pm 1)^3 \frac{K_H \cdot T_2}{a_w^3 [\sigma_H]^2 u_B^2}. \quad (2.33)$$

Коэффициент нагрузки и допускаемое напряжение можно принять равным K_H и $[\sigma_H]$ тихоходной ступени. Если полученное значение ψ_{ba} меньше 0,2, то его следует принять равным 0,2.

Расчет остальных параметров быстроходной ступени см. пп. 3, 4, 5, 9, 10 в разд. 2.3.

2.5. Особенности расчета открытых цилиндрических зубчатых передач.

Открытые цилиндрические передачи выполняют только прямозубыми. Степень точности их изготовления по нормам плавности работы и контакта обычно 9-ая (ГОСТ 1643-81).

Основные размеры передач a_w, d_1, d_2, b_2 определяют из расчета на контактную прочность. Их конструируют узкими, с коэффициентом ширины $\psi_{ba} = 0,1 \dots 0,2$. При расчете принимают допускаемые напряжения

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H \lim}}{S_H} \text{ и } [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F}.$$

Зубчатые колеса открытых передач изготавливают в большинстве случаев из нормализованных или улучшенных сталей. При любой твердости рабочих поверхностей зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися. Учитывая повышенный износ зубьев открытых передач, значение модуля рекомендуется принимать в 1,5...2 раза большим, чем для закрытых передач тех же размеров.

2.6. Расчет цилиндрических зубчатых передач коробок скоростей металлорежущих станков

Зубчатые колеса коробок скоростей металлорежущих станков чаще всего изготавливают из цементуемых сталей 20Х, 12НХЗА, 18ХГТ, 20ХНМ, 25ХГНМ и др. Механические характеристики этих сталей приведены в табл. 2.1.

Допускаемые напряжения определяются в соответствии с рекомендациями разд. 2.1 и 2.2. Зубчатые колеса передвижных блоков изготавливают прямозубыми ($\beta = 0$).

Проектный расчет цилиндрических зубчатых передач коробок скоростей проводится по методике, изложенной в разд. 2.3. Особенность расчета заключается в том, что числа зубьев колес известны из кинематического расчета. Поэтому расчетным параметром является модуль зацепления m_n , определяемый расчетом на контактную выносливость и выносливость при изгибе зубьев. Подученное большее значение модуля округляют до ближайшего большего стандартного значения по ГОСТ 9563-60 (см. с. 34).

Определение модуля из расчета на контактную выносливость зубьев ведется по формуле, полученной из выражения (2.7):

$$m_n = \frac{K_d \cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\frac{k_H T_1 (u+1)}{[\sigma_H]^2 u \psi_{bd}}}, \quad (2.34)$$

где $K_d = 710$ для прямозубых и $K_d = 650$ для косозубых передач.

Коэффициент нагрузки определяется по формуле (2.8), имея в виду, что точность изготовления зубчатых колес - не ниже 7-й степени.

Коэффициент ширины $\psi_{bd} = \frac{b}{d_1} = \frac{\psi_a (u+1)}{2}$, а $\psi_a = 0,1 \dots 0,2$.

Передаточное число $u = 1/i_{\min} \geq 1$, где $i_{\min} = \frac{1}{\varphi^k}$ - из кинематического расчета (см. п. 1.4), т.е. расчету подвергается наиболее нагруженная передача передвижного блока.

Определение модуля этой передачи из расчета на выносливость при изгибе зубьев шестерни ведется по формуле, полученной из выражения (2.20):

$$m_n = 12,6 \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1 \cdot y_{FS1} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon}{\psi_m z_1 [\sigma_F]_1} \cos \beta}, \quad (2.35)$$

где $\psi_m = \frac{b}{m_n} = 6 \dots 10$ - коэффициент ширины зубчатого венца.

Коэффициент нагрузки K_F определяется по формуле (2.21) для колес 7-й степени точности.

Коэффициенты y_{FS}, y_{β} и y_{ε} определяются аналогично по п. 8 разд. 2.3.

Большой модуль из расчета на контактную и изгибную выносливость округляют до ближайшего большего стандартного.

Далее определяются геометрические параметры передачи и силы в ней по зависимостям, указанным в пп. 9, 10 разд. 2.3.

Ширина зубчатых венцов обоих колес передачи одинакова $b_1 = b_2 = b = \psi_{bd} \cdot d_1$ или $b = \psi_m m_n$.

Затем проводится проверочный расчет передачи. Действующие в передаче контактные напряжения

$$\sigma_H = \frac{\kappa_d^{1,5}}{d_1} \sqrt{\frac{\kappa_H T_1 (u+1)}{b u}} \leq [\sigma_H], \quad (2.36)$$

где $\kappa_d = 710$ для прямозубых и $\kappa_d = 650$ для косозубых передач.

Если $\sigma_H > [\sigma_H]$ более чем на 5%, то необходимо изменить геометрические параметры колес. Наиболее просто изменить ширину зубчатого венца

$$b' = b \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2.$$

Действующие в передаче напряжения изгиба

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot \kappa_F \cdot T_1 \cdot y_{FS1} \cdot y_{\beta} \cdot y_{\varepsilon} \cdot \cos \beta}{b m_n^2 z_1} \leq [\sigma_F]. \quad (2.37)$$

Если $\sigma_F > [\sigma_F]$ более чем на 5%, то прочность при изгибе можно повысить путем увеличения рабочей ширины венца до

$$b' = b \frac{\sigma_F}{[\sigma_F]} \text{ или увеличения модуля зацепления.}$$

2.7. Проектный расчет закрытых конических передач с прямыми зубьями

Коническая зубчатая передача показана на рис. 2.6. Предварительные геометрические размеры передачи определяют расчетом на контактную выносливость зубьев.

При расчете на прочность конической зубчатой передачи ее заменяют эквивалентной (приведенной) цилиндрической и используют формулы, применяемые для расчета цилиндрических зубчатых передач.

Выбор материала для изготовления колес и определение допускаемых напряжений проводятся аналогично изложенному в разд. 2.1 и 2.2.

Исходные данные для расчета (T_1, T_2, n_1, n_2, u) получены при кинематическом расчете привода. Отношение ширины зубчатого венца к внешнему конусному расстоянию принято $\kappa_{be} = b / R_e = 0,285$.

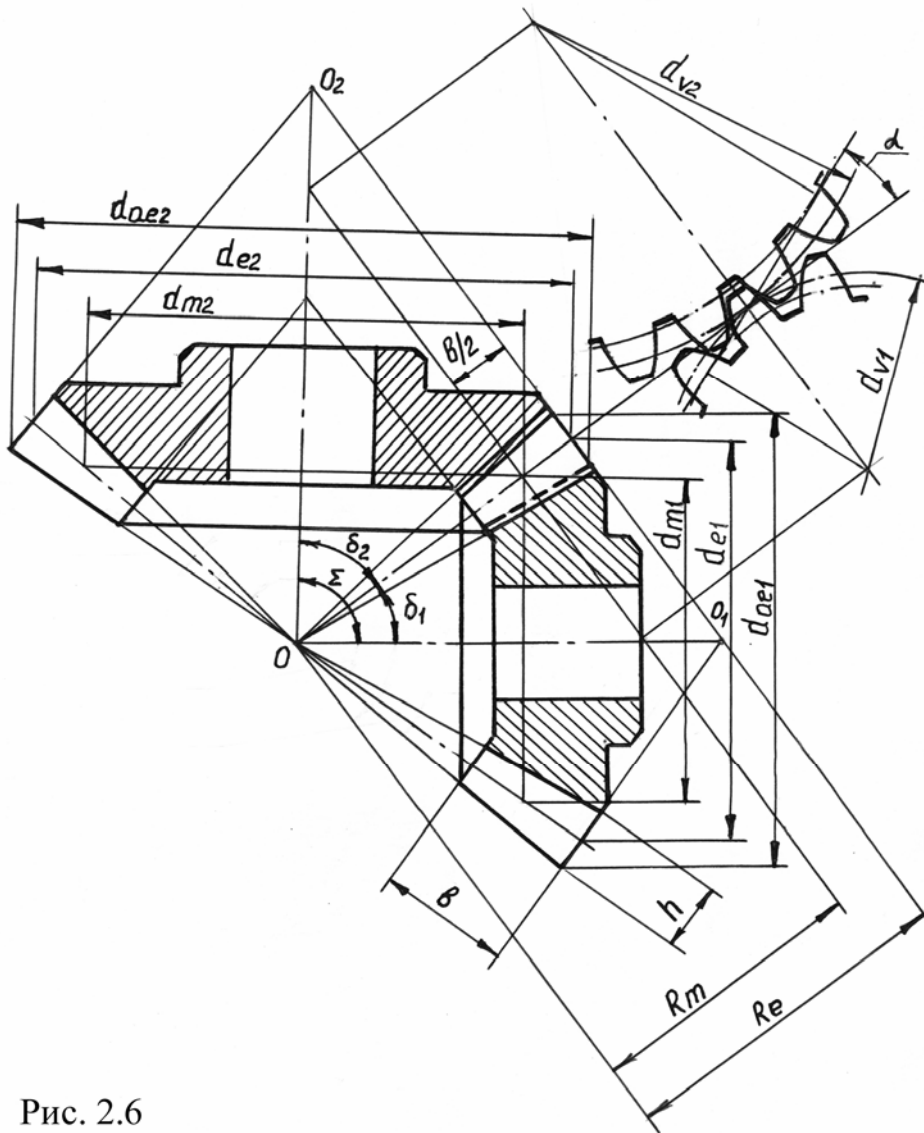


Рис. 2.6

Последовательность расчета

1. Определение ориентировочного (первое приближение) значения внешнего делительного диаметра d'_{e2} , мм:

$$d'_{e2} = K_3 \sqrt{\frac{T_2 u}{v_H}} \quad (2.38)$$

Здесь v_H - коэффициент понижения несущей способности конических передач по сравнению с эквивалентными цилиндрическими. Для прямозубых передач $v_H = 0,85$.

Коэффициент K в зависимости от поверхностной твердости зубьев шестерни и колеса имеет следующие значения [13]:

Твердость H , НВ	$H_1 \leq 350$,	$H_1 > 350$,	$H_1 > 350$,
	$H_2 \leq 350$	$H_2 \leq 350$	$H_2 > 350$
Коэффициент K	30	25	22

2. Ориентировочное значение средней окружной скорости (V'_m , м/с) вычисляют по следующей зависимости:

$$V'_m = \frac{\pi \cdot 0,857 \cdot d'_{e2} \cdot n_2}{6 \cdot 10^4} \quad (2.39)$$

3. Необходимую степень точности передачи назначают в зависимости от окружной скорости. Прямозубые конические колеса применяют при V'_m - до 8 м/с, степень точности их изготовления в этом случае должна быть не выше 7-й (7-я или 8-я).

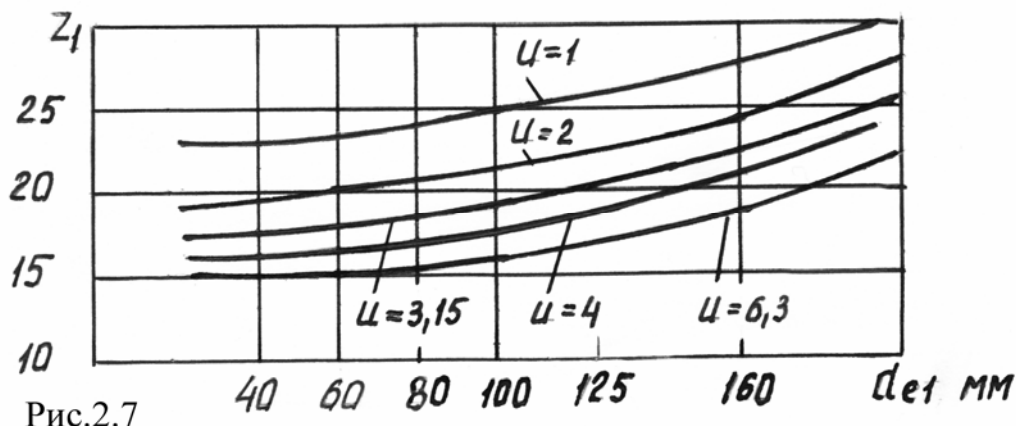
4. Определение предварительного (второе приближение) значения внешнего делительного диаметра, мм

$$d''_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_2 \cdot u}{[\sigma_H]^2 v_H}} \quad (2.40)$$

Коэффициент динамической нагрузки K_{HV} выбирают по табл. 2.5, но при этом точность условно берут на одну степень ниже фактической.

Коэффициент K_{HB} , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, выбирают по номограммам (см. рис. 2.4) в зависимости от твердости зубчатых колес, схемы передачи и коэффициента ширины $\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1}$.

5. Предварительное значение числа зубьев шестерни z'_1 выбирают по графику (рис. 2.7) в зависимости от ее диаметра ($d''_{e1} = d''_{e2} / u$) и передаточного числа при твердости зубьев колеса и шестерни $\geq HRC_3 45$.



Если твердость зубьев шестерни $\geq HRC_3 45$, а колеса $< HB350$, то найденное по графику число зубьев z'_1 увеличивают в 1,3 раза. Если же твердость зубьев и шестерни и колеса $< HB350$, то число зубьев шестерни z'_1 , найденное по графику, увеличивают в 1,6 раза.

Вычисляют число зубьев колеса по формуле (с округлением до целого) $z_2 = z_1 \cdot u$.

6. Определение окончательного значения передаточного числа

$$u = z_2 / z_1 \quad (2.41)$$

Отклонение от заданного передаточного числа не должно быть более 4%.

7. Вычисление углов делительных конусов, град:

$$\delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}, \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (2.42)$$

с точностью не менее $0,003^0$.

8. Определение внешнего окружного модуля

$$m_e = \frac{d_{e2}''}{z_2} \quad (\text{с точностью } 0,0001 \text{ мм}). \quad (2.43)$$

Внешний окружной модуль разрешается не округлять до стандартного значения (ГОСТ 9563-60), т.к. одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными значениями модуля, лежащими в некотором непрерывном интервале.

9. Определение внешнего конусного расстояния, мм:

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \quad (2.44)$$

Значение R_e не округляют.

10. Определение ширины зубчатых венцов колес, мм

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} R_e = 0,285 R_e \quad (2.45)$$

Вычисленное значение b округляют до целого числа.

11. Определение коэффициента смещения зуборезного инструмента.

В конических передачах с $u > 1$ для повышения сопротивления заеданию рекомендуется шестерню выполнять с положительным смещением ($x_{e1} > 0$), а колесо - с равным ему по абсолютной величине отрицательным смещением ($x_{e2} = -x_{e1}$). Значения x_{e1} для прямозубых передач находят по табл. 2.7. в зависимости от числа зубьев шестерни и передаточного числа передачи (ГОСТ 19624-74).

Таблица 2.7

Z_1	x_{e1} при u							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	-	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57
13	-	-	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55
14	-	-	0,34	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53
15	-	0,18	0,31	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51
16	-	0,17	0,30	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49
18	0,00	0,15	0,28	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46
20	0,00	0,14	0,26	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43
25	0,00	0,13	0,23	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39
30	0,00	0,11	0,19	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34
40	0,00	0,09	0,15	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27

Примечание. Для передач, у которых значения z_1 и u отличаются от указанных в таблице, коэффициент x_{e1} принимают с округлением в большую сторону.

12. Определение геометрических параметров передачи:

внешний делительный диаметр

$$d_{e1} = m_e z_1; d_{e2} = m_e z_2 \quad (2.46)$$

внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1; \\ d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2; \quad (2.47)$$

средний окружной модуль

$$m_m = m_e (1 - 0,5k_{be}) \quad (2.48)$$

средний делительный диаметр

$$d_{m1} = m_m z_1; d_{m2} = m_m z_2 \quad (2.49)$$

эквивалентное число зубьев

$$z_{V1} = z_1 / \cos \delta_1; z_{V2} = z_2 / \cos \delta_2. \quad (2.50)$$

13. Проверка зубчатой передачи на контактную выносливость производится по формуле

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot T_2 \cdot u}{d_{e2}^3 \cdot v_H}} \leq [\sigma_H]. \quad (2.51)$$

Эту проверку выполняют только в тех случаях, когда при проработке конструкции колес размеры их были изменены по сравнению с ранее полученными.

14. Проверка зубчатой передачи на выносливость при изгибе проводится для зубьев шестерни ($\sigma_{F1} \leq [\sigma_F]_1$) и колеса ($\sigma_{F2} \leq [\sigma_F]_2$) по общей зависимости

$$\sigma_F = \frac{2700 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot y_{FS} T}{bd_e m_e v_F} \leq [\sigma_F] \quad (2.52)$$

Коэффициент K_{FV} выбирают по табл. 2.4 в зависимости от тех же факторов, что и при выборе K_{HV} .

Коэффициент $K_{F\beta}$ выбирают по номограммам (см. рис. 2.4): схема I, если опоры вала шестерни выполнены на шариковых радиально-упорных подшипниках; схема 2 - при роликовых радиально-упорных конических подшипниках.

Коэффициенты формы зубьев y_{FS} определяются по табл. 2.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_V и коэффициента смещения инструмента x_e . Полученные значения y_{FS} следует увеличить на 20%.

Коэффициент $v_F = v_H = 0,85$.

15. Определение сил в зацеплении, необходимых для расчета валов и подшипников:

окружная

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} \quad (2.53)$$

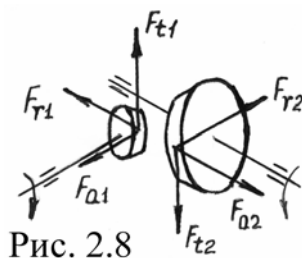
радиальная

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta_1 = F_{a2}; \quad (2.54)$$

осевая

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1 = F_{r2}. \quad (2.55)$$

Схема сил, действующих на вал от зубчатых колес в конической передаче, показана на рис. 2.8.



2.8. Пример проектного расчета косозубой цилиндрической передачи

Схема передачи показана на рис. 2.9.

Исходные данные для расчета:

режим нагружений - переменный (см. рис. 2.1, б):

$\alpha_1 = 0,2; \alpha_2 = 0,5; \alpha_3 = 0,3; \beta_1 = 0,8; \beta_2 = 0,6;$

срок службы передачи $L_T = 4$ года, $K_{год} = 0,75;$

$K_{сут} = 0,65;$

наибольший вращающий момент, Н·м:

на шестерне - $T_1 = 509;$

на колесе - $T_2 = 1950;$

требуемое передаточное

число - $u = 4.$

частота вращения, мин⁻¹:

шестерни - $n_1 = 96;$

колеса - $n_2 = 24;$

материал зубчатых

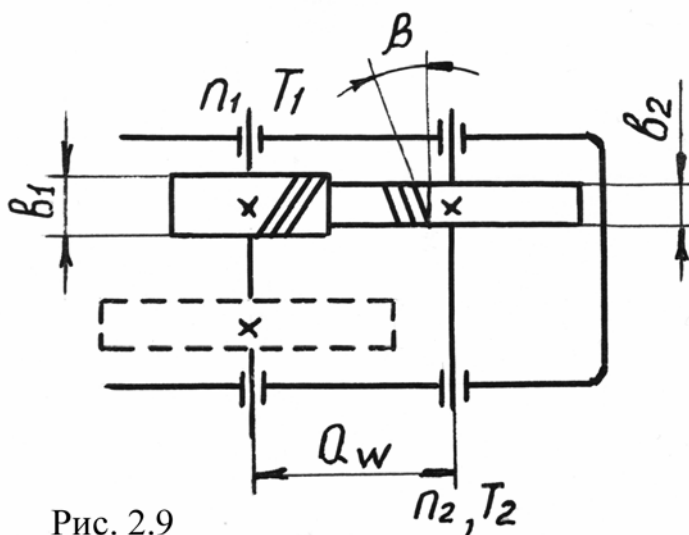
колес- сталь:

вид термообработки:

шестерни - улучшение +

закалка ТВЧ;

колеса - улучшение.



Последовательность расчета

Определим требуемый ресурс передачи:

$$L_h = 8760 \cdot L_T \cdot K_{год} \cdot K_{сут} = 8760 \cdot 4 \cdot 0,75 \cdot 0,65 = 17082 \text{ ч.}$$

2. Для изготовления шестерни и колеса по табл. 2.1 назначаем одинаковую марку стали, например, 40 ХН:

$$\overline{H}_{HRC1}^{нов} = \frac{48 + 53}{2} = 50,5; \quad \overline{H}_{HB2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5.$$

Определяем допускаемые контактные напряжения:

- предел контактной выносливости (табл.2.2):

$$\sigma_{H \lim 1} = 17 \cdot \overline{H}_{HRC1}^{нов} + 200 = 17 \cdot 50,5 + 200 = 1058,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot \overline{H}_{HB2} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

коэффициент запаса прочности

$$S_{H1} = 1,3; S_{H2} = 1,2 \text{ (см. табл. 2.2);}$$

коэффициент долговечности

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{12 \cdot 10^7}{51,2 \cdot 10^6}} = 1,152;$$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{23,3 \cdot 10^6}{12,8 \cdot 10^6}} = 1,105,$$

где

$$N_{H \lim 1} = \left(10 \cdot \overline{H}_{HRC1}^{nog}\right)^3 = (10 \cdot 50,5)^3 = 12,8 \cdot 10^7;$$

$$N_{H \lim 2} = \overline{H}_{HB}^3 = 285,5^3 = 23,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^3 + \alpha_3 \beta_2^3) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 96 \cdot 17082 (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 51,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^3 + \alpha_3 \beta_2^3) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 24 \cdot 17082 (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3) = 12,8 \cdot 10^6;$$

- допускаемое контактное напряжение шестерни и колеса по формуле (2.1):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H \lim 1} \cdot z_R \cdot z_{V1}}{S_{H1}} z_{N1} = \frac{1058,5 \cdot 0,9 \cdot 1,02}{1,3} 1,152 = 861 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H \lim 2} \cdot z_R \cdot z_{V2}}{S_{H2}} z_{N2} = \frac{641 \cdot 0,9 \cdot 1,035}{1,2} 1,105 = 550 \text{ МПа};$$

- допускаемое контактное напряжение для расчета.

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(861 + 550) = 635 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = 1,23[\sigma_H]_2 = 1,23 \cdot 550 = 677 \text{ МПа}.$$

Принимаем $[\sigma_H] = 635 \text{ МПа}$.

4. Определяем допускаемые напряжения изгиба:

- предел выносливости (табл. 2.3):

$$\sigma_{F \lim 1} = 650 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim 2} = 1,75 \cdot \overline{H}_{HB2} = 1,75 \cdot 285,5 = 500 \text{ МПа};$$

- коэффициент запаса прочности $S_F = 1,7$ (табл. 2.3);

- коэффициент долговечности

$$y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE1}}}; y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE2}}},$$

где

$$N_{FE1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^9 + \alpha_3 \beta_2^9) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 96 \cdot 17082 (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 26,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \cdot \beta_1^6 + \alpha_3 \beta_2^6) = \\ = 60 \cdot 1 \cdot 24 \cdot 17082 (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^6 + 0,3 \cdot 0,6^6) = 8,5 \cdot 10^6;$$

так как $N_{FE1} > 4 \cdot 10^6$ и $N_{FE2} > 4 \cdot 10^6$, то $y_{N1} = y_{N2} = 1$;

- допускаемые напряжения изгиба по формуле (2.4)

$$[\sigma_F]_1 = \frac{650}{1,7} = 382 \text{ МПа}; [\sigma_F]_2 = \frac{500}{1,7} = 294 \text{ МПа}.$$

5. Определяем предварительное значение межосевого расстояния по формуле (2.6):

$$a'_w = K(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}} = 8(4+1)\sqrt[3]{\frac{1950}{4^2}} = 198,3 \text{ мм}.$$

6. Уточняем значение межосевого расстояния по формуле (2.7):

$$a_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{[\sigma_H]^2 u^2 \psi_{ba}}},$$

где $K_a = 410$; $\psi_{ba} = 0,315$ (несимметричное расположение колес относительно опор); коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = 1,02 \cdot 1,05 \cdot 1,6 = 1,71,$$

где $K_{HV} = 1,02$ из таблицы 2.5 при окружной скорости

$$V = \frac{2\pi a'_w n_2 \cdot u}{6 \cdot 10^4 (u+1)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 198,3 \cdot 24 \cdot 4}{60000(u+1)} = 0,4 \text{ м/с} \text{ и 8-ой степени точности; } K_{H\beta} = 1,05 \text{ по}$$

номограмме (рис. 2.4) для схемы 5 при

$$\psi_{bd} = 0,5 \psi_{ba} (u+1) = 0,5 \cdot 0,315 (u+1) = 0,79;$$

$$K_{H\alpha} = 1 + a(n_{CT} - 5) = 1 + 0,25(8 - 5) = 1,75 > 1,6;$$

Принимаем $K_{H\alpha} = 1,6$

$$a_w = 410(4+1)\sqrt[3]{\frac{1,71 \cdot 1950}{635^2 \cdot 4^2 \cdot 0,315}} = 237,6 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $a_w = 250 \text{ мм}$.

7. Ширина венца зубчатых колес:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 250 = 78 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 78 = 87 \text{ мм}.$$

8. Определяем нормальный модуль зубчатых колес:

$$m_{\min} = K_m \frac{K_F \cdot T_1 (u+1)}{a_w b_2 [\sigma_F]_2} = 2600 \frac{1,71 \cdot 509 (4+1)}{250 \cdot 78 \cdot 294} = 1,97 \text{ мм};$$

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)} = \frac{2 \cdot 250}{17(4+1)} = 5,88 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $m_n = 4 \text{ мм}$.

9. Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cdot \cos \beta_{\min}}{m_n}.$$

Минимальный угол наклона

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5 m_n}{b_2} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 4}{78} = 10^{\circ} 20' > 8^{\circ};$$

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot 250 \cdot 0,9838}{4} = 122,9.$$

Принимаем $z_{\Sigma} = 122$.

10. Число зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{122}{4+1} = 24,4, \text{ принимаем } z_1 = 24;$$

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 122 - 24 = 98.$$

11. Уточняем угол наклона зубьев

$$\beta = \arccos \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \arccos \frac{(24 + 98)4}{2 \cdot 250} = \arccos 0,976; 22^\circ > \beta = 12^\circ 34' > 8^\circ.$$

12. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{24} = 4,08.$$

Отклонение от требуемого

$$\Delta u = \left| \frac{4 - 4,08}{4} \right| 100 = 2\% < 4\%.$$

13. Проверочный расчет на контактную выносливость по формуле (2.19):

$$\sigma_H = \frac{z_\sigma}{a_w \cdot u_\phi} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 (u_\phi + 1)^3}{b_2}} = \frac{8400}{250 \cdot 4,08} \sqrt{\frac{1,71 \cdot 1950 (4,08 + 1)^3}{78}} = 616 \text{ МПа} < [\sigma_H]$$

14. Проверочный расчет на выносливость при изгибе по формуле (2.20):

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot T \cdot \cos \beta}{m_n^2 \cdot b \cdot z} y_{FS} \cdot y_\beta \cdot y_\varepsilon \leq [\sigma_F].$$

$$\text{Коэффициент нагрузки } K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1,04 \cdot 1,11 \cdot 1,6 = 1,85,$$

где

$$K_{FV} = 1,04 \text{ - по табл. 2.5;}$$

$$K_{F\beta} = 1,11 \text{ - по номограмме (см. рис. 2.4);}$$

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,6.$$

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, выбирается по табл. 2.6 при $x = 0$:

$$y_{FS1} = f(z_{V1}) = 3,9; y_{FS2} = f(z_{V2}) = 3,6,$$

где

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{24}{0,976^3} = 25,8;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{98}{0,976^3} = 105,4$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба

$$y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta^0}{120} = 1 - 1,35 \frac{12,56}{120} = 0,859 > 0,7,$$

где

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2}{\pi m_n} \sin \beta = \frac{78}{3,14 \cdot 4} 0,2175 = 1,35.$$

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,67} = 0,599,$$

где

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{98} \right) \right] 0,976 = 1,67.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2000 \cdot 1,85 \cdot 509 \cdot 0,976}{4^2 \cdot 87 \cdot 24} 3,9 \cdot 0,859 \cdot 0,599 = 110 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 ;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2000 \cdot 1,85 \cdot 1950 \cdot 0,976}{4^2 \cdot 78 \cdot 98} 3,6 \cdot 0,859 \cdot 0,599 = 107 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 .$$

15. Определение геометрических размеров передачи:

коэффициент смещения инструмента $x_1 = x_2 = 0$;

диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 24}{0,976} = 98,36 \text{ мм} ;$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 98}{0,976} = 401,64 \text{ мм} .$$

Проверка: $d_1 + d_2 = 2a_w = 98,36 + 401,64 = 500 \text{ мм} ;$

диаметры окружностей вершин и впадин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 98,36 + 2 \cdot 4 = 106,36 \text{ мм} ;$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m_n = 98,36 - 2,5 \cdot 4 = 88,36 \text{ мм} ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 401,64 + 2 \cdot 4 = 409,64 \text{ мм} ;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m_n = 401,64 - 2,5 \cdot 4 = 391,64 \text{ мм} .$$

16. Силы, действующие на валы от зубчатых колес:

окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 509}{98,36} = 10350 \text{ Н} ;$$

радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos \beta} = 10350 \frac{0,364}{0,976} = 3860 \text{ Н} ;$$

осевая сила

$$F_a = F_t \text{tg} \beta = 10350 \text{tg} 12,56^\circ = 10350 \cdot 0,2229 = 2307 \text{ Н} .$$

2.9. Пример проектного расчета прямозубой конической передачи

Схема передачи показана на рис. 2.10.

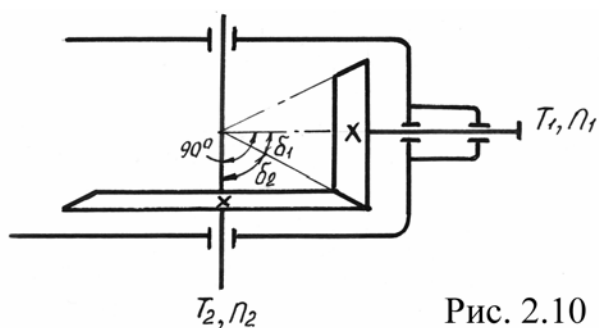


Рис. 2.10

Исходные данные:

опора вала шестерни – роликоподшипники конические;

наибольший вращающий момент, Н.м:

на шестерне - $T_1 = 150$;

на колесе - $T_2 = 509$;
 требуемое передаточное число - $u = 3,55$;
 частота вращения, мин⁻¹:
 шестерни - $n_1 = 341$;
 колеса - $n_2 = 96$;
 материал колес и термообработка – см. пример разд. 2.8;
 допускаемые напряжения, МПа:
 контактные - $[\sigma_H] = 503$;
 изгиба - $[\sigma_F]_1 = 450$;
 $[\sigma_F]_2 = 302$.

Последовательность расчета

1. Определяем ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле (2.38):

$$d'_{e2} = \kappa_3 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{v_H}} = 25_3 \sqrt[3]{\frac{509 \cdot 3,55}{0,85}} = 321 \text{ мм} .$$

2. Ориентировочное значение средней окружности скорости по формуле (2.39):

$$V'_m = \frac{\pi \cdot 0,857 \cdot d'_{e2} \cdot n_2}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 0,857 \cdot 321 \cdot 96}{6 \cdot 10^4} = 1,38 \text{ м/с} .$$

3. Назначаем 8-ю степень точности изготовления колес, т. к. $V'_m < 8 \text{ м/с}$.

4. Определяем предварительное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле (2.40):

$$d''_{e2} = 1650_3 \sqrt[3]{\frac{K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot T_2 \cdot u}{[\sigma_H]^2 v_H}} ,$$

где $K_{HV} = 1,08$ из табл.2.5 для 9-й степени точности при $V = 1,38 \text{ м/с}$; $K_{H\beta} = 1,18$ по номограмме (рис.2.4) для схемы 2 при

$$\psi_{bd} = 0,166 \sqrt{u^2 + 1} = 0,166 \sqrt{3,55^2 + 1} = 0,6 ;$$

$$d''_{e2} = 1650_3 \sqrt[3]{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 509 \cdot 3,55}{503^2 \cdot 0,85}} = 368,74 \text{ мм} .$$

5. Число зубьев шестерни:

$$Z'_1 = 17 \quad \text{при} \quad d''_{e1} = \frac{d''_{e2}}{u} = \frac{368,74}{3,55} = 103,87 \text{ мм (см. рис. 2.6);}$$

$$Z_1 = 1,3 \cdot Z'_1 = 1,3 \cdot 17 = 22,1 \quad (\text{см. п. 5 в разд. 2.7}).$$

Принимаем $Z_1 = 22$.

Число зубьев колеса $Z_2 = Z_1 \cdot u = 22 \cdot 3,55 = 78,1$.

Принимаем $Z_2 = 78$.

6. Передаточное число передачи.

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{78}{22} = 3,545 .$$

7. Определяем углы делительных конусов:

$$\text{шестерни } \delta_1 = \arctg \frac{Z_1}{Z_2} = \arctg \frac{22}{78} = \arctg 0,282 = 15,75^\circ;$$

$$\text{колеса } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90 - 15,75 = 74,25^\circ.$$

8. Внешний окружной модуль:

$$m_e = \frac{d_{e2}''}{Z_2} = \frac{368,74}{78} = 4,7274 \text{ мм.}$$

9. Внешнее конусное расстояние:

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = \frac{4,7274}{2} \sqrt{22^2 + 78^2} = 191,562 \text{ мм.}$$

10. Ширина зубчатых венцов колес:

$$b = b_1 = b_2 = 0,285 R_e = 0,285 \cdot 191,562 = 54,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 55$ мм.

11. По табл. 2.7 определяем коэффициент смещения инструмента для шестерни при $Z_1 = 22$ и $u = 3,55$, $x_{e1} = 0,38$;

$$\text{для колеса } x_{e2} = -x_{e1} = -0,38.$$

12. Определяем геометрические размеры передачи:

внешний делительный диаметр

$$\text{шестерни } d_{e1} = m_e z_1 = 4,7274 \cdot 22 = 104 \text{ мм;}$$

$$\text{колеса } d_{e2} = m_e z_2 = 4,7274 \cdot 78 = 368,74 \text{ мм;}$$

внешний диаметр зубьев

$$\text{шестерни } d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1 = 104 + 2(1 + 0,38) \cdot 4,7274 \cdot 0,9624 = 116,56 \text{ мм;}$$

колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2 = 368,74 + 2(1 - 0,38)4,7274 \cdot 0,2714 = 370,33 \text{ мм;}$$

$$\text{средний окружной модуль } m_m = m_e (1 - 0,5 K_{be}) = 4,7274 (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 4,0537 \text{ мм;}$$

средний делительный диаметр

$$\text{шестерни } d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 4,0537 \cdot 22 = 89,18 \text{ мм;}$$

$$\text{колеса } d_{m2} = m_m \cdot z_2 = 4,0537 \cdot 78 = 316,19 \text{ мм.}$$

13. Выполняем проверочные расчеты:

а) на контактную выносливость по формуле (2.51)

$$\sigma_H = 67000 \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_2 \cdot u}{d_{e2}^3 \cdot v_H}} = 67000 \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 509 \cdot 3,545}{368,14^3 \cdot 0,85}} = 502,5 < [\sigma_H];$$

б) на выносливость при изгибе по формуле (2.52)

$$\sigma_F = \frac{2700 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot y_{FS} \cdot T}{b \cdot d_e m_e v_F} \leq [\sigma_F],$$

где $K_{FV} = 1,2$ из табл. 2.5; $K_{F\beta} = 1,35$ по номограмме (см. рис. 2.4) для схемы 2 при $\psi_{bd} = 0,6$.

Коэффициенты, учитывающие форму зуба, определяются по табл. 2.6 с применением интерполяции:

шестерни:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{22}{0,9624} = 23$$

при $z = 20$ и $x_{e1} \approx 0,38$ $y_F = 3,5$; при $z = 25$ и $x_{e1} \approx 0,38$ $y_F = 3,48$;

$$\Delta y_F = y_{F(z=20)} - y_{F(z=25)} = 3,5 - 3,48 = 0,02; \Delta z = 25 - 20 = 5;$$

$$y_{FS1(z=23)} = y_{F(z=20)} - \frac{\Delta y_F \cdot 3}{\Delta z} = 3,5 - \frac{0,02 \cdot 3}{5} = 3,488;$$

колеса

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{78}{0,2714} = 287; y_{FS2} = 3,665 \text{ при } x_{e2} = -0,38.$$

Принимаем (см. п. 14 в разд. 2.7)

$$y_{FS1} = 1,2 \cdot 3,488 = 4,19;$$

$$y_{FS2} = 1,2 \cdot 3,665 = 4,4;$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2700 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot y_{FS1} \cdot T_1}{bd_{e1} \cdot m_e v_F} = \frac{2700 \cdot 1,2 \cdot 1,45 \cdot 4,19 \cdot 150}{55 \cdot 104 \cdot 4,7274 \cdot 0,85} = 128 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2700 \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot y_{FS2} \cdot T_2}{b \cdot d_{e2} \cdot m_e v_F} = \frac{2700 \cdot 1,2 \cdot 1,35 \cdot 4,4 \cdot 509}{55 \cdot 368,74 \cdot 4,7274 \cdot 0,85} = 129 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2.$$

14. Определяем силы, действующие на валы от зубчатых колес:

окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2000 \cdot 150}{89,18} = 3364 \text{ Н} = F_{t2};$$

радиальная сила от шестерни

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cos \delta_1 = 3364 \cdot 0,364 \cdot 0,9624 = 1179 \text{ Н} = F_{a2};$$

осевая сила от шестерни

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} 20^\circ \sin \delta_1 = 3364 \cdot 0,364 \cdot 0,2714 = 332 \text{ Н} = F_{r2}.$$

3. Проектный расчет на прочность червячных цилиндрических передач

Целью проектного расчета является определение геометрических размеров передачи, обеспечивающих ее работоспособность и надежность при заданных условиях эксплуатации и заданном ресурсе.

3.1. Материалы и допускаемые напряжения для червячных передач

Червяк и колесо должны образовывать антифрикционную пару, обладать высокой прочностью, износостойкостью, сопротивляемостью заеданию и хорошей прирабатываемостью ввиду значительных скоростей скольжения в зацеплении.

Наименьшая интенсивность изнашивания в червячной паре обеспечивается при высокой твердости червяка, витки которого имеют шлифованные и полированные рабочие поверхности. В силовых передачах (мощность св. 1 кВт), наилучшую стойкость передач обеспечивают червяки из цементуемых сталей. Чаще всего применяют стали 18ХГТ, 20Х, 12ХНЗА, 15ХФ, имеющие после закалки твердость 56...63 НРС₃. Применяются также червяки из сталей 40Х, 40Х11, 35ХГСА с объемной или поверхностной закалкой ТВЧ до твердости 45... 55 НРС₃. При этом червяки следует делать эвольвентными, т. к. после термообработки их необходимо шлифовать (шлифование осуществляется плоской стороной шлифовального круга).

Архимедовы и конволютные червяки обычно изготавливают из термически улучшаемых сталей (35, 45, 50) с твердостью поверхности менее 350 НВ, не шлифуют. Такие червяки применяют во вспомогательных, тихоходных передачах малой мощности (до 1 кВт).

Удовлетворение требований к червячным передачам осуществляют в основном подбором материала венца червячного колеса. При скоростях скольжения $V_c \geq 4 \text{ м/с}$ используются бронзы и латуни различных марок. Учитывая высокую стоимость этих материалов, червячные колеса выполняют цельными, если их диаметр не превышает 100...120 мм, колеса большего диаметра - бандажированными: центр - из серого чугуна или из стали, зубчатый венец - из бронзы.

При $V_c \leq 2 \text{ м/с}$ червячные колеса изготавливают из серого чугуна СЧ15, СЧ18 (в данном пособии не рассматриваются) в паре с термически улучшенными или нормализованными червяками.

Материалы для червячных колес и формулы для определения допускаемых напряжений приведены в табл. 3.1.

Так как выбор материала для колес связан со скоростью скольжения, то предварительно определяют ожидаемое ее значение, м/с:

$$V_c \approx \frac{4,5n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2}, \quad (3.1)$$

где n_1 - частота вращения червяка, мин⁻¹; T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н.м.

В формулах для определения допускаемых напряжений: C_v - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания материала. Его принимают в зависимости от скорости скольжения:

V_c	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Таблица 3.1

Материал	Способ отливки	Рекомендуемый предел скорости скольжения V_c , м/с	Предел прочности при растяжении σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Допускаемые напряжения		
					Контактные $[\sigma_H]$, МПа		Изгиба $[\sigma_F]$, МПа
					Червяк цементованный HRC ₃ 56...63	Червяк закаленный при нагреве ТВЧ HRC ₃ 45...55	
Бр 0НФ	Ц	35	290	170	$C_v \cdot 0,95 \sigma_{\text{в.кнл}} \leq 4 \sigma_{\text{т}}$	$(0,25 \sigma_{\text{т}} + 0,08 \sigma_{\text{в}}) \cdot k_{\text{нл}} \leq 0,8 \sigma_{\text{т}}$	
Бр 010Ф1	К	25	275	200			
	З		245	140			
Бр Су7Н2	Ц	25	180	90			

Бр 06Ц6С3	К	12	200	90		
	З		175	90		
Бр 05Ц5С5	К	12	210	100		$C_{\gamma} \cdot 0,75\sigma_{\text{в}}$ $\cdot \kappa_{\text{HL}} \leq 4\sigma_{\text{T}}$
	З		150	90		
Бр 04Ц4С7	К	10	145	90		
Бр А9Ж4	Ц	7	500	200	$(300-25V_C) \leq 2\sigma_{\text{T}}$	$(275-25V_C) \leq 2\sigma_{\text{T}}$
	К		500	200		
	З		400	200		
Бр	К	5	550	200		
А10Ж3М _Ц 1,5	З		450	200		
Бр А10Ж4Н4	Ц	5	700	460		
	К		650	430		
ЛЦ38М _Ц 2С2	К	4	300	140	$(275-25V_C) \leq 2\sigma_{\text{T}}$	$(250-25V_C) \leq 2\sigma_{\text{T}}$
	З		250	140		
ЛЦ36М _Ц 202С2	К	4	320	180		
	З		300	180		
ЛЦ23А6Ж3М _Ц 2	Ц	4	700	240		
	К		650	240		
	З		600	240		

Примечания: 1. Способ отливки: Ц – центробежный, К – в кокиль; З – в землю (при единичном производстве).

2. В таблице приведены значения $\sigma_{\text{в}}$ и σ_{T} , принимаемые при выполнении курсового проекта. Фактические значения их могут изменяться в широких пределах.

κ_{HL} и κ_{FL} - коэффициенты долговечности:

$$\kappa_{\text{HL}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{\text{HE2}}}}; \kappa_{\text{FL}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{\text{FE2}}}}, \quad (3.2)$$

где $N_{\text{HE2}}, N_{\text{FE2}}$ - эквивалентное число циклов нагружения зуба колеса (см. рис. 2.1, б)

$$N_{\text{HE2}} = 60n_2L_h(\alpha_1 + \alpha_2\beta_1^4 + \alpha_3\beta_2^4 + \dots) \leq 25 \cdot 10^7, \quad (3.3)$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса, мин^{-1} ; L_h - требуемый ресурс передачи, ч(см. с. 28). Если ресурс передачи в задании не указан, то следует принимать $L_h = 20000\text{ч}$.

Если $N_{\text{HE2}} > 25 \cdot 10^7$, то его принимают равным $25 \cdot 10^7$.

$$N_{\text{FE2}} = 60n_2L_h(\alpha_1 + \alpha_2\beta_1^9 + \alpha_3\beta_2^9 + \dots) \quad (3.4)$$

Если $N_{\text{FE2}} < 10^6$, то его принимают равным 10^6 , если $N_{\text{FE2}} > 25 \cdot 10^7$, то равным $25 \cdot 10^7$.

3.2. Проектный расчет на прочность закрытых цилиндрических червячных передач редукторов

Выход из строя червячной передачи связан с повреждением колеса. Чаще всего наблюдается износ и заедание зубьев. Для предупреждения заедания необходимо ограничивать величину контактных напряжений, которые влияют и на интенсивность износа. Поэтому определение геометрических размеров передачи ведется расчетом по контактным напряжениям. Расчет по напряжениям изгиба зуба колеса проводится как проверочный.

Исходные данные (получены при кинематическом расчете):

T_1 - вращающий момент на валу червяка, Н.м;

T_2 - вращающий момент на валу колеса, Н.м;

u - передаточное число;

n_1 - частота вращения червяка, мин⁻¹;

n_2 - частота вращения колеса, мин⁻¹;

$[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение, МПа;

$[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Червячная цилиндрическая передача показана на рис. 3.1.

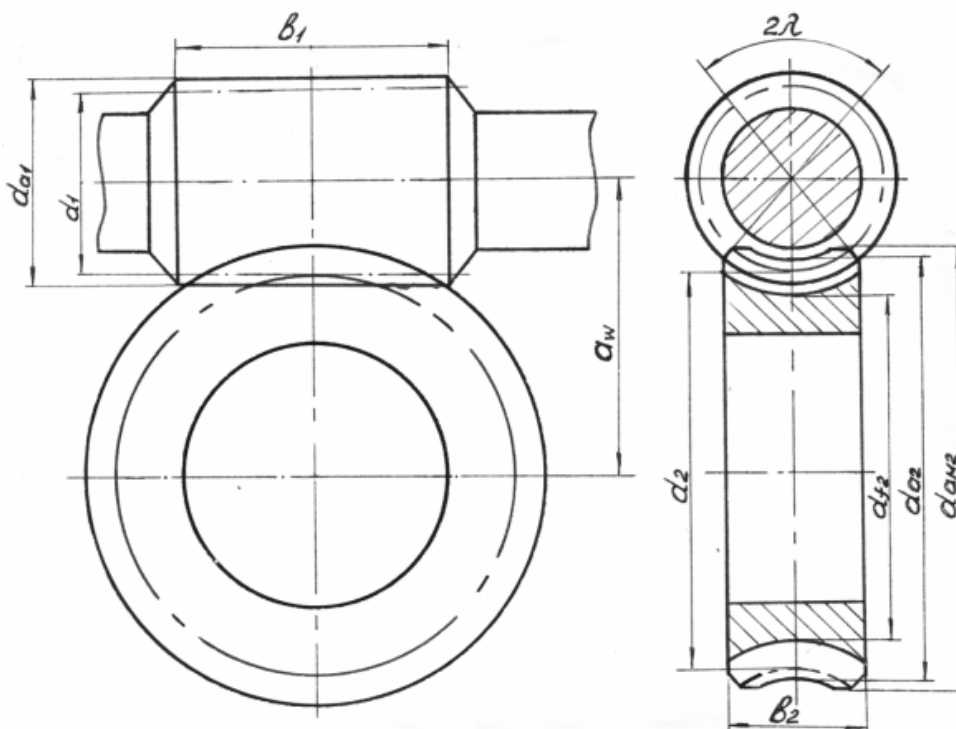


Рис. 3.1

Последовательность расчёта.

1. Определение числа витков червяка: по стандарту $z_1 = 1, 2, 4$. Значение z_1 для червячных редукторов рекомендуется принимать в зависимости от передаточного числа u :

u	8...15	16...30	>30
z_1	4	2	1

2. Определение чисел зубьев червячного колеса:

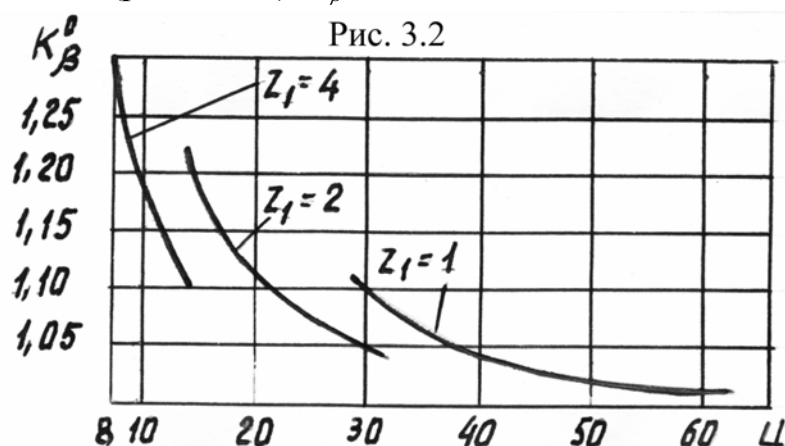
$$z_2 = z_1 \cdot u$$

В силовых передачах $z_{2\min} = 26...28$, оптимальное значение $z_2 = 32...63$ (не более 80).

3. Определение предварительного значения межосевого расстояния a'_w , мм:

$$a'_w = 610 \sqrt[3]{\frac{K'_\beta \cdot T_2}{[\sigma_H]^2}}, \quad (3.5)$$

где $K'_\beta = 0,5(K_\beta^0 + 1)$ - предварительное значение коэффициента концентрации нагрузки; K_β^0 - теоретический коэффициент концентрации нагрузки. При переменном режиме нагружения (см. рис. 2.1, б) определяется по графикам рис. 3.2, при постоянном режиме нагружения (рис. 2.1, а) $K_\beta^0 = 1$



Полученное значение a'_w округляют до ближайшей величины по ГОСТ 2144-76:

1-й ряд – 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд – 45, 56, 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450.

Формула (3.5) справедлива при коэффициенте диаметра червяка $q' = 0,25Z_2$.

Значение q' округляют до ближайшего стандартного (табл. 3.2).

Осовой модуль, мм,
$$m' = \frac{2a'_w}{z_2 + q} \quad (3.6)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного (см. табл. 3.2). Таблица 3.2

m	q	m	q
2,0; 2,5; 3,15;	8,0; 10; 11,2;	5,0	12,0
4,0; 5,0; 6,3; 8,0;	12,5; 14,0; 16,0;	6,0	9,0; 10,0
10,0; 12,5	20,0	7,0	12,0
2,0; 2,5	12,0	16,0	8,0; 9,0; 10,0;
3,0	10,0; 12,0		12,5; 16,0; 20,0
3,5	10,0	20,0	8,0; 9,0; 10,0;
			12,5; 16,0

Примечание. Приведенным сочетаниям m и q соответствуют значения чисел витков червяка $z_1 = 1, 2, 4$.

В целях уменьшения номенклатуры зубообрабатывающего инструмента необходимо соблюдать сочетания m, q и z_1 , приведенные в табл. 3.2.

Для сохранения принятого значения a_w' при выбранных q' и m' передачи выполняются со смещением.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w'}{m'} - \frac{q' + z_2}{2} \quad (3.7)$$

Если $x < -1$ или $x > 1$, то варьируя значения q или z_2 (в пределах 1-2 зуба, чтобы отклонение u было в пределах $\pm 4\%$), надо повторить расчет до получения $-1 \leq x \leq 1$ (лучше $-0,7 \leq x \leq 0,7$ по условию неподрезания и незаострения зубьев). При необходимости уменьшения q следует учитывать, что минимально допустимое значение из условия жесткости вала червяка $q = 0,212z_2$.

Определение углов подъема витков червяка:

$$\text{на делительном диаметре } \gamma = \arctg \frac{z_1}{q}; \quad (3.8)$$

$$\text{на начальном диаметре } \gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} \quad (3.9)$$

В передачах без смещения ($x = 0$) $\gamma = \gamma_w$.

Уточнение расчетных параметров и размеров червячной передачи путем проверочного расчета ее на прочность производят в следующем порядке:

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{HV} \quad (3.10)$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - X), \quad (3.11)$$

где θ - коэффициент деформации червяка (табл. 3.3); X - коэффициент, учитывающий влияние режима работы передачи на приработку зубьев колеса и витков червяка.

При постоянном режиме нагружения $X = 1$, $K_{H\beta} = 1$.

При переменном режиме нагружения

$$X = \frac{1}{T} \left(\frac{\sum T_i t_i n_{2i}}{\sum t_i n_{2i}} \right) \text{ или после преобразования} \quad (3.12)$$

$$X = \alpha_1 + \alpha_2 \beta_1 + \alpha_3 \beta_2 + \dots,$$

где T, t_i, n_{2i} - вращающие моменты в спектре нагрузки передачи, соответствующие им времена работы и частоты вращения.

Таблица 3.3

Z_1	Коэффициент деформации θ при коэффициенте диаметра червяка q								
	8	9	10	11,2	12	12,5	14	16	20
1	72	89	108	127	147	154	176	225	248
2	57	71	86	102	118	121	140	171	197
4	47	58	70	82	95	98	122	137	157

Коэффициент динамической нагрузки $K_{H\beta}$ выбирается в зависимости от степени точности и окружной скорости колеса по табл. 2.5 для цилиндрических косозубых передач с твердостью зубьев $HB \leq 350$ той же степени точности (см. табл. 2.4).

Окружная скорость червячного колеса, м/с,

$$V_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 \cdot n_2}{60000} \quad (3.13)$$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка, м/с:

$$V_{w1} = \frac{\pi \cdot m(q + 2x)n_1}{60000} \quad (3.14)$$

Скорость скольжения в зацеплении, м/с:

$$V_c = \frac{V_{w1}}{\cos \gamma_w} \quad (3.15)$$

С учетом вновь полученного значения V_c уточняют допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ (см. табл. 3.1).

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{5300(q + 2x)}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q + 2x}{a_w(q + 2x)} \right]^3 K_H T_2} \leq [\sigma_H] \quad (3.16)$$

Если расчетное напряжение не превышает допускаемое более чем на 5%, то ранее принятые параметры передачи принимают за окончательные. В противном случае, изменив параметры, повторить расчет. Если расчетное напряжение меньше допускаемого на 20% и более, то надо проверить возможность уменьшения размеров передачи. Для этого следует повторить расчет, приняв меньшее межосевое расстояние.

Определение геометрических размеров червячной передачи:

Червяк.

Параметры червяка в передаче со смещением и без него остаются неизменными, за исключением длины нарезанной части. Кроме того, изменяется один расчетный параметр, не проставляемый на рабочих чертежах, - диаметр начального цилиндра.

Делительный диаметр $d_1 = mq$;

Начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x)$;

Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m$;

Диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2h_f^*m$,

где $h_f^* = 1,2$, кроме эвольвентных червяков, для которых $h_f^* = 1 + 0,2 \cos \gamma$;

длину нарезанной части червяка b_1 с учетом последних исследований [21] рекомендуется определять по формуле:

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m - c,$$

где $|x|$ - абсолютная величина коэффициента смещения;

при $x \leq 0$ $c = 0$;

при $x > 0$ $c = \frac{(70 + 60x)m}{z_2}$.

8.2. Червячное колесо

У червячного колеса, нарезанного со смещением инструмента, все размеры, кроме диаметра начальной (делительной) окружности, отличны от размеров колеса, нарезанного без смещения инструмента.

Диаметр начальной (делительной) окружности

$$d_2 = mz_2;$$

диаметр окружности вершин зубьев в среднем сечении:

$$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x)m;$$

диаметр наибольший

$$d_{aM_2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2};$$

диаметр окружности впадин

$$d_{f_2} = d_2 - 2m(h_f^* - x);$$

ширина венца

$$b_2 = \psi_a a_w,$$

где $\psi_a = 0,355$ при $z_1 = 1$ и 2 ; $\psi_a = 0,315$ при $z_1 = 4$.

9. Определение напряжений изгиба в зубьях червячного колеса

$$\sigma_F = \frac{2000K_F y_F T_2 \cos \gamma_w}{1,3m^2 d_2 (q + 2x)} \leq [\sigma_F], \quad (3.17)$$

где $K_F = K_H$ - коэффициент нагрузки; y_F - коэффициент формы зуба для червячного колеса, определяемый в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} \text{ по табл. 3.4.}$$

Если получается $\sigma_F > [\sigma_F]$, то следует, увеличив модуль m и остальные размеры передачи, провести повторный ее расчет.

10. Определение коэффициента полезного действия червячной передачи, учитывающего потери на трение в зацеплении:

Таблица 3.4

z_V	y_F	z_V	y_F	z_V	y_F	z_V	y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27

28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24
----	------	----	------	----	------	-----	------

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)}, \quad (3.18)$$

где $\varphi = f(V_c)$ - угол трения (табл. 3.5).

Таблица 3.5

V_c , м/с	...0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	7,0	10,0	15,0
φ {	3°10'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°00'	0°55'	0°50'
	3°40'	3°10'	2°50'	2°30'	2°20'	2°00'	1°40'	1°30'	1°20'	1°10'

Примечание. Меньшее значение φ в данном диапазоне для оловянной бронзы, большее - для безоловянной бронзы и латуни.

11. Червячную передачу в связи с невысоким КПД и большим выделением теплоты проверяют на нагрев. Температура нагрева масла:

а) редуктор без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{1000P_1(1-\eta)}{\kappa_T A(1+\psi)} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}] = 95^\circ \text{C}, \quad (3.19)$$

где P_1 - мощность на валу червяка, кВт; $\kappa_T = 12...18$ - коэффициент теплоотдачи $\frac{Вт}{м^2 \cdot C^\circ}$ (большие значения при хороших условиях циркуляции воздуха);

$A = 20 \cdot a_w^{1,7}$ - общая поверхность охлаждения корпуса, $м^2$; a_w - межосевое расстояние, м; $\psi = 0,25...0,3$ - коэффициент, учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в металлическую раму или плиту. При установке редуктора на бетонном или кирпичном фундаменте $\psi = 0$.

б) редуктор с искусственным охлаждением с помощью вентилятора

$$t_{\text{раб}} = \frac{1000P_1(1-\eta)}{[\kappa_T(0,6+\psi) + 0,4\kappa_{me}]A} + 20^\circ \leq [t_{\text{раб}}], \quad (3.20)$$

где κ_{me} - коэффициент теплоотдачи части поверхности корпуса редуктора, обдуваемой вентилятором (табл. 3.6).

Таблица 3.6

Частота вращения n_e , мин ⁻¹	750	1000	1500	3000
κ_{me} Вт/м ² °С	24	29	35	50

Если охлаждение вентилятором недостаточно эффективно, то следует применить водяное охлаждение или увеличить размеры редуктора.

12. Определение сил в зацеплении:

окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000T_2}{d_2}; \quad (3.21)$$

окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000T_1}{d_{w1}} = F_{t2} \operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi); \quad (3.22)$$

радиальная сила, раздвигающая червяк и колесо,

$$F_r = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ. \quad (3.23)$$

Схема сил, действующих на валы червячной передачи, показана на рис. 3.3.

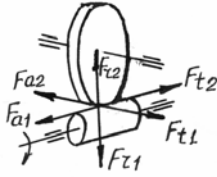


Рис. 3.3

3.3 Пример проектного расчета червячной передачи

Исходные данные:

$$T_1 = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}; T_2 = 310,6 \text{ Н} \cdot \text{м}; u = 8; n_1 = 1455 \text{ мин}^{-1}; n_2 = 182 \text{ мин}^{-1};$$

режим нагружения – переменный; $\alpha_1 = 0,2; \alpha_2 = 0,5; \alpha_3 = 0,3; \beta_1 = 0,8; \beta_2 = 0,6;$

$$L_h = 10118 \text{ ч};$$

червяк – эвольвентный, сталь 20Х, HRC₃ 56...63.

Расчет

При $u = 8$ число витков червяка $z_1 = 4$.

Число зубьев червячного колеса $z_2 = u \cdot z_1 = 8 \cdot 4 = 32$.

Выбор материала червячного колеса

Ожидаемое значение скорости скольжения

$$V_c = \frac{4,5 \cdot n_1}{10^4} \sqrt[3]{T_2} = \frac{4,5 \cdot 1455}{10^4} \sqrt[3]{310,6} = 4,43 \text{ м/с}.$$

По таблице 3.1 принимаем бронзу БР А10Ж4Н4 (литье в кокиль);

$$\sigma_\sigma = 650 \text{ МПа}; \sigma_T = 430 \text{ МПа}.$$

4. Определение допускаемых напряжений

$$[\sigma_H] = 300 - 25V_c = 300 - 25 \cdot 4,43 = 189 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_T + 0,08\sigma_\sigma) \sqrt[9]{10^6 / N_{FE2}}$$

$$N_{FE2} = 60n_2L_h(\alpha_1 + \alpha_2\beta_1^9 + \alpha_3\beta_2^9) = 60 \cdot 182 \cdot 10118(0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 30,1 \cdot 10^6$$

$$[\sigma_F] = (0,25 \cdot 430 + 0,08 \cdot 650) \sqrt[9]{10^6 / 30,1 \cdot 10^6} = 109 \text{ МПа}.$$

5. По формуле (3.5)

$$a_w' = 610 \sqrt[3]{\frac{\kappa_\beta' \cdot T_2}{[\sigma_H]^2}} = 610 \sqrt[3]{\frac{1,15 \cdot 310,6}{189^2}} = 131,4 \text{ мм};$$

$$\kappa_\beta' = 0,5(\kappa_\beta^0 + 1) = 0,5(1,3 + 1) = 1,15.$$

Принимаем $a_w' = 140$ мм.

6. Коэффициент диаметра червяка

$$q' = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 32 = 8.$$

Принимаем $q' = 8$.

7. Осевой модуль

$$m' = \frac{2a'_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 140}{32 + 8} = 7 \text{ мм.}$$

Для соблюдения сочетания m, q и z_1 (см. табл. 3.2) принимаем $m' = 8$ мм.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{a_w}{m} - \frac{q + z_2}{2} = \frac{140}{8} - \frac{8 + 32}{2} = -2,5$$

(выходит за допустимые пределы). Уменьшением чисел зубьев z_2 нельзя получить x в требуемых пределах (а q нельзя уменьшать, т.к. он имеет минимальное стандартное значение). Поэтому принимаем $m' = 6,3$ мм, $q' = 11,2$. При этом

$$x = \frac{140}{6,3} - \frac{11,2 + 32}{2} = 22,2 - 21,6 = +0,6 < 1.$$

Углы подъема витка червяка:

на делительном диаметре

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{4}{11,2} = \arctg 0,3571 = 19^{\circ}39';$$

на начальном диаметре

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{4}{11,2 + 2 \cdot 0,6} = 17^{\circ}53'.$$

Корректировка предварительно определенных параметров осуществляется в такой последовательности:

Коэффициент концентрации нагрузки [см. формулу (3.11)]:

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 (1 - X) = 1 + \left(\frac{32}{82} \right)^3 (1 - 0,78) = 1,16;$$

$$X = \alpha_1 + \alpha_2 \beta_1 + \alpha_3 \beta_2 = 0,2 + 0,5 \cdot 0,8 + 0,3 \cdot 0,6 = 0,78.$$

Коэффициент динамической нагрузки $K_{Hv} = 1,04$ определяется по табл. 2.5 при 8-й степени точности колеса (см. табл. 2.4) в зависимости от скорости колеса

$$g_2 = \frac{\pi \cdot m \cdot z_2 \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 6,3 \cdot 32 \cdot 182}{60000} = 1,9 \text{ м/с.}$$

Коэффициент нагрузки

$$K_H = 1,16 \cdot 1,04 = 1,21.$$

Скорость скольжения в передаче

$$g_{w1} = \frac{\pi \cdot m (q + 2x) n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 6,3 (11,2 + 2 \cdot 0,6) 1455}{60000} = 5,95 \text{ м/с;}$$

$$g_C = \frac{g_{w1}}{\cos \gamma_w} = \frac{5,95}{0,9517} = 6,25 \text{ м/с.}$$

10.5 Уточнение допускаемого напряжения

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot g_C = 300 - 25 \cdot 6,25 = 144 \text{ МПа.}$$

Расчетное контактное напряжение по формуле (3.16)

$$\sigma_H = \frac{5300(11,2 + 2 \cdot 0,6)}{32} \sqrt{\left[\frac{32 + 11,2 + 2 \cdot 0,6}{140(11,2 + 2 \cdot 0,6)} \right]^3} \cdot 1,21 \cdot 310,6 = 163 \text{ МПа} > [\sigma_H] \text{ на } 13\%.$$

11. Так как расчетное напряжение превышает допускаемое, то увеличиваем межосевое расстояние.

Принимаем $a'_w = 160$ мм. и повторяем расчет.

Принимаем $q' = 8$.

$$m' = \frac{2 \cdot 160}{32 + 8} = 8 \text{ мм};$$

$$x = \frac{160}{8} - \frac{8 + 32}{2} = 0; \quad \gamma_w = \gamma = \arctg \frac{4}{8} = 26^{\circ}34';$$

$$K_{HB} = 1 + \left(\frac{32}{47} \right)^3 (1 - 0,78) = 1,07;$$

$$K_H = 1,07 \cdot 1,04 = 1,11;$$

$$g_{w1} = g_1 = \frac{3,14 \cdot 8 \cdot 8 \cdot 1455}{60000} = 4,87 \text{ м/с}; \quad g_c = \frac{g_1}{\cos \gamma} = \frac{4,87}{0,8944} = 5,4 \text{ м/с};$$

$$[\sigma_H] = 300 - 25 \cdot 5,4 = 165 \text{ Мпа};$$

$$\sigma_H = \frac{5300 \cdot 8}{32} \sqrt{\left(\frac{32 + 8}{160 \cdot 8} \right)^3} 1,11 \cdot 310,6 = 136 \text{ МПа} < [\sigma_H];$$

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то окончательно принимаем $a_w = 160$ мм; $z_1 = 4$; $z_2 = 32$; $m = 8$ мм; $q = 8$; $x = 0$.

12. Определение геометрических размеров передачи

12.1. Червяк:

$$d_1 = mq = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм}; \quad d_{a1} = d_1 + 2m = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_f^* \cdot m = 64 - 2(1 + 0,2 \cdot 0,8944)8 = 45,2 \text{ мм};$$

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1)m - c = (10 + 0 + 4)8 - 0 = 112 \text{ мм}.$$

12.2. Червячное колесо:

$$d_2 = mz_2 = 8 \cdot 32 = 256 \text{ мм}; \quad d_{a2} = d_2 + 2m = 256 + 2 \cdot 8 = 272 \text{ мм};$$

$$d_{av2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \leq 272 + \frac{6 \cdot 8}{4 + 2} \leq 280;$$

принимаем $d_{av2} = 280$ мм;

$$d_{f2} = d_2 - 2mh_f^* = 256 - 2 \cdot 8(1 + 0,2 \cdot 0,8944) = 237 \text{ мм}$$

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 160 = 50,4 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 50$ мм.

13. Напряжение изгиба в зубьях червячного колеса определяют по формуле:

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot Y_F \cdot T_2 \cdot \cos \gamma}{1,3 \cdot m^2 \cdot d_2 q} = \frac{2000 \cdot 1,11 \cdot 1,48 \cdot 310,6 \cdot 0,8944}{1,3 \cdot 8^2 \cdot 256 \cdot 8} = 5,4 \text{ МПа};$$

$$z_v = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{0,8944^3} = 45; \quad Y_F = 1,48 \text{ (табл. 3.4);}$$

$$\sigma_F = 5,4 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 109 \text{ МПа}.$$

14. Коэффициент полезного действия

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)} = \frac{\operatorname{tg} 26^{\circ}34'}{\operatorname{tg}(26^{\circ}34' + 1^{\circ}35')} = \frac{0,5}{0,535} = 0,93.$$

15. Проверку редуктора на нагрев осуществляют по температуре нагрева установленной на металлической раме редуктора при естественном охлаждении

$$t_{\text{раб}} = \frac{1000P_1(1-\eta)}{K_T A(1+\psi)} + 20^0 = \frac{1000 \cdot 7,3(1-0,93)}{15 \cdot 0,887(1+0,25)} + 20^0 = 55^0 < [t],$$

где $P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{10^4} = \frac{50 \cdot 1455}{10^4} = 7,3$ кВт;

$$K_T = 15 \text{ Вм} / \text{м}^2 \cdot \text{с}^0; \quad A = 20 \cdot a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,16^{1,7} = 0,887 \text{ м}^2.$$

16. Силы в зацеплении червячной пары:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2000 \cdot 310,6}{256} = 2427 \text{ Н};$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 50}{64} = 1563 \text{ Н};$$

$$F_r = F_{t2} \text{tg} 20^0 = 2427 \cdot 0,364 = 884 \text{ Н}.$$

4. Расчет клиноременных передач

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов с диаметрами d_1 и d_2 , расположенных на межосевом расстоянии a (рис. 4.1), и ремней, надетых на шкивы с натяжением и передающих окружную (полезную) силу с помощью сил трения. В состав передачи часто входят устройства для регулирования натяжения ремней, а также ограждения.

Целью расчета является определение диаметров шкивов, размеров и числа ремней в передаче.

4.1 Основные положения теории работы и расчета передач.

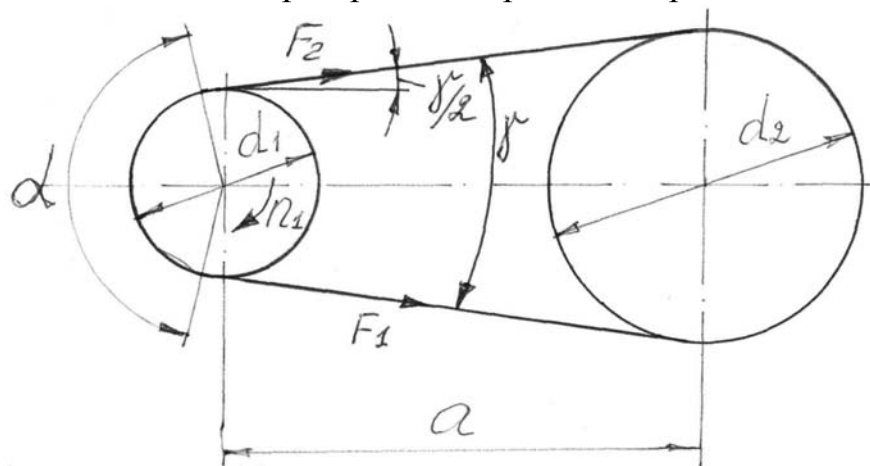


Рис. 4.1

Рассматриваются передачи с клиновыми ремнями нормальных и узких сечений. Клиновые приводные ремни – ремни трапецевидного сечения (рис. 4.2), состоят из корда 1, резиновой основы 2 и обертки 3 из прорезиненной ткани.

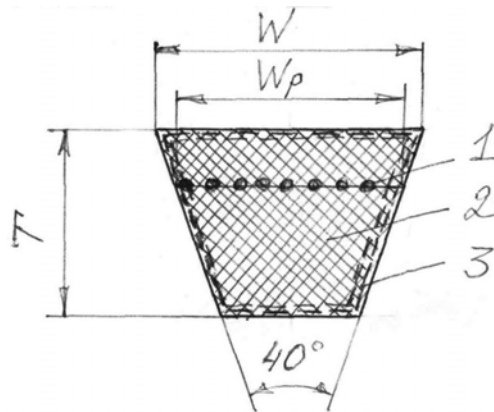


Рис. 4.2

Корд – несущий слой на основе 2...5 слоев капроновой или лавсановой ткани (корд - тканевый) или слоя корд – шнуров (кордшнуровой). Корд располагают в продольном направлении ремня в нейтральном слое шириной W_p для разгрузки его от напряжений изгиба.

Резиновая основа обеспечивает ремню требуемую форму сечения. Обертка придает ремню каркасность, предохраняет от внешних воздействий, повышает износостойкость.

Клиновые ремни выпускают бесконечными.

Клиновые ремни нормальных сечений обозначают (в порядке увеличения поперечного сечения): Z(О), А, В(Б), С(В), D(Г), Е(Д), ЕО(Е). Из-за большой массы скорость их ограничена (до 30 м/с). Вследствие большой относительной высоты ремни нормальных сечений имеют ограниченную долговечность.

Клиновые ремни узких сечений изготовляют четырех сечений: SPZ(УО), SPA(УА), SPB(УБ), SPC(УВ). Обозначения в скобках соответствуют ранее принятым в технической документации. Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте они имеют более равномерное распределение нагрузки по нитям корда. Поэтому узкие ремни допускают большие натяжения, передают при той же площади сечения в 1,5-2 раза большую мощность по сравнению с ремнями нормального сечения, что позволяет уменьшить число ремней в передаче и ширину шкивов. Узкие ремни хорошо работают при скоростях до 50 м/с. В настоящее время применение узких ремней становится преобладающим.

Основные характеристики клиновых ремней приведены в табл. 4.1.

Критериями работоспособности и расчета ременных передач являются тяговая способность и долговечность. Если не будет выполнено первое условие, ремень начнет буксовать из-за недостаточной прочности сцепления ремня со шкивами (ведущий шкив вращается, а ведомый остается неподвижным); если не будет выдержано второе условие, ремень будет быстро выходить из строя из-за усталостного разрушения (трещины, надрывы, расслаивание ремня).

Таблица 4.1

Обозначение сечения ремня	Размеры, мм			Площадь сечения ремня А, мм ²	Расчетная длина L _p , мм	Масса 1м ремня, кг	Минимальный диаметр шкива d _{1min} , мм	Момент T ₁ , Нм
	Расчетная ширина W _p	W	T					
<u>Ребри нормального сечения (ГОСТ 1284.1-89)</u>								
Z(0)	8,5	10	6	47	400...2500	0,06	63	<25
A(A)	11,0	13	8	81	560...4000	0,10	90	11...70
B(B)	14,0	17	10,5	138	800...6300	0,18	125	40...190
C(B)	19,0	22	13,5	230	1800...10600	0,30	200	110...550
D(Г)	27,0	32	19,0	476	3150...15000	0,60	315	450...2000
E(Д)	32,0	38	23,5	692	4500...18000	0,90	500	1100...4500
EO(E)	42,0	50	30,0	1170	6300...18000	1,52	800	>2200
<u>Узкие ремни (ТУ 38-40545-79, ТУ 38-105161-84)</u>								
SPZ(УО)	8,5	10	8	56	630...3550	0,07	63	<150
SPA(УА)	11,0	13	10	93	800...4500	0,12	90	90...400
SPB(УБ)	14,0	17	13	159	1250...8000	0,20	140	300...2000
SPC(УВ)	19,0	22	18	278	2000...8000	0,37	224	>1500
<u>Примечание:</u>								
Стандартный ряд длин ремней, мм: 400, 450, 500, 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.								
В технически обоснованных случаях применяют промежуточные значения длин: 425, 475, 530, 600, 670, 750, 850, 950, 1060, 1180, 1320, 1500, 1700, 1900, 2120, 2360, 2650, 3000, 3350, 3750, 4250, 4750, 5300, 6000, 6700, 7500, 8500, 9500, 10600, 11800, 13200, 15000, 17000.								

Для клиновых ремней применяется комплексный расчет на тяговую способность и долговечность, т.к. ограниченное количество типоразмеров клиновых ремней позволило накопить достаточный для проведения таких расчетов объем экспериментальных данных о параметрах кривых усталости. Для проведения расчета передачи необходимо определить силы и напряжения в ремне.

Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на шкив меньшего диаметра d_1 .

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}} = \sigma_t \frac{q}{q-1} + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{ц}} \quad (4.1)$$

где σ_1 – напряжение растяжения в ведущей ветви ремня;

$\sigma_{\text{и}}$ – напряжение изгиба на малом шкиве;

$\sigma_{\text{ц}}$ – напряжения от центробежных сил;

σ_t – полезное напряжение, характеризующее тяговую способность ременной передачи;

$$q = e^{f\beta},$$

e – основание натуральных логарифмов;

f – коэффициент трения ремня по шкиву;

β – угол упругого скольжения.

Напряжение изгиба $\sigma_{\text{и}}$ изменяясь по отнулевому циклу, превышает все другие составляющие наибольшего напряжения и является главной причиной усталостного разрушения ремня.

$$\sigma_{\text{и}} = 2E \frac{y_{\max}}{d_1},$$

где E – модуль продольной упругости материала ремня;

y_{\max} – расстояние наиболее опасных волокон ремня от нейтральной линии.

На практике значение $\sigma_{\text{и}}$ ограничивают минимально допустимым для каждого вида ремня значением d_1 (см. табл. 4.1).

Напряжение от центробежной силы

$$\sigma_{\text{ц}} = 10^{-6} \rho v^2,$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;

v – скорость ремня, м/с.

Расчет на тяговую способность основан на использовании кривых скольжения. Тяговая способность ременной передачи определяется ко-

эффициентом тяги $\varphi = \frac{\sigma_1}{2\sigma_0}$,

где σ_0 – напряжение от силы предварительного натяжения ремня.

В основе расчета на долговечность лежит уравнение кривой усталости Веллера. Экспериментальные исследования клиновых ремней различных сечений показали, что для ремней не удается установить предел неограниченной выносливости и уравнение кривой усталости имеет вид

$$\sigma_{\max}^m N_E = C_1 \text{ или } \sigma_{\max} = \frac{C}{N_E^{1/m}}, \quad (4.2)$$

где m и C – постоянные, определяемые экспериментально;

N_E – эквивалентное число циклов нагружения за срок службы ремня до разрушения (из расчета по два цикла за один пробег ремня).

Для двухшквивной передачи

$$N_E = 2 \cdot 3600 U L_h, \quad (4.3)$$

где $U = \frac{1000 \cdot v}{L_p}$ – частота пробегов ремня, сек⁻¹;

L_h – ресурс ремня, ч;

v – скорость ремня, м/с;

L_p – расчетная длина ремня, мм.

Решая совместно уравнения (4.1) и (4.2) с учетом выражений для σ_{ii} и σ_{ii} , получают уравнение кривой усталости в виде

$$\frac{q}{q-1} \sigma_t + 2E \frac{y_{\max}}{d_1} + 10^{-6} \rho v^2 = \frac{C}{N_E^{1/m}}; \quad (4.4)$$

Эта зависимость связывает тяговую способность, характеризуемую параметром q или полезным напряжением σ_t , с долговечностью ремня N_E , выраженную числом циклов.

Для использования зависимости (4.4) необходимо знать модуль упругости E , параметр тяговой способности q , параметры кривой усталости m , C и др. Используя накопленный объем экспериментальной информации, для расчета передач с клиновыми ремнями была предложена следующая зависимость [26]:

для ремней нормальных сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{q}{q-1} \sigma_t + 7.5 \frac{W_p^{1.57}}{d_e} + 1.27 \cdot 10^{-3} v^2 = \frac{38.2}{N^{0.09}}; \quad (4.5)$$

для ремней узких сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{q}{q-1} \sigma_t + 61.25 \frac{W_p}{d_e} + 1.4 \cdot 10^{-3} v^2 = (86.5 - 6.375 \lg N) W_p^{-0.421}; \quad (4.6)$$

где W_p – расчетная ширина ремней;

$d_e = K_{ii} d_1$ – эквивалентный диаметр шкива, с помощью которого учитывают различную степень изгиба ремня на малом и большом шкивах при передаточном отношении $u > 1$.

K_{ii} – коэффициент приведения, установленный на основе гипотезы

линейного суммирования усталостных повреждений.

$$K_H = 1,14 - 0,14e^{2,43(1-u)} \quad (4.7)$$

Из уравнения (4.5) при принятой условной долговечности $L_H = 24000$ ч, коэффициенте тяги $\varphi_0 = 0.67$ (соответствует $q=5$) и $N_E = 173 \cdot 10^6 U$ получено следующее выражение для полезного напряжения при стандартных условиях работы передачи ($u=1$; $v=10$ м/с; нагрузка спокойная):

$$\sigma_t = \frac{5.55}{U^{0.09}} - 6 \frac{W_p^{1.57}}{d_e} - 10^{-3} v^2 \quad (4.8)$$

Соответственно для ременных передач с узкими клиновыми ремнями полезное напряжение определяется по выражению:

$$\sigma_t = (27.1 - 5.1 \lg U) W_p^{-0.421} - 49 \frac{W_p}{d_e} - 1.12 \cdot 10^{-3} v^2 \quad (4.9)$$

Расчетные полезные напряжения, вычисленные по зависимостям (4.8) и (4.9) для стандартных передач, обеспечивают необходимую тяговую способность и требуемую долговечность передачи.

Допускаемое полезное напряжение в реальных условиях эксплуатации передачи для всех клиновых ремней

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_t C_\alpha}{C_p}, \quad (4.10)$$

где C_α – коэффициент, учитывающий влияние на тяговую способность передачи угла обхвата α ($u \neq 1$); для клиновых ремней

$$C_\alpha = 1.24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) \quad (4.11)$$

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и режима работы (табл. 4.2). В таблице приведены значения C_p для приводов с электродвигателем переменного тока общепромышленного применения.

Таблица 4.2

Режим работы и характер нагрузки	Типы машин	C _p при числе смен работы передачи		
		1	2	3
<u>Легкий:</u> Нагрузка спокойная максимальная кратковременная нагрузка до 120% от номинальной	Станки с непрерывным процессом резания: токарные, сверлильные, шлифовальные, легкие вентиляторы, насосы и компрессоры центробежные и ротационные, ленточные конвейеры, сепараторы, легкие грохоты.	1,0	1,1	1,4
<u>Средний:</u> Умеренные колебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 150% от номинальной	Станки фрезерные, зубофрезерные и револьверные; станки скоростного шлифования; полиграфические машины; электрические генераторы; поршневые насосы и компрессоры; вентиляторы и воздуходувки; цепные транспортеры, элеваторы, дисковые пилы, прядильные, бумажные, пищевые машины; тяжелые грохоты; вращающиеся печи.	1,1	1,2	1,5
<u>Тяжелый:</u> Значительные ко-	Станки строгальные, долбежные, зубодолбежные и деревообрабатывающие; вентиляторы и воздуходувки тяжелого типа, конвейе-	1,2	1,3	1,6

лебания нагрузки. Максимальная кратковременная нагрузка до 200% от номинальной	ры винтовые, скребковые; прессы винтовые эксцентриковые; ткацкие машины; хлопкоочистительные машины.			
<u>Очень тяжелый:</u> Ударная и резко неравномерная нагрузка. Максимальная кратковременная нагрузка до 300% от номинальной	Подъемники, экскаваторы, драги, ножницы, молоты, бегуны, глиномялки, мельницы шаровые, жерновые, вальцовые, дробилки, лесопильные рамы и др.	1,3	1,5	1,7

По допускаемому полезному напряжению определяют число ремней в передаче

$$z' = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A}, \quad (4.12)$$

где $F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$ – окружная сила, Н;

A – площадь поперечного сечения ремня, мм².

В многоручьевых передачах, каковыми являются клиноременные передачи, нагрузка по ремням распределяется неравномерно. Это учитывается коэффициентом C_z при $z' > 2$, который имеет следующие значения

Z	2...3	4...6	>6
C_z	0.95	0.9	0.85

Тогда окончательное число ремней

$$z = \frac{z'}{C_z} \leq 10 \quad (4.13)$$

Для определения сил натяжения ветвей ремня и силы, действующей на вал, находят фактический коэффициент тяги, характеризующий нагрузочную способность передачи:

$$\varphi = \frac{\varphi_0 C_\alpha}{C_p} = \frac{0.67 C_\alpha}{C_p} \quad (4.14)$$

Сила F_0 начального натяжения ремня определяется через фактический коэффициент тяги

$$F_0 = \frac{F_t}{2\varphi}; \quad (4.15)$$

Сила натяжения ведущей ветви ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{1}{2} F_t \quad (4.16)$$

Сила, действующая на вал

$$F = 2F_0 Z \cos \frac{\gamma}{2} \quad (4.17)$$

где γ – угол между ветвями ремня.

В передачах без регулирования натяжения ремней предварительное натяжение обычно устанавливают с запасом и оно сохраняется до вытягивания ремней.

Поэтому силу F рекомендуют увеличивать в 1.5 раза.

Средний ресурс проектируемой передачи оценивают следующим образом.

Определяют максимальное напряжение:

в ремне нормальных сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 7.5 \frac{W_p^{1.57}}{d_e} + 1.27 \cdot 10^{-3} v^2 \quad (4.18)$$

в ремне узких сечений

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{zA} + 61.25 \frac{W_p}{d_e} + 1.4 \cdot 10^{-3} v^2 \quad (4.19)$$

Из уравнений усталости (4.5), (4.6) находят число циклов N , которое выдержит ремень нормальных сечений

$$N = \left(\frac{38.2}{\sigma_{\max}} \right)^{11} \quad (4.20)$$

и ремень узких сечений

$$\lg N = 13.6 - \frac{\sigma_{\max} W_p^{0.421}}{6.375} \quad (4.21)$$

Учитывая большой разброс экспериментальных данных по долговечности, а также влияние большого числа факторов, связанных с условиями эксплуатации и технологией изготовления ремней, реальная (эксплуатационная) долговечность – средний ресурс ремня $L_{\text{нсп}}$ – будет значительно меньше расчетной ($L_h = 24000$ ч).

Это учитывается коэффициентом снижения долговечности $S_T = 4,5 \dots 5,0$ [28].

Из уравнения (4.3) определяют средний ресурс ремня

$$L_{\text{нсп}} = \frac{N}{7200 \cdot US_T} \quad (4.22)$$

Полученный ресурс должен быть больше ресурса, установленного ГОСТ 1284.2–89 для эксплуатации в легком режиме – 5000 ч, в среднем – 2000 ч, тяжелом – 1000 ч, в очень тяжелом – 500 ч.

Если это условие не выполняется, следует взять шкивы большего диаметра.

4.2 Последовательность расчета клиноремневых передач.

Исходные данные для расчета:

- T_1 – вращающий момент на валу ведущего шкива, Нм;
- n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин⁻¹;
- u – передаточное отношение ременной передачи.

1. По величине вращающего момента T_1 выбирается (см. табл. 4.1) се-

чение ремня и минимальный диаметр ведущего шкива d_{1min} .

Целесообразно принимать d_1 возможно большим, т.к. при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное напряжение σ_t , снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней. Целесообразно d_1 находить по формуле [26]:

$$d_1 = C\sqrt[3]{T_1} \quad (4.23)$$

где $C=38...42$ для ремней нормального сечения;

$C=20$ для узких ремней.

Полученное значение d_1 округляется до стандартного. (см. табл. 4.3)

2. Определение скорости ремня, м/с

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \quad (4.24)$$

Должно быть выполнено условие:

$v < 30$ м/с для ремней нормального сечения;

$v < 50$ м/с для узких ремней.

3. Определение диаметра ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ – относительное скольжение.

Полученный диаметр округляется до ближайшего стандартного значения (см. табл. 4.3)

4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} \quad (4.26)$$

5. Определение оптимального значения межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения u из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве:

$$a_{opt} = C d_2, \quad (4.27)$$

где $C = \frac{a_{opt}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения:

u	1	2	3	4	5	6 и более
C	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

6. Определение длины ремня

$$L_p = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a}, \text{ где } d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} \quad (4.28)$$

Полученное значение длины округляется до стандартного (см. табл. 4.1).

7. Уточнение межосевого расстояния

$$a = \frac{L_p - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L_p - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} \quad (4.29)$$

8. Угол между ветвями ремня

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} \quad (4.30)$$

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^\circ \quad (4.31)$$

10. Определение числа пробегов ремня

$$U = \frac{1000v}{L_p} \quad (4.32)$$

11. Определение эквивалентного диаметра шкива

$$d_e = d_1(1.14 - 0.14e^{2.43(1-u)}) \quad (4.33)$$

12. Полезное напряжение вычисляется по выражениям (4.8) или (4.9) в зависимости от сечения ремня.

13. Определение допускаемого полезного напряжения по формуле (4.10)

14. Определение числа ремней по формуле (4.13)

15. Определение сил натяжения ветвей ремня, сил, действующих на вал, и ресурса передачи по выражениям (4.14)...(4.22).

Шкивы клиноременных передач для ремней нормального сечения и узких ремней (ГОСТ Р50641–94) на ободе имеют канавки по числу ремней. Глубина канавок шкивов должна быть такой, чтобы между внутренней поверхностью ремней и дном канавок сохранялся зазор. В то же время ремень не должен выступать за пределы наружного диаметра шкива, так как в этом случае кромки канавок быстро разрушают ремень. Рабочей поверхностью канавок являются боковые стороны. Для уменьшения износа ремней рабочую поверхность канавок полируют.

При изгибе на шкиве профиль ремня искажается: ширина ремня в зоне растяжения уменьшается, а в зоне сжатия увеличивается. При этом угол профиля уменьшается. Если ремень, деформированный таким образом, расположить в канавке шкива с углом, равным углу профиля недеформированного ремня, то давление на его боковые грани распределится неравномерно. Долговечность ремня в этом случае уменьшится. В целях выравнивания давления углы канавок α_k делают меньше угла профиля ремня: чем меньше диаметр шкива, тем меньше угол канавки. По стандарту на размеры шкивов клиноременных передач канавки изготавливают с углами $\alpha_k = 34^\circ \dots 40^\circ$.

Профиль канавок показан на рис. 4.3, основные размеры профиля приведены в табл. 4.3.

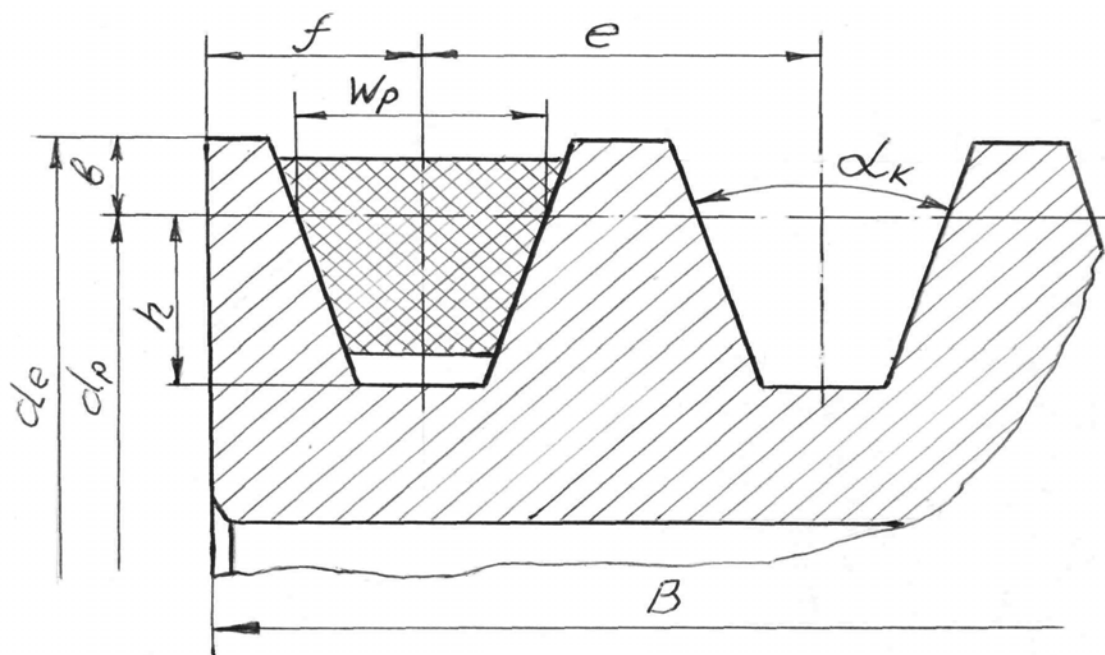


Рис 4.3

Таблица 4.3

Обозначения сечения ремня	W_p	b_{min}	h_{min}	e	f_{min}	d_p , мм для α_k		
						34°	36°	38°
Z/SPZ	8.5	2.0	7/9	12	7	≤ 80	-	> 80
A/SPA	11	2.75	8.7/11	15	9	≤ 118	-	> 118
B/SPB	14	3.5	10.8/14	19	11.5	≤ 190	-	> 190
C/SPC	19	4.8	14.3/19	25.5	16	≤ 315	-	> 315
D	27	8.1	19.9	37	23	-	≤ 475	> 475
E	32	9.6	23.4	44.5	28	-	≤ 600	> 600

Примечание: Ширина шкива $B=(z-1)e+2f$
 Расчетные диаметры шкивов: 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, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000.

4.3 Пример проектного расчета клиноременной передачи.

Рассматривается расчет передачи узкими клиновыми ремнями как наиболее распространенной.

Исходные данные:

Клиноременная передача используется в приводе ленточного конвейера;

Вращающий момент на валу ведущего шкива $T_1=50\text{Нм}$;

Частота вращения ведущего шкива $n_1=1455\text{ мин}^{-1}$;

Передаточное отношение $u=3$

Работа в две смены.

Решение:

1. По вращающему моменту T_1 из табл. 4.1 принимаем профиль SPZ и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1min}=63\text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p=8,5\text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A=56\text{ мм}^2$.

Диаметр ведущего шкива

$$d_1 = C\sqrt[3]{T_1} = 20\sqrt[3]{50} = 73.7 \text{ мм}$$

По табл. 4.3 принимаем $d_1=80$ мм.

2. Скорость ремня

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{3.14 \cdot 80 \cdot 1455}{60000} = 6.1 \text{ м/с}$$

не превышает допустимую $v = 50$ м/с.

3. Выбор диаметра ведомого шкива

$$d_2 = d_1 u (1 - \varepsilon) = 80 \cdot 3 (1 - 0.015) = 236.4 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение $d_2=250$ мм.

4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)} = \frac{250}{80 \cdot 0.985} = 3.17$$

Здесь следует иметь в виду, что отклонение общего передаточного числа привода, где используется ременная передача, от заданного не должно превышать 4%.

5. Определение оптимального межосевого расстояния

$$a = c d_2 = 1 \cdot 250 = 250 \text{ мм}$$

6. Определение длины ремня

$$L_p = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a} = 2 \cdot 250 + 3.14 \cdot 165 + \frac{85^2}{250} = 1047 \text{ мм},$$

$$\text{где } d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{80 + 250}{2} = 165 \text{ мм}; \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{250 - 80}{2} = 85 \text{ мм}$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения. По табл. 4.1 принимаем $L_p=1120$ мм, что соответствует диапазону длин ремней профиля SPZ.

7. Уточнение межосевого расстояния

$$a = \frac{L_p - \pi d_{cp}}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(L_p - \pi d_{cp})^2 - 8\Delta^2} = \frac{1120 - 3.14 \cdot 165}{4} + \frac{1}{4} \sqrt{(1120 - 3.14 \cdot 165)^2 - 8 \cdot 85^2} = 288.5 \text{ мм}$$

8. Угол между ветвями ремня

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{\Delta}{a} = 2 \arcsin \frac{85}{288.5} = 34^\circ$$

9. Угол обхвата ремнем малого шкива

$$\alpha = (180^\circ - 34^\circ) = 146^\circ$$

10. Определение числа пробегов ремня

$$U = \frac{1000v}{L_p} = \frac{1000 \cdot 6.1}{1120} = 5.5 \text{ с}^{-1}$$

11. Определение эквивалентного диаметра шкива

$$d_e = d_1 (1.14 - 0.14 e^{2.43(1-u)}) = 80 (1.14 - 0.14 e^{2.43(1-3.17)}) = 91.1 \text{ мм}$$

12. Определение полезного напряжения по выражению (4.9)

$$\sigma_t = (27.1 - 5.1 \lg U) W_p^{-0.421} - 49 \frac{W_p}{d_e} - 1.12 \cdot 10^{-3} v^2 =$$

$$(27.1 - 5.1 \lg 5.5) 8.5^{-0.421} - 49 \frac{8.5}{91.1} - 1.12 \cdot 10^{-3} \cdot 6.1^2 = 4.95 \text{ МПа}$$

13. Допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи

$$[\sigma_t] = \frac{\sigma_t C_\alpha}{C_p} = \frac{4.95 \cdot 0.91}{1.1} = 4.1 \text{ МПа},$$

где $C_\alpha = 1.24(1 - e^{-\frac{\alpha}{110}}) = 1.24(1 - e^{-\frac{146}{110}}) = 0.91$;

$C_p = 1.1$ из табл. 4.2

14. Определение числа ремней в передаче

$$Z' = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A} = \frac{1250}{4.1 \cdot 56} = 5.4$$

где $F_t = \frac{2000 T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 50}{80} = 1250 \text{ Н}$

При таком числе ремней коэффициент $C_z = 0.9$.

Требуемое число ремней

$$Z = \frac{5.4}{0.9} = 6$$

Принимаем $Z = 6$.

15. Фактический коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{\varphi_0 c_\alpha}{c_p} = \frac{0.67 \cdot 0.9}{1.1} = 0.55$$

16. Сила начального натяжения ремня

$$F_0 = \frac{F_t}{2\varphi} = \frac{1250}{2 \cdot 0.55} = 1136 \text{ Н}$$

17. Сила натяжения ведущей ветви ремня

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 1136 + \frac{1250}{2} = 1761 \text{ Н}$$

18. Сила, действующая на вал

$$F = 2F_0 Z \cos \frac{\gamma}{2} = 2 \cdot 1136 \cdot 6 \cdot \cos 17^\circ = 13036 \text{ Н}$$

19. Определение максимального расчетного напряжения в ремне по выражению (4.19)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{ZA} + 61.25 \frac{W_p}{d_e} + 1.4 \cdot 10^{-3} \cdot v^2 = \frac{1761}{6 \cdot 56} + 61.25 \frac{8.5}{91.1} + 1.4 \cdot 10^{-3} \cdot 6.1^2 = 5.24 + 5.71 + 0.05 = 11 \text{ МПа}$$

20. Определение числа циклов по выражению (4.21)

$$\lg N = 13.6 - \frac{\sigma_{\max} W_p^{0.421}}{6.375} = 13.6 - \frac{11 \cdot 8.5^{0.421}}{6.375} = 9.36$$

$$N = 2.3 \cdot 10^9$$

21. Средний ресурс ремня по формуле (4.22)

$$L_{\text{ср}} = \frac{N}{7200 \cdot US_T} = \frac{2,3 \cdot 10^9}{7200 \cdot 5,5 \cdot 4,75} = 12227 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}$$

5. Подбор и расчет цепных передач

Цепная передача это передача зацеплением с гибкой связью. Движение передает цепь 1, охватывающая ведущую 2 и ведомую 3 звездочки и зацепляющаяся за их зубья (рис. 5.1). В состав передачи часто входят натяжные и смазочные устройства, ограждения.

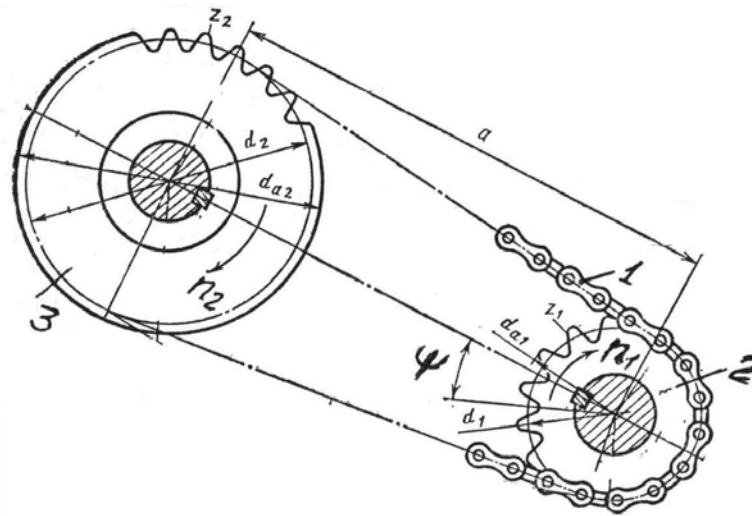


Рис. 5.1

Основные типы стандартизованных приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые.

Приводные роликовые цепи состоят из чередующихся шарнирно соединенных наружных и внутренних звеньев. Пластины 5 (рис. 5.2) внутренних звеньев напрессованы на концы втулок 3, установленных на оси 2. Пластины 1 наружных звеньев напрессованы на оси, концы которых расклепаны. На втулки 3 предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные ролики 4, которые входят во впадины между зубьями на звездочках и сцепляются со звездочками. Благодаря роликам трение скольжения между цепью и звездочкой заменяется трением качения, что уменьшает износ зубьев звездочек. Концы цепи соединяют либо соединительными (рис. 5.2, а), либо специальными переходными (рис. 5.2, б) звеньями при нечетном числе звеньев цепи.

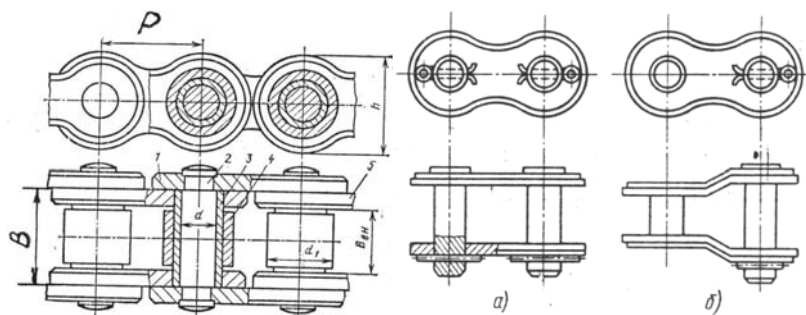


Рис. 5.2

Концы осей после сборки расклепывают с образованием головок, препятствующих спаданию пластин. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки.

Пластины очерчены контуром, напоминающим цифру 8 и обеспечивающим равную прочность пластины во всех сечениях.

Применяют цепи однорядные и многорядные с числом рядов от двух до восьми.

Основными геометрическими характеристиками цепей являются шаг цепи P , кратный 1 дюйму (25,4 мм), и ширина цепи B (длина втулки), силовой характеристикой – разрушающая сила F_p .

В обозначении приводных цепей указывают число рядов цепи (если оно больше одного), тип цепи, ее шаг и разрушающую силу. Пример обозначения в соответствии с ГОСТ 13568-75-2ПР-19,05-7200-двухрядная приводная роликовая цепь с шагом $P=19,05$ мм и разрушающей силой $F_p=72000$ Н.

Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи.

В зависимости от отношения шага цепи P к диаметру ролика d_1 различают цепи легкой (ПРЛ) и нормальной (ПР) серий.

Основные размеры однорядных роликовых цепей серии ПР приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Обозначение цепи	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вн}$, мм	Диаметр оси d , мм	Диаметр ролика d_1 , мм	Ширина пластины h , мм	Ширина внутреннего звена B , мм	Проекция площади шарнира A , мм ²	Разрушающая сила F_p , кН	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	3,00	2,31	5,00	7,5	4,77	11	4,6	0,20
ПР-9,525-910	5,72	3,28	6,35	8,5	8,53	28	9,10	0,45
ПР-12,7-900-1	2,4	3,66	7,75	10,0	4,9	17,9	9,00	0,30
ПР-12,7-900-2	3,30	3,66	7,75	10,0	5,8	21	9,00	0,35
ПР-12,7-1820-1	5,40	4,45	8,51	11,8	8,90	40	18,20	0,65
ПР-12,7-1820-2*	7,75	4,45	8,51	11,8	11,3	50	18,20	0,75
ПР-15,875-2270-1	6,48	5,08	10,16	14,8	10,78	55	22,70	0,8
ПР-15,875-2270-2*	9,65	5,08	10,16	14,8	13,95	71	22,70	1,0
ПР-19,05-3180*	12,7	5,96	11,91	18,2	17,75	105	31,80	1,9
ПР-25,4-5670*	15,88	7,95	15,88	24,2	22,61	180	56,70	2,6
ПР-31,75-8850*	19,05	9,55	19,05	30,2	27,46	260	88,50	3,8
ПР-38,1-12700*	25,4	11,1	22,23	36,2	35,46	395	127,00	5,5
ПР-44,45-17240*	25,4	12,70	25,70	42,4	37,19	475	172,40	7,5
ПР-50,8-22680*	31,75	14,29	28,58	48,3	45,21	645	226,80	9,7

Примечание: * Цепи, которые могут изготавливаться двух и ли трехрядными

Во всех случаях следует отдавать предпочтение однорядным цепям. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа привода. Однако многорядные цепи позволяют выбрать цепь с меньшим шагом и, следовательно, уменьшить радиальные размеры звездочек передачи и снизить уровень шума ее работы. Нагрузочная способность цепей возрастает почти пропорционально числу рядов, что учитывается коэффициентом рядности цепи m_p , характеризующим неравномерность распределения нагрузки по рядам. Для однорядных цепей $m_p=1$; для двухрядных - $m_p=1,7$; для трехрядных - $m_p=2,5$; для четырехрядных - $m_p=3$.

Основным видом отказа цепных передач является изнашивание шарниров вследствие их взаимного поворота под нагрузкой. Это приводит к увеличению шага цепи. По мере изнашивания шарниры располагаются все ближе к вершинам зубьев звездочек и возникает опасность соскакивания цепи со звездочек. Кроме того, возникает недопустимое провисание ведомой ветви цепи, задевание за стенки кожуха или картера, а также увеличе-

ние вибраций, шума.

Основным критерием работоспособности и расчета цепных передач является износостойкость шарниров.

Нагрузочную способность цепи определяют из условия: среднее давление p в шарнире звена цепи не должно превышать допускаемое $[p]$ при данных условиях эксплуатации, МПа

$$p = \frac{F_t K_\alpha}{A} \leq [p], \quad (5.1)$$

где F_t – окружная сила, передаваемая цепью, Н;

A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм²;

K_α – коэффициент эксплуатации представляют в виде произведения частных коэффициентов:

$$K_\alpha = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж} K_T \quad (5.2)$$

где K_d – коэффициент динамичности нагрузки, $K_d = 1$ при равномерной нагрузке (ленточные, цепные конвейеры); $K_d = 1, 2, \dots, 1.5$ при нагрузке с толчками (металлорежущие станки, компрессоры); $K_d = 1.8$ при сильных ударах.

K_a – коэффициент влияния длины цепи (межосевого расстояния). $K_a = 1$ при $\alpha = (30 \dots 50)P$; в других случаях $K_a = \sqrt[3]{\frac{L_0}{L}}$, где L_0 – длина цепи при $\alpha = 40P$, L – длина рассчитываемой цепи.

K_n – коэффициент влияния наклона линии центров звездочек передачи к горизонту. $K_n = 1$ при угле наклона $\Psi \leq 45^\circ$; $K_n = 0.15 \sqrt{\Psi}$ при $\Psi > 45^\circ$

$K_{рег}$ – коэффициент влияния способа регулирования цепи. $K_{рег} = 1$ для передач с регулированием положения оси одной из звездочек; $K_{рег} = 1.1$ для передач с регулированием оттяжными звездочками или нажимными роликами; $K_{рег} = 1.25$ для передач с нерегулируемым положением звездочек.

$K_{см}$ – коэффициент влияния характера смазывания. $K_{см} = 0.8$ при непрерывном смазывании в масляной ванне или от насоса; $K_{см} = 1$ при регулярном капельном или внутришарнирном смазывании; $K_{см} = 1.5$ при нерегулярном смазывании.

$K_{реж}$ – коэффициент влияния режима работы передачи, учитывает пропорциональность пути трения и числа смен $N_{см}$ работы передачи в сутки, $K_{реж} = \sqrt[3]{N_{см}}$.

K_T – коэффициент влияния температуры окружающей среды. $K_T = 1$ при $-25^\circ\text{C} < t < 150^\circ\text{C}$.

Если расчетное значение коэффициента $K_\alpha > 3$, то возможности передачи будут использоваться недостаточно и следует принять меры по улуч-

шению условий работы.

$[p]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи принимают по опытным данным в зависимости от шага цепи P и частоты вращения звездочки по табл.5.2

Таблица 5.2

Шаг цепи P , мм	$[p]$, Мпа при частоте вращения ведущей звездочки n_1 , мин ⁻¹										
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2000	2400	2800
12,07...15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	16,5	15	14
19,05...25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-	-	-
31,75...38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-	-	-	-
44,45...50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-	-	-

Предварительное значение шага однорядной цепи можно определить по формуле

$$P' = 4.5\sqrt[3]{T_1} \quad (5.3)$$

Для тяжело нагруженных быстроходных передач (при скорости цепи $v > 20 \frac{M}{c}$) проводят расчет деталей цепи (пластин, осей, втулок и роликов) на сопротивление усталости, а также проверяют число ударов цепи о зуб звездочки, которое не должно превышать допустимого значения. В данном пособии эти расчеты не рассматриваются.

Последовательность расчета цепных передач

Исходные данные для расчета:

T_1 – вращающий момент на валу ведущей звездочки, Нм;

n_1 – частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹;

u – передаточное отношение

Условия эксплуатации цепной передачи.

1. Выбор предварительного значения шага однорядной цепи

$$P' = 4.5\sqrt[3]{T_1}$$

По таблице 5.1 принимается ближайший стандартный шаг цепи.

2. Определение числа зубьев Z_1 ведущей звездочки. Минимальные числа зубьев звездочек ограничиваются износом шарниров, динамическими нагрузками, а также шумом передач. Чем меньше число зубьев звездочки, тем больше износ, неравномерность скорости движения цепи и выше скорость удара цепи о звездочку.

Минимальное число зубьев ведущей звездочки определяют по эмпирической зависимости

$$Z_1 = 29 - 2u$$

Минимально допустимое число зубьев принимают: при высоких частотах вращения $Z_{1min} = 19 \dots 23$; средних $Z_{1min} = 17 \dots 19$; низких ($n_1 < 100$ мин⁻¹) $Z_{1min} = 13 \dots 15$. В приводах с ударными нагрузками принимают $Z_{1min} \geq 23$.

3. Число зубьев ведомой звездочки:

$$Z_2 = Z_1 u$$

По мере износа шаг цепи увеличивается и ее шарниры поднимаются по профилю зуба звездочки на больший диаметр, что может привести, в конечном счете, к выходу цепи из зацепления со звездочкой. При этом предельно допустимое увеличение шага цепи тем меньше, чем больше число зубьев звездочки, т.е. мало изношенная, далеко не потерявшая своей прочности цепь теряет зацепление со звездочкой. Поэтому максимальное число зубьев ведомой звездочки $Z_{2\max} = 120$.

Число зубьев ведущей и ведомой звездочек следует принимать нечетным, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует равномерному износу шарниров цепи и зубьев звездочек. По этой же причине желательно выбирать число зубьев ведущей звездочки из ряда простых чисел.

4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Отклонение передаточного отношения цепной передачи от ранее принятого (при кинематическом расчете привода) должно быть в пределах $\pm 4\%$.

5. Делительный диаметр ведущей звездочки, мм

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)}$$

6. Окружная сила на звездочках

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1}$$

7. Определение коэффициента эксплуатации K_3 по формуле (5.2)

8. Определение среднего давления p в шарнирах по формуле (5.1).

Значение давления в шарнире должно находиться в пределах

$$0.6[p] \leq p \leq 1.05[p]$$

Если полученное значение давления в шарнире превышает или значительно меньше допустимого, то, изменяя число зубьев Z_1 , шаг P , рядность цепи или параметры, влияющие на K_3 , добиваются выполнения указанного условия.

9. Вычисление делительного диаметра ведомой звездочки, мм

$$d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)}$$

10. Диаметры окружностей выступов звездочек, мм

$$d_{a1} = P(0.5 + ctg \frac{180}{Z_1})$$

$$d_{a2} = P(0.5 + ctg \frac{180}{Z_2})$$

11. Определение межосевого расстояния a .

Минимальное межосевое расстояние определяют из условий: отсутствия интерференции (т.е. пересечения) звездочек

$$a_{\min} > 0.5(d_{a1} + d_{a2})$$

чтобы угол обхвата цепью ведущей звездочки был больше 120° .

Максимальное межосевое расстояние ограничивают величиной

$$a_{\max} = 80P$$

Оптимальные межосевые расстояния передачи принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50)P$$

12. Определение числа звеньев цепи

$$W = Z_{cp} + \frac{2a}{P} + \Delta^2 \frac{P}{a},$$

$$\text{где } Z_{cp} = \frac{Z_1 + Z_2}{2}; \quad \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}$$

Полученное значение W округляют до ближайшего большего четного числа, чтобы избежать применения в цепи менее прочного переходного звена.

13. Уточнение межосевого расстояния.

$$a = \frac{P}{4}(W - Z_{cp} + \sqrt{(W - Z_{cp})^2 - 8\Delta^2})$$

Полученное значение не надо округлять.

Цепь должна иметь некоторое провисание во избежание повышенной нагрузки на цепь и валы от силы натяжения и радиального биения звездочек. Для этого при монтаже передачи необходимо предусмотреть возможность уменьшения межосевого расстояния на $(0,002 \dots 0,004)a$.

14. Вычисление силы, действующей на валы передачи

$$F_B = K_B F_t,$$

где K_B – коэффициент, учитывающий массу цепи; для горизонтальной передачи принимают $K_B = 1,15$; для вертикальной – $K_B = 1,05$.

Пример расчета цепной передачи.

Исходные данные:

Передача с роликовой цепью используется в приводе цепного конвейера

ера.

Вращающий момент по ведущей звездочке, расположенной на тихоходном валу редуктора, $T_1=480$ нм;

Частота вращения ведущей звездочки $n_1=70$ мин⁻¹;

Передаточное отношение $U=2,1$.

Передача расположена под углом 60^0 к горизонту, смазка нерегулярная, работа двухсменная, положение валов передачи не регулируется.

Решение.

1. Выбор предварительного значения шага однорядной цепи

$$P' = 4.5\sqrt[3]{T_1} = 4.5\sqrt[3]{480} = 35.2 \text{ мм}$$

Ближайшее значение шага и соответствующей ему площади проекции шарнира находим из табл. 5.1 : $P=31,75$ мм; $A=260$ мм².

2. Определение чисел зубьев звездочек

$$Z_1 = 29 - 2U = 29 - 2 \cdot 2,1 = 24.8$$

Принимаем $Z_1=25$

$$Z_2 = Z_1 U = 25 \cdot 2,1 = 52.5$$

Принимаем $Z_2=53$

3. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{53}{25} = 2,12 \quad (\Delta U < 4\%)$$

4. Определение делительного диаметра ведущей звездочки

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180^0}{Z_1}\right)} = \frac{31.75}{\sin\left(\frac{180}{25}\right)} = 253.39 \text{ мм}$$

5. Определение окружной силы на звездочках

$$F_t = \frac{2000T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 480}{253.39} = 3788 \text{ Н}$$

6. Определение коэффициента эксплуатации

$$K_3 = K_d K_a K_n K_{рег} K_{см} K_{реж} K_T = 1 \cdot 1 \cdot 1,16 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,26 \cdot 1 = 2,74,$$

где $K_d=1$ – нагрузка равномерная; $K_a=1$ ($\alpha=40P$); $K_n=0,15\sqrt{60^0}=1,16$; $K_{рег}=1,25$ – положение звездочек не регулируется; $K_{см}=1,5$ – смазывание передачи нерегулярное; $K_{реж}=\sqrt[3]{2}=1.26$; $K_T=1$.

7. Определение среднего давления в шарнирах цепи

$$P = \frac{K_3 F_t}{A} = \frac{2.74 \cdot 3788}{260} = 39.9 \text{ МПа} > [p] = 34.2 \text{ МПа}$$

(значения $[p]$ из табл. 5.2)

Уменьшить среднее давление в шарнирах можно двумя способами:

а) Увеличить числа зубьев звездочек, что ведет к увеличению габаритов передачи. Это приемлемо в том случае, если нет ограничений на габариты привода. Как показал расчет число зубьев ведущей звездочки должно быть $Z_1=29$.

б) Обеспечить регулярное капельное смазывание цепной передачи, $K_{см}=1$. При этом $K_3=1,83$ и $p=26,7$ МПа $<[p]$.

Воспользуемся вторым способом.

8. Вычисление делительного диаметра ведомой звездочки

$$d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{31.75}{\sin\left(\frac{180}{53}\right)} = 538.14 \text{ мм}$$

9. Определение диаметров окружностей выступов звездочек

$$d_{a1} = P\left(0.5 + \operatorname{ctg}\frac{180}{Z_1}\right) = 31.75\left(0.5 + \operatorname{ctg}\frac{180}{25}\right) = 263.53 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = P\left(0.5 + \operatorname{ctg}\frac{180}{Z_2}\right) = 31.75\left(0.5 + \operatorname{ctg}\frac{180}{53}\right) = 549.28 \text{ мм}$$

10. Выбор рекомендуемого значения межосевого расстояния

$$a = 40P = 40 * 31,75 = 1270 \text{ мм}$$

11. Определение числа звеньев цепи

$$W = Z_{cp} + \frac{2a}{P} + \Delta^2 \frac{P}{a} = 39 + \frac{2 * 1270}{31.75} + 4.46^2 \frac{31.75}{1270} = 119.5,$$

$$\text{где } Z_{cp} = \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{25 + 53}{2} = 39; \quad \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi} = \frac{53 - 25}{2 * 3.14} = 4.46$$

Принимаем $W=120$.

12. Уточнение межосевого расстояния

$$a = \frac{P}{4} (W - Z_{cp} + \sqrt{(W - Z_{cp})^2 - 8\Delta^2}) = \frac{31.75}{4} (120 - 39 + \sqrt{(120 - 39)^2 - 8 * 4.46^2}) = 1278 \text{ мм}$$

Полученное значение уменьшаем на $\Delta a = 0,003 * 1278 = 3,83$ мм

Окончательное значение $a=1274$ мм

13. Сила, действующая на валы передачи

$$F_B = K_B F_t = 1,15 * 3788 = 4356 \text{ Н}$$

Расчет валов на прочность

Валы подразделяются на входные (быстроходные), выходные (тихоходные) и промежуточные. Большинство входных валов редукторов выполняют за одно целое с зубчатыми венцами (вал-шестерни) и червяками. Входные и выходные валы имеют выступающий из корпуса редуктора консольный участок, предназначенный для сопряжения с полумуфтой, шкивом, звездочкой и пр.

На валы от зубчатых и червячных колес, червяков, подшипников и других

посаженных на них деталей передаются окружные, радиальные и осевые силы, создающие в поперечных сечениях продольные и поперечные силы, изгибающие и вращающие моменты. Таким образом, валы испытывают сложную деформацию- изгиба (растяжения-сжатия) и кручения. Продольные силы создают в сечениях вала нормальные напряжения растяжения или сжатия небольшой величины, поэтому они в расчетах не учитываются.

Действующие на вал силы распределены по длине ступицы, ширине подшипника. При проектном расчете считают эти силы сосредоточенными и приложенными на середине ширины зубчатого венца или подшипника. Эти сечения принимают за расчетные. По длине вала место приложения нагрузки зависит от расположения зубчатых колес, шкивов, муфт, звездочек и опор. Прямозубые цилиндрические, ременные, цепные передачи и муфты создают силы, лежащие в плоскости, перпендикулярной к оси вала. После приведения этих сил к оси вала последний оказывается нагруженным поперечными силами и вращающим моментом. Косозубые цилиндрические, конические и червячные передачи, кроме сил, лежащих в плоскостях соответствующих деталей передач, вызывают появление осевых сил, приложенных на зубьях или витках червяка. Приведение этой силы к оси вала дает осевую (сжимающую или растягивающую) силу и сосредоточенный изгибающий момент.

При расчете валов коробок скоростей металлорежущих станков следует иметь в виду, что силы изменяют свое положение вдоль вала при переключении блоков зубчатых колес.

6.1. Материалы валов

Для валов применяют стали с достаточно высокими механическими характеристиками и малой чувствительностью к концентрации напряжений.

Основными материалами для большинства валов служат углеродистые и легированные стали 45, 40Х, подвергаемые улучшению.

Для высоконагруженных валов, а также для валов, изготовленных за одно целое с зубчатым венцом (вал-шестерня), применяют легированные стали 40ХН, 35ХГС, 20Х и др. стали.

Для валов без термообработки чаще применяют сталь Ст. 5.

Механические характеристики некоторых сталей даны в табл. 6.1.

6.2. Расчет на прочность

Этот расчет является основным для валов приводов, он выполняется в

два этапа.

Таблица 6.1

Марка стали	Диаметр заготовки, мм не более	Твердость НВ, не менее	σ_s	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	ψ_σ	ψ_τ
			МПа					
Ст 5	любой	190	520	280	220	130	0	0
45	Любой	200	560	280	250	160	0	0
	120	240	800	550	350	210	0,1	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40Х	Любой	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	200	240	800	650	360	210		
	120	270	900	750	410	240		
40ХН	Любой	240	820	650	360	210	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250		
20Х	120	197	650	400	300	160	0,05	0
12ХНЗА	120	260	950	700	420	210	0,1	0,05
18ХГТ	60	330	1150	950	520	280	0,15	0,1
30ХГТ	любой	270	950	750	450	260	0,1	0,05
	120	320	1150	950	520	310		
	60	415	1500	1200	650	330		

На первом этапе (предварительный расчет) при отсутствии данных об изгибающих моментах диаметры валов приблизительно определяются по известному вращающему моменту T из условия прочности по заниженным значениям допускаемых напряжений кручения.

Диаметры консольных участков входного или выходного валов, мм:

$$d \geq 17 \sqrt[3]{\frac{T}{[\tau]}}, \quad (6.1)$$

где T - вращающий момент, передаваемый валом, $H \cdot м$; $[\tau] = (12...20)$ МПа. Здесь меньшие значения $[\tau]$ относятся к входным валам, а большие – к выходным.

Диаметр консольной части входного вала, соединяемого с валом электродвигателя, рекомендуется назначать в пределах 0,8...1,2 диаметра выходного конца вала двигателя для возможности соединения валов стандартной муфтой.

Диаметры остальных участков этих валов для удобства посадки на вал подшипников качения, зубчатых колес и других деталей назначаются по

конструктивным и технологическим соображениям (см. раздел 2.4 [15]) с учетом необходимости фиксации деталей на валу в осевом направлении.

Диаметры промежуточных валов в месте посадки колес определяют по приведенной выше формуле с подстановкой среднего значения допускаемого напряжения.

Полученные диаметры отдельных участков вала округляют до ближайшего значения по ряду *Ra* 40 нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636 - 69).

10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34/35; 36; 38; 40; 42; 45/47; 48; 50/52; 53/55; 56; 60/62; 63/65; 67/70; 71/72; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

Примечание: в знаменателе приведены размеры посадочных мест для подшипников качения, размеры которых даны в табл. П.1-П.4.

После этого предварительно разрабатывают конструкцию валов, обеспечивая условия технологичности изготовления и сборки; назначают тип соединения колес с валом (шпоночные, шлицевые, с натягом) и проводят их расчет; предварительно выбирают подшипники качения (см. п. 1.2 [15]) по диаметру вала и на миллиметровке в масштабе 1:1 выполняют эскизную компоновку редуктора или коробки скоростей (см. разд. 1 [15]). Если расчеты передач выполнены в нескольких вариантах, то эскизную компоновку выполняют для выбранного оптимального варианта.

На втором этапе проводится проверочный расчет - на статическую прочность для предупреждения пластических деформаций и разрушений при кратковременных перегрузках (например, пусковых) и оценку сопротивления усталости вала конкретной конструкции. Здесь же при необходимости выполняют расчеты на жесткость, устойчивость и колебания, которые в данном пособии не рассматриваются, не рассматриваются также расчеты на статическую прочность при перегрузках.

Расчет на сопротивление усталости проводится в такой последовательности:

1. Изображается чертеж вала (рис. 6.1,а) и под ним показывают расчетную схему вала, который рассматривается как гладкая балка на шарнирных опорах (рис. 6.1,б). Подшипники, одновременно воспринимающие ради-

альные и осевые нагрузки, заменяют шарнирно-неподвижными опорами, а подшипники, воспринимающие только радиальные силы – шарнирно подвижными опорами. Местоположение опоры приближенно можно принять посередине ширины подшипника. На расчетную схему наносят все силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно перпендикулярным плоскостям (горизонтальной ZOx и вертикальной ZOy). При этом силы, плоскость действия которых не совпадает с указанными плоскостями, раскладываются на горизонтальную и вертикальную составляющие. На рис. 6.1,б показана схема нагружения вала силами в цилиндрическом косозубом зацеплении и силой, действующей на консольную часть вала.

На рис. 6.2 представлены наиболее распространенные схемы нагружения валов редукторов, которые студенты могут использовать для составления расчетной схемы конкретного вала своего задания.

2. Определяются силы, действующие на вал.

Значения сил в зацеплении определены при расчете соответствующих передач (см. разд. 2 и 3). Направление окружных сил зависит от направления вращения и от того, является колесо ведущим или ведомым. Радиальные силы направлены по радиусу к центру рассматриваемого колеса. Направление осевой силы зависит от направления вращения, направления наклона зубьев колеса и от того, является колесо ведущим или ведомым. На рис. 6.3 и 6.4 представлены схемы для определения сил, действующих на валы от прямозубых цилиндрических передач редукторов (6.3,а - двухступенчатого, 6.3,б - соосного) и коробок скоростей. На рис. 6.5 показана расчетная схема и эпюры изгибающих моментов промежуточного вала коробки скоростей по рис. 6.4.

В качестве консольной нагрузки F_K могут быть:

- радиальная сила F_m от соединительной муфты, которая возникает в результате погрешностей монтажа, ошибок изготовления и неравномерного износа элементов муфты. Направление этой силы

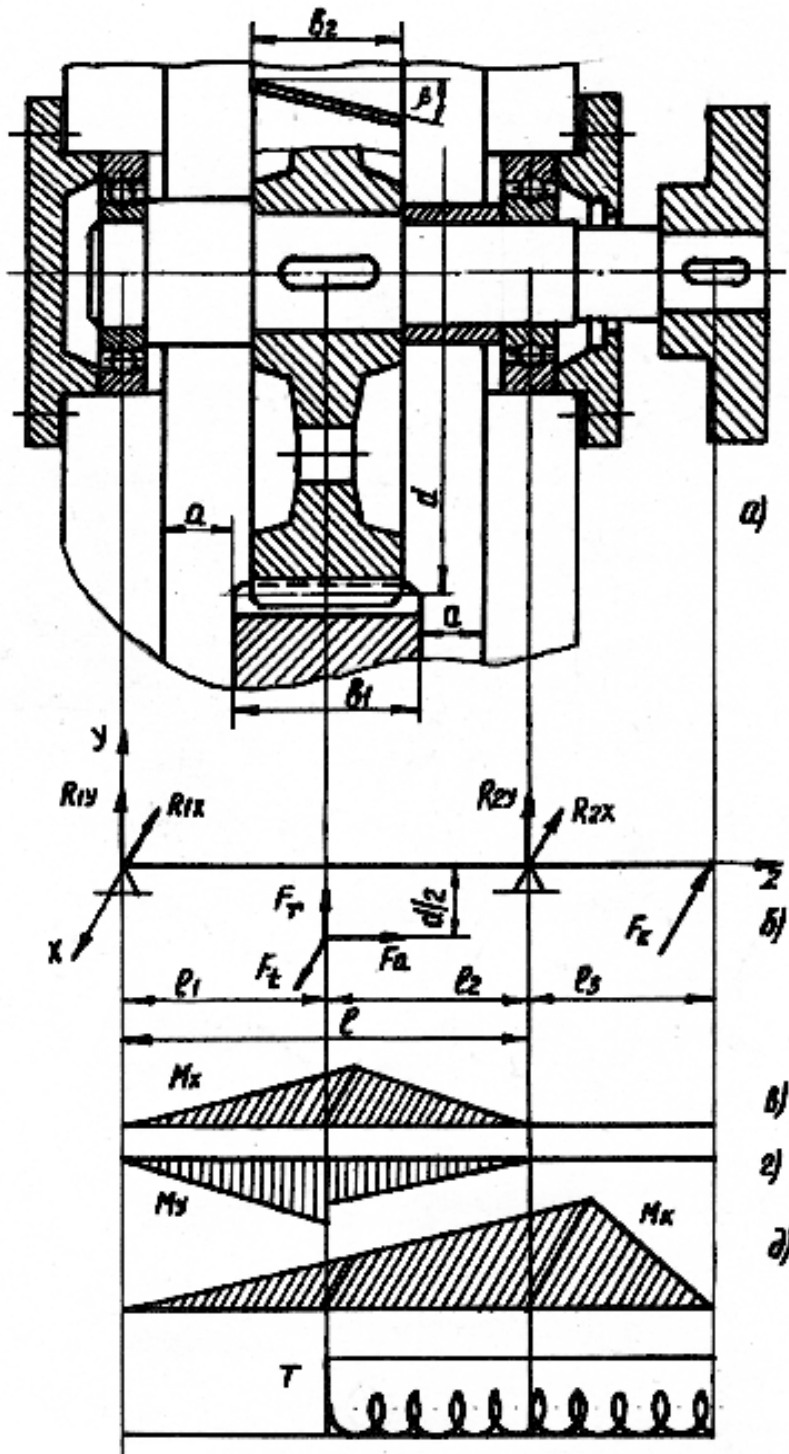


Рис. 6.1

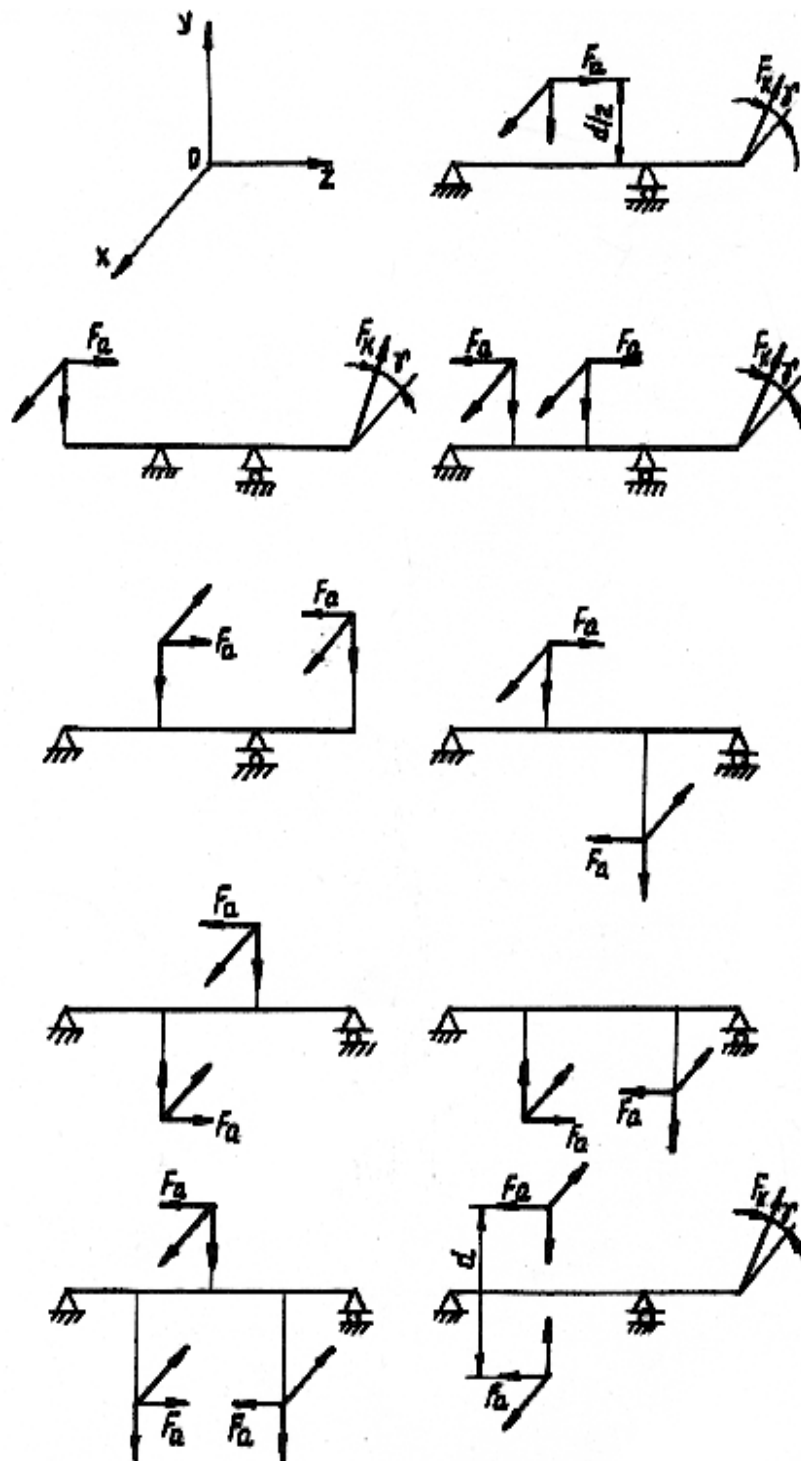


Рис. 6.2

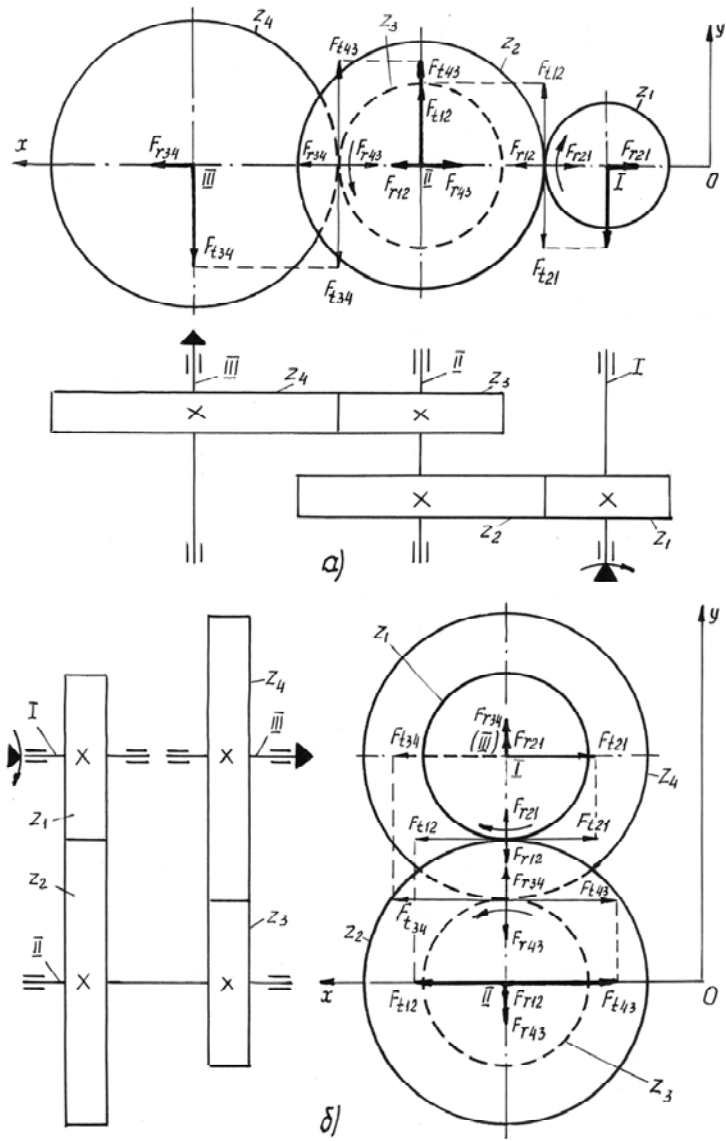


Рис. 6.3.

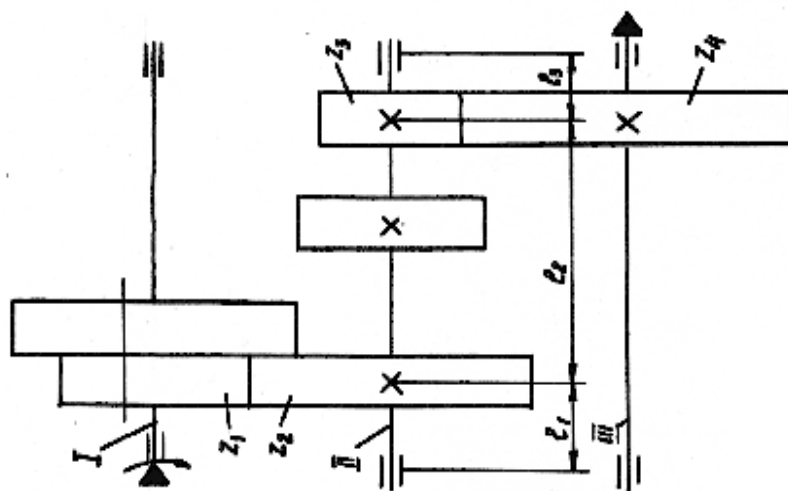
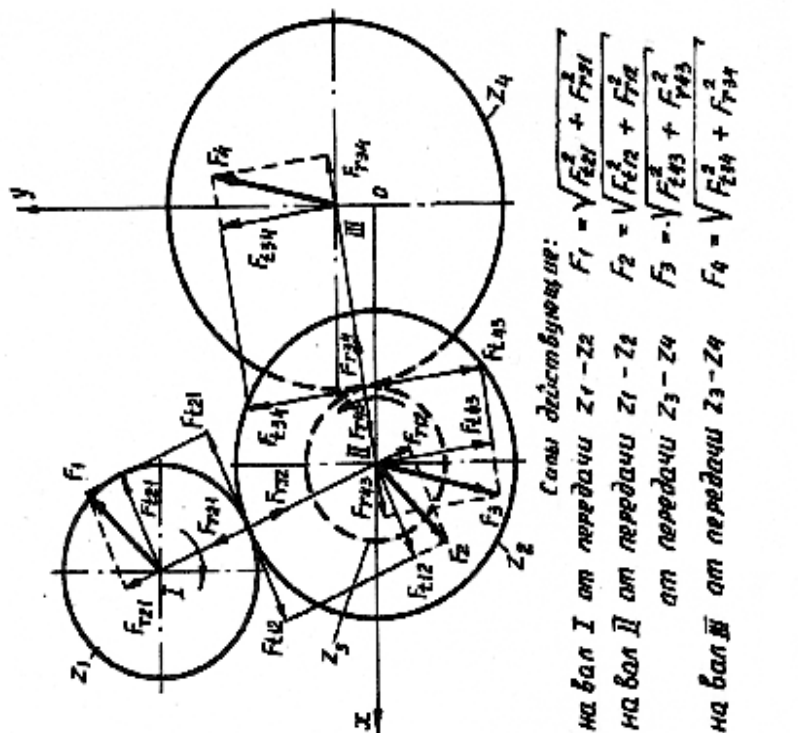


Рис. 6.4

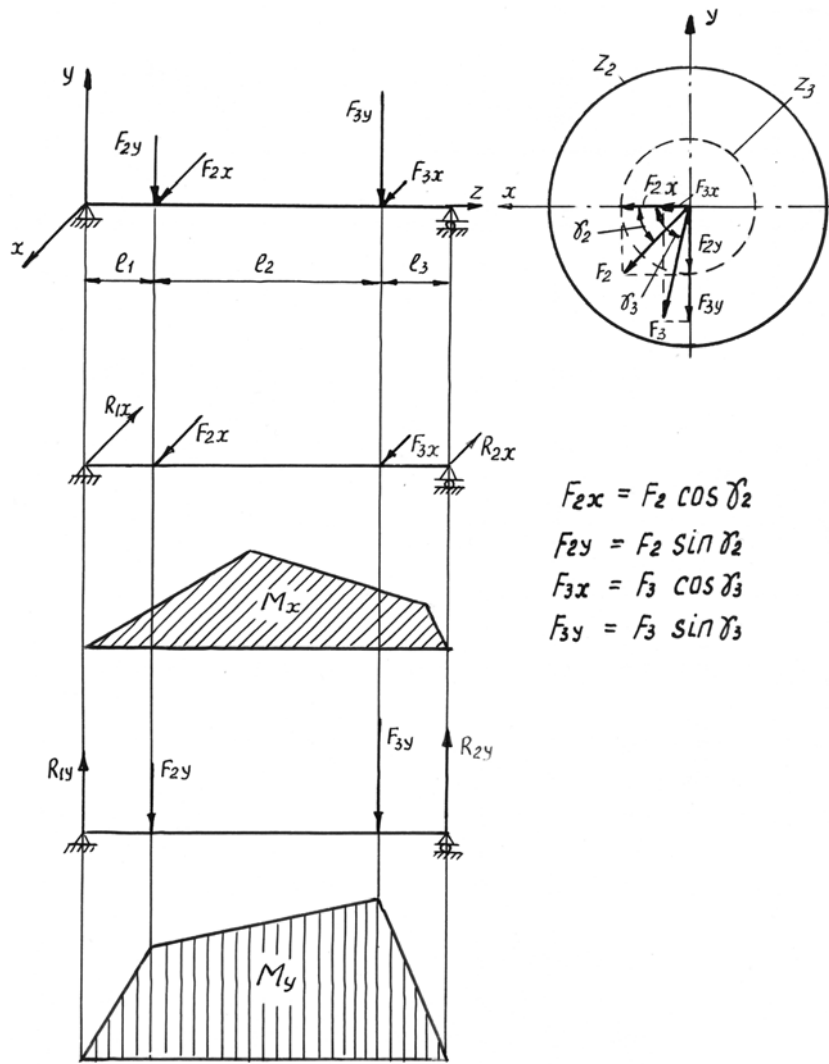


Рис. 6.5.

не известно, т.к. заранее не известно направление возможного смещения валов при сборке. Поэтому направление силы F_m принимается таким, чтобы она увеличивала деформации и напряжения от действующих на вал сил;

- радиальная сила от цепной $F_{Ц}$ или ременной F_p передач, направленная вдоль линии центров звездочек или шкивов;
- силы зацепления открытых цилиндрических или конических зубчатых передач.

Если в конструкции применяются упругие втулочно-пальцевые муфты (МУВП) или упругие муфты со звездочкой (табл. П.5, П.6), то силу F_m определяют по формуле

$$F_m = 50\sqrt{T}, \quad (6.2)$$

где T - вращающий момент на валу, Н.м.
Для других типов муфт (табл. П. 7, П.8)

$$F_m = 0,25F_{лм}, \quad (6.3)$$

где $F_{\text{м}} = \frac{2000T}{D_{\text{м}}}$ - окружная сила на муфте, Н; $D_{\text{м}}$ - рабочий диаметр муфты (для цепной муфты, например, это диаметр делительной окружности звездочки), мм.

Силу $F_{\text{ц}}$, действующую на вал от цепной передачи, определяют по зависимости

$$F_{\text{ц}} = K_{\text{м}} \cdot F_{\text{цз}} \quad (6.4)$$

где $K_{\text{м}}$ - коэффициент, учитывающий натяжение цепи от ее массы. $K_{\text{м}} = 1,15$ - для горизонтальной передачи; $K_{\text{м}} = 1,05$ - для вертикальной передачи; $F_{\text{цз}} = \frac{2000T}{d_{\text{зб}}}$ - окружная сила на звездочке, Н; $d_{\text{зб}}$ - диаметр делительной окружности звездочки, мм.

Силу $F_{\text{р}}$ действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяют по зависимости

$$F_{\text{р}} = \frac{F_{\text{тп}} \cdot \sin(\alpha_1 / 2)}{\psi} \approx \frac{0,95F_{\text{тп}}}{\psi}, \quad (6.5)$$

где $F_{\text{тп}} = \frac{2000T}{d_{\text{шк}}}$ - окружная сила на шкиве, Н; $d_{\text{шк}}$ - диаметр шкива, мм; α_1 - угол обхвата на малом шкиве; $\psi = 0,5$ - для плоскоремной передачи; $\psi = 0,7$ - для клиноремной передачи.

3. Определяются опорные реакции и строятся эпюры изгибающих моментов.

Зная расстояние между опорами валов и места приложения нагрузок (из компоновки), по известным правилам сопротивления материалов определяют реакции обеих опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Опорные реакции от консольных нагрузок определяют отдельно. Суммарные реакции на опорах определяют как

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} + R_{\text{к}}, \quad (6.6)$$

где R_x и R_y - составляющие опорной реакции, направленные соответственно по осям ОХ и ОУ; $R_{\text{к}}$ - составляющая опорной реакции, вызванная действием консольной нагрузки.

Суммарные опорные реакции используются в качестве радиальных нагрузок при расчете подшипников качения.

Построение эпюр изгибающих моментов проводится под расчетной схемой в каждой из двух взаимно перпендикулярных плоскостей по правилам сопротивления материалов. Эпюра моментов от действия консольных нагрузок строится отдельно.

Определяют наибольшее значение суммарного изгибающего момента в сечении вала (это сечение считается опасным, т.е. в этом сечении может произойти усталостное разрушение)

$$M_{\text{max}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{\text{к}}, \quad (6.7)$$

где M_x и M_y - изгибающие моменты в рассматриваемом сечении соответственно в горизонтальной (см. рис. 6.1,в) и вертикальной плоскостях (см. рис. 6.1,г); M_k - изгибающий момент, вызванный действием консольной нагрузки (см. рис. 6.1,д). Иногда для выявления опасного сечения расчет суммарного момента M_{\max} приходится проводить для нескольких сечений.

4. Расчет на сопротивление усталости выполняют как проверочный для определения расчетного коэффициента запаса прочности по усталости в опасном сечении вала.

Этот расчет отражает характер изменения напряжений, концентрацию напряжений, влияние абсолютных размеров, шероховатости поверхности и поверхностного упрочнения. Расчет ведут по наибольшей действующей нагрузке с учетом режима нагружения (см. рис. 2.1). Действующие на вращающиеся валы нагрузки вызывают в их сечениях циклические (переменные) напряжения изгиба, изменяющиеся по симметричному циклу и напряжения кручения, которые в расчетах условно приняты изменяющимися по отнулевому циклу.

Для опасного сечения вала расчетный коэффициент запаса прочности определяют по формуле

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5 \dots 2,5, \quad (6.8)$$

где S_σ - коэффициент запаса по напряжениям изгиба,

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}, \quad (6.9)$$

для симметричного цикла изменения напряжений изгиба $\sigma_m = 0$,

поэтому

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\sigma D} \cdot \sigma_a}; \quad (6.10)$$

S_τ - коэффициент запаса по напряжениям кручения,

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot \kappa_L}{\kappa_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}. \quad (6.11)$$

В этих формулах: σ_{-1}, τ_{-1} - пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения (табл. 6.1); $\kappa_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N}}$ - коэффициент долговечности, учитывающий режим нагружения и срок службы; значение коэффициента лежит в пределах $1 \leq \kappa_L \leq 1,7$; при постоянном режиме нагружения (см. рис. 2.1,а)

$$N = 60 \cdot n \cdot L_h, \quad (6.12)$$

при переменном режиме (см. рис. 2.1,б)

$$N = N_E = 60 \cdot n \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \beta_1^9 + \alpha_3 \beta_2^9 + \dots), \quad (6.13)$$

если $N_E > 4 \cdot 10^6$, то принимают $\kappa_L = 1$.

σ_a, τ_a - переменные (амплитудные) составляющие цикла изменения напряжений при изгибе и кручении соответственно,

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_{\max}}{W_H}, \tau_a = \frac{10^3 \cdot T}{2W_P}, \quad (6.14)$$

здесь W_H, W_P - осевой и полярный моменты сопротивления, мм^3 ; для вала сплошного круглого поперечного сечения диаметром d , мм^3 (рис. 6.6, а).

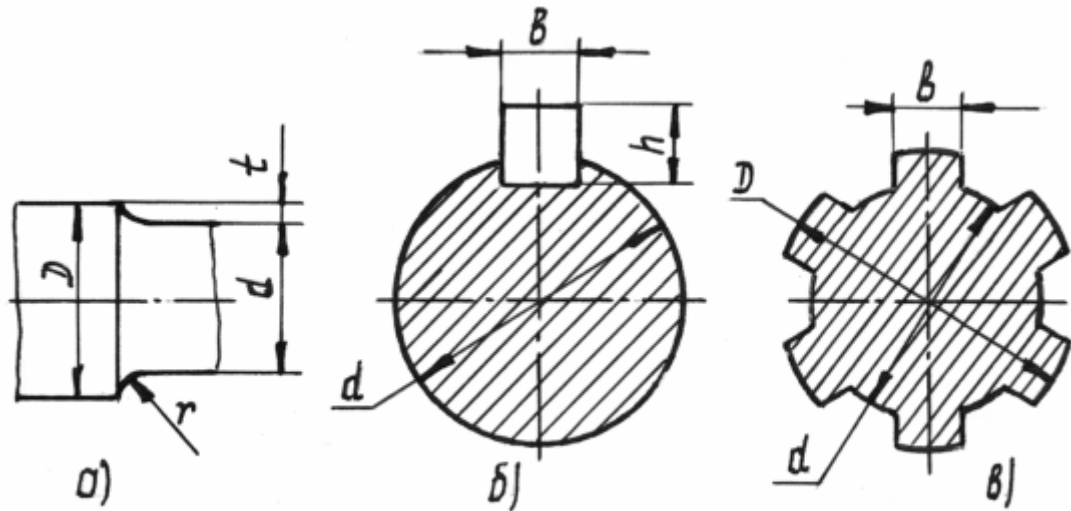


Рис. 6.6

$$W_H = \frac{\pi d^3}{32}, W_P = \frac{\pi d^3}{16}; \quad (6.15)$$

для вала, ослабленного канавкой для одной стандартной шпонки с размерами $b \times h$ (рис. 6.6, б), мм^3 ,

$$W_H = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}; \quad (6.16)$$

$$W_P = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bh(2d-h)^2}{16d}; \quad (6.17)$$

для вала – шестерни (сечение по шестерне), мм^3 ,

$$W_H = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_{a1} - 1,8m_n)^4}{d_{a1}}, \quad (6.18)$$

$$W_P = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{(d_{a1} - 1,8m_n)^4}{d_{a1}}, \quad (6.19)$$

для шлицевого вала, имеющего z шлицев шириной b (рис. 6.6, в), W_H определяется по табл. 6.2; $W_P = 2W_H$;

Таблица 6.2

d, мм	Серия (по ГОСТ 1139 – 80)											
	легкая				средняя				Тяжелая			
	D, мм	b, мм	z	W _{II} , мм ³	D, мм	b, мм	z	W _{II} , мм ³	D, мм	b, мм	z	W _{II} , мм ³
18	22	6	4	686	22	5	6	741	23	3	10	790
21	25	6	4	1102	25	5	6	1081	26	3	10	1131
23	26	6	6	1367	28	6	6	1502	29	4	10	1530
26	30	6	6	1966	32	6	6	2100	32	4	10	2190
28	32	7	6	2480	34	7	6	2660	35	4	10	2720
32	36	6	8	3630	38	6	8	3870	40	5	10	4190
36	40	7	8	5130	42	7	8	5660	45	5	10	5710
42	46	8	8	8000	48	8	8	8410	52	6	10	8220
46	50	9	8	10460	54	9	8	11470	56	7	10	11910
52	58	10	8	15540	60	10	8	16130	60	5	16	16120
56	62	10	8	18940	65	10	8	19900	65	5	16	19900
62	68	12	8	25800	72	12	8	27600	72	6	16	27600
72	78	12	10	40300	82	12	10	43000	82	7	16	42300
82	88	12	10	57800	92	12	10	60500	92	6	20	56500
92	98	14	10	81300	-	-	-	-	-	-	-	-
102	-	-	-	-	-	-	-	-	115	8	20	119200
112	120	18	10	148800	125	18	10	156300	125	9	20	156600

σ_m, τ_m - постоянные (средние) составляющие цикла изменения напряжений при изгибе и кручении соответственно $\sigma_m = 0, \tau_m = \tau_a$;

ψ_σ, ψ_τ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (табл. 6.1);

$\kappa_{\sigma D}, \kappa_{\tau D}$ - суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении;

$$\kappa_{\sigma D} = \left(\frac{\kappa_\sigma}{\kappa_d} + \kappa_F - 1 \right) \frac{1}{\kappa_V}; \kappa_{\tau D} = \left(\frac{\kappa_\tau}{\kappa_d} + \kappa_F - 1 \right) \frac{1}{\kappa_V}; \quad (6.20)$$

$\kappa_\sigma, \kappa_\tau$ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении соответственно, определяются по табл. 6.3, 6.4 в зависимости от вида концентраторов напряжений.

Для вала, имеющего ступенчатый переход с галтелью (рис. 6.6,а) радиуса r , значения коэффициентов даны в табл. 6.3 в зависимости от предела прочности материала σ_s и отношений r/d и t/r . Высоту буртика t и радиус галтели r принимают в зависимости от диаметра d посадочной поверхности:

d , мм	до 30	32...40	42...50	52...70	71...85	св. 90
t , мм	2,5	3,0	3,5	4,0	5,0	6,0
r , мм	1,5	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0

Для вала, имеющего шпоночную канавку (рис. 6.6,б), шлицы (или зубья вала-шестерни) (рис. 6.6,в) или резьбу, значения коэффициентов приведены в табл. 6.4.

κ_d - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения вала (табл. 6.5); κ_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 6.6); κ_V - коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (табл. 6.7).

Таблица 6.3

Коэф- фици- ент	σ_s , МПа	r/d									
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	0,05	
		При $t/r = 1$					При $t/r = 3$				
κ_σ	500	1,35	1,45	1,65	1,6	1,45	1,9	1,95	1,95	1,97	
	600	1,38	1,47	1,67	1,64	1,5	1,94	2,02	2,03	2,03	
	700	1,4	1,5	1,7	1,7	1,55	2,0	2,1	2,1	2,12	
	800	1,41	1,52	1,76	1,73	1,61	2,03	2,13	2,14	2,16	
	900	1,45	1,55	1,8	1,8	1,65	2,1	2,2	2,25	2,26	
	1000	1,45	1,57	1,83	1,83	1,72	2,12	2,25	2,28	2,30	
	1200	1,49	1,6	1,92	1,93	1,83	2,21	2,37	2,45	2,44	
	При $t/r = 2$					При $t/r = 5$					
	500	1,55	1,8	1,8	1,75	-	2,1	2,15	-	-	
	600	1,57	1,85	1,88	1,82	-	2,17	2,23	-	-	
	700	1,6	1,9	1,95	1,9	-	2,25	2,3	-	-	
	800	1,62	1,94	1,99	1,95	-	2,28	2,38	-	-	
	900	1,65	2,0	2,05	2,0	-	2,35	2,45	-	-	

Продолжение табл. 6.3

Коэф- фици- ент	σ_s , МПа	r/d									
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,1	0,01	0,02	0,03	0,05	
		При $t/r = 2$					При $t/r = 5$				
	1000	1,67	2,07	2,11	2,07	-	2,39	2,52	-	-	
	1200	1,72	2,15	2,23	2,19	-	2,5	2,66	-	-	
κ_τ	При $t/r = 1$					При $t/r = 3$					
	500	1,28	1,35	1,4	1,43	1,38	1,55	1,6	1,65	1,66	
	600	1,29	1,35	1,42	1,44	1,39	1,59	1,66	1,67	1,68	
	700	1,3	1,35	1,45	1,45	1,4	1,6	1,7	1,7	1,71	
	800	1,3	1,4	1,45	1,47	1,43	1,64	1,72	1,73	1,74	
	900	1,3	1,4	1,45	1,5	1,45	1,65	1,75	1,75	1,76	
	1000	1,31	1,4	1,48	1,51	1,46	1,68	1,79	1,8	1,81	
	1200	1,32	1,4	1,52	1,54	1,5	1,73	1,86	1,9	1,88	

K_τ	При $t/r = 2$						При $t/r = 5$			
	500	1,4	1,55	1,55	1,55	-	2,2	2,1	-	-
600	1,4	1,57	1,57	1,57	-	2,24	2,12	-	-	
700	1,4	1,6	1,6	1,6	-	2,3	2,15	-	-	
800	1,43	1,6	1,61	1,62	-	2,37	2,22	-	-	
900	1,45	1,65	1,65	1,65	-	2,4	2,25	-	-	
1000	1,46	1,64	1,66	1,68	-	2,48	2,31	-	-	
1200	1,47	1,7	1,71	1,74	-	2,6	2,4	-	-	

Таблица 6.4

σ_e , МПа	Тип концентратора					
	Шпоночная канавка		Шлицы, зубья вала-шестерни		Метрическая резьба	
	K_σ^*	K_τ	K_σ	K_τ^{**}	K_σ	K_τ
500	1,38/1,6	1,4	1,45	2,25/1,43	1,8	1,35
600	1,46/1,76	1,54	1,55	2,36/1,46	1,96	1,54
700	1,54/1,9	1,7	1,6	2,45/1,49	2,2	1,75
800	1,62/2,01	1,88	1,65	2,55/1,52	2,35	1,9
900	1,69/2,2	2,0	1,7	2,65/1,55	2,5	2,1
1000	1,77/2,26	2,22	1,72	2,7/1,58	2,61	2,22
1200	1,92/2,5	2,39	1,75	2,8/1,6	2,9	2,39

* В числителе приведены значения для канавок, полученных дисковой фрезой, в знаменателе – пальцевой.

** В числителе приведены значения для валов с прямобочными шлицами, в знаменателе – для эвольвентных шлицев и зубьев вала – шестерни.

Таблица 6.5

Напряженное состояние и материал.	Значение K_d при диаметре вала							
	15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб для углеродистых сталей	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Изгиб для высокопрочной легированной стали и кручение для всех сталей.	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 6.6

Механическая обработка поверхности	Значение коэффициента K_F при σ_s , МПа						
	500	600	700	800	900	1000	1200
Полирование	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
Шлифование	1,08	1,09	1,1	1,11	1,12	1,14	1,18
Тонкая обточка	1,11	1,12	1,16	1,19	1,22	1,25	1,28
Грубая обточка	1,18	1,22	1,25	1,3	1,37	1,43	1,49

Таблица 6.7

Вид упрочнения	Коэффициент K_V для образцов диаметром 30...40 мм.	
	Без концентрации напряжений	С концентрацией напряжений *
Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	1,2...1,5	1,5...2,5
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм, твердости слоя НВ 730...970	1,1...1,15	1,3...2,0
Цементация при глубине слоя 0,2...0,6 мм.	1,1...1,5	1,2...2,0
Обкатка роликом	1,1...1,25	1,3...1,8
Обдувка дробью	1,1...1,2	1,1...1,5

* Большие значения при большей концентрации напряжений.

Таблица 6.8

Диаметр вала d мм	K_σ / K_d при σ_s , МПа				K_τ / K_d при σ_s , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	2,95
50	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,0	3,5
100 и более	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8

В случае установки на вал зубчатых колес и других деталей по посадке с натягом (например, $H7/p6$, $H7/r6$ и т.д.) по табл. 6.8 определяют отношения K_σ / K_d и K_τ / K_d . Эти же значения отношений следует принимать в месте посадки колец подшипников качения.

Если в рассматриваемом сечении имеется несколько концентраторов напряжений, то учитывают лишь тот, у которого отношение K_σ / K_d больше.

В тех случаях, когда полученное в расчете значение коэффициента запаса прочности меньше допустимого, необходимо либо увеличить размеры поперечного сечения вала, либо конструктивными и технологическими средствами понизить концентрацию напряжений или использовать поверхностное упрочнение как средство повышения сопротивления усталости.

6.3 Пример расчета выходного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Исходные данные:

Силы, действующие на вал от косозубой цилиндрической передачи (определены при расчете передачи), Н:

окружная - $F_t = 10350$ - действует в вертикальной плоскости;

радиальная - $F_r = 3860$ и осевая - $F_a = 2307$ (действуют в горизонтальной плоскости);

Вращающий момент на валу, Нм - $T = 1950$;

Частота вращения вала, мин⁻¹ - $n = 24,1$;

Диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм - $d_2 = 401,64$;

Режим нагружения – переменный; $\alpha_1 = 0,2$; $\alpha_2 = 0,5$; $\alpha_3 = 0,3$; $\beta_1 = 0,8$; $\beta_2 = 0,6$;

Требуемый ресурс, ч - $L_h = 17082$;

Диаметр вала под подшипники, мм - $d_{II} = 75$;

Диаметр вала под колесо, мм - $d_K = 85$;

Расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке редуктора: $a = 100$ мм; $b = 150$ мм; $c = 100$ мм.

Выходной вал редуктора соединен с приводным валом исполнительного механизма упругой муфтой со звездочкой.

Последовательность расчета

1. Определяем радиальную силу от муфты, действующую на консольный участок вала по формуле (6.2)

$$F_M = 50\sqrt{T} = 50\sqrt{1950} = 2208 \text{ Н};$$

Принимаем действие этой силы в вертикальной плоскости (как и силы F_t) направленной на увеличение деформации вала от силы F_t .

Используя эскизную компоновку редуктора, составляем расчетную схему вала (рис. 6.7, а).

Опорные реакции в горизонтальной плоскости (см. рис. 6.7, б):

$$\sum M_A = 0; \quad F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{d_2}{2} - R_{BX}(a + \epsilon) = 0,$$

Откуда

$$R_{BX} = \frac{F_r \cdot a + F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{a + \epsilon} = \frac{3860 \cdot 0,1 + 2307 \cdot \frac{0,40164}{2}}{0,1 + 0,15} = 3397 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{AX}(a + \epsilon) - F_r \cdot \epsilon + F_a \cdot \frac{d_2}{2} = 0,$$

$$R_{AX} = \frac{F_r \cdot \epsilon - F_a \cdot \frac{d_2}{2}}{a + \epsilon} = \frac{3860 \cdot 0,15 - 2307 \cdot \frac{0,40164}{2}}{0,1 + 0,15} = 463 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0; \quad R_{AX} - F_r + R_{BX} = 463 - 3860 + 3397 = 0.$$

Опорные реакции в вертикальной плоскости (рис. 6.7, в)

$$\sum M_A = 0; \quad F_t \cdot a - R_{BY}(a + \epsilon) = 0,$$

Откуда

$$R_{BY} = \frac{F_t \cdot a}{a + \epsilon} = \frac{10350 \cdot 0,1}{0,25} = 4140 \text{ Н;}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{AY} \cdot (a + \epsilon) - F_t \cdot \epsilon = 0,$$

$$R_{AY} = \frac{F_t \cdot \epsilon}{a + \epsilon} = \frac{10350 \cdot 0,15}{0,25} = 6210 \text{ Н.}$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0; \quad R_{AY} - F_t + R_{BY} = 6210 - 10350 + 4140 = 0.$$

Опорные реакции от силы F_M (рис. 6.7, г)

$$\sum M_A = 0; \quad R_{BM}(a + \epsilon) - F_M(a + \epsilon + c) = 0,$$

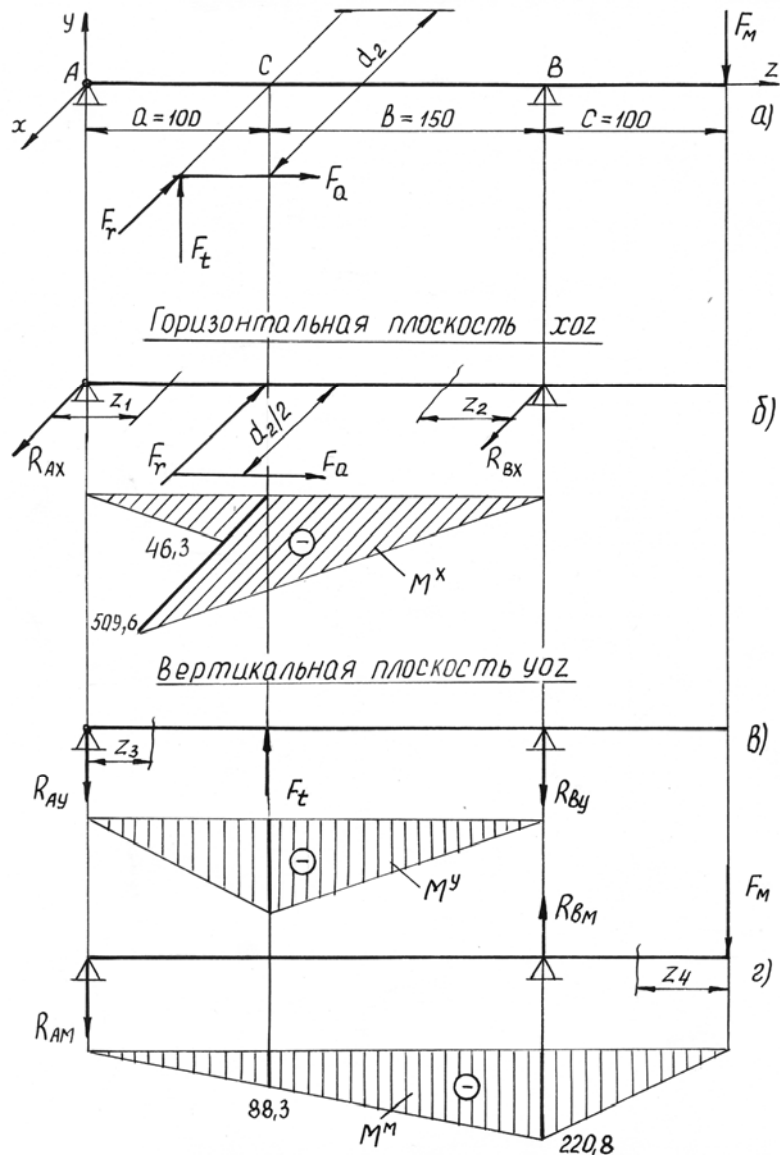


Рис. 6.7.

Откуда $R_{BM} = \frac{F_M(a+b+c)}{a+b} = \frac{2208 \cdot 0,35}{0,25} = 3091H$;

$\sum M_B = 0; R_{AM} \cdot (a+b) - F_M \cdot c = 0$,

$R_{AM} = \frac{F_M \cdot c}{a+b} = \frac{2208 \cdot 0,1}{0,25} = 883H$.

Проверка: $\sum F_y = 0; R_{AM} - R_{BM} + F_M = 883 - 3091 + 2208 = 0$.

6. Суммарные реакции в опорах (приведенные в одну плоскость), которые будут использованы в качестве радиальных нагрузок при выборе подшипников качения:

$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} + R_{AM} = \sqrt{463^2 + 6210^2} + 883 = 7110H$;

$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} + R_{BM} = \sqrt{3397^2 + 4140^2} + 3091 = 8446H$.

7. Изгибающие моменты:

в горизонтальной плоскости (см. рис. 6.7, б):

$$M_{Z_1}^X = -R_{AX} \cdot z_1, (0 \leq z_1 \leq a);$$

$$M_{Z_1=0}^X = 0; M_{Z_1=a}^X = -R_{AX} \cdot a = -463 \cdot 0,1 = -46,3H \cdot m;$$

$$M_{Z_2}^X = -R_{BX} \cdot z_2, (0 \leq z_2 \leq b);$$

$$M_{Z_2=0}^X = 0; M_{Z_2=b}^X = -R_{BX} \cdot b = -3397 \cdot 0,15 = -509,6H \cdot m.$$

в вертикальной плоскости (см. рис. 6.7, в):

$$M_{Z_3}^Y = -R_{AY} \cdot z_3, (0 \leq z_3 \leq a);$$

$$M_{Z_3=0}^Y = 0; M_{Z_3=a}^Y = -R_{AY} \cdot a = -6210 \cdot 0,1 = -621H \cdot m.$$

изгибающие моменты от силы F_M (см. рис. 6.7, г):

$$M_{Z_4}^M = -F_M \cdot z_4, (0 \leq z_4 \leq c)$$

$$M_{Z_4=0}^M = 0; M_{Z_4=c}^M = -F_M \cdot c = -2208 \cdot 0,1 = -220,8H \cdot m$$

изгибающий момент в сечении С (под колесом):

$$M_C^M = -R_{AM} \cdot a = -883 \cdot 0,1 = -88,3H \cdot m.$$

8. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом (сечение С – наиболее нагруженное)

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^M = \sqrt{509,6^2 + 621^2} + 88,3 = 891,6H \cdot m$$

9. Принимаем: материал вала – сталь Ст. 5 (табл. 6.1);

$\sigma_s = 520MPa, \sigma_{-1} = 220MPa, \tau_{-1} = 130MPa; \psi_\sigma = 0, \psi_\tau = 0$; механическая обработка вала - тонкая обточка; вал не подвергается поверхностному упрочнению.

10. Расчёт на сопротивление усталости.

Для опасного сечения вала (сечение С) расчетный коэффициент запаса прочности определяется по формуле (6.8), а коэффициенты S_σ и S_τ по формулам (6.10) и (6.11) соответственно:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot K_L}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a}, S_\tau = \frac{\tau_{-1} \cdot K_L}{K_{\tau D} \cdot \tau_a}, \text{ т.к. } \psi_\sigma = \psi_\tau = 0.$$

Коэффициент долговечности

$$K_L = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_E}},$$

где

$$N_E = 60 \cdot n \cdot L_h (\alpha_1 + \alpha_2 \beta_1^9 + \alpha_3 \beta_2^9) = 60 \cdot 24,1 \cdot 17082 (0,2 + 0,5 \cdot 0,8^9 + 0,3 \cdot 0,6^9) = 6,7 \cdot 10^6;$$

т. к. $N_E > 4 \cdot 10^6$, то $K_L = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ определяются по формулам (6.20). В этих формулах значения эффективных коэффициентов концентрации напряжений K_σ и K_τ зависят от вида концентраторов напряжений. В месте посадки колеса на вал имеется два типа концентраторов (рис. 6.8): ступенчатый переход с галтелью и шпоночная канавка. Для этих концентраторов по табл. 6.3 и 6.4 находим значения K_σ и K_τ :

для ступенчатого перехода с галтелью ($t = 5mm, r = 2,5mm$ приняты по рекомендациям на странице 98):

при $\frac{r}{d_k} = \frac{2,5}{85} = 0,03$; $\frac{t}{r} = \frac{5}{2,5} = 2$ и $\sigma_s = 520 \text{ МПа}$ $K_\sigma = 1,81$; $K_\tau = 1,55$;

для шпоночной канавки, выполненной пальцевой фрезой:
 $K_\sigma = 1,63$; $K_\tau = 1,42$.

Следовательно, большее влияние на прочность вала оказывает ступенчатый переход с галтелью $r = 2,5 \text{ мм}$; поэтому для расчета принимаем $K_\sigma = 1,81$; $K_\tau = 1,55$. В этом сечении вал имеет сплошное круглое сечение.

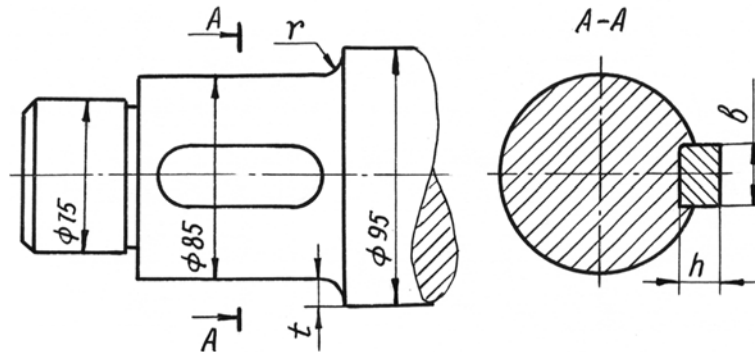


Рис.6.8.

По табл. 6.5 находим $K_d = 0,62$; по табл. 6.6 - $K_F = 1,11$; коэффициент $K_V = 1$, т. к. вал не подвергается поверхностному упрочнению.

Таким образом, $K_{\sigma D} = \left(\frac{1,81}{0,62} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 3,03$;

$$K_{\tau D} = \left(\frac{1,55}{0,62} + 1,11 - 1 \right) \cdot 1 = 2,61.$$

По формулам (6.14) определяем амплитудные значения напряжений:

$$\sigma_a = \frac{10^3 \cdot M_c}{W_H} = \frac{10^3 \cdot 891,6}{60261} = 14,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{10^3 \cdot T}{2W_P} = \frac{10^3 \cdot 1950}{2 \cdot 120522} = 8,1 \text{ МПа},$$

где моменты сопротивления W_H и W_P определены по формулам (6.15):

$$W_H = \frac{\pi d_K^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{32} = 60261 \text{ мм}^3;$$

$$W_P = \frac{\pi d_K^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{16} = 120522 \text{ мм}^3.$$

$$S_\sigma = \frac{220 \cdot 1}{3,03 \cdot 14,8} = 4,9; S_\tau = \frac{130 \cdot 1}{2,61 \cdot 8,1} = 6,1.$$

Коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,9 \cdot 6,1}{\sqrt{4,9^2 + 6,1^2}} = 3,8 > [S]$$

Следовательно, вал удовлетворяет условию прочности по сопротивлению усталости.

Примечание. Если получится $S \geq 5$, то необходимо уменьшить диаметр вала в опасном сечении, переработать конструкцию вала и повторить расчет.

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Рассматривается методика расчета при выборе радиальных и радиально-упорных подшипников качения, которые применяются в качестве опор валов редукторов и коробок скоростей, по динамической (ГОСТ 18855 - 82) и статической (ГОСТ 18854 - 82) грузоподъемностям.

При частоте вращения $n \geq 1$ мин⁻¹ выбор подшипников проводится по динамической радиальной грузоподъемности C_r и статической радиальной грузоподъемности C_{or} , а при $n < 1$ мин⁻¹ - только по статической грузоподъемности.

Типы подшипников для конкретных схем редукторов и коробок скоростей выбраны при разработке эскизной компоновки их (см. раздел 6) по рекомендациям, изложенным в п. 1.2 [15].

Здесь отметим только, если в конструкции используются радиально-упорные шариковые подшипники, то их тип определяется величиной отношения осевой нагрузки F_A к минимальной из двух радиальных нагрузок F_r , действующих на подшипники:

при $\frac{F_A}{F_{r \min}} = 0,35 \dots 0,8$ - тип 36000 (угол контакта $\alpha = 12^\circ$);

при $\frac{F_A}{F_{r \min}} = 0,81 \dots 1,2$ - тип 46000 ($\alpha = 26^\circ$);

при $\frac{F_A}{F_{r \min}} = \text{св.} 1,2$ - тип 66000 ($\alpha = 36^\circ$); для высоких скоростей

($n > 1500$ мин⁻¹) подшипники с данным углом контакта непригодны.

В редукторах и коробках скоростей для обеих опор, фиксирующих вал в одном направлении, как правило, применяют подшипники одного типа и одного размера. В этом случае выбор подшипников проводят по более нагруженной опоре, которая определяется после вычисления эквивалентных динамических нагрузок обеих опор.

Исходные данные для расчета

$F_{r1} = R_1, F_{r2} = R_2$ - радиальные нагрузки, действующие на подшипники (равны суммарным опорным реакциям, определенным при расчете валов), Н;

F_A - внешняя осевая сила, действующая на вал (осевая сила в зацеплении, определена при расчете передач). Н; если на вал действуют не-

сколько осевых сил разного направления, то величина и направление F_A определяется как алгебраическая сумма этих сил (положительное направление выбирается в сторону большей силы);

n - частота вращения колец подшипника, мин^{-1} (при $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ - в расчетах следует принимать $n = 10 \text{ мин}^{-1}$);

d - диаметр посадочных поверхностей вала, которые берут из компоновочной схемы, мм;

$L_{нтр}$ - требуемый ресурс подшипника (определение см. на с. 28), ч; условия работы подшипников - режим нагружения, характер нагрузки, температура.

7.1. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности

Правильный выбор подшипников по динамической грузоподъемности предотвращает усталостное выкрашивание рабочих поверхностей беговых дорожек колец и тел качения при заданном ресурсе и 90%-ной вероятности безотказной работы.

Так как подшипники предварительно выбраны по конструктивным соображениям, то проводится проверочный расчет с целью определения ресурса выбранного подшипника для заданных условий эксплуатации и сравнения его с требуемым, ч:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} L \geq L_{нтр}, \quad (7.1)$$

где n - частота вращения кольца, мин^{-1} ; L - ресурс подшипника, млн. оборотов,

$$L = a_1 a_{23} (C_r / P_r)^P \quad (7.2)$$

здесь a_1 - коэффициент долговечности вводится при повышенных требованиях к надежности; при надежности, равной 90% (редукторы и коробки скоростей), $a_1 = 1$; a_{23} - коэффициент, учитывающий качество металла деталей подшипника и условия эксплуатации; для серийно изготавливаемых подшипников и обычных условий эксплуатации следует принимать:

$a_{23} = 0,7 \dots 0,8$ - для шарикоподшипников (кроме сферических);

$a_{23} = 0,5 \dots 0,6$ - для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных;

$a_{23} = 0,6 \dots 0,7$ - для роликоподшипников конических;

$a_{23} = 0,3 \dots 0,4$ - для роликоподшипников сферических двухрядных;

P - показатель степени (для шариковых подшипников $P = 3$, для роликовых $P = 10/3$);

C_r - динамическая радиальная грузоподъемность выбранного подшипника, Н, указывается в справочниках (см. приложение, табл. П.1 - П.5); если в одной опоре используют два одинаковых радиальных или радиально-упорных однорядных подшипника (чаще всего опора вала червяка), то

эту пару подшипников рассматривают как один двухрядный подшипник. При этом вместо C_r подставляют суммарную грузоподъемность $C_{r\Sigma} = 1,625C_r$ - для шарикоподшипников, $C_{r\Sigma} = 1,714C_r$ для роликоподшипников; P_r - эквивалентная динамическая радиальная нагрузка, Н. Из формулы (7.2) следует, что при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетный ресурс уменьшается для шарикоподшипника в 8 раз, а для роликоподшипника в 10 раз. Поэтому необходимо как можно точнее определять действующие на подшипник нагрузки.

Формула (7.2) применима при $P_r \leq 0,5C_r$, иначе возможно неусталостное разрушение.

Эквивалентная динамическая нагрузка определяется отдельно для каждой опоры по формуле:

при постоянном режиме нагружения (рис. 2.1,а)

$$P_{ri} = (VX_i F_{ri} + Y_i F_{ai}) \kappa_\delta \kappa_T, \quad (7.3)$$

при переменном режиме нагружения (рис. 2.1,б)

$$P_{ri} = (VX_i F_{ri} + Y_i F_{ai}) \kappa_\delta \kappa_T \sqrt{\alpha_1 + \alpha_2 \beta_1^p + \alpha_3 \beta_2^p + \dots}, \quad (7.4)$$

где i - номер опоры ($i=1; 2$); V - коэффициент вращения ($V=1$ при вращении внутреннего кольца подшипника, $V=1,2$ при вращении наружного кольца); F_{ri} - радиальная нагрузка, действующая на подшипник. Н; F_{ai} - осевая нагрузка, действующая на подшипник. Н; X_i, Y_i - коэффициенты, учитывающие разное повреждающее действие радиальной и осевой нагрузок; κ_δ - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки; $\kappa_\delta = 1,1 \dots 1,2$ - для коробок скоростей металлорежущих станков (кроме строгальных и долбежных); $\kappa_\delta = 1,3 \dots 1,5$ - для редукторов; κ_T - коэффициент, учитывающий температуру подшипникового узла; при температуре $\leq 100^\circ C$ $\kappa_T = 1$.

Определение эквивалентной нагрузки по формулам (7.3) и (7.4) имеет ряд особенностей, состоящих в нахождении величины осевой силы F_{ai} и коэффициентов X_i, Y_i .

При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила F_a равна внешней осевой силе F_A . Силу F_A , воспринимает тот подшипник, который ограничивает осевое перемещение вала под действием этой силы, а для другого подшипника $F_a = 0$.

При установке вала на радиально-упорных подшипниках осевые силы F_{ai} , нагружающие подшипники, находят с учетом силы F_A и дополнительных осевых сил S_i , возникающих от действия радиальных нагрузок F_{ri} .

Значения сил S_i зависят от типа подшипника (шариковый, роликовый), углов наклона контактных нормалей α , значений радиальных нагрузок и зазоров в подшипнике.

Силы S возникающие в радиально-упорных подшипниках, стремятся раздвинуть кольца в осевом направлении и увеличить зазор, что нарушает нормальную работу подшипника и снижает его долговечность. Таким образом, для нормальной работы радиально-упорных подшипников необходимо, чтобы в каждой опоре минимальная осевая сила F_a (реакция) была не меньше осевой составляющей S , т.е.

$$F_{a1} \geq S_1 \text{ и } F_{a2} \geq S_2 \quad (7.5)$$

иначе кольца раздвинутся.

При отсутствии осевого зазора и натяга подшипников осевые составляющие определяются по формулам:

$S_i = e_i F_{ri}$ - для радиально-упорных шарикоподшипников;

$S_i = 0,83e_i F_{ri}$ - для конических роликоподшипников,

где e - коэффициент минимальной осевой нагрузки, зависит от угла контакта α и отношения F_a / C_{or} , C_{or} - статическая радиальная грузоподъемность, Н (определяется по справочнику).

Для всех конических роликоподшипников и радиально-упорных шарикоподшипников с углами контакта $\alpha \geq 18^\circ$ (типы 46000 и 66000) величина e принята постоянной независимо от величины действующих на них нагрузок. Значение e для радиально-упорных шарикоподшипников с $\alpha = 26^\circ$ и $\alpha = 36^\circ$ приведены в табл. 7.1 и в справочниках, а для конических роликоподшипников - в справочниках [19], [20] (см. также табл. П.4). Здесь же даны и значения коэффициентов X и Y .

Для радиально-упорных шарикоподшипников с $\alpha < 18^\circ$ (тип 36000, $\alpha = 12^\circ$), отличающихся меньшей осевой жесткостью, параметр e принимает различные значения вследствие изменения действительного угла контакта под нагрузкой. Значение e на данном этапе нельзя определить по табл. 7.1, т.к. неизвестно отношение F_a / C_{or} . Поэтому для таких подшипников параметр e определяется методом проб. Предварительное значение этой величины e' находят из предположения, что осевая нагрузка

Таблица 7.1

Тип подшипника	Угол контакта $\alpha, ^\circ$	Относительная нагрузка * $\frac{iF_a}{C_{or}}$	e	Однорядные подшипники				Двухрядные подшипники			
				$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$		$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_r} > e$	
				X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12

Шарико- вые ра- диаль- ные.	0	0,014	0,019				2,3				2,3
		0,028	0,22				1,99				1,99
		0,056	0,26				1,71				1,71
		0,084	0,28				1,55				1,55
		0,11	0,30	1,0	0	0,56	1,45	1,0	0	0,56	1,45
		0,17	0,34				1,31				1,31
		0,28	0,38				1,15				1,15
		0,42	0,42				1,04				1,04
		0,56	0,44				1,00				1,00
Шарико- вые ра- диально- упорные.	12 (тип 36000)	0,014	0,3				1,81		2,08		2,94
		1,029	0,34				1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37				1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
		0,11	0,45	1,0	0	0,45	1,22	1,0	1,39	0,74	1,98
		0,17	0,48				1,13		1,3		1,84
		0,29	0,52				1,04		1,2		1,69
		0,43	0,54				1,01		1,16		1,64
		0,57	0,54				1,00		1,16		1,62
	26 (тип 46000)	-	0,68	1,0	0	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41
	36 (тип 66000)	-	0,95	1,0	0	0,37	0,66	1,0	0,66	0,6	1,07
	Ролико- вые ко- ниче- ские.	-	-	1,5 × <i>tga</i> **	1,0	0	0,4	0,4 × <i>ctga</i>	1,0	0,45 × <i>ctga</i>	0,67

* i – число рядов тел качения. При $\alpha = 0$ во всех случаях принимают $i = 1$.
Коэффициенты e и Y для промежуточных значений iF_a / C_{or} определяются ли-
нейной интерполяцией.
** Значения e приводятся в справочниках.

F_a каждого из подшипников обусловлена лишь его радиальной силой F_r , т.е. если принять $F_a = S = e' \cdot F_r$ (отметим, что если в каждой опоре вала установлено по одному радиально-упорному подшипнику, то для одного из них это условие будет выполнено). Соответствующая этому случаю величина e' для каждой опоры может быть определена в зависимости от отношения F_{ri} / C_{or} по формуле:

$$e'_i = 0,563 \left(\frac{F_{ri}}{C_{or}} \right)^{0,195} \geq 0,3 \quad (7.6)$$

(при $e'_i < 0,3$ следует принимать $e'_i = 0,3$).

Если теперь определить силы S_i и далее F_{ai} (см. ниже), то для опоры, в которой $F_a = S$, найденное значение e' будет окончательным, а для опоры, в которой $F_a > S$, значение e уточняется по табл. 7.1 в зависимости от отношения F_a / C_{or} (см. пример 2). По этой же таблице определяются коэффициенты X и Y .

Примечание. В табл. 7.1 даны значения параметра e и для радиальных шарикоподшипников в зависимости от отношения F_a / C_{or} , т.к. номинальный угол контакта ($\alpha = 0$) в этих подшипниках изменяется под действием осевой нагрузки F_a .

7.1.1. Определение осевых сил F_{ai} , нагружающих радиально-упорные подшипники.

Расчетная осевая сила на каждый из двух подшипников F_{ai} зависит от направления внешней силы F_A и относительного расположения подшипников. На рис. 7.1,а показана установка двух радиально-упорных шарикоподшипников широкими торцами наружных колец наружу (схема «враспор»), на рис. 7.1,б – установка конических роликоподшипников широкими торцами наружных колец внутрь (схема «врастяжку»).

При определении двух осевых сил F_{a1} и F_{a2} (см. рис. 7.1) рассматриваются условия (7.5) и уравнение равновесия вала с установленными на нем подшипниками:

$$F_{a1} \pm F_A - F_{a2} = 0. \quad (7.7)$$

Знак «+» - если направления сил F_{a1} и F_A совпадают, знак «-» - если направления этих сил противоположны.

Для нахождения решения в одной из опор осевая сила принимается равной минимальной: $F_a = S$.

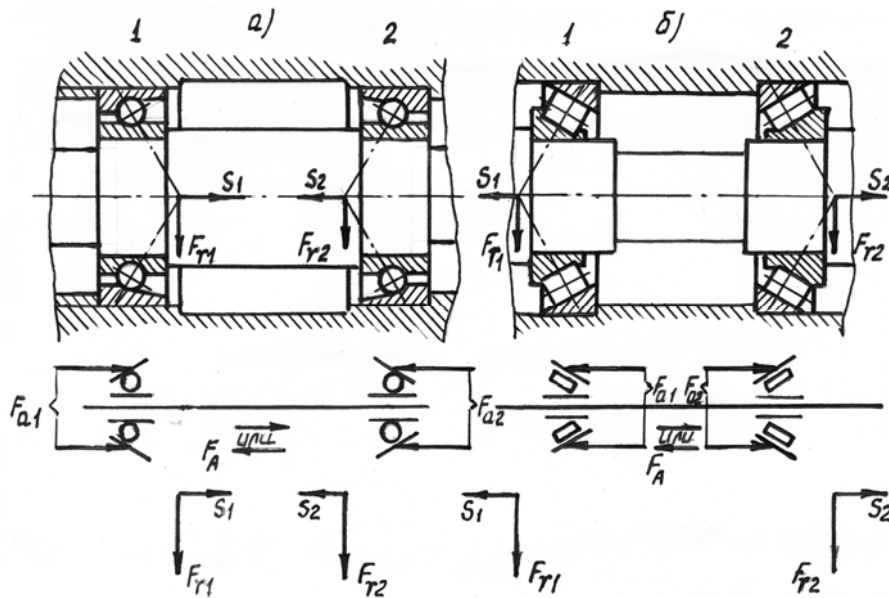


Рис. 7.1

Принимаем $F_{a1} = S_1$, тогда из уравнения (7.7)

$$F_{a2} = F_{a1} \pm F_A = S_1 \pm F_A.$$

Если при этом $F_{a2} \geq S_2$, то осевые силы найдены правильно, если $F_{a2} < S_2$ то следует принять $F_{a2} = S_2$, а

$$F_{a1} = F_{a2} \mp F_A = S_2 \mp F_A,$$

причем условие $F_{a1} \geq S_1$ будет обязательно выполнено.

Примечание. Если в одной опоре установлены два радиально-упорных подшипника (фиксирующая опора), то при расчете они рассматриваются как один двухрядный радиально-упорный подшипник. При этом осевая нагрузка $F_a = F_A$, а коэффициенты X и Y определяются по табл. 7.1 для двухрядных подшипников.

Таким образом, при выборе подшипников качения должно быть выдержано условие (7.1): $L_h \geq L_{hTP}$. При этом обычно выдерживается и другое условие: $C_{rTP} \leq C_r$, где C_{rTP} - требуемая расчетная грузоподъемность для конкретных условий эксплуатации подшипников; C_r - динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, определяемая по справочникам.

При выполнении этих условий предварительно выбранные подшипники пригодны для конструирования подшипниковых узлов.

Если расчетный ресурс выбранного подшипника меньше требуемого, то необходимо:

- а) принять подшипники данного типа более тяжелых серий;
- б) принять подшипники другого типа, у которых грузоподъемность выше, не увеличивая диаметр посадочной части вала (например, вместо шариковых принять роликовые подшипники);
- в) увеличить диаметры посадочной части вала; при этом надо изменить конструкцию вала, т.к. эта мера приведет к изменению размеров других участков вала.

Если расчетный ресурс выбранного подшипника значительно больше требуемого ($L_h \gg L_{нтр}$), то необходимо:

- а) принять подшипники данного типа более легких серий;
- б) принять подшипники другого типа с меньшей грузоподъемностью (например вместо радиально-упорных шариковых принять радиальные шариковые).

Уменьшать диаметры посадочных участков вала не следует, т.к. они определены расчетом на прочность.

7.2. Проверка подшипников качения по статической грузоподъемности

Во избежание появления опасных для работы остаточных деформаций на контактирующих поверхностях нагрузку подшипников ограничивают статической грузоподъемностью. Проверка на отсутствие остаточных деформаций в зоне контакта тел качения с кольцами проводится по условию

$$P_{or} \leq C_{or}, \quad (7.8)$$

где P_{or} - эквивалентная статическая радиальная нагрузка, Н; C_{or} - статическая радиальная грузоподъемность, Н.

Если в данной опоре используют два одинаковых подшипника то вместо C_{or} подставляют $C_{or\Sigma} = 2C_{or}$.

При совместном действии на подшипник радиальной F_r и осевой F_a нагрузок эквивалентная статическая нагрузка определяется как наибольшее значение из двух:

$$P_{or} = X_0 F_r + Y_0 F_a; P_{or} = F_r, \quad (7.9)$$

где X_0 , Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок соответственно (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Типы подшипников		Однорядные		Двухрядные	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Шариковые радиальные		0,6	0,5	0,6	0,5
Шариковые радиально – упорные с номинальными углами контакта α	12°	0,5	0,47	1	0,94
	26°		0,37		0,74
	36°		0,28		0,56
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся, конические роли-		0,5	$0,22\text{ctg}\alpha$	1	$0,44\text{ctg}\alpha$

КОВЫЕ.					
--------	--	--	--	--	--

Рекомендуемый порядок практического выбора подшипников качения рассмотрим на конкретных примерах, предполагая, что конструкция вала предварительно разработана и диаметры опорных участков вала известны.

7.3. Примеры расчетов

Пример 1. Подобрать радиальные шарикоподшипники для выходного вала редуктора привода к загрузочному устройству. Схема расположения подшипников показана на рис. 7.1, а.

Дано: диаметр опорной части вала $d = 50$ мм; $F_{r1} = 5404$ Н; $F_{r2} = 13448$ Н; $F_A = 1687$ Н (направлена в сторону опоры 1); частота вращения внутреннего кольца $n = 113$ мин⁻¹; требуемый ресурс $L_{нТР} = 10118$ ч; $V = 1$; $K_\delta = 1,4$; $K_T = 1$, режим нагружения – переменный (рис. 2.1, б) - $\alpha_1 = 0,2$; $\alpha_2 = 0,5$; $\alpha_3 = 0,3$; $\beta_1 = 0,8$; $\beta_2 = 0,6$.

Решение

1. Выбираем предварительно по справочнику [19], [20] или по табл.

П.1 шарикоподшипник легкой серии 210, у которого $C_r = 35100$ Н; $C_{or} = 19800$ Н; $d \times D \times B = 50 \times 90 \times 20$ мм.

2. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку по формуле (7.4).

Осевую нагрузку воспринимает подшипник 1, поэтому

$$F_{a1} = F_A = 1687 \text{ Н}; F_{a2} = 0.$$

По табл. 7.1 для соотношения $\frac{iF_{a1}}{C_{or}} = \frac{1 \cdot 1687}{19800} = 0,085$

находим $e = 0,28$; $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{1687}{1 \cdot 5404} = 0,31 > e$.

Следовательно, $X_1 = 0,56$; $Y_1 = 1,55$.

$$P_{r1} = (0,56 \cdot 5404 + 1,55 \cdot 1687) 1,4 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3} = 6358 \text{ Н},$$

$$P_{r2} = 1 \cdot 13448 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3} = 15156 \text{ Н}.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре 2.

3. Определяем ресурс принятого подшипника

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^P = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{35100}{15156} \right)^3 = 9,3 \text{ млн. оборотов},$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 9,3}{60 \cdot 113} = 1372 \text{ ч.}, \text{ что меньше требуемого ресурса, т.е. вы-}$$

бранный подшипник не пригоден для данных условий эксплуатации.

4. Принимаем шарикоподшипник тяжелой серии 410 (подшипник

средней серии также не пригоден), у которого $C_r = 87100$ Н; $C_{or} = 52000$ Н; $d \times D \times B = 50 \times 130 \times 31$ мм.

$$L = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{87100}{15156} \right)^3 = 142,4 \text{ млн. оборотов};$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 142,4}{60 \cdot 113} = 20996 \text{ ч} > L_{hTP} = 10118 \text{ ч}.$$

5. Проверка по статической грузоподъемности:

$$P_{or} = X_0 F_{r2} + Y_0 F_{a2} = 0,6 \cdot 13448 + 0,5 \cdot 0 = 8069 \text{ Н} < F_{r2},$$

следовательно, принимаем

$$P_{or} = F_{r2} = 13448 \text{ Н} < C_{or} = 52000 \text{ Н}.$$

Подшипник пригоден. При заданном ресурсе вероятность безотказной работы данного подшипника будет выше 90%.

Пример 2. Подобрать радиально-упорные шарикоподшипники для вала редуктора привода ленточного транспортера. Подшипники установлены по схеме «враспор» (рис. 7.1,а).

Дано: диаметр опорной части вала $d = 40$ мм. $F_{r1} = 2500$ Н; $F_{r2} = 4900$ Н; внешняя осевая сила $F_A = 1990$ Н направлена в сторону опоры 1. Частота вращения вала $n = 720$ мин⁻¹. Требуемый ресурс подшипников $L_{hTP} = 6000$ ч., $V = 1$; $K_\delta = 1,3$; $K_T = 1$.

Режим нагружения – переменный (см. пример 1).

Решение.

Выбираем тип подшипника.

По отношению $\frac{F_A}{F_{r \min}} = \frac{1990}{2500} = 0,79$ принимаем радиально-упорный шарикоподшипник легкой серии 36208, у которого $C_r = 38900$ Н; $C_{or} = 23200$ Н; $d \times D \times B = 40 \times 80 \times 18$ мм.

2. По формуле (7.6) находим предварительные значения параметров осевого нагружения:

$$e_1^{(1)} = 0,563 \left(\frac{F_{r1}}{C_{or}} \right)^{0,195} = 0,563 \left(\frac{2500}{23200} \right)^{0,195} = 0,365;$$

$$e_2^{(1)} = 0,563 \left(\frac{F_{r2}}{C_{or}} \right)^{0,195} = 0,563 \left(\frac{4900}{23200} \right)^{0,195} = 0,416.$$

Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$S_1 = e_1^{(1)} \cdot F_{r1} = 0,365 \cdot 2500 = 913 \text{ Н},$$

$$S_2 = e_2^{(1)} \cdot F_{r2} = 0,416 \cdot 4900 = 2039 \text{ Н}.$$

Определяем осевые силы, действующие на подшипники.

Принимаем, что $F_{a1} = S_1 = 913$ Н, тогда по уравнению (7.7) $F_{a2} = F_{a1} - F_A = 913 - 1990 = -1077$, что меньше S_2 . Следовательно, осевые силы найдены неправильно.

Принимаем $F_{a2} = S_2 = 2039$ Н, $F_{a1} = F_{a2} + F_A = 2039 + 1990 = 4029$ Н, что

больше S_1 (силы определены правильно).

Так как $F_{a2} = S_2$, то окончательно $e_2 = e_2^{(1)} = 0,416$.

Для подшипника первой опоры уточняем e_1 .

По табл. 7.1 при $\frac{F_{a1}}{C_{or}} = \frac{4029}{23200} = 0,174$ интерполированием находим

$$e_1 = 0,481.$$

5. Определяем эквивалентные динамические нагрузки.

Поскольку $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{4029}{1 \cdot 2500} = 1,6 > e_1$, то $X_1 = 0,45, Y_1 = 1,128$;

$$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{2039}{1 \cdot 4900} = 0,416 = e_2, \text{ то } X_2 = 1, Y_2 = 0.$$

$$P_{r1} = (1 \cdot 0,45 \cdot 2500 + 1,128 \cdot 4029) 1,3 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3} = 4564H;$$

$$P_{r2} = 1 \cdot 4900 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6^3} = 5128H.$$

Дальнейший расчет ведем по более нагруженной опоре 2.

6. Определяем ресурс принятого подшипника

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^P = 1 \cdot 0,75 \left(\frac{38900}{5128} \right)^3 = 327,4 \text{ млн. оборотов};$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 327,4}{60 \cdot 720} = 7578ч > L_{нтр} = 6000ч.$$

7. Проверка по статической грузоподъемности:

$$P_{or} = X_0 F_{r2} + Y_0 F_{ar} = 0,6 \cdot 4900 + 0,5 \cdot 2039 = 3960H < F_{r2},$$

следовательно, принимаем $P_{or} = F_{r2} = 4900 < C_{or} = 23200H$.

Подшипник пригоден. При заданном ресурсе вероятность безотказной работы несколько выше 90%.

Пример 3. Подобрать конические роликоподшипники для вала конической шестерни. Подшипники установлены по схеме “врастяжку” (рис. 7.1, б).

Дано: диаметр опорной части вала $d = 35 \text{ мм}$; $F_{r1} = 900H$; $F_{r2} = 500H$; $F_A = 2500H$ (направлена в сторону опоры 1); $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$; $V = 1$; $\kappa_\delta = 1,5$; $\kappa_T = 1$, требуемый ресурс $L_{нтр} = 6000ч$; режим нагружения – переменный (см. пример 1).

Решение.

1. По справочнику [19] или по табл. П4 принимаем подшипники легкой серии 7207, у которых $d \times D \times T = 35 \times 72 \times 18,25$ мм; $C_r = 38500H$;

$$C_{or} = 26000H; e = 0,37; X = 0,4; Y = 1,62 \text{ при } \frac{F_a}{VF_r} > e;$$

2. Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок:

$$S_1 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 900 = 276H;$$

$$S_2 = 0,83eF_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 500 = 154H.$$

3. Определяем осевые силы, действующие на подшипники.

Принимаем, что $F_{a1} = S_1 = 276H$, тогда из уравнения (7.7) равновесия вала $F_{a2} = F_{a1} + F_A = 276 + 2500 = 2776H$, что больше чем S_2 . Следовательно, силы найдены правильно.

4. Определяем эквивалентные нагрузки

Поскольку $\frac{F_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{276}{1 \cdot 900} = 0,305 < e$, то $X_1 = 1, Y_1 = 0$;

$\frac{F_{a2}}{VF_{r2}} = \frac{2776}{1 \cdot 500} = 5,55 > e$, то $X_2 = 0,4, Y_2 = 1,62$;

$$P_{r1} = 1 \cdot 1 \cdot 900 \cdot 1,5 \cdot 1^{10/3} \sqrt{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^{10/3} + 0,3 \cdot 0,6^{10/3}} = 1350 \cdot 0,807 = 1090H ;$$

$$P_{r2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 500 + 1,62 \cdot 2776) 1,5 \cdot 1^{10/3} \sqrt{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^{10/3} + 0,3 \cdot 0,6^{10/3}} = 5686H .$$

Далее расчет ведем по более нагруженной опоре 2.

5. Определяем ресурс принятого подшипника:

$$L = a_1 \cdot a_{23} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^P = 1 \cdot 0,65 \left(\frac{38500}{5686} \right)^{10/3} = 379,3 \text{ млн. оборотов} ;$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 379,3}{60 \cdot 1000} = 6322 \text{ ч} > L_{нтр} = 6000 \text{ ч} .$$

6. Проверка по статической грузоподъемности:

$$P_{or} = X_0 F_{r2} + Y_0 F_{a2} .$$

Из табл. 7.2 находим $X_0 = 0,5; Y_0 = 0,22 \text{ ctg} \alpha$.

Так как угол контакта у выбранного подшипника неизвестен, необходимо его определить. Для конических подшипников $e = 1,5 \text{ tg} \alpha$ (см. табл.

7.1). Отсюда $\alpha = \text{arctg} \frac{e}{1,5} = \text{arctg} \frac{0,37}{1,5} = \text{arctg} 0,247 = 13^{\circ} 53'$.

Следовательно, $Y_0 = 0,22 \text{ ctg} 13^{\circ} 53' = 0,22 \cdot 4,046 = 0,89$.

$$P_{or} = 0,5 \cdot 500 + 0,89 \cdot 2776 = 2721H < C_{or} .$$

Выбранные подшипники пригодны для заданных условий эксплуатации.

Пример 4. Для фиксирующей опоры вала червяка используются два одинаковых радиально-упорных шариковых подшипника легкой серии 36209. Определить расчетный ресурс этих подшипников по следующим данным: $F_r = 3400H$; $F_A = 5200H$; $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$; $V = 1$; $\kappa_{\delta} = 1,3$; $\kappa_T = 1$; режим нагружения – переменный (см. пример 1).

Решение.

1. По справочнику [19] или по табл. ПЗ для подшипника 36209 находим $C_r = 41200H$; $C_{or} = 25100H$.

Подшипниковый узел, состоящий из двух одинаковых подшипников, рассматривают как один двухрядный радиально-упорный подшипник, нагруженный силами F_r и $F_a = F_A$.

Для комплекта из двух шарикоподшипников имеем:

$$C_{r\Sigma} = 1,625 \cdot C_r = 1,625 \cdot 41200 = 66950H ;$$

$$C_{or\Sigma} = 2 \cdot C_{or} = 2 \cdot 25100 = 50200H .$$

2. Определяем коэффициенты нагрузки X и Y .

По отношению $\frac{iF_a}{C_{or\Sigma}} = \frac{2 \cdot 5200}{50200} = 0,21$ из таблицы 7.1 находим, приме-

няя интерполяцию, $e = 0,49$; т. к. $\frac{F_a}{VF_r} = \frac{5200}{1 \cdot 3400} = 1,53 > e$, то по табл. 7.1

$$X = 0,74, Y = 1,80 .$$

3. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку

$$P_r = (1 \cdot 0,74 \cdot 3400 + 1,80 \cdot 5200) 1,3 \cdot \sqrt{0,2 + 0,5 \cdot 0,8^3 + 0,3 \cdot 0,6} = 12428H .$$

4. Определяем расчетный ресурс

$$L_h = \frac{10^6 \cdot a_1 \cdot a_{23} (C_{r\Sigma} / P_r)^P}{60 \cdot n} = \frac{10^6 \cdot 1 \cdot 0,75 (66950 / 12428)^3}{60 \cdot 1450} = 1348ч .$$

8. РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ - СТУПИЦА

Соединения вал-ступица зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек относятся к соединениям деталей, охватывающих друг друга. При установке колес на валах необходимо обеспечить надежное базирование колеса по валу и передачу вращающего момента от колеса к валу или от вала к колесу.

В этом разделе рассматриваются шпоночные, шлицевые соединения и соединения посадкой с натягом.

8.1. Шпоночные соединения

Чаще всего применяют призматические (табл.П.6) и сегментные (табл. П.7) шпонки. Соединения с помощью призматических и сегментных шпонок относятся к ненапряженным соединениям.

Призматические шпонки имеют прямоугольное сечение: концы скругленные - исполнение 1, или плоские - исполнение 2.

ГОСТ 23360-78 предусматривает для каждого диаметра вала определенные размеры поперечного сечения шпонки. Поэтому при проектных расчетах размеры поперечного сечения шпонки b и h берут из табл. П.6 и определяют рабочую длину шпонки l_p . Длину шпонки $l = l_p + b$ со скругленными или $l = l_p$ плоскими торцами выбирают из стандартного ряда (табл.П.6). Длину ступицы назначают на 8-10 мм больше длины шпонки. Если по результатам расчета шпоночного соединения длина ступицы получается $\geq 1,5d$, то вместо шпоночного целесообразнее применить шлицевое соединение - для валов коробок скоростей (см. разд. 8.2) или соединение с натягом - для валов редукторов (см. разд. 8.3).

При передаче вращающего момента на противоположных боковых

узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении - напряжения среза τ (рис. 8.1). У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяют из условия прочности на смятие:

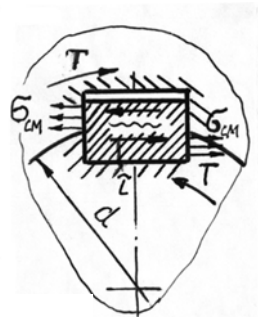


Рис. 8.1

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (8.1)$$

$$\text{откуда } l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]}, \quad (8.2)$$

где $T - Н \cdot м$; $[\sigma_{см}] - МПа$; $l_p, h, t_1 - мм$.

Для неподвижных соединений принимают:

при переходных посадках $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$ МПа;

при посадках с натягом $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$ МПа.

В подвижных в осевом направлении соединениях (коробки скоростей станков) принимают $[\sigma_{см}] = 20 \dots 30$ МПа.

Достоинства соединений с призматическими шпонками - простота конструкции и сравнительно низкая стоимость.

Недостатки - концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает сопротивление усталости вала; технологическим недостатком призматических шпонок является трудность обеспечения их взаимозаменяемости, т.е. необходимость пригонки или подбора шпонки по пазу, что ограничивает их применение в крупносерийном и массовом производстве.

Сегментные шпонки (табл.П.7) применяют в связи с технологичностью соединения, не требующего ручной пригонки. Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у призматической шпонки, что уменьшает её перекося и концентрацию давления. Однако глубокая канавка значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например на концах валов.

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами:

шириной b и диаметром заготовки D . Соединения сегментными шпонками рассчитывают так же, как и призматические, т.е. длину шпонки

l определяют по формуле (8.1) при тех же значениях допускаемых напряжений. При длинных ступицах можно ставить в ряд по оси вала две сегментные шпонки.

В автотракторной промышленности применяют также сегментные шпонки с лысками - исполнение 2.

8.2. Шлицевые соединения

Эти соединения можно представить как многошпоночные, у которых шпонки выполнены за одно целое с валом (рис. 8.2). Шлицевые соединения применяют в качестве неподвижных для жесткого соединения вала со ступицей колес коробок скоростей металлорежущих станков; для подвижного соединения передвигных блоков зубчатых колес коробок скоростей (осевое перемещение без нагрузки).

Шлицевые соединения имеют по сравнению со шпоночными следующие преимущества: а) большую несущую способность при одинаковых габаритах благодаря значительно большей рабочей поверхности и более равномерному распределению давления по высоте зубьев; б) большую усталостную прочность вала; в) детали на валах лучше центрируются и имеют лучшее направление при передвижении вдоль вала.

Размеры шлицевых соединений, а также допуски на них стандартизованы.

ГОСТ 1139-80 предусматривает три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая; они отличаются высотой и числом зубьев. Основное применение имеют соединения легкой и средней серий.

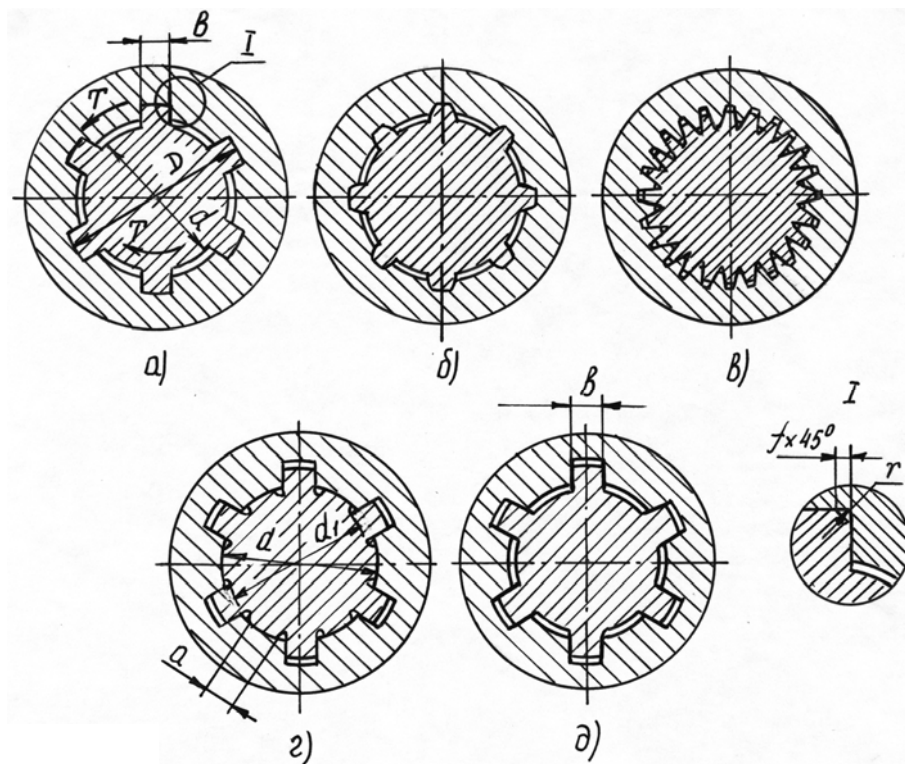


Рис.8.2

По форме профиля различают зубья прямобочные (рис. 8.2, а), эвольвентные (рис. 8.2, б) и треугольные (рис. 8.2, в). Наибольшее распространение в настоящее время имеют прямобочные шлицевые соединения, которые и рассматриваются ниже.

Профиль прямобочных зубьев очерчивается окружностью выступов, окружностью впадин и прямыми, образующими на валу выступы-зубья постоянной толщины.

Шлицевые соединения различают по системе центрирования ступицы на валу (центрирование - соосное положение соединяемых деталей);

по наружному диаметру D (рис. 8.2, а); по внутреннему диаметру d (рис. 8.2, г); по боковым граням e (рис. 8.2, д). Центрирование по диаметрам D или d обеспечивает высокую соосность вала и ступицы по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням e обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Его применяют при тяжелых условиях работы (ударные и реверсивные нагрузки).

Если твердость материала ступицы позволяет обработку протяжкой (<350 НВ), то рекомендуют центрирование по D . При этом центрирующие поверхности отверстия калибруют протяжкой, а центрирующую поверхность вала - шлифованием. При высокой твердости ступицы рекомендуют центрирование по d . В этом случае центрирующие поверхности отверстия и вала обрабатывают шлифованием.

За номинальный диаметр соединения принимают его наружный диаметр D , в зависимости от которого и назначают размеры шлицевого соединения по табл. 8.1 (из ГОСТ 1139-80).

Шлицевые соединения выходят из строя вследствие повреждения рабочих поверхностей зубьев: смятия, изнашивания, фреттинг - коррозии, заедания и вследствие поломок шлицевых валов и зубьев.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром - напряжением смятия $\sigma_{см}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ. Такой расчет называется упрощенным расчетом по обобщенному критерию. В последнее время выполнен ряд работ, в которых сделана попытка отдельного расчета на смятие и износ с учетом срока службы, режима нагрузки и пр. Результаты исследований обобщены в ГОСТ 21425-75.

В упрощенной расчетной модели (рис. 8.3) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев.

Таблица 8.1

$Z \times d \times D$	e , мм	d_1	a	f	r	$Z \times d \times D$	e , мм	d_1	a	f	r
		Рис. 8.2,г		Рис. 8.2,а				Рис. 8.2,г		Рис. 8.2,а	
Легкая серия						8×52×60	10	48,7	2,44		

6×23×26	6	22,1	3,54	0,3	0,2	8×56×65	10	52,2	2,5	0,5	0,5		
6×26×30	6	24,6	3,85			8×62×72	12	57,8	2,4				
6×28×32	7	26,7	4,03			10×72×82	12	67,4	-				
8×32×36	6	30,4	2,71	0,4	0,3	10×82×92	12	77,1	3,0				
8×36×40	7	34,5	3,46			10×92×102	14	87,3	4,5				
8×42×46	8	40,4	5,03			10×102×112	16	97,7	6,3				
8×46×50	9	44,6	5,75			Тяжелая серия							
8×52×58	10	49,7	4,89	0,5	0,5	10×16×20	2,5	14,1	-	0,3	0,2		
8×56×62	10	53,6	6,38			10×18×23	3	15,6	-				
8×62×68	12	59,8	7,31			10×21×26	3	18,5	-				
10×72×78	12	69,6	5,45			10×23×29	4	20,3	-	0,4	0,3		
10×82×88	12	79,3	8,62			10×26×32	4	23,0	-				
10×92×98	14	89,4	10,08			10×28×35	4	24,4	-				
10×102×108	16	99,9	11,49			10×32×40	5	28,0	-				
10×112×120	18	108,8	10,72			10×36×45	5	31,3	-				
Средняя серия						10×42×52	6	39,9	-	0,5	0,5		
6×16×20	4	14,5	-			0,3	0,2	10×46×56	7			40,9	-
6×18×22	5	16,7	-	16×52×60	5			47,0	-				
6×21×25	5	19,5	1,95	16×56×65	5			50,6	-				
6×23×28	6	21,3	1,34	16×62×72	6			56,1	-				
6×26×32	6	23,4	1,65	0,4	0,3	16×72×82	7	65,9	-				
6×28×34	7	25,9	1,7			20×82×92	6	75,6	-				
8×32×38	6	29,4	-			20×92×102	7	85,5	-				
8×36×42	7	33,5	1,02			20×102×115	8	98,7	-				
8×42×48	8	39,5	2,57			20×112×125	9	104,0	-				
8×46×54	9	42,7	-										

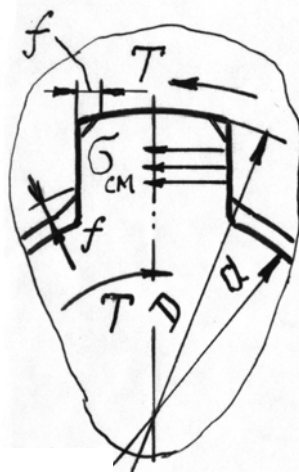


Рис. 8.3

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{CM} = \frac{2000 \cdot T}{K_z z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{CM}] \quad (8.3)$$

где T – передаваемый вращающий момент, Н.м;

$K_z = 0,7 \dots 0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев;

z - число зубьев;

$h = 0,5(D - d) - 2f$ - рабочая высота зубьев, мм;

$d_{cp} = 0,5(D + d)$ - средний диаметр соединения, мм;

l - рабочая длина зубьев, мм.

Для изделий общего машиностроения и подъёмно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы, допускаемые напряжения $[\sigma_{см}] = 35 \dots 200 \text{ МПа}$ и зависят от твердости и условий эксплуатации [4].

В станкостроении рекомендуют более низкие значения:

$[\sigma_{см}] = 12 \dots 20 \text{ МПа}$ для неподвижных соединений;

$[\sigma_{см}] = 4 \dots 7 \text{ МПа}$ для подвижных соединений без нагрузки. Из уравнения (8.3) определяют длину ступицы

$$l \geq \frac{2000 \cdot T}{K_z z h d_{cp} [\sigma_{см}]} \quad (8.4)$$

8.3. Соединения посадкой с натягом

Соединения вала со ступицей посадкой с натягом осуществляют за счет их предварительной деформации при сборке запрессовкой одной детали в другую, т.е. эти соединения - напряженные.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия: $N = B - A$ (рис. 8.4, а). После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим (рис. 8.4, б). При этом на поверхности посадки возникают контактное давление p и при действии на детали осевой силы или вращающего момента - силы трения, препятствующие относительному смещению деталей.

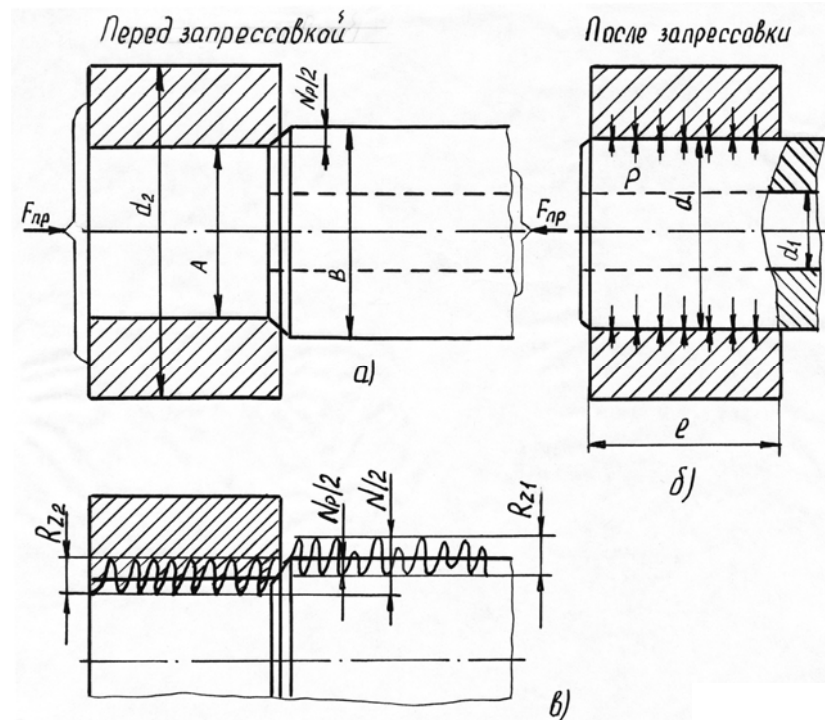


Рис. 8.4

Увеличению коэффициента трения способствуют (до определенных пределов) микронеровности на сопрягаемых поверхностях. При сборке запрессовкой эффект влияния микронеровностей снижается, т.к. они сминаются. После некоторого периода эксплуатации соединения устанавливается определенная величина неровностей. Наряду с давлением она определяет эксплуатационную надежность соединения.

Достоинства соединений посадкой с натягом: они сравнительно дешевы и просты в выполнении (при небольших натягах применяется простое механическое прессование); обеспечивают хорошее центрирование сопрягаемых деталей и могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки. Области применения таких соединений непрерывно расширяются.

Недостатки соединений: высокая трудоёмкость сборки при больших натягах (необходимо применять нагрев охватываемой детали до температуры 300°C в масляной ванне и охлаждение до температуры -150°C в жидком азоте охватываемой детали); сложность разборки и возможность повреждения при этом посадочных поверхностей; высокая концентрация напряжений; склонность к контактной коррозии (фреттинг-коррозия); отсутствие жесткой фиксации деталей.

Расчет соединения включает определение необходимого натяга и соответствующей ему посадки по ГОСТ 25347-82 для передачи заданных вращающего момента и сдвигающей (осевой) силы, т.е. обеспечение прочности сцепления, а также проверку прочности соединяемых деталей. Необходи-

димая величина натяга определяется величиной давления на посадочной поверхности. Давление p должно быть таким, чтобы силы трения оказались больше внешних сдвигающих сил.

Последовательность расчета

I. Среднее контактное давление при одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и сдвигающей силой F_a (осевая сила в зубчатой или червячной передаче), МПа:

$$p = \frac{K \sqrt{\left(\frac{2000 \cdot T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi d l f}, \quad (8.5)$$

где $K = 1,5 \dots 4$ - коэффициент запаса сцепления; T - вращающий момент на колесе, Н·м; F_a - осевая сила, Н; d - диаметр соединения (вала), мм; l - длина сопряжения, мм; f - коэффициент трения на поверхности сопряжения деталей, значение которого принимают: при сборке прессованием для материалов деталей сталь-сталь и сталь-чугун $f = 0,08$, сталь-бронза, чугун-бронза $f = 0,05$; при сборке с нагревом соответственно $f = 0,14$ и $f = 0,07$.

2. Расчетный натяг N_p для обеспечения давления P определяют из решения задачи о расчете толстостенных сосудов по формуле Ляме, мкм;

$$N_p = 10^3 P \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right), \quad (8.6)$$

где $C_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1$; $C_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} + \mu_2$ - коэффициенты жесткости; d_1

- внутренний диаметр вала (для сплошного $d_1 = 0$); d_2 - наружный диаметр ступицы; E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 - модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и ступицы соответственно:

для стали $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа, $\mu \approx 0,3$;

для чугуна $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^5$ МПа, $\mu \approx 0,25$;

для бронзы $E = (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^5$ МПа, $\mu \approx 0,33$.

3. Натяг посадки N , измеряемый по вершинам микронеровностей (рис. 8.4, в), мкм:

$$N = N_p + u, \quad (8.7)$$

где u - поправка на обмятие микронеровностей.

$$u = 1,2(R_{z_1} + R_{z_2}) \approx 5,5(R_{a_1} + R_{a_2}) \quad (8.8)$$

Здесь R_{z_1}, R_{z_2} - высота микронеровностей, мкм; R_{a_1}, R_{a_2} - средние

арифметические отклонения профиля поверхностей вала и отверстия соответственно, мкм. Значения R_{a1} и R_{a2} выбирают по табл. 8.2.

Таблица 8.2

Интервалы размеров со- прягаемых по- верхностей	Вал			Отверстие		
	Квалитет					
	6,7	8	9	6,7	8	9
	R_{a1} , мкм			R_{a2} , мкм		
Св. 18 до 50	0,8		1,6	0,8	1,6	3,2
Св. 50 до 120	0,8	1,6		1,6		3,2
Св. 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

4. Изменение натяга в случае, если соединение работает при температуре, значительно отличающейся от температуры сборки ($t_0 = 20^0 C$), при разных коэффициентах линейного расширения материалов деталей (для редукторов - это соединение червячного колеса с валом и соединение зубчатого венца и центра червячного колеса), мкм:

$$\delta_t = 10^3 d \Delta t (\alpha_2 - \alpha_1), \quad (8.9)$$

где $\Delta t = t - t_0$ - перепад температур (рабочей и при сборке); α_1, α_2 - коэффициенты линейного расширения; значения коэффициентов α : для стали - $12 \cdot 10^{-6} 1/0 C$, чугун - $10 \cdot 10^{-6} 1/0 C$, бронзы - $19 \cdot 10^{-6} 1/0 C$.

5. Минимальный допускаемый натяг, потребный для передачи нагрузки, мкм:

$$[N_{\min}] \geq N_p + u + \delta_t \quad (8.10)$$

6. Максимальный натяг, допускаемый прочностью охватывающей детали (ступицы, венца), мкм:

$$[N_{\max}] \leq [\delta]_{\max} + u, \quad (8.11)$$

здесь $[\delta]_{\max}$ максимальная деформация, допускаемая прочностью охватывающей детали:

$$[\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \cdot N_p}{p} \quad (8.12)$$

где $[p]_{\max} = \sigma_{T2} \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right] / 2$ - максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали, МПа; σ_{T2} -

предел текучести материала охватывающей детали, МПа.

7. По значениям $[N_{\min}]$ и $[N_{\max}]$ из табл. 8.3 выбирают посадку удовлетворяющую условиям:

$$N_{\min} \geq [N_{\min}], \quad N_{\max} \leq [N_{\max}]$$

Таблица 8.3

Интервалы диаметров, мм.	Значения натягов N_{\min} / N_{\max} , мкм, для посадок									
	H7/r6	H8/s7	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H8/u8	H7/u7	H8/x8	H8/z8	H8/za8
Св. 30 до 40	<u>15</u> 44	<u>13</u> 59	<u>24</u> 53	<u>25</u> 61	<u>29</u> 58	<u>32</u> 88	<u>42</u> 78	<u>52</u> 108	<u>84</u> 140	<u>120</u> 175
Св. 40 до 50	<u>15</u> 44	<u>13</u> 59	<u>24</u> 53	<u>25</u> 61	<u>35</u> 64	<u>42</u> 98	<u>52</u> 88	<u>69</u> 125	<u>108</u> 164	<u>152</u> 207
Св. 50 до 65	<u>18</u> 53	<u>18</u> 72	<u>30</u> 65	<u>32</u> 74	<u>43</u> 78	<u>55</u> 119	<u>66</u> 108	<u>90</u> 154	<u>140</u> 204	<u>193</u> 258
Св. 65 до 80	<u>20</u> 55	<u>24</u> 78	<u>36</u> 71	<u>38</u> 80	<u>52</u> 87	<u>70</u> 134	<u>81</u> 123	<u>114</u> 178	<u>178</u> 242	<u>241</u> 306
Св. 80 до 100	<u>24</u> 65	<u>29</u> 93	<u>44</u> 85	<u>46</u> 96	<u>64</u> 105	<u>86</u> 162	<u>99</u> 149	<u>140</u> 216	<u>220</u> 296	<u>297</u> 373
Св. 100 до 120	<u>27</u> 68	<u>37</u> 101	<u>52</u> 93	<u>54</u> 104	<u>77</u> 118	<u>106</u> 182	<u>119</u> 169	<u>172</u> 248	<u>272</u> 348	<u>362</u> 438

Св. 120 до 140	<u>32</u> 79	<u>43</u> 117	<u>61</u> 108	<u>64</u> 120	<u>91</u> 138	<u>126</u> 214	<u>142</u> 193	<u>204</u> 292	<u>320</u> 410	<u>425</u> 514
Св. 140 до 160	<u>34</u> 81	<u>51</u> 125	<u>69</u> 116	<u>72</u> 128	<u>103</u> 150	<u>155</u> 243	<u>171</u> 227	<u>236</u> 324	<u>370</u> 460	<u>490</u> 579
Св. 160 до 180	<u>37</u> 84	<u>59</u> 133	<u>77</u> 124	<u>80</u> 136	<u>115</u> 162	<u>166</u> 254	<u>182</u> 238	<u>266</u> 354	<u>420</u> 510	<u>555</u> 644
Св. 180 до 200	<u>41</u> 95	<u>66</u> 152	<u>86</u> 140	<u>89</u> 155	<u>130</u> 184	<u>185</u> 287	<u>203</u> 269	<u>299</u> 401	<u>469</u> 571	<u>619</u> 721
Св. 200 до 225	<u>44</u> 98	<u>74</u> 160	<u>94</u> 148	<u>97</u> 163	<u>144</u> 198	<u>207</u> 309	<u>225</u> 291	<u>334</u> 436	<u>524</u> 626	<u>689</u> 791
Св. 225 до 254	<u>47</u> 101	<u>84</u> 170	<u>100</u> 158	<u>107</u> 173	<u>160</u> 214	<u>233</u> 335	<u>251</u> 317	<u>374</u> 476	<u>589</u> 691	<u>769</u> 871
Св. 250 до 280	<u>53</u> 115	<u>95</u> 191	<u>117</u> 179	<u>121</u> 195	<u>177</u> 239	<u>258</u> 372	<u>278</u> 352	<u>418</u> 532	<u>653</u> 767	<u>863</u> 977
Св. 280 до 315	<u>57</u> 119	<u>107</u> 203	<u>129</u> 191	<u>133</u> 207	<u>199</u> 261	<u>293</u> 407	<u>313</u> 387	<u>468</u> 582	<u>733</u> 847	<u>943</u> 1057

При расчете соединения случается, что при заданной длине сопряжения (длине ступицы) нельзя передать нагрузку только за счет сил трения в соединении, а увеличивать длину ступицы нежелательно, т.к. это приводит к увеличению осевого габарита редуктора. Тогда дополнительно используют призматическую шпонку. При этом посадку выбирают такой, чтобы $N_{\max} \leq [N_{\max}]$, и определяют вращающий момент, который может передать это соединение, Нм:

$$T_{TP} = \frac{\pi \cdot p \cdot d^2 \cdot l \cdot f}{2000 \cdot K}, \quad (8.13)$$

где $p = \frac{N_p}{10^3 d (C_1 / E_1 + C_2 / E_2)}$ - контактное давление в соединении, которое возникает при запрессовке с натягом N_p , соответствующем выбранной посадке. При этом натяг N_p определяется так:

$$N_p = N_{\min} - u - \delta_t \quad (8.14)$$

здесь N_{\min} - минимальный натяг выбранной посадки.

Шпонку проверяют по вращающему моменту

$$T_{III} = T - T_{TP} \quad (8.15)$$

8.4. Пример расчета соединения посадкой с натягом зубчатого колеса с валом.

Исходные данные (взяты из п. 2.8):

$T = 1950$ Нм; $F_a = 2307$ Н; $d = 85$ мм (см. пример расчета вала); $d_1 = 0$;
 $d_2 = d_{f2} = 391,64$ мм; $l = 78$ мм;

Материал колеса – сталь 40ХН ($\sigma_{T2} = 630$ МПа); $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;
 $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$; $f = 0,08$; шероховатость соединяемых поверхностей - $R_{a1} = 0,8$ мкм; $R_{a2} = 1,6$ мкм.

Последовательность расчета

По формуле (8.5) определяем среднее контактное давление, обеспечивающее передачу заданной нагрузки

$$p = \frac{K \sqrt{\left(\frac{2000 \cdot T}{\alpha}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot f} = \frac{4,5 \sqrt{\left(\frac{2000 \cdot 1950}{85}\right)^2 + 2307^2}}{3,14 \cdot 85 \cdot 78 \cdot 0,08} = 124,1 \text{ МПа};$$

2. Определяем расчетный натяг N_p для обеспечения давления по формуле (8.6)

$$N_p = 10^3 p \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 10^3 \cdot 124,1 \cdot 85 \left(\frac{0,7}{2,1 \cdot 10^5} + \frac{1,4}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 105,5 \text{ мкм},$$

$$\text{где } C_1 = 1 - \mu_1 = 1 - 0,3 = 0,7; \quad C_2 = \frac{1 + (85/391,64)^2}{1 - (85/391,4)^2} + 0,3 = 1,4.$$

3. Поправка на обмятие микронеровностей по формуле (8.8)

$$u = 5,5(R_{a1} + R_{a2}) = 5,5(0,8 + 1,6) = 13,2 \text{ мкм}.$$

4. Определяем минимальный допускаемый натяг, потребный для передачи нагрузки, по формуле (8.10) при $\delta_t = 0$:

$$[N_{\min}] \geq N_p + u \geq 105,5 + 13,2 = 118,7 \text{ мкм}.$$

5. Максимальный натяг, допускаемый прочностью ступицы колеса, определяем по формуле (8.11):

$$[N_{\max}] \leq [\delta]_{\max} + u \leq 255,2 + 13,2 = 268,4 \text{ мкм},$$

$$\text{где } [\delta]_{\max} = \frac{[p]_{\max} \cdot N_p}{p} = \frac{300,2 \cdot 105,5}{124,1} = 255,2 \text{ мкм};$$

$$[p]_{\max} = \frac{\sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2]}{2} = \frac{630 [1 - (85/391,64)^2]}{2} = 300,2 \text{ МПа}.$$

6. По $[N_{\min}] = 118,7$ мкм и $[N_{\max}] = 268,4$ мкм подбираем посадку по табл. 8.3 - $\varnothing 85 \frac{H8}{x8}$, у которой $N_{\min} = 140$ мкм, $N_{\max} = 216$ мкм.

7. Определяем вращающий момент, который может передать соединение с выбранной посадкой:

$$\text{по формуле (8.14)} \quad N_p = N_{\min} - u - \delta_t = 140 - 13,2 - 0 = 126,8 \text{ мкм};$$

по формуле

$$p = \frac{N_p}{10^3 d (C_1/E_1 + C_2/E_2)} = \frac{126,8}{10^3 \cdot 85 (0,7/2,1 \cdot 10^5 + 1,4/2,1 \cdot 10^5)} = 149,2 \text{ МПа};$$

по формуле (8.13)

$$T_{TP} = \frac{\pi \cdot p \cdot d^2 \cdot l \cdot f}{2000 \cdot K} = \frac{3,14 \cdot 149,2 \cdot 85^2 \cdot 78 \cdot 0,08}{2000 \cdot 4,5} = 2347 \text{ Нм} > T,$$

т.е. выбранная посадка обеспечивает передачу заданного вращающего момента.

9. Выбор приводных муфт

Из многочисленных устройств, называемых муфтами, рассматриваются только приводные муфты механического действия, предназначенные для передачи вращающего момента между валами, являющимися продолжением один другого, или между валом и установленными на нём деталями: зубчатыми колесами, шкивами, звездочками. Существует большое многообразие конструкций муфт, которые можно подразделить на 4 группы [22]: 1) нерасцепляемые или неуправляемые (для постоянного соединения валов) - жесткие неподвижные, жесткие компенсирующие (см. табл. П.8), уп-

ругие компенсирующие (см. табл. П.9, П.10);

2) управляемые (расцепляемые) - кулачковые и зубчатые, фрикционные (см. табл. П.11, П.12); 3) самодействующие или самоуправляемые (расцепляемые) - центробежные, обгонные (свободного хода), предохранительные; 4) специальные - комбинированные (см. табл. П.13), уникальные.

Наряду с передачей вращающего момента муфты выполняют ряд других функций:

1. Обеспечение взаимной неподвижности соединяемых деталей - жесткие неподвижные муфты.

2. Возможность работы при показанных на рис. 9.1 относительных смещениях валов - компенсирующие муфты.

3. Улучшение динамических характеристик привода - упругие муфты.

4. Возможность соединения или разъединения валов и других деталей на ходу или в неподвижном состоянии (включение и выключение исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе) - управляемые муфты.

5. Регулирование передаваемого момента в зависимости от угловой скорости - центробежные муфты.

6. Передача момента только в одном направлении - обгонные муфты.

7. Ограничение передаваемого момента с целью предохранения машины от перегрузки - предохранительные муфты.

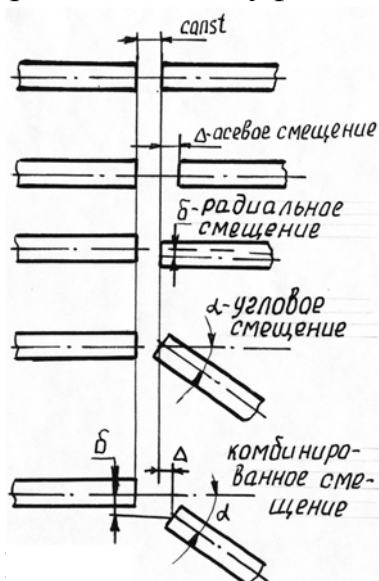


Рис. 9.1

В тех случаях, когда ни одна из отмеченных выше муфт не может полностью удовлетворять всем требованиям, предъявляемым к соединению валов, применяются комбинированные муфты. На практике чаще всего используют комбинацию - упругих муфт с управляемыми или предохранительными (см. табл. П.13).

Наиболее распространенные муфты (см. приложение) стандартизованы. Основной нагрузкой для муфт является вращающий момент. В связи

с этим их нагрузочную способность принято оценивать допустимым вращающим моментом T_n , значения которого вместе с размерами, массой и другими данными указывают в паспортах муфт.

При определении размеров муфты исходным обычно является максимальный вращающий момент. Этот момент в отдельных случаях может быть определен расчетом с учетом характера нагрузки со стороны двигателя и рабочего органа машины и величин маховых масс. При приближенных расчетах максимальный вращающий момент определяют умножением номинального вращающего момента на коэффициент режима работы K , учитывающий вид двигателя, вид рабочей машины и величину разгоняемых масс, т.е.

$$T_{\max} = K \cdot T_{\text{ном}} \leq T_n \quad (9.1)$$

Обычно значения коэффициента режима работы устанавливают на основании опыта эксплуатации машины.

Ниже приведены значения коэффициента режима K для некоторых машин [22]:

Центробежные насосы (привод от электродвигателя)... $K = 2 - 3$

Воздуходувки (привод от электродвигателя) ... $K = 1,25 - 2$

Деревообделочные станки, ременные или цепные транспортеры... $K = 1,5 - 2$

Поршневые компрессоры (привод от электродвигателя)... $K = 2,25 - 3$

Металлорежущие станки... $K = 1,25 - 2,5$

Мельницы-дробилки:

муфта между мотором и передачей... $K = 2,5$

муфта между передачей и машиной... $K = 4$

Краны, подъемники, элеваторы... $K = 3 - 5$

Автомобили... $K = 1,2 - 1,5$

Литература

1. Дунаев П.Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для вузов. - М.: Высш. шк., 1985. - 416 с.
2. Заблонский К. И. Детали машин. - Киев: Вища шк., 1985. - 518 с.
3. Иосилевич Г. Б. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1988. - 368 с.
4. Иванов М. Н. Детали машин. - М.: Высш. шк., 1998. - 383 с.
5. Кудрявцев В. Н. Детали машин. - Л.: Машиностроение, 1980, - 464 с.
6. Кудрявцев В. Н. и др. Курсовое проектирование деталей машин. - Л.: Машиностроение, 1984. - 400 с.
7. Решетов Д. Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989.- 496 с.
8. Чернавский С. А. и др. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1984. - 560 с.
9. Металлорежущие станки/ Под ред. В. Э. Пуша. - М.: Машиностроение, 1986. - 256 с.
10. Металлорежущие станки/ Под ред В. К. Тепинкичиева. -М.: Машиностроение, 1973. - 472 с.
11. Расчет и проектирование деталей машин: Учеб. пособие для вузов/ К. П. Жуков, А. Кузнецова и др. - М.: Высш. шк., 1978. - 247 с.
12. Брагин В. В., Решетов Д. Н. Проектирование высоконапряженных цилиндрических зубчатых передач. - М.: Машиностроение, 1991. - 224 с.
13. Буланже А. В., Палочкина А. В., Фадеев В. С, Проектный расчет на прочность цилиндрических и конических зубчатых передач. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1992. - 80 с,
14. Часовников Л. Д. Методические указания по расчету червячной передачи. - М.: Изд-во МВТУ им. Н. Э. Баумана, 1979. - 36 с.
15. Основы конструирования: Методические указания по курсовому проектированию/ Под ред. В. Ф. Пантелеева. - Пенза; Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та. 1994.- 75 с.
16. Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин. - М.: Высш. шк., 1991. - 319 с.
17. ГОСТ 18854 - 82. Подшипники качения. Расчет статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки.
18. ГОСТ 18855 - 82. Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности.
19. Подшипники качения: Справочник-каталог/ Под ред. В. Н. Нарышкина и Р. В. Коросташевского. - М.: Машиностроение, 1984. - 280 с.
20. Перель Л. Я., Филатов А. А. Подшипники качения: Справочник, - М.: Машиностроение, 1992 - 608 с.
21. Дунаев П. Ф. К вопросу о длине нарезанной части червяка//

Вестник машиностроения. - 1990. – № 1.

22. Ряховский О. А., Иванов С. С. Справочник по муфтам, -Л.: Политехника, 1991. - 384 с.

23. Детали машин/Под ред. О.А.Ряховского М.:Изд-во МГТУ им. Э.Н.Баумана, 2002. – 544 с.

24. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». М.:Машиностроение, 2002. – 440 с.

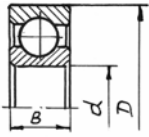
25. Пронин Б.А., Овчинникова В.А. Долговечность и нагрузочная способность узких клиновых ремней. // Вестник машиностроения.1974, №8, с. 23...26.

26. Пронин Б.А., Овчинникова В.А. Расчет клиноременных передач. //Вестник машиностроения.1982, №3, с. 23...26.

27. ГОСТ 1284.1-89 – Гост1284.3 – 89. Ремни приводные клиновые нормальных сечений.

28. Буланов Э.А. Расчет ременных передач. // Вестник машиностроения, 2001, №12, с.14-21.

Приложение
Таблица П. 1

Шарикоподшипники радиальные Однорядные по ГОСТ 8338-75											
											
Условное обозначение подшипника	d			Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	D			Грузоподъемность, кН	
	мм			C_r	C_{or}		мм			C_r	C_{or}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Особо легкая серия						207	35	72	17	25,5	3,7
104	20	42	12	9,36	4,5	208	40	80	18	32,0	17,8
105	25	47	12	11,2	5,6	209	45	85	19	33,2	18,6
106	30	55	13	13,3	6,8	210	50	90	20	35,1	19,8
107	35	62	14	15,9	8,5	211	55	100	21	43,6	25,0
108	40	68	15	16,8	9,3	212	60	110	22	52,0	31,0
109	45	75	16	21,2	12,2	213	65	120	23	56,0	34,0
110	50	80	16	21,6	13,2	214	70	125	24	61,8	37,5
111	55	90	18	28,1	17,0	215	75	130	25	66,3	41,0
112	60	95	18	29,6	18,3	216	80	140	26	70,2	45,0
113	65	100	18	30,7	19,6	217	85	150	28	89,5	53,0
114	70	110	20	37,7	24,5	218	90	160	30	95,6	62,0
115	75	115	20	39,7	26,0	219	95	170	32	108	69,5
116	80	125	22	47,7	31,5	220	100	180	34	124	79,0
117	85	130	22	49,4	33,5	Средняя серия					
118	90	140	24	57,2	39,0	304	20	52	15	15,9	7,8
119	95	145	24	60,5	41,5	305	25	62	17	22,5	11,4
120	100	150	24	60,5	41,5	306	30	72	19	29,1	14,6
Легкая серия						307	35	80	21	33,2	18,0
204	20	47	14	12,7	6,2	308	40	90	23	41,0	22,4
205	25	52	15	14,0	6,95	309	45	100	25	52,7	30,0
206	30	62	16	19,5	10,0	310	50	100	27	61,8	36,0

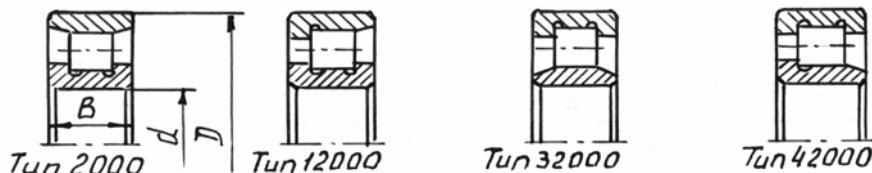
Продолжение табл. П.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
311	55	120	29	71,5	41,5	Тяжелая серия					
312	60	130	31	81,9	48,0	403	17	62	17	22,9	11,8
313	65	140	33	92,3	56,0	405	25	80	21	36,4	20,4
314	70	150	35	104,0	63,0	406	30	90	23	47,0	26,7
315	75	160	37	112,0	72,5	407	35	100	25	55,3	31,0
316	80	170	39	124,0	80,0	408	40	110	27	63,7	36,5
317	85	180	41	133,0	90,0	409	45	120	29	76,1	45,5
318	90	190	43	143,0	99,0	410	50	130	31	87,1	52,0
319	95	200	45	153,0	110,0	411	55	140	33	100,0	63,0
320	100	215	47	174,0	132,0	412	60	150	35	108,0	70,0
						413	65	160	37	119,0	78,1
						414	70	180	42	143,0	105,0
						416	80	200	48	163,0	125,0
						417	85	210	52	174,0	135,0

Таблица П.2

Обозначение				Размеры, мм			Грузоподъемность, кН	
Тип								
2000	12000	32000	42000	d	D	B	C _г	C _{ог}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Легкая узкая серия								
2204	12204	32204	42204	20	47	14	14,7	7,35
-	-	32205	42205	25	52	15	16,8	8,8
2206	-	32206	42206	30	62	16	22,4	12,0
2207	12207	32207	42207	35	72	17	31,9	17,6
2208	12208	32208	42208	40	80	18	41,8	24,0

Роликопод-
шипники радиаль-
ные с короткими
цилиндрическими
роликами по ГОСТ
8328 – 75



Продолжение табл. П. 2

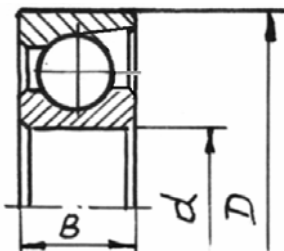
1	2	3	4	5	6	7	8	9
2209	-	32209	42209	45	85	19	44,0	25,5
2210	12210	32210	42210	50	90	20	45,7	27,5
2211	12211	32211	42211	55	100	21	56,1	34,0
2212	12212	32212	42212	60	110	22	64,4	43,0
2213	12213	32213	42213	65	120	23	76,5	51,0
2214	-	32214	-	70	125	24	79,2	51,0
2215	-	32215	42215	75	130	25	91,3	63,0
2216	-	32216	42216	80	140	26	106,0	68,0
2217	-	-	42217	85	150	28	119,0	78,0
2218	12218	32218	42218	90	160	30	142,0	105,0
-	-	32219	42219	95	170	32	165,0	112,0
2220	-	32220	-	100	180	34	183,0	125,0
Легкая широкая серия								
2505	-	-	-	25	52	18	22,9	12,9
-	-	-	42506	30	62	20	31,9	19,0
-	12507	32507	-	35	72	23	47,3	29,0
-	-	32508	-	40	80	23	56,1	35,0
-	-	32512	-	60	110	28	93,5	68,0
-	-	-	42516	80	140	33	147,0	115,0
-	-	32518	-	90	160	40	194,0	150,0
2519	-	-	-	95	170	43	229,0	170,0
-	-	32520	42520	100	180	46	260,0	193,0
Средняя узкая серия								
2305	-	-	42305	25	62	17	28,6	15,0
2306	-	32306	42306	30	72	19	36,9	20,0
2307	12307	-	42307	35	80	21	44,6	27,0
2308	12308	32308	42308	40	90	23	56,1	32,5
2309	12309	32309	42309	45	100	25	72,1	41,5
2310	12310	32310	42310	50	110	27	88,0	52,0
2311	12311	32311	42311	55	120	29	102,0	67,0
2312	12312	32312	42312	60	130	31	123,0	76,5
2313	-	32313	42313	65	140	33	138,0	85,0
2314	-	32314	42314	70	150	35	151,0	102,0
2315	12315	32315	42315	75	160	37	183,0	125,0

Продолжение табл. П. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2316	12316	32316	42316	80	170	39	190,0	125,0
2317	-	32317	42317	85	180	41	212,0	146,0
2318	12318	32318	-	90	190	43	242,0	160,0
2319	-	32319	42319	95	200	45	264,0	190,0
2320	12320	32320	42320	100	251	47	303,0	220,0
Средняя широкая серия								
-	-	32605	-	25	62	24	41,8	24,5
-	-	-	42606	30	72	27	50,1	29,0
-	-	32607	42607	35	80	31	58,3	38,0
-	-	32608	-	40	90	33	80,9	51,0
2609	12609	-	42609	45	100	36	96,8	67,0
-	-	32610	-	50	110	40	121,0	80,0
2611	-	-	-	55	120	43	138,0	98,0
2612	-	32612	42612	60	130	46	168,0	114,0
-	12613	32613	42613	65	140	48	190,0	129,0
2614	-	-	42614	70	150	51	212,0	160,0
2615	-	32615	42615	75	160	55	260,0	200,0
-	-	32616	42616	80	170	58	275,0	200,0
-	-	32617	-	85	180	60	297,0	230,0
-	-	-	42618	90	190	64	330,0	240,0
2619	-	32619	-	95	200	67	374,0	300,0
-	-	-	42620	100	215	73	440,0	355,0
Тяжелая серия								
2409	-	-	42409	45	120	29	106,0	69,5
-	-	32410	42410	50	130	31	130,0	86,5
2411	-	-	42411	55	140	33	142,0	86,5
-	-	32412	42412	60	150	35	168,0	106,0
2413	-	32413	42413	65	160	37	183,0	127,0
-	-	32414	-	70	180	42	229,0	163,0
-	-	-	42415	75	190	45	264,0	173,0
2416	12416	32416	-	80	200	48	303,0	200,0
-	-	32417	42417	85	210	52	319,0	228,0
-	12418	32418	-	90	225	54	385,0	260,0
-	-	32419	-	95	240	55	419,0	280,0
-	-	-	42420	100	250	58	429,0	320,0

Таблица П.3

Шарикоподшипники радиально
– упорные однорядные
по ГОСТ 831-75.



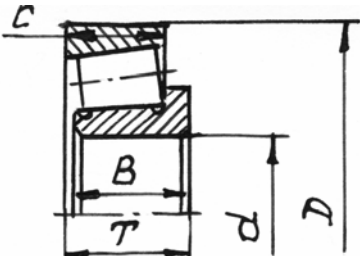
Типы 36000 ($\alpha=12^0$)
46000 ($\alpha=26^0$)
66000 ($\alpha=36^0$)

Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	мм			C _r	C _{ор}		мм			C _r	C _{ор}
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Легкая серия ($\alpha=12^0$)						46115	75	115	20	47,3	33,4
36204	20	47	14	15,7	8,31	46116	80	125	22	56,0	40,1
36205	25	52	15	16,7	9,1	46117	85	130	22	57,4	42,1
36206	30	62	16	22,0	12,0	46118	90	140	24	63,5	47,2
36207	35	72	17	30,8	17,8	46120	100	150	24	71,5	55,1
36208	40	80	18	38,9	23,2	Легкая узкая серия					
36209	45	85	19	41,2	25,1	46204	20	47	14	14,8	7,64
36210	50	90	20	43,2	27,0	46205	25	52	15	15,7	8,34
36211	55	100	21	58,4	34,2	46206	30	62	16	21,9	12,0
36212	60	110	22	61,5	39,3	46207	35	72	17	29,0	16,4
36214	70	125	24	80,2	54,8	46208	40	80	18	36,8	21,3
36216	80	140	26	93,6	65,0	46209	45	85	19	38,7	23,1
36217	85	150	28	101,0	70,8	46210	50	90	20	40,6	24,9

36218	90	160	30	118,0	83,0	46211	55	100	21	50,3	31,5
36219	95	170	32	134,0	95,0	46212	60	120	22	60,8	38,8
Особо легкая серия($\alpha=26^0$)						46213	65	120	23	69,4	45,9
46106	30	55	13	14,5	7,88	46215	75	130	25	78,4	53,8
46108	40	68	15	18,9	11,1	46216	80	140	26	87,9	60,0
46109	45	75	16	22,5	13,4	46217	85	150	28	94,4	65,1
46111	55	90	18	32,6	21,1	46218	90	160	30	111,0	76,2
46112	60	95	18	37,4	24,5	46220	100	180	34	148,0	107,0
46114	70	110	20	46,1	31,7						
Средняя узкая серия						66215	75	130	25	71,5	49,0
46304	20	52	15	17,8	9,0	66219	95	170	32	121,0	85,0
46305	25	62	17	26,9	14,6	66221	105	190	36	148,0	108,0
46306	30	72	19	32,6	18,3	Средняя узкая серия					
46307	35	80	21	42,6	24,7	66309	45	100	25	60,8	36,4
46308	40	90	23	50,8	30,1	66312	60	130	31	93,7	58,8
46309	45	100	25	61,4	37,0	66314	70	150	35	119,0	76,8
46310	50	110	27	71,8	44,0	66322	110	240	50	225,0	190,0
46312	60	130	31	100,0	65,3	Тяжелая узкая серия					
46313	65	140	33	113,0	75,0	66406	30	90	23	43,8	27,6
46314	70	150	35	127,0	85,0	66408	40	110	27	72,2	42,3
46316	80	170	39	136,0	99,0	66409	45	120	29	81,6	47,3
46318	90	190	43	165,0	122,0	66410	50	130	31	98,9	60,1

46320	100	215	47	213,0	177,0	66412	60	150	35	125,0	79,5
Легкая узкая серия ($\alpha=36^0$)						66414	70	180	42	152,0	109,0
66207	35	72	17	27,0	14,7	66418	90	225	54	208,0	162,0
66211	55	100	21	46,3	28,4						

Таблица П.4

Роликоподшипники конические однорядные по ГОСТ 333-79											
Условное обозначение подшипника	d	D	T	B	C	Грузоподъемность, кН		e	Y	Y ₀	
	мм					C _r	C _{or}				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
Особо легкая серия ($\alpha=11^0 \dots 15^0$)											
2007106	30	55	17	16	14	27,0	19,9	0,24	2,5	1,38	
2007107	35	62	18	17	15	32,0	23,0	0,27	2,21	1,22	
2007108	40	68	19	18	16	40,0	28,4	0,33	1,84	1,01	

Продолжение табл. П.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
2007109	45	75	20	19	16	44,0	34,9	0,30	1,99	1,1
2007111	55	90	23	22	19	57,0	45,2	0,33	1,8	0,99
2007113	65	100	23	22	19	61,0	64,5	0,38	1,59	0,88
2007114	70	110	25	24	20	77,6	71,6	0,28	2,11	1,16
2007115	75	115	25	24	20	78,3	75,0	0,30	1,99	1,10
2007116	80	125	29	27	23	102,0	93,0	0,34	1,77	0,97
2007118	90	140	32	30	26	128,0	111,0	0,34	1,76	0,97
2007119	95	145	32	30	26	130,0	115,0	0,36	1,69	0,93
2007120	100	150	32	30	26	132,0	120,0	0,37	1,62	0,89
Легкая серия ($\alpha=12^0 \dots 18^0$)										
7204	20	47	15,5	14	12	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13	24,0	17,5	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14	31,0	22,0	0,36	1,64	0,90
7207	35	72	18,5	17	15	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	19	16	46,5	32,5	0,38	1,56	0,86
7209	45	85	21,0	20	16	50,0	33,0	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	22,0	21	17	56,0	40,0	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	65,0	46,0	0,41	1,46	0,80
7212	60	100	24,0	23	19	78,0	58,0	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,5	26	21	96,0	82,0	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22	107,0	84,0	0,39	1,55	0,85
7216	80	140	28,5	26	22	112,0	95,0	0,42	1,43	0,78
7217	85	150	31,0	28	24	130,0	109,0	0,43	1,38	0,76

7218	90	160	33,0	31	26	158,0	125,0	0,38	1,56	0,86
7219	95	170	35,0	32	27	168,0	131,0	0,41	1,48	0,81
7220	100	180	37,5	34	29	185,0	146,0	0,40	1,49	0,82
Легкая широкая серия ($\alpha=12^0 \dots 16^0$)										
7506	30	62	21,25	20,5	17	36,0	27,0	0,36	1,64	0,90
7507	35	72	24,25	23	20	53,0	40,0	0,35	1,73	0,95
7508	40	80	24,75	23,5	20	56,0	44,0	0,38	1,57	0,87
7509	45	85	24,75	23,5	20	60,0	46,0	0,42	1,44	0,79
7510	50	90	24,75	23,5	20	62,0	54,0	0,42	1,43	0,78
7511	55	100	26,75	25,0	21	80,0	61,0	0,36	1,67	0,92
7512	60	100	29,75	28,0	24	94,0	75,0	0,39	1,53	0,84

Продолжение табл. П.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7513	65	120	32,75	31	27	119,0	98,0	0,37	1,62	0,89
7514	70	125	33,25	31	27	125,0	101,0	0,39	1,55	0,85
7515	75	130	33,25	31	27	130,0	108,0	0,41	1,48	0,81
7516	80	140	35,25	33	28	143,0	126,0	0,40	1,49	0,82
8517	85	150	38,5	36	30	162,0	141,0	0,39	1,58	0,85
7518	90	160	42,5	40	34	190,0	171,0	0,39	1,55	0,85
7519	95	170	46,0	45,5	37	230,0	225,0	0,38	1,56	0,86
7520	100	180	49,0	46,0	39	250,0	236,0	0,41	1,49	0,82
Средняя серия ($\alpha=10^0 \dots 14^0$)										
7304	20	52	16,25	16	13	26,0	17,0	0,30	2,03	1,11
7305	25	62	18,25	17	15	33,0	23,2	0,36	1,67	0,92

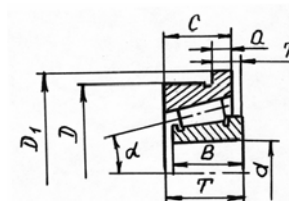
7306	30	72	20,75	19	17	43,0	29,5	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	22,75	21	18	54,0	38,0	0,32	1,38	1,03
7308	40	90	25,25	23	20	66,0	47,5	0,28	2,16	1,18
7309	45	100	27,25	26	22	83,0	60,0	0,28	2,16	1,19
7310	50	110	29,25	29	23	100,0	75,5	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	31,5	29	25	107,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	33,5	31	27	128,0	96,5	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,0	33	28	146,0	112,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,0	37	30	170,0	137,0	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,0	37	31	180,0	148,0	0,33	1,83	1,01
7317	85	180	44,5	41	35	230,0	195,0	0,31	1,91	1,05
7318	90	190	46,5	43	36	250,0	201,0	0,32	1,88	1,03
Средняя широкая серия ($\alpha=11^0 \dots 15^0$)										
7604	20	52	22,25	21,0	18,5	31,5	22,0	0,30	2,01	1,11
7605	25	62	25,25	24,0	21,0	47,5	36,6	0,27	2,19	1,20
7606	30	72	28,75	29,0	23,0	63,0	51,0	0,32	1,88	1,03
7607	35	80	32,75	31,0	27,0	76,0	61,5	0,30	2,03	1,11
7608	40	90	35,25	33,0	28,5	90,0	67,5	0,30	2,03	1,11
7609	45	100	38,25	36,0	31,0	114,0	90,5	0,29	2,06	1,13
7611	55	120	45,5	44,5	36,5	160,0	140,0	0,32	1,85	1,02
7612	60	130	48,5	47,5	39,0	186,0	157,0	0,30	1,97	1,08
7613	65	140	51,0	48,0	41,0	210,0	168,0	0,33	1,83	1,01
7614	70	150	54,0	51,0	43,0	240,0	186,0	0,35	1,71	0,94

Продолжение табл. П.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7615	75	160	58,0	55,0	46,5	280,0	235,0	0,30	1,99	1,20
7616	80	170	61,5	59,5	49,0	310,0	290,0	0,32	1,89	1,04
7618	90	180	67,5	66,5	53,5	370,0	365,0	0,30	1,99	1,20
7620	100	215	77,5	73,0	61,5	460,0	460,0	0,31	1,91	1,05
Средняя серия ($\alpha=20^0 \dots 30^0$)										
27306	30	72	20,75	19	14	35,0	20,6	0,72	0,83	0,46
26307	35	80	22,75	21	15	45,0	29,0	0,79	0,76	0,42
27308	40	90	25,25	23	17	56,0	37,0	0,79	0,75	0,42
27310	50	110	29,25	27	19	80,0	53,0	0,80	0,75	0,41
27311	55	120	31,5	29	21	92,0	58,0	0,81	0,79	0,50
27312	60	130	33,5	31	22	105,0	61,0	0,70	0,86	0,47
27313	65	140	36,0	33	23	120,0	70,0	0,75	0,80	0,44
27315	75	160	40,0	37	26	150,0	93,5	0,83	0,73	0,40
27317	85	180	44,5	41	30	180,0	146,0	0,76	0,78	0,43

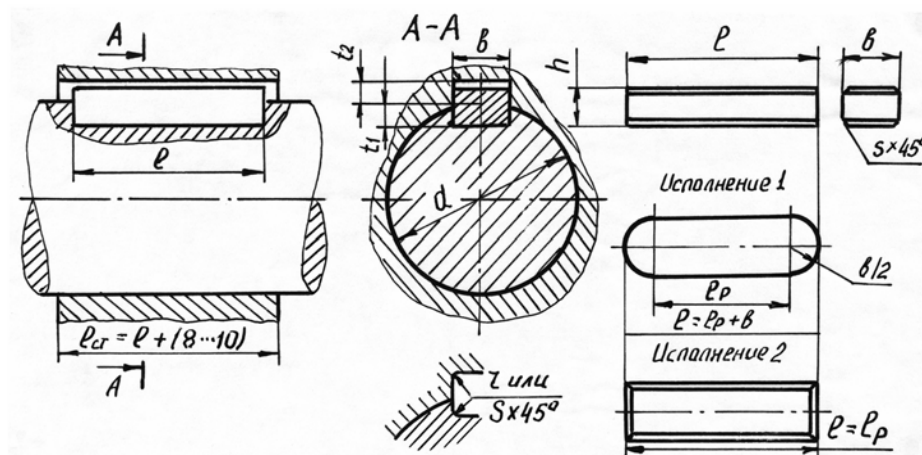
Таблица П. 5

Подшипники роликовые конические однорядные
с упорным бортом на наружном кольце
по ГОСТ 3169-81



Условное обозначение	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>C</i>	<i>T</i> ₁	<i>a</i>	<i>C</i> _{<i>r</i>}	<i>C</i> _{<i>or</i>}	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
	мм							кН					
Легкая серия ($\alpha=12^{\circ} \dots 18^{\circ}$)													
67202	15	35	38	11,75	11	9	5,25	2,5	10,5	6,02	0,45	1,33	0,73
67203	17	40	44	13,25	12	11	4,75	2,5	14,0	9,12	0,31	1,91	1,05
67204	20	47	51	15,25	14	12	6,25	3,0	21,0	13,0	0,36	1,67	0,92
67207	35	72	77	18,25	17	15	7,25	4,0	38,5	26,0	0,37	1,62	0,89
67208	40	80	85	19,75	20	16	7,75	4,0	46,5	32,0	0,38	1,56	0,86
Легкая широкая серия ($\alpha=12^{\circ} \dots 16^{\circ}$)													
67510	50	90	96	24,75	23,5	20	9,25	4,5	62,0	53,5	0,42	1,43	0,78
67512	60	110	117	29,75	28	24	10,75	5,0	94,0	74,0	0,39	1,53	0,84
67513	65	120	127	32,75	31	27	11,75	6,0	119,0	97,0	0,37	1,62	0,89

Шпонки призматические (из ГОСТ 23360-78)
Основные размеры шпонок и сечений пазов



Диаметр вала, мм d	Сечение шпонки		Радиус закругления или фаска $S \times 45^\circ$	Глубина паза		Ряд длин шпонок по ГОСТ 23360-78
	b	h		Вала t_1	Ступицы t_2	
св. 12 св. 17	5	5	0,16...0,25	3,0	2,3	10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280
св. 17 св. 22	6	6		3,5	2,8	
св. 22 св. 17	8	7		4,0	3,3	
св. 30 до 38	10	8	0,25...0,4	5,0	3,3	
св. 38 до 44	12	8		5,0	3,3	
св. 44 до 50	14	9		5,5	3,8	
св. 50 до 58	16	10		6,0	4,3	
св. 58 до 65	18	11		7,0	4,4	

св. 65 до 75	20	12		7,5	4,9	
св. 75 до 85	22	14		9,0	5,4	
св. 85 до 95	25	14	0,4...0,6	9,0	5,4	
св. 95 до 110	28	16		10,0	6,4	
св. 110 до 130	32	18		11,0	7,4	

Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 по ГОСТ 23360-78 $b=18\text{мм}$, $h=11\text{мм}$, $l=70\text{мм}$:

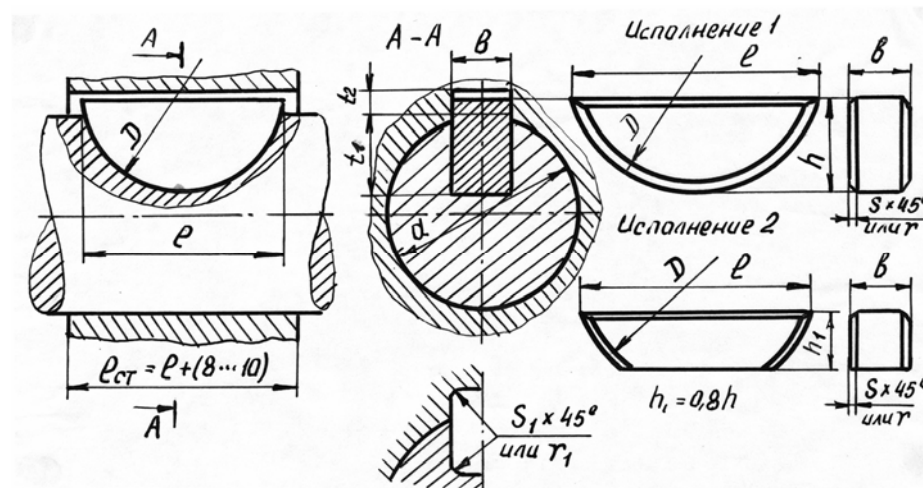
Шпонка 18×11×70 ГОСТ 23360-78

То же, исполнение 2:

Шпонка 2-18×11×70 ГОСТ 23360-78

Таблица П.7

Соединения шпоночные с сегментными шпонками (из ГОСТ 24071-80)



Диаметр вала, <i>d</i>	Сечение шпонки, <i>b × h × D</i>	Длина шпонки, <i>l</i>	Глубина паза		<i>S × 45°</i> или <i>r</i>	<i>S₁ × 45°</i> или <i>r₁</i>
			Вала <i>t₁</i>	Ступицы <i>t₂</i>		
св. 12 до 14	4×6, 5×16	15,7	5,0	1,8	0,25...0,4	0,16...0,25
св. 14 до 16	4×7, 5×19	18,6	6,0	1,8		
св. 16 до 18	5×6, 5×16	15,7	4,5	2,3		
св. 18 до 20	5×7, 5×19	18,6	5,5	2,3		
св. 20 до 22	5×9×22	21,6	7,0	2,3		
св. 22 до 25	6×9×22	21,6	6,5	2,8		
св. 25 до 28	6×10×25	24,5	7,5	2,8		
св. 28 до 32	8×11×28	27,3	8,0	3,3	0,4...0,6	0,25...0,4
св. 32 до 38	10×13×32	31,4	10,0	3,3		
св. 38 до 44	12×19×65	59,1	16,0	3,3		

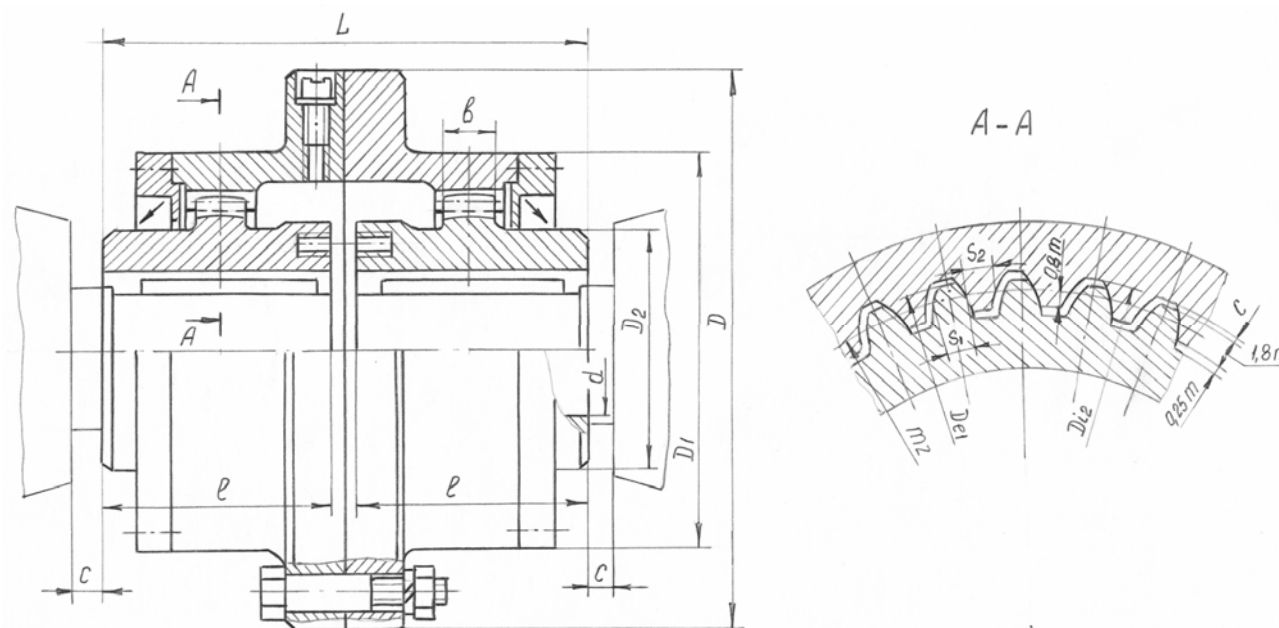
Пример условного обозначения шпонки исполнения 1 по ГОСТ 24071-80 сечением $b \times h = 5 \times 6,5 \text{ мм}$:

Шпонка 5×6,5 ГОСТ 24071-80

То же, исполнения 2 сечением $b \times h_1 = 5 \times 5,2 \text{ мм}$

Шпонка 2-5×5,2 ГОСТ 24071-80

Муфта зубчатая (ГОСТ 5006-83)



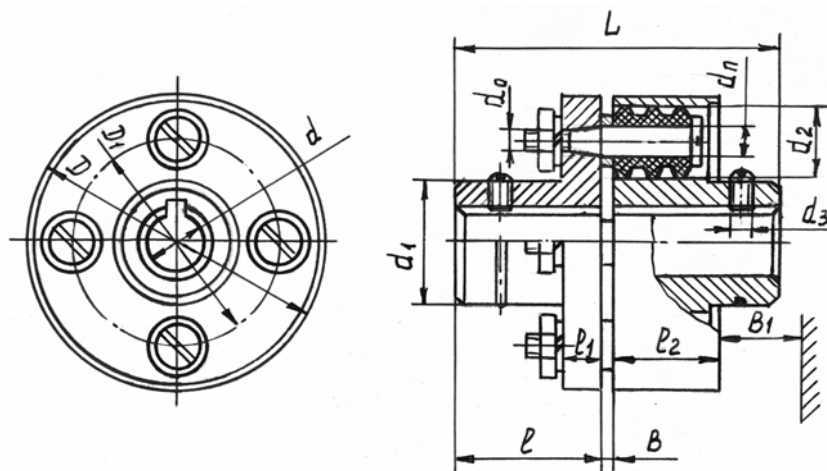
Параметры и размеры (мм) зубчатых муфт по ГОСТ 5006-83

T, Нм	d	D	D ₁	D ₂	l	L	С не менее	Модуль	Число зубьев	v	Расстояние между серединами зубчатых венцов втулок, не более
	не более										
1000	40	145	105	60	82	174		2,5	30	12	60

1600	55	170	125	80			12		38	15	75	
2500	60	185	135	85	105	220		3,0	36	20	85	
4000	65	200	150	95			18		40			125
6300	80	230	175	115	130	270			48			145
10000	100	270	200	145	165	340			56	25	180	
16000	120	300	230	175		345	25	4,0	48	30	180	

Таблица П.9

Муфта втулочно - пальцевая (МУВП) по ГОСТ 21424-75



Параметры и размеры (мм) муфты

Т, Нм	n мин ⁻¹	d	D не более	L	l	D ₁	B	B ₁	l ₁	d ₁	d ₂	d ₃	l ₂	d _n	d ₀	Кол. пальцев	Допускаемое смещение валов	
																	Радиальное, мм	Угловое, ⁰
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
16,0	7600	<u>12;14</u> 16	71	<u>63</u> 83	<u>30</u> 40	50	3	20	9	<u>25</u> 30	17	M4	12	8	M6	4		

Продолжение табл. П.9

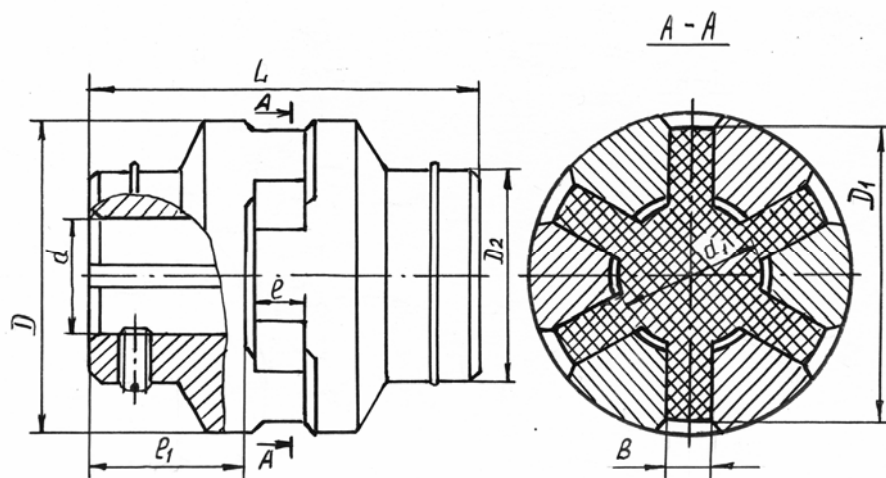
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
31,5	6350	<u>16</u> 18 <u>20</u> 22	90	84 104	40 50	63	4	28	16	<u>30</u> 32 <u>36</u> 38	20	M6	20	10	M8	4	0,2	1,5
63,0	5700	<u>20</u> 22 <u>25</u> 28	100	104 124	50 60	71	4	28	16	<u>36</u> 40 <u>45</u> 48	20	M6	20	10	M8	6		
125,0	4600	<u>25</u> 28 <u>32</u> 36	125	125 165	60 80	90	5	42	18	<u>45</u> 50 <u>56</u> 60	28	M8	32	14	M10	4		
250	3800	<u>32</u> 36 <u>40</u> 45	140	165 225	110	105	5	42	18	<u>56</u> 63 <u>71</u> 75	28	M10	32	14	M10	6	0,3	1,0

500,0	3600	<u>40</u> 45 <u>50</u> 56	170	225	110	130	5	56	18	<u>71</u> 80 <u>90</u> 95	28	M10	32	14	M10	8		
-------	------	------------------------------------	-----	-----	-----	-----	---	----	----	------------------------------------	----	-----	----	----	-----	---	--	--

Продолжение табл. П.9

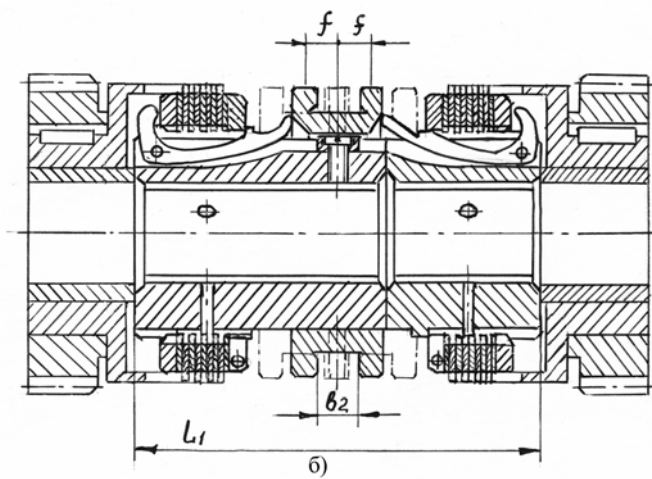
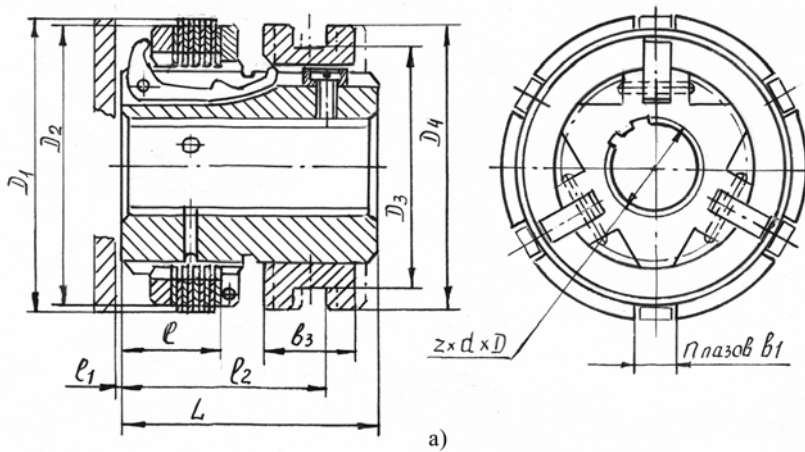
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
1000,0	2850	<u>50</u> 56 63	210	226 286	110 140	160	6	56	24	<u>90</u> 100 110	36	M12	40	18	M12	10	0,4	1,0
2000,0	2300	<u>63</u> 71 <u>80</u> 90	260 -	288 348	140 170	200	8	71	30	<u>110</u> 125 <u>140</u> 150	48	M16	48	24	M16	10		
4000,0	1800	<u>80</u> 90 <u>100</u> 110	320	350 430	170 210	240	10	85	38	<u>140</u> 160 180	60	M16	60	30	M24	10		

Муфта с резиновой звездочкой по ГОСТ 14084-76



Параметры и размеры (мм) муфты

Т, Нм	n_{\max} мин ⁻¹	D	D ₁	D ₂	d	d ₁	L	l	l ₁	B	Допустимое смещение валов	
											радиальное, мм	угловое, °
16,0	4500	53	50	26-28	12-18	26	81	15	30	10,5	0,2	1,5
31,5	4000	71	70	30-34	16-22	30	101	15	40	12,5	0,2	1,5
63,0	3500	85	80	36-42	20-28	36	128	22	50	14,5	0,2	1,5
125,0	3000	105	100	45-55	25-36	45	148	22	60	16,5	0,3	1,5
250,0	2000	135	130	55-70	32-45	56	191	25	80	18,5	0,4	1,0
400,0	1500	166	160	63-75	38-45	67	196	30	110	20,5	0,4	1,0



Многоскоростные фрикционные муфты по нормам МН 5656-65:

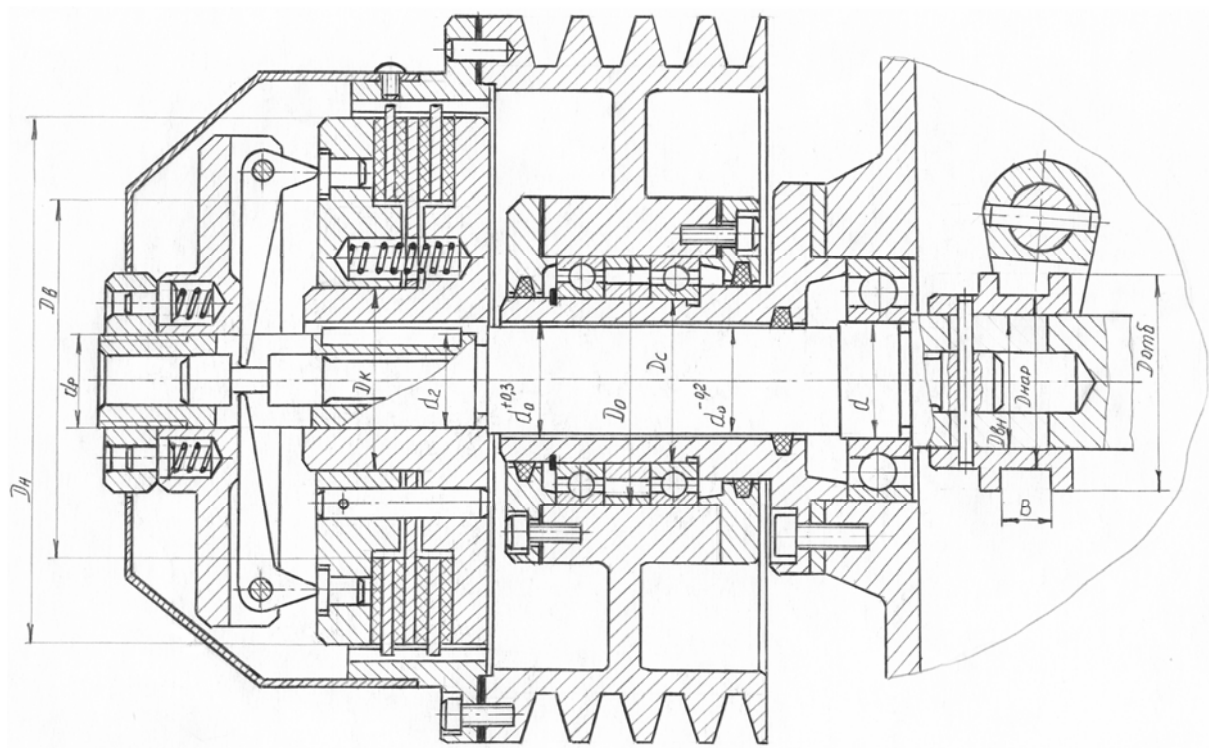
а) одностороннего действия;

б) двустороннего действия.

Параметры и размеры (мм) многодисковых муфт по МН 5656-65

Обозначение	T, Нм	n_{\max} n_{\min}^{-1}	$z \times d \times D$	D_1	D_2	D_3	D_4	L	L_1	l	l_1 наим	l_2	b_1	b_2	b_3	f	Число пазов n
06	25,0	3000	6×21×25	84	80	70	80	72	115	25	2	57,5	12	10	25	10	6
07	40,0	3000	6×26×30	94	90	78	90	82	130	29	2	65,0	12	10	30	12	6
08	63,0	3000	6×28×34	104	100	86	100	85	135	34	2	67,5	12	12	30	10	6
09	100,0	2500	8×36×40	118	110	95	110	95	150	34	2	75,0	16	12	35	13	6
10	160,0	2200	8×42×46	133	125	105	125	110	175	42	2	87,5	16	16	40	14	8
11	250,0	2000	8×46×54	148	140	115	140	110	175	43	2	87,5	16	16	40	13	8
12	400,0	1800	8×56×65	168	160	130	160	130	210	53	2	105	20	20	45	14	8
13	630,0	1600	8×62×72	188	180	140	170	150	250	61	3	125	20	20	45	20	8
14	1000,0	1400	10×72×82	213	200	165	200	175	280	68	3	140	20	25	60	23	8
15	1600,0	1100	10×82×92	235	220	185	220	200	325	80	3	162,5	25	25	70	25	8
16	2500,0	900	10×92×102	265	250	210	250	225	370	90	3	185	25	32	75	29	10

Муфта фрикционная сухого трения

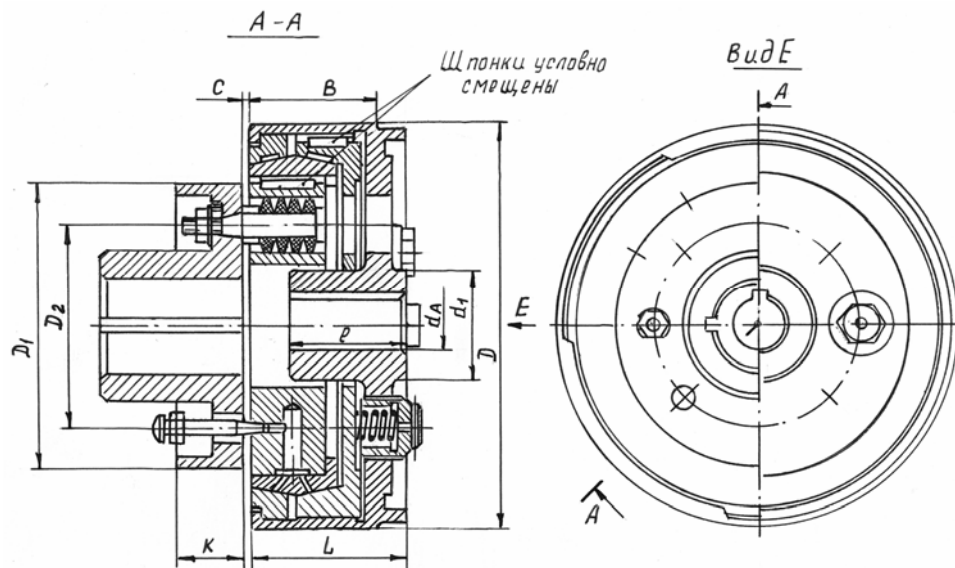


Параметры и размеры (мм) фрикционных муфт сухого трения.

Муфта		Диски					Стакан			Конец вала под муфтой						D _к	Отводная втулка			
№	P/n, кВт/мин ⁻¹	D _н	D _в	Толщина		Число пар трения	D _с	D ₀	№ подшипника	d	d ₀	d ₂	d ₃	d _p	Сечение шпонки b×h		D _{вн}	D _{нар}	D _{отб}	Диаметр штифта
				на- руж ного	на жи мн ого															
1	0,004	140	85	11	10	2	40	68	108	30	30	28	15	M27×1,5	5×5	45	35...38	50	60	4
2	0,006	160	95	13	12	2	50	80	110	35	34	30	16	M30×1,5	6×6	55	40...42	55	69	5
3	0,010	160	95	13	12	4	50	80	110	35	34	30	16	M30×1,5	6×6	55	40...42	55	69	5
4	0,014	200	140	13	12	2	65	100	113	45	44	38	20	M36×1,5	8×7	70	50...55	70	88	6
5	0,019	200	140	13	12	4	65	100	113	45	44	38	20	M36×1,5	8×7	70	50...55	70	88	6

Таблица П.13

Комбинированная двухконусная фрикционная
предохранительная муфта



T, Н.м	D	d _A	d ₁	L	B	l	c	D ₁	D ₂	K
50; 70; 90; 120	200	35	60	100	85	62	3,0	160	110	20
150; 200	250	40	75	100	90	82	3,0	190	140	20
250	300	50	90	110	90	85	4,0	240	175	28
500; 750; 1000	400	70	120	150	120	115	5,0	295	210	35
1500; 2000	500	80	160	200	200	145	6,0	365	265	40
3500; 5000	600	100	185	260	200	175	7,5	445	325	52

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ РАСЧЁТЫ ПРИВОДА И ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ	
1.1. Выбор электродвигателя.....	
1.2. Определение передаточных чисел привода.....	
1.3. Кинематический расчет коробок скоростей металлорежущих станков	
1.4. Определение вращающих моментов на валах привода и диаметров валов редуктора	
1.5. Пример кинематического расчета коробок скоростей металлорежущих станков.....	
2. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ	
2.1. Выбор материала шестерни и колеса	
2.2. Определение допускаемых напряжений.....	
2.3. Проектный расчет на прочность закрытых цилиндрических зубчатых передач редукторов.....	
2.4. Особенности расчёта соосных редукторов.....	
2.5. Особенности расчёта открытых цилиндрических зубчатых передач	
2.6. Расчёт цилиндрических зубчатых передач коробок скоростей металлорежущих станков	
2.7. Проектный расчёт закрытых конических передач с прямыми зубьями	
2.8. Пример проектного расчёта косозубой цилиндрической передачи	
2.9. Пример проектного расчёта прямозубой конической передачи	
3. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЁТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ	
3.1. Материалы и допускаемые напряжения для червячных передач	
3.2. Проектный расчёт на прочность закрытых цилиндрических червячных передач редукторов	
3.3. Пример проектного расчёта червячной передачи.....	
4. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННЫХ ПЕРЕДАЧ	
4.1 Основные положения теории работы и расчета передач	
4.2 Последовательность расчета клиноременных передач	
4.3 Пример проектного расчета клиноременной передачи	
5. ПОДБОР И РАСЧЕТ ЦЕПНЫХ ПЕРЕДАЧ	

6. РАСЧЁТ ВАЛОВ НА ПРОЧНОСТЬ	
6.1. Материалы валов	
6.2. Расчёт на прочность	
6.3. Пример расчёта выходного вала цилиндрического двухступенчатого редуктора	
7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ.....	
7.1. Выбор подшипников по динамической грузоподъёмности	
7.2. Проверка подшипников качения по статической грузоподъёмности	
7.3. Примеры расчётов	
8. РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦ	
8.1. Шпоночные соединения	
8.2. Шлицевые соединения	
8.3. Соединения посадкой с натягом	
8.4. Пример расчёта соединения посадкой с натягом зубчатого колеса с валом	
9. ВЫБОР ПРИВОДНЫХ МУФТ	
Литература	
Приложение	