

РОССИЙСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ОТКРЫТЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
МИНИСТЕРСТВА ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

---

16/5/2

Одобрено кафедрой  
«Теоретическая  
и прикладная механика»

Утверждено  
деканом факультета  
«Транспортные средства»

## ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Методические указания к выполнению курсового проекта  
для студентов IV курса

направления

657600 ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

специальностей

150700 ЛОКОМОТИВЫ (Т)

150800 ВАГОНЫ (В)

181400 ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ТРАНСПОРТ  
ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ (ЭПС)

направления

653200 ТРАНСПОРТНЫЕ МАШИНЫ И ТРАНСПОРТНО-  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ КОМПЛЕКСЫ

специальности

170900 ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫЕ, СТРОИТЕЛЬНЫЕ,  
ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ (СМ)



Москва - 2004

Составители: канд. техн. наук, проф. Ю.И. БИТЮЦКИЙ,  
канд. техн. наук, проф. В.Г. МИЦКЕВИЧ,  
канд. техн. наук, ст. преп. А.А. ПЛАТОНОВ

Рецензент — канд. техн. наук, доц. О.Л. БУРАК

## 1. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ДЛЯ КАЖДОЙ СТУПЕНИ ПЕРЕДАЧИ

1.1. Исходные данные должны строго соответствовать заданию.

1.2. В КП должны быть даны ответы на все пункты задания и приведено обоснование выбора конструктивных элементов привода и его узлов.

1.2.1. Мощность на валу электродвигателя передается всем приводом, состоящим из клиноременной или цепной передачи и редуктора. Ее значение определяют по потребной мощности

$$P = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

где  $P$  — требуемая мощность электродвигателя, кВт;  
 $P_{\text{вых}}$  — требуемая мощность на выходном валу привода, кВт;  
 $\eta_{\text{общ}}$  — общий КПД привода;

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{56};$$

$\eta_{12}, \eta_{34}, \eta_{56}$  — соответственно КПД первой, второй и третьей ступени привода.

**В зависимости от схемы задания КПД ступени могут быть приняты для:**

- клиноременной передачи,  $\eta = 0,95...0,96$ ;
- зубчатой передачи с цилиндрическими колесами,  $\eta = 0,98$ ;
- зубчатой передачи с цилиндрическими колесами, сдвоенной  $\eta = 0,97$ ;
- зубчатой передачи с коническими колесами,  $\eta = 0,95...0,97$ ;
- червячной передачи при однозаходном червяке  $\eta = 0,7...0,8$ ;  
при двухзаходном червяке,  $\eta = 0,75...0,85$ ;  
при четырехзаходном червяке,  $\eta = 0,8...0,9$ ;
- цепной передачи,  $\eta = 0,92...0,94$ .

Приведенные значения КПД являются приближенными и учитывают потери в подшипниках.

1.2.2. По найденному значению  $P$  подбирается электродвигатель (см. табл. 1.1). Должно быть выполнено условие  $P_n \geq P$ . Обычно выбирается ближайшее большее значение. Частота вращения вала

электродвигателя выбирается из условия обеспечения заданного передаточного числа редуктора и допустимого значения передаточного числа клиноременной или цепной передачи (см. табл. 1.2).

Номинальная мощность электродвигателя  $P_1$  является расчетной. Значение расчетной мощности для каждого вала привода определяется с учетом соответствующего значения КПД. Габаритные и присоединительные размеры электродвигателя выбираются по табл. 1.3.

Таблица 1.1

**Трехфазные асинхронные короткозамкнутые обдуваемые двигатели общепромышленного применения серии 4А, ГОСТ 19523-74 (частичное извлечение), типы и основные параметры при номинальной нагрузке**

Тип двигателя	Мощность $P_1$ , кВт	Асинхронная частота вращения $n_1$ , об/мин	Отношение вращающего момента к номинальному		
			максимального	начального пускового	минимального
1	2	3	4	5	6

**Синхронная частота вращения 3000 об/мин**

4A71A2Y3	0,75	2840	2,2	2,0	1,2
4A71B2Y3	1,10	2810		2,0	1,2
4A80A2Y3	1,50	2850		2,0	1,2
4A80B2Y3	2,20	2850		2,0	1,2
4A90L2Y3	3,00	2840		2,0	1,2
4A100S2Y3	4,00	2880		2,0	1,2
4A100L2Y3	5,50	2880		2,0	1,2
4A112M2Y3	7,50	2900		2,0	1,0
4A132M2Y3	11,00	2900		1,6	1,0
4A160S2Y3	15,00	2940		1,4	1,0

**Синхронная частота вращения 1500 об/мин**

4A71B4Y3	0,75	1390	2,2	2,0	1,6
4A80A4Y3	1,10	1420		2,0	1,6
4A80B4Y3	1,5	1415		2,0	1,6
4A90L4Y3	2,2	1425		2,0	1,6
4A1004Y3	3,0	1435		2,0	1,6
4A1004Y3	4,0	1430		2,0	1,6
4A112M4Y3	5,5	1455		2,0	1,6
4A1324Y3	7,5	1455		2,0	1,6
4A132M4Y3	11,0	1460		2,0	1,6
4A1604Y3	15,0	1465		1,4	1,0

**Синхронная частота вращения 1000 об/мин**

4A80A6Y3	0,75	915	2,2	2,0	1,6
4A80B6Y3	1,10	920		2,0	1,6
4A90L6Y3	1,5	935		2,0	1,6
4A100L6Y3	2,2	950		2,0	1,6
4A112MA6Y3	3,0	955		2,0	1,6
4A112MB6Y3	4,0	950		2,0	1,6
4A132S6Y3	5,5	965		2,0	1,6
4A132M6Y3	7,5	970	2,0	2,0	1,6
4A160S6Y3	11,0	975		1,2	1,0
4A160M6Y3	15,0	975		1,2	1,0

Таблица 1.2

Рекомендуемые значения передаточных чисел для одной ступени передач			
Тип передачи	Твердость зубьев	Значения $u$	
		наиболее употребительные	наибольшие
Зубчатая цилиндрическая закрытая:  тихоходная ступень во всех редукторах	≤ HB 350	2,5...5	6,3
	HRC 40...56	2,5...5	6,3
	HRC 56...63	2...4	6,3
быстроходная ступень в редукторах по развернутой схеме	≤ HB 350	3,15...5	8
	HRC 40...56	3,15...6	7,1
	HRC 56...63	2,5...4	6,3
быстроходная ступень в соосном редукторе	≤ HB 350	4...6,3	10
	HRC 40...56	4...6,3	9
	HRC 56...63	3,15...5	8
Зубчатая цилиндрическая открытая	≤ HB 350	4...8	10
Зубчатая коническая закрытая	≤ HB 350	1...4	6,3
	> HB 350	1...4	5
Червячная закрытая	-	16...50	80
Цепная	-	1,5...5	10
Клиноременная	-	2...4	8

**Основные размеры, мм, асинхронных короткозамкнутых двигателей серии 4А (исполнение М100) по ГОСТ 19523-74 (частичное извлечение)**

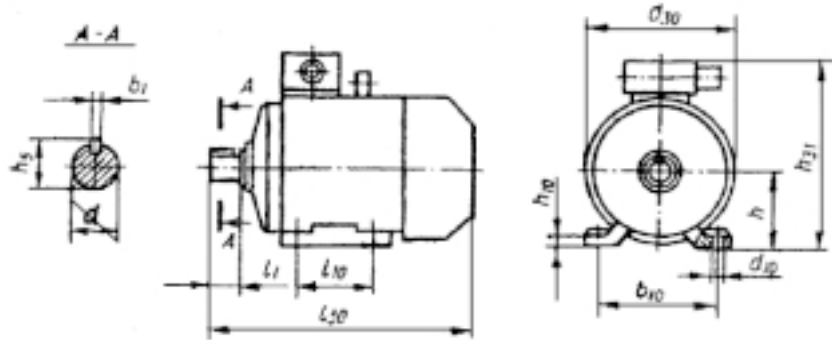


Таблица 1.3

Тип двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры										Масса, кг
		$l_{30}$	$b_{31}$	$d_{30}$	$l_1$	$l_{10}$	$d$	$d_{30}$	$b_1$	$b_{10}$	$h$	$h_1$	$h_{30}$		
4А71	2,4 6,8	285	201	170	40	50	19	7	6	112	71	21,5	9	15,1	
4А80А		300	218	186	50	100	22	10		125	80	24,5	10	17,1	
4А80В		320	218											20,4	
4А90L		350	243	208		125	24		8	140	90	27	11	24,7	
4А100S		362	263	235	60	112	28	12		160	100	31		36,0	
4А100L		392	263										12	42,0	
4А112М		452	310	260	80	140	32		10	190	112	35		56,0	
4А132S		480	350	302			38			216	132	41		77,0	
4А132М		530	350			178							13	93,0	
4А160S		2	624			178	42		12			45,0		130,0	
	4,6,8		430	358	110		48	15	14	254	160	51,5	18	135,0	
4А160М	2	667				210	42	12			45,0		145,0		
	4,6,8					48		14			51,5		160,0		

1.2.3. Передаточное число привода определяется из выражения

$$u_{пр} = \frac{n_{дв}}{n_{вых}}, \quad (1.1)$$

где  $n_{ов}$  — асинхронная частота вращения вала электродвигателя;  
 $n_{вых}$  — заданная частота вращения выходного вала привода.

Поскольку передаточное число редуктора  $u_p$  определено заданием, передаточное число клиноременной или цепной передачи

$$u = \frac{u_{дв}}{u_p}, \quad (1.2)$$

1.2.4. Максимально допустимые значения передаточного числа клиноременной передачи могут быть приняты до 8...10.

Однако при таких больших значениях  $u$  ведомый шкив может оказаться слишком большим, а угол обхвата ведущего шкива  $\alpha$  — слишком маленьким. С аналогичным явлением можно столкнуться и при выборе максимального значения  $u$  при проектировании цепной передачи, поэтому рекомендуется ориентироваться на оптимальные значения передаточных чисел, приведенные в табл. 1.2.

Если передаточные числа превышают оптимальные значения, следует выбрать электродвигатель той же мощности с меньшей частотой вращения. При разбивке по ступеням передаточного числа редуктора следует руководствоваться рекомендациями, приведенными в табл. 1.4.

Общее передаточное число редуктора определяется из выражения

$$u_p = u_B \cdot u_T,$$

где  $u_B$  — первая быстроходная ступень редуктора;  
 $u_T$  — вторая тихоходная ступень редуктора

1.2.5. Определяют расчетные параметры для ступеней привода. К расчетным параметрам (нагрузочным характеристикам) привода относят:

- расчетная мощность на валах привода:

$$P_I = P_{дв}; \quad P_{II} = P_I \cdot \eta_{12}; \quad P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{34}; \quad P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{56},$$

где  $P_{дв}$  — мощность выбранного электродвигателя;  
 $\eta_{12}, \eta_{34}, \eta_{56}$  — КПД соответствующих ступеней привода.

- частота вращения валов привода

$$n_I = n_{дв}; \quad n_{II} = \frac{n_I}{u_{12}}; \quad n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{34}}; \quad n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{56}}.$$

Здесь  $n_{ов}$  — асинхронная частота вращения двигателя;

$n_I, n_{II}, n_{III}$  — частоты вращения соответствующих валов привода;

- вращающие моменты на валах

Таблица 1.4

**Рекомендуемые значения передаточных чисел для отдельных ступеней двухступенчатых редукторов**

Вид редуктора	Передаточное число	$u_{\sigma}$	$u_{\tau}$
Цилиндрический редуктор с развернутой схемой	8...25	$\frac{u_p}{u_r}$	4
Цилиндрический соосный редуктор	8...25	$\frac{u_p}{u_r}$	$0,9\sqrt{u_p}$
Коническо-цилиндрический редуктор	8...25	$\frac{u_p}{u_r}$	$0,63\sqrt[3]{u_p^2}$
Червячно-цилиндрический редуктор	31,5...400	$\frac{u_p}{u_r}$	4...6,3

$$T_I = T_{30} = 9550 \frac{P_I}{n_I}; \quad T_{II} = T_{30} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}}; \quad T_{III} = T_{30} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}}; \quad T_{IV} = T_{30} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}},$$

где  $P$  — кВт;  
 $n$  — об/мин;  
 $T$  — Нм.

## 2. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРОВ

### 2.1. Определение расчетной нагрузки

За расчетную нагрузку для зубьев зубчатых передач принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев. Однако при расчете удобнее эту нагрузку выражать через передаваемый крутящий момент. Поэтому при проектном расчете размеры передач определяют через основные заданные характеристики передачи: вращающий момент и передаточное число.

Когда привод проектируется без указания его конкретного назначения, следует считаться с тем, что потребитель может загрузить передачи на полную мощность электродвигателя, и расчет передачи следует вести по номинальному моменту  $T_{ном}$ , определенному исходя из номинального момента электродвигателя  $T_{30}$ . Определение вращающих моментов на каждом из валов привода удобно свести в таблицу (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Номер вала	$P$ , кВт	$n$ , об/мин	$T$ , Нм
I			
II			
III			
IV			

### 2.2. I адабаеаеи сра+адси еі еаө

Зубчатые колеса силовых редукторов обычно изготавливаются из углеродистой или легированной стали. Меньшее из зубчатых колес пары, находящейся в зацеплении, обычно называют шестерней, а большее — колесом. Термин «зубчатое колесо» относится как к шестерне, так и к колесу.

Контактная прочность, обуславливающая размеры передачи, определяется главным образом твердостью поверхности зубьев. В зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев стальные зубчатые колеса можно разделить на две группы:

I — Колеса с твердостью до HB350. Для получения такой твердости колеса подвергаются нормализации или улучшению (закалке с высоким отпуском).

II — Колеса с твердостью выше HB350 (при этом твердость обычно измеряется по шкале Роквелла — HRC). Для получения такой твердости колеса подвергаются объемной или поверхностной закалке, а также цементации, цианированию, азотированию.

Таблица 2.2

Марка стали	Максимальные размеры, мм		HB (включая сердцевину)	HRC (поверхность)	$\sigma_b$ , МПа	$\sigma_s$ , МПа	Термическая обработка
	D	S					
35	Любые		163...192	-	550	270	Нормализация
45	Любые		179...207	-	600	320	То же
45	125	80	235...262	-	780	540	Улучшение
45	80	50	269...302	-	890	650	То же
35XM	315	200	235...262	-	800	670	Улучшение
35XM	200	125	269...302	-	920	790	То же
35XM	200	125	269...302	48...53	920	790	Улучшение + Закалка ТВЧ
40X	200	125	235...262	-	790	640	Улучшение
40X	125	80	269...302	-	900	750	То же
40X	125	80	269...302	45...50	900	750	Улучшение + Закалка ТВЧ

40ХН	315	200	235...262	-	800	630	Улучшение
40ХН	200	125	269...302	-	920	750	То же
40ХН	200	125	269...302	48...53	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
45ХЦ	315	200	235...262	-	830	660	Улучшение
45ХЦ	200	125	269...302	-	950	780	То же
45ХЦ	200	125	269...302	50...56	950	780	Улучшение + закалка ТВЧ
12ХНЗА	200	125	300...400	56...63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	200	125	300...400	56...63	1000	800	То же
20ХНМ	200	125	300...400	56...63	1000	800	Улучшение + цементация + закалка

При выборе материалов следует обеспечить для шестерни более высокие механические характеристики, чем для колеса. Этого можно достигнуть подбором различных марок стали или различной термообработкой.

Если твердость рабочих поверхностей зубьев хотя бы одного из зубчатых колес пары  $H \leq HB350$ , то зубчатые колеса считаются прирабатываемыми.

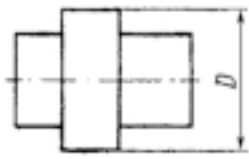
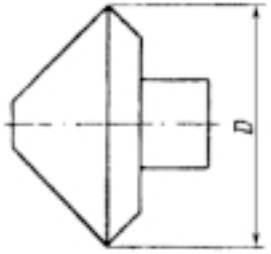
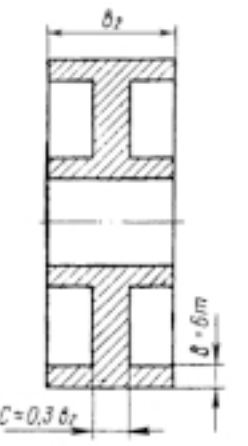
Для ускорения прирабатываемости и выравнивания долговечности зубчатой пары с ведомым колесом, имеющим твердость до  $HB350$ , среднюю твердость рабочей поверхности зубьев шестерни следует назначать выше твердости колеса. Обычно

$$HB_{1cp} \geq HB_{2cp} \sqrt[3]{u} \quad \text{или} \quad HB_{1cp} - HB_{2cp} \geq 25..30.$$

Для косозубых передач твердость  $HB_{cp}$  рабочих поверхностей зубьев шестерни следует принимать максимально возможной.

Для неприрабатываемых зубчатых передач с твердыми рабочими поверхностями зубьев обоих колес (свыше  $HRC45$ ) твердость зубьев шестерни и колеса можно выбирать одинаковой.

Следует помнить, что получение нужных механических свойств стали зависит не только от температурного режима термообработки, но и от габаритов заготовки (см. табл. 2.2 и 2.3).

червяк, вал - шестерня	вал - шестерня	колесо
$D - d_2 + 6 \text{ мм}$	$D = d_{ac} + 6 \text{ мм}$	$S = C \text{ или } S = \delta$
		

### 2.3. Число циклов перемены напряжений

Суммарное время работы привода в часах подсчитывается по формуле

$$t_{\Sigma} = L_{\text{год}} \cdot 300 \cdot 8C,$$

где  $L_{\text{год}}$  — срок службы в годах;

300 — число рабочих дней в году;

$C$  — число смен;

8 — продолжительность рабочей смены в часах.

Следовательно, суммарное число циклов перемены напряжений для любого зубчатого колеса определяется из выражения:

$$N_{\Sigma 1} = 60t_{\Sigma}n_i,$$

где  $n_i$  — частота вращения  $i$ -го зубчатого колеса, об/мин.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений: при расчете на контактную выносливость

$$N_{HEi} = K_{HE}N_{\Sigma i};$$

при расчете на изгибную выносливость

$$N_{FE_i} = K_{FE} N_{\Sigma_i};$$

где  $K_{HE}$  и  $K_{FE}$  — коэффициенты приведения режима с переменной нагрузкой соответственно для расчета на контактную выносливость и на выносливость при изгибе (см. табл. 2.4). Для расчета при постоянной нагрузке  $K_{HE} = K_{FE} = 1$ .

Таблица 2.4

Значения $K_{HE}$ и $K_{FE}$ для типовых режимов нагрузки						
Режим работы	Расчет на контактную выносливость		Расчет на выносливость при изгибе			
	Термообработка	$K_{HE}$	Термообработка	$K_{FE}$	Термообработка	$K_{FE}$
Т	любая	0,5	Улучшение, нормализация, азотирование	0,3	Закалка	0,2
С(Р)	"	0,25		0,14	объемная	0,10
С(Н)	"	0,18		0,06	закалка поверхностная,	0,04
Л	"	0,125		0,038	цементация	0,016

Базовые числа циклов перемены напряжений  $N_{HO}$ , соответствующие длительному пределу выносливости при расчете на контактную выносливость, определяются по графику на рис. 2.1.

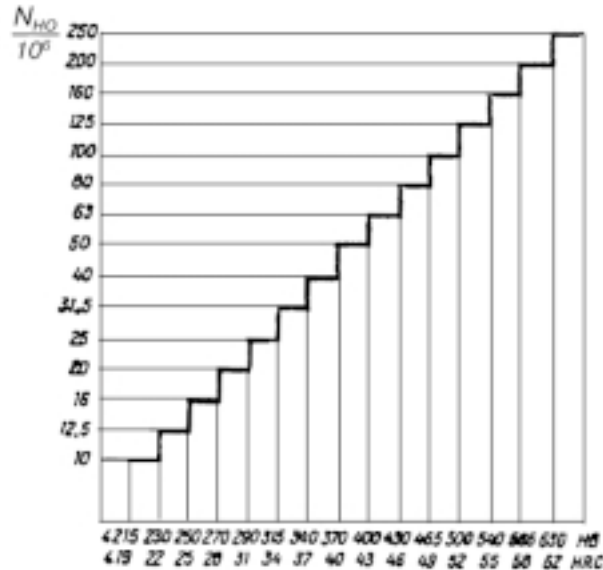


Рис. 2.1

При расчете на изгибную выносливость значения  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  принимают независимо от твердости материала зубчатых колес.

Если полученное значение  $N_{HE} \geq N_{HO}$ , то  $N_{HE} = N_{HO}$ .  
Если  $N_{FE} > N_{FO}$ , то  $N_{FE} = N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

#### 2.4. Допускаемые напряжения для расчета передачи на выносливость

Допускаемые напряжения для расчета передачи на контактную и изгибную выносливость определяют по табл. 2.5. В табл. 2.5 допускаемое напряжение  $[\sigma]_F$  дано для случая работы зубьев одной стороной. При работе зубьев обеими сторонами (реверсивная передача) значения допускаемых напряжений для расчета на изгиб следует понизить на 30%.

В этой таблице:

$\sigma_{OH}$  и  $S_H$  — длительный предел выносливости и коэффициент безопасности при расчете на контактную выносливость;

$\sigma_{OF}$  и  $S_F$  — длительный предел выносливости и коэффициент безопасности при расчете на выносливость при изгибе;

$[\sigma]_{Hmax}$  и  $[\sigma]_{Fmax}$  — предельные допускаемые напряжения;

Таблица 2.5

Термообработка	Допускаемые напряжения для расчета передачи на выносливость	
	на контактную выносливость	на изгибную выносливость
Нормализация, улучшение, азотирование	$[\sigma]_H = [\sigma_{OH}]_H \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq [\sigma]_{Hmax}$	$[\sigma]_F = [\sigma_{OF}]_F \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{Fmax}$ $[\sigma_{OF}]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}$
Закалка объемная, закалка поверхностная, цементация	$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{OH}}{S_H}$	$[\sigma]_F = [\sigma_{OF}]_F \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{Fmax}$ $[\sigma_{OF}]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}$

значения всех этих величин определяются по табл. 2.6;

$[\sigma]_{OH}$  и  $[\sigma]_{OF}$  — допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба при неограниченном ресурсе передачи.

При расчете прямозубых передач за допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из  $[\sigma]_{H1}$  и  $[\sigma]_{H2}$ .

При разности средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни колеса  $HB_{1cp} - HB_{2cp} \leq 70$  и  $HB_2 \leq 350$  за допускаемое контактное напряжение зубчатой пары принимают меньшее из двух, полученных по зависимостям:

для косозубых и шевронных цилиндрических зубчатых колес

$$[\sigma]_H = 0,45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \text{ и } [\sigma]_H = 1,23[\sigma]_{H2} .$$

## 2.5. Коэффициенты нагрузки

Для учета неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого колеса и динамических явлений, вызванных погрешностями нарезания зубьев, в расчетные формулы вводятся коэффициенты нагрузки, которые находятся из выражений:

при расчете на контактную выносливость

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} ;$$

при расчете на выносливость при изгибе

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} ,$$

здесь  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$  — коэффициенты концентрации нагрузки по ширине зубчатого венца;

$K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$  — коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку.

### 2.5.1. Коэффициент концентрации нагрузки $K_{\beta}$

Величина этого коэффициента зависит от твердости поверхности зубьев и характера нагрузки. Если твердость рабочих поверхностей зубьев хотя бы одного из зубчатых колес пары  $H \leq HB350$  или если окружная скорость пары  $v < 15$  м/с, то зубчатые колеса считаются прирабатывающимися. При постоянной нагрузке для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1$ .

Таблица 2.6

Термообработка	Твердость зубьев		Группа сталей	$\sigma_{\text{ог}}^{\text{н}}$ , МПа	$S_{\text{H}}$	$\sigma_{\text{ог}}^{\text{н}}$ , МПа	Sf	$[\sigma]_{\text{из}}^{\text{н}}$ , МПа	$[\sigma]_{\text{кон}}^{\text{н}}$ , МПа
	на поверхности	в сердцевице							
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Нормализация, улучшение	HB 180...350		40, 45, 50, 40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	2HB + 70	1,1	1,8 HB		2,74HB	
Объемная закалка	HRC 45...55		40X, 40XH, 45XЦ, 35XM и др.	18HRC + 150		550		2,8 $\sigma_r$	1400
Закалка ТВЧ по всему контуру (модуль $m_n \geq 3$ мм)	HRC 45...55	HRC 25...35	15X, 20X, 35XM, 40X, 40XH и др.	17HRC <sub>г</sub> + 200		650	1,75	40HRC <sup>нн</sup>	1260
Закалка ТВЧ скважина с охлаждением впадины (модуль $m_n \leq 3$ мм)	HRC 45...55	HRC 45...55	15X, 20X, 35XM, 40X, 40XH и др.			550			1430
Азотирование	HRC 50...54	HRC 24...40	40X, 40XФА, 40ХТМА и др.	1050	1,2	12HRC <sup>нн</sup> + 300		30HRC <sup>нн</sup>	1000
Цементация + закалка	HRC 55...63	HRC 30...45	Цементаруемые стали всех марок			750			1200
Нитроцементация + закалка	HRC 57...63	HRC 30...45	моллибденные стали 20ХНМ, 25ХГМ			1000	1,55	40 HRC <sup>нн</sup>	1520
			безмолибденовые стали 18ХГТ, 12ХНЗА и др.			750			

\* Распространяется на все сечения зуба и часть тела зубчатого колеса под основанием впадин,

\*\* Определяют по средней твердости зубьев. HRC<sup>спов</sup> — твердость поверхности зубьев. HRC<sup>сердц</sup> — твердость сердцевины зубьев.



Таблица 2.8

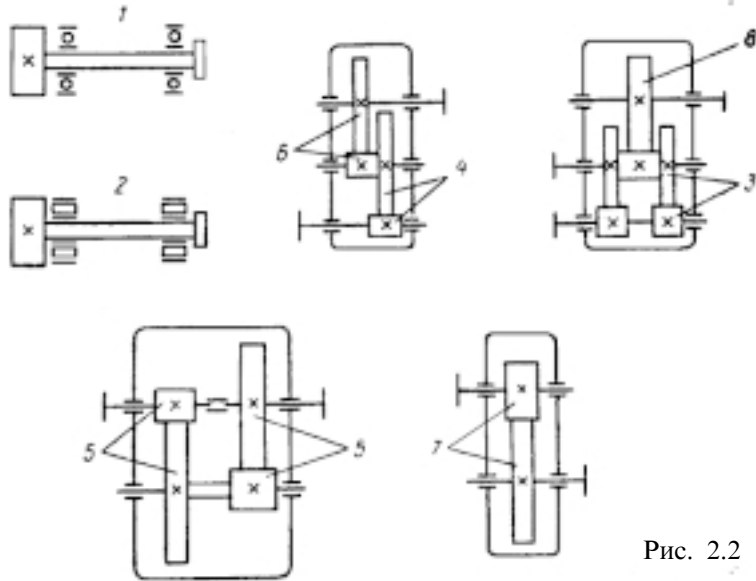


Рис. 2.2

Для неприрабатывающихся зубьев цилиндрических зубчатых колес  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$  и  $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$ , они находятся по табл. 2.7 и 2.8 в зависимости от схемы передачи (рис. 2.2).

Таблица 2.7

$\psi_{bd}$	Твердость поверхностей зубьев	Схема передачи по рис. 2.2							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		Коэффициент $K_{H\beta}^0$							
0,2	а	1,7	1,4	1,3	1,18	1,08	1,04	1,02	1,0
	б	1,35	1,2	1,15	1,09	1,04	1,02	1,01	1,0
0,4	а	2,4	1,9	1,6	1,36	1,2	1,12	1,08	1,02
	б	1,7	1,45	1,3	1,18	1,1	1,06	1,04	1,01
0,6	а	3,1	2,4	2,0	1,6	1,34	1,24	1,14	1,06
	б	2,05	1,7	1,5	1,3	1,17	1,12	1,07	1,03
0,8	а	4,0	3,0	2,4	1,86	1,54	1,4	1,26	1,1
	б	2,5	2,0	1,7	1,43	1,27	1,2	1,13	1,05
1,0	а	-	3,6	2,8	2,12	1,8	1,6	1,4	1,2
	б	-	2,3	1,9	1,56	1,4	1,3	1,2	1,1
1,2	а	-	-	3,2	2,44	2,08	1,8	1,6	1,3
	б	-	-	2,1	1,72	1,54	1,4	1,3	1,15
1,4	а	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,8	1,42
	б	-	-	-	1,9	1,7	1,52	1,4	1,21
1,6	а	-	-	-	-	2,8	2,4	2,0	1,6
	б	-	-	-	-	1,9	1,7	1,5	1,3

$\psi_{bd}$	Твердость поверхностей зубьев	Схема передачи по рис. 2.2							
		1	2	3	4	5	6	7	8
		Коэффициент $K_{F\beta}^0$							
0,2	а	1,53	1,31	1,23	1,15	1,07	1,03	1,01	1,0
	б	1,25	1,16	1,12	1,08	1,03	1,01	1,0	1,0
0,4	а	2,01	1,67	1,46	1,27	1,16	1,09	1,06	1,01
	б	1,53	1,34	1,23	1,13	1,08	1,05	1,03	1,0
0,6	а	2,47	2,01	1,74	1,46	1,26	1,16	1,08	1,06
	б	1,75	1,53	1,38	1,23	1,14	1,08	1,06	1,02
0,8	а	3,03	2,41	2,01	1,62	1,41	1,31	1,21	1,08
	б	2,08	1,74	1,53	1,32	1,21	1,16	1,08	1,04
1,0	а	-	2,8	2,28	1,82	1,6	1,46	1,31	1,16
	б	-	1,95	1,67	1,42	1,31	1,23	1,16	1,08
1,2	а	-	-	2,54	2,04	1,8	1,6	1,46	1,23
	б	-	-	1,81	1,53	1,42	1,31	1,23	1,11
1,4	а	-	-	-	2,28	2,01	1,74	1,60	1,32
	б	-	-	-	1,67	1,53	1,40	1,31	1,16
1,6	а	-	-	-	-	2,23	2,01	1,74	1,46
	б	-	-	-	-	1,67	1,53	1,38	1,23

В этих таблицах строка «а» соответствует твердости рабочих поверхностей зубьев хотя бы одного из колес  $H < HB350$ . Строка «б» применяется, если  $H_1 \geq HRC45$  и  $H_2 \geq HRC45$ .

Параметр  $\psi_{bd}$ , использованный в табл. 2.7 и 2.8, определя-

ется из выражения  $\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2}$ .

Коэффициент ширины  $\psi_{ba}$  принимается по табл. 2.9. Меньшие значения  $\psi_{ba}$  рекомендуется назначать для передач с повышенной твердостью поверхностей зубьев  $H \geq HRC45$ .

При переменной нагрузке для прирабатывающихся цилиндрических прямозубых и косозубых, а также для конических прямозубых колес значения  $K_{\beta}$  определяются из выражения  $K_{\beta} = K_{\beta}^0(I - X) + X$ , где  $X$  — коэффициент, учитывающий влияние режима работы на приработку зубчатых колес; определяется по табл. 2.10.

Для неприрабатывающихся зубьев  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$  и  $K_{F\beta} = K_{F\beta}^0$ .

Таблица 2.9

Рекомендуемые значения коэффициента ширины $\psi_{ba} = b_w/a_w$		
Положение зубчатых колес относительно опор		
Симметричное	Несимметричное	Консольное (одного или обоих зубчатых колес)
0,315...0,5	0,25...0,4	0,2...0,25

Таблица 2.10

Режим	T	C(P)	C(H)	Л
X	0,77	0,5	0,5	0,38

### 2.5.2. Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку, $K_u$

Значения динамических коэффициентов  $K_{H\alpha}$  и  $K_{F\alpha}$  соответственно для расчета на контактную выносливость и на выносливость при изгибе для всех видов зубчатых колес выбирают по табл. 2.11 и 2.12.

При проектном расчете, когда размеры зубчатых колес еще не известны, для приближенного определения окружной скорости можно пользоваться зависимостями:

Таблица 2.11

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	Коэффициенты $K_{H\alpha}$ при $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,04	1,04	1,06	1,07
6-я	б	1,02	1,04	1,07	1,1	1,15	1,18
		1,00	1,00	1,02	1,02	1,03	1,04
7-я	а	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
7-я	б	1,03	1,06	1,09	1,14	1,19	1,24
		1,00	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04
8-я	а	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
8-я	б	1,03	1,06	1,1	1,16	1,22	1,26
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05
9-я	а	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
9-я	б	1,04	1,07	1,13	1,2	1,26	1,32
		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05

Таблица 2.12

Степень точности	Твердость поверхностей зубьев	Коэффициенты $K_{F\alpha}$ при $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6-я	а	1,06	1,13	1,26	1,40	1,53	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
6-я	б	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,17
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
7-я	а	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
7-я	б	1,03	1,05	1,09	1,13	1,17	1,22
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
8-я	а	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
8-я	б	1,04	1,06	1,12	1,16	1,21	1,26
		1,01	1,02	1,03	1,05	1,07	1,08
9-я	а	1,13	1,28	1,5	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35
9-я	б	1,04	1,07	1,14	1,21	1,27	1,34
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,08	1,09

для передач с цилиндрическими зубчатыми колесами

$$v = \frac{n_1}{C_v} \sqrt[3]{T_2 / u^2 \psi_{ba}} ;$$

для передачи с коническими зубчатыми колесами

$$v_m = \frac{n_1}{C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u_2}} .$$

Значения коэффициента  $C_v$  приведены в табл. 2.13. Рекомендуемые степени точности изготовления закрытых передач — в табл. 2.14.

В табл. 2.11 и 2.12 строка «а» соответствует твердости рабочих поверхностей зубьев хотя бы одного колеса  $H \leq HB350$ . Строка «б» применяется, если  $H_1 \geq HRC45$  и  $H_2 \geq HRC45$ . Данные в числителе относятся к прямозубым, а в знаменателе — к косозубым колесам.

Таблица 2.13

Передача	Значения коэффициента $C_v$				
	Термообработка				
	$Y_1 + Y_2$	$ТВЧ_1 + Y_2$	$Ц_1 + Ц_2$	$ТВЧ_1 + ТВЧ_2$ $З_1 + З_2$	$Ц_1 + Ц_2$
Цилиндрическая: прямозубая	1300	1400	1550	1750	2100
косозубая	1500	1600	1750	1950	2350
Коническая: прямозубая	800	850	900	1000	1200
с круговыми зубьями	1000	1000	1100	1100	1350

Здесь:  $Y$  — улучшение;  $З$  — закалка;  $ТВЧ$  — закалка поверхности токами высокой частоты;  $Ц$  — цементация. Индекс «1» относится к термообработке шестерни; «2» — к термообработке колеса.

Таблица 2.14

Передача	Рекомендуемые степени точности	
	Окружная скорость $v(v_m)$ , м/с	
	до 5	свыше 5 до 10
Цилиндрическая: прямозубая	8-я	7-я
косозубая	8-я	8-я
Коническая: прямозубая	7-я	-
с круговыми зубьями	8-я	8-я

### 3. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Основные размеры передачи ( $a_w$ ,  $b_w$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  — см. рис. 3.1) определяются из расчета на контактную выносливость.

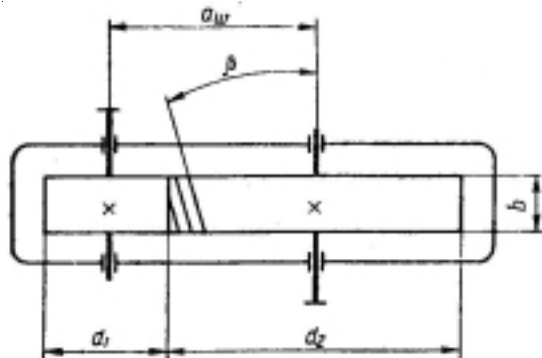


Рис. 3.1

### 3.1. Предварительное значение межосевого расстояния

Для прямозубой передачи

$$a'_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{10000}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}}$$

Для косозубой и шевронной передач

$$a_w = (u + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{8500}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{K_{H\alpha} K_H T_2}{\psi_{ba}}}$$

В этих формулах:

коэффициенты 10 000 и 8 500, определяемые выражением  $Z_H Z_M Z_\epsilon \cdot 0,71$  (см. ГОСТ 21354-75), вычислены для стальных зубчатых колес при средних параметрах передач;

$T_2$  — номинальный вращающий момент на валу колеса, Н·м;

$u$  — передаточное число;

$K_H$  — коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость (методика выбора подробно рассмотрена в разд. 2.5).

В среднем можно принять для 7–9 степени точности и по рис. 2.2: для консольно-расположенных зубчатых колес

$$K_H = 3,0$$

для развернутой схемы редуктора

$$K_H = 2,0$$

для соосной схемы редуктора

$$K_H = 1,75$$

для раздвоенной схемы редуктора

$$K_H = 2,2$$

$K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями в косозубых и шевронных передачах (см. табл. 3.1);

$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$  — коэффициент ширины зубчатых колес передачи (см. табл. 2.9);

$[\sigma]_H$  — допускаемое напряжение, Мпа (см. разд. 2.4)

Таблица 3.1

Значения коэффициента $K_{H\alpha}$ для косозубых и шевронных передач					
Степень точности	Окружная скорость $v$ , м/с				
	до 1	5	10	15	20
6-я	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7-я	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8-я	1,06	1,09	1,13	-	-
9-я	1,10	1,16	-	-	-

Полученные при расчете значения межосевых расстояний в мм следует округлять до ближайшего большего значения из ряда Ra40 по ГОСТ 6636-69. Для стандартных редукторов значения межосевых расстояний округляют до ближайших значений по табл. 3.2.

Таблица 3.2

Значения $a_w$ , мм												
1-й ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
2-й ряд			71	90	112	140	180	224	280	335	450	
1-й ряд		630	800	1000								
2-й ряд		560	710	900	1120							

**3.2. Рабочая ширина колеса  $b_2' = \psi_{ba} a_w$ : ширина шестерни  $b_1' = b_2 + (2...4)$  мм**

Полученные значения  $b_1'$  и  $b_2'$  в мм округляют до ближайших значений по ГОСТ 6636-69.

**3.3. Ориентировочное значение модуля  $m$  мм вычисляют по формуле**

$$m = (0,01...0,02)a_w .$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего большего по табл. 3.3.

Таблица 3.3

Значения модуля $m$ или $m_n$ , мм										
1-й ряд	1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	
2-й ряд	1,25	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9
1-й ряд		10	12	16						
2-й ряд		11	14	18						

Применять модули меньше 1,5 мм для силовых передач не рекомендуется.

### 3.4. Суммарное число зубьев и угол наклона зуба

Для прямозубых зубчатых колес  $\beta = 0$ ;

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m} .$$

Значение  $z$  должно быть целым числом. При необходимости, для обеспечения этого условия, изменяют значения  $a$  и  $m$ .

Для косозубых зубчатых колес угол наклона зубьев рекомендуется принимать в пределах

$$\beta = (8...15)^{\circ} .$$

При предварительном расчете рекомендуется принять  $\beta_{min} = 10^{\circ}$ , для шевронных зубчатых колес

$$\beta_{min} = 25^{\circ} .$$

Должно быть выдержано условие:

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

Если при выбранном угле  $\beta_{min}$  значение  $z'_{\Sigma}$  получается дробным, его округляют до целого числа  $z_{\Sigma}$  и определяют действительный угол  $\beta$ .

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w} .$$

Следует помнить, что в косозубых передачах при больших углах  $\beta$  ( $\beta > 20^{\circ}$ ) сильно возрастает осевая нагрузка на подшипники.

### 3.5. Число зубьев ведущего и ведомого колес

$$z_1' = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} \gg z_{min} ,$$

где  $z_{min} = 17$  для прямозубых и  $z_{min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$  для косозубых и шевронных колес.

Значение  $z_1'$  также следует округлить до целого числа  $z_1$ .

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 .$$

### 3.6. Фактическое значение передаточного числа

$$u = z_2/z_1 .$$

Фактическое значение суммарного передаточного числа редуктора не должно отличаться от заданного более чем на 4%.

### 3.7. Проверка зубьев ведомых колес на выносливость при изгибе

Предотвращение усталостного излома гарантируется с заданной степенью вероятности при сопоставлении расчетного напряжения на переходной поверхности зуба с допускаримым напряжением.

Для прямозубых колес это условие записывается так:

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 \cdot 10^3 K_F V_{F2} (u+1)}{b_2 m a_w u} \leq [\sigma]_{F2};$$

для косозубых и шевронных

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 \cdot 10^3 K_F K_{F\alpha} V_{F2} V_\beta (u+1)}{b_2 m_n a_w u} \leq [\sigma]_{F2}$$

В этих формулах:

$K_F$  — коэффициент нагрузки при расчете на выносливость при изгибе (методика выбора подробно рассмотрена в разд. 2.5).

В среднем можно принять для 7...9 степени точности и по рис. 2.2:

для консольно расположенных зубчатых колес

$$K_F = 2,8$$

для соосной схемы редуктора

$$K_F = 1,8$$

для развернутой схемы редуктора

$$K_F = 1,5$$

для сдвоенной схемы редуктора

$$K_F = 1,35$$

$[\sigma]_{F2}$  — допускаримое напряжение при расчете зубьев на выносливость при изгибе (см. разд. 2.4);

$V_F$  — коэффициент, учитывающий форму зуба (см. табл. 3.4).

Таблица 3.4

z или z <sub>v</sub>	Коэффициенты смещения инструмента								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	0,16	0,25	0,4	0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,68	3,46
16	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	-	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,66	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
> 180	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Значения  $V_F$  принимают в зависимости от числа зубьев для прямозубых колес и в зависимости от эквивалентного числа зубьев  $z_v$  для косозубых и шевронных колес;

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

$V_b$  — коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

$V_b = 1 - \beta/140$  ( $\beta$  — угол наклона зубьев в градусах);

$K_{Fa}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 3.5)

Таблица 3.5

Степень точности	6-я	7-я	8-я
$K_{Fa}$	0,72	0,81	0,91

### 3.8. Проверка на выносливость при изгибе зубьев шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} .$$

Значения  $Y_{F1}$  и  $[\sigma]_{F1}$  определяют так же, как и для колеса.

### 3.9. Особенности расчета соосных редукторов

Межосевое расстояние соосного редуктора определяется из расчета на контактную выносливость тихоходной ступени (см. разд. 3.1.). Коэффициент ширины быстроходной ступени определяется из выражений:

для прямозубой передачи

$$\psi'_{ba} = (u_B + 1)^3 \left( \frac{10000}{[\sigma]_H u_B} \right)^2 \frac{K_H T_{2B}}{a_w^3};$$

для косозубой и шевронной передач

$$\psi'_{ba} = (u_B + 1)^3 \left( \frac{8500}{[\sigma]_H u_B} \right)^2 \frac{K_{H\alpha} K_H T_{2B}}{a_w^3}.$$

В этих выражениях:

$T_{2B}$  — номинальный крутящий момент на валу колеса быстроходной ступени, Н·м;

$u_B = \frac{u_{ред}}{u_T}$  — передаточное число быстроходной ступени;

$K_H$  — коэффициент нагрузки быстроходной ступени (см. разд. 3.1.);

$[\sigma]_H$  — допускаемое напряжение для быстроходной ступени (см. разд. 2.4).

Если полученное значение  $\psi_{ba} < 0,2$ , то следует принять  $\psi_{ba} = 0,2$ .

### 3.10. Определение основных параметров зубчатого зацепления

#### 3.10.1. Диаметры делительных окружностей:

для прямозубых колес

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2.$$

для косозубых и шевронных колес

$$d_1 = m_i z_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1; \quad d_2 = m_i z_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2.$$

Точность определения значений диаметров делительных окружностей должна быть не менее 0,001 мм. После определения  $d_1$  и  $d_2$  проверяется равенство  $a_w = (d_1 + d_2)/2$ .

#### 3.10.2. Диаметры окружностей вершин:

для прямозубых колес

$$d_{a1} = d_1 + 2m; \quad d_{a2} = d_2 + 2m;$$

для косозубых и шевронных колес

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n; \quad d_{a2} = d_2 + 2m_n.$$

#### 3.10.3. Диаметры окружностей впадин:

для прямозубых колес

$$df_1 = d_1 - 2,5m; \quad df_2 = d_2 - 2,5m;$$

для косозубых и шевронных колес

$$df_1 = d_1 - 2,5m_n; \quad d_2 = d_2 - 2,5m_n.$$

#### 3.11. Силы, действующие в зацеплении.

Для прямозубых колес (рис. 3.2) определяются окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$$

и радиальная сила  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha$ .

Для косозубых и шевронных колес (рис. 3.3) определяется также осевая сила.

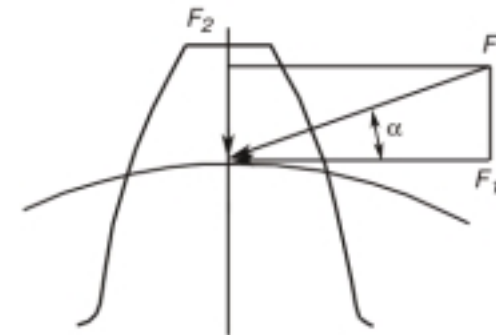


Рис. 3.2

Окружная сила  $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ .

Радиальная сила  $F_R = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$  ( $\alpha$  — угол зацепления).

Осевая сила  $F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$ .

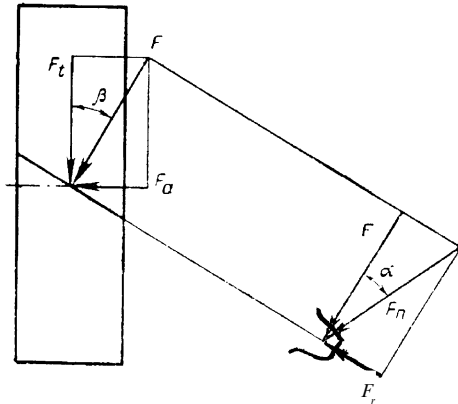


Рис. 3.3

#### 4. ПРИМЕР РАСЧЕТА КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА, РАБОТАЮЩЕГО ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ

Исходные данные

$T_2 = 588 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ;  $n_1 = 960 \text{ об/мин}$ ;  $n_2 = 480 \text{ об/мин}$  ( $u = 2$ );

материал зубчатых колес — сталь 40ХН; нагрузка постоянная; срок службы передачи  $t_z = 36 \text{ 000}$  часов.

Решение

##### 4.1. Выбор термической обработки заготовок

Принимаем твердость рабочих поверхностей зубьев  $H > HB350$ . В этом случае зубья во время работы не прираба-

тываются и обеспечивать разность твердостей зубьев шестерни и колеса не требуется. Выбираем термическую обработку-закалку ТВЧ после улучшения (см. табл. 2.2). Твердость поверхности HRC48...53, сердцевины HB269...302.

#### 4.2. Определение механических свойств материалов зубчатых колес и допускаемых напряжений

4.2.1. Средние значения твердости зубьев:

$$HB^{серед} = \frac{HB_{\min}^{серед} + HB_{\max}^{серед}}{2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 ;$$

$$HRC^{нов} = \frac{HRC_{\min}^{нов} + HRC_{\max}^{нов}}{2} = \frac{53 + 48}{2} = 50,5.$$

(см. табл. 2.2)

4.2.2. Предельные характеристики материала:

$$\sigma_{\sigma} = 900 \text{ МПа}; \quad \sigma_T = 750 \text{ МПа} \text{ (см. табл. 2.2).}$$

4.2.3. Допускаемые напряжения для расчета передачи на контактную выносливость:

$$[\sigma]_H = [\sigma_0]_H \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq [\sigma]_{H \max} ;$$

$$[\sigma_0]_H = \sigma_{OH} / S_H$$

(см. табл. 2.5).

В этих формулах:

$\sigma_{OH}$  — длительный предел контактной выносливости;

$$\sigma_{OH} = 17 \text{ HRC}^{пов} + 200 \text{ (табл. 2.6);}$$

$S_H$  — коэффициент безопасности, равный 1,2 (см. табл. 2.6)

$$[\sigma_0]_H = \frac{1750,5 + 200}{1,2} = 882 \text{ МПа} ;$$

$N_{HO}$  — число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости;

$N_{HO} = 100 \cdot 10^6$  (см. рис. 2.1);

$N_{HE}$  — эквивалентное число циклов перемены напряжений;  
 $N_{HE} = K_{HE} N_{\Sigma}$ ;  
 $K_{HE}$  — коэффициент приведения; при постоянной нагрузке  $K_{HE} = 1$ .

(см. разд. 2.3 и табл. 2.4);

$N_{\Sigma}$  — суммарное число циклов перемены напряжений;

$N_{\Sigma} = 60 \cdot t_{\Sigma} n_i$ , где  $n_i$  — частота вращения  $i$ -го зубчатого колеса.

Для шестерни  $N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 36000 \cdot 960 = 20736 \cdot 10^6$  циклов.

Для колеса  $N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 36000 \cdot 480 = 1036,8 \cdot 10^6$  циклов.

Таким образом,  $N_{HE1} = 2073,6 \cdot 10^6$  циклов;  $N_{HE2} = 1036,8 \cdot 10^6$  циклов.

Поскольку полученные значения  $N_{HE} > N_{HO}$ , принимаем  $N_{HE1} = N_{HE2} = N_{HO} = 100 \cdot 10^6$  циклов (см. разд. 2.3).

Следовательно  $[\sigma]_H = [\sigma_0]_H = 882$  МПа.

$[\sigma]_{Hmax}$  — предельное допускаемое напряжение;

$[\sigma]_{Hmax} = 40HRC^{пов} = 40 \cdot 50,5 = 2020$  МПа (см. табл. 2.6).

Условие  $[\sigma]_H \leq [\sigma]_{Hmax}$  выполняется.

4.2.4. Допускаемое напряжение для расчета передачи на изгибную выносливость:

$$[\sigma]_F = [\sigma_0]_F \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{Fmax}; \quad [\sigma_0]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}.$$

В этих формулах:

$\sigma_{OF}$  — длительный предел изгибной выносливости;  $\sigma_{OF} = 550$  МПа (табл. 2.6);

$S_F$  — коэффициент безопасности, равный 1,75 (см. табл. 2.6);

$$[\sigma_0]_F = \frac{550}{1,75} = 314,3 \text{ МПа};$$

$N_{FE}$  — эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на изгибную выносливость;  $N_{FEi} = K_{FE} \cdot N_{Si}$ ;

$K_{FE}$  — коэффициент приведения постоянной нагрузки, равный 1 (см. разд. 2.3 и табл. 2.4).

Таким образом, поскольку  $N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  (см. разд. 2.3), принимаем  $N_{FE} = 4 \cdot 10^6$ .

Следовательно,  $[\sigma]_F = [\sigma_0]_F = 314,3$  МПа.

Так как  $[\sigma]_{Fmax} = 1260$  МПа, то условие  $[\sigma]_F < [\sigma]_{Fmax}$  выполняется.

### 4.3. Определение коэффициента нагрузки

4.3.1. При расчете на контактную выносливость:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\nu} \quad (\text{см. разд. 2.5})$$

В примере приведена полная методика выбора этих коэффициентов. При выполнении курсового проекта можно воспользоваться усредненными значениями  $K_H$  (см. разд. 3.1).

$K_{H\beta}$  — коэффициент концентрации нагрузки;

для неприрабатывающихся зубьев ( $H > HВ350$ )  $K_{H\beta} = K_{H\beta}^0$ .

Задаваясь коэффициентом ширины  $\psi_{ba} = 0,4$  (см. табл. 2.9) определяем параметр

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,4 \cdot (2+1)}{2} = 0,6$$

и по табл. 2.7 находим  $K_{H\beta}^0 = 1,06$ .

$K_{H\nu}$  — динамический коэффициент.

Для его определения находим окружную скорость

$$v = \frac{n_1}{C_v} \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2 \cdot \psi_{ba}}}.$$

Значение коэффициента  $C_u$  определяем по табл. 2.13;  $C_v = 1950$ .

$$v = \frac{960}{1950} \sqrt[3]{\frac{588}{2^2 \cdot 0,4}} = 4,78 \text{ м/с}.$$

По рекомендации табл. 2.14 назначаем 8 степень точности передачи. Тогда  $K_{H\nu} = 1,048$ .

При определении  $K_{H\nu}$  применяем метод линейной интерполяции. Поскольку при  $v = 6$  м/с  $K_{H\nu} = 1,03$ , а при  $v = 4$  м/с  $K_{H\nu} = 1,06$ , то при  $v = 4,78$  м/с

$$K_{H\nu} = 1,06 - \frac{1,06 - 1,03}{6 - 4} (4,78 - 4) = 1,048.$$



Таким образом,  $K_H = 1,06 \cdot 1,048 = 1,11$ .

4.3.2. При расчете на выносливость при изгибе  $K_F = K_{FB} K_{Fv}$  (см. разд. 2.5).

Аналогично коэффициенту  $K_H$  можно воспользоваться усредненными значениями  $K_F$  (см. раздел 3.7)

$K_{FB}$  — коэффициент концентрации нагрузки. Для неприрабатывающихся зубьев  $K_{FB} = K_{FB}^0$ ; по табл. 2.8  $K_{FB}^0 = 1,07$ .

$K_{Fv}$  — динамический коэффициент;  $K_{Fv} = 1,042$  (см. табл. 2.12).

Таким образом,  $K_F = 1,07 \cdot 1,042 = 1,11$ .

#### 4.4. Определение предварительного значения межосевого расстояния

$$a'_w = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{8500}{[\sigma]_H u}\right)^2 \frac{K_{H\alpha} K_H T_2}{\psi_{ba}}}$$

$K_{H\alpha}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $K_{H\alpha} = 1,09$  (см. табл. 3.1)

Тогда

$$a'_w = (2+1) \sqrt[3]{\left(\frac{8500}{882 \cdot 2}\right)^2 \frac{1,09 \cdot 1,11 \cdot 588}{0,4}} = 103,69 \text{ мм};$$

По табл. 3.2 принимаем  $a_w = 112 \text{ мм}$ .

#### 4.5. Определение рабочей ширины зубчатых колес

4.5.1. Рабочая ширина колеса  $b'_2 = \psi_{ba} a_w = 0,4 \cdot 112 = 44,8 \text{ мм}$ ; по ГОСТ 6636-69 принимаем  $b_2 = 45 \text{ мм}$ .

4.5.2. Ширина шестерни  $b'_1 = b_2 + (2 \dots 4) = 45 + 3 = 48 \text{ мм}$ ; в соответствии с ГОСТ 6636-69  $b_1 = 48 \text{ мм}$ .

#### 4.6. Определение ориентировочного значения модуля

Величину модуля можно определить по формуле

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w.$$

Для  $a_w = 112 \text{ мм}$   $m = 1,12 \dots 2,24 \text{ мм}$ .

Принимаем  $m_n = 2 \text{ мм}$  (см. табл. 3.3).

#### 4.7. Определение угла наклона зуба

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{4m_n}{b_2} = \arcsin \frac{4 \cdot 2}{45} = 10^{\circ} 14' 25'' ;$$

$$\cos \beta_{\min} = 0,984071.$$

#### 4.8. Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m_n} \cos \beta_{\min} = \frac{2 \cdot 112}{2} \cdot 0,984071 = 110,21;$$

принимаем  $z_{\Sigma} = 110$ .

Тогда

$$\cos \beta = \frac{z_{\Sigma} m_n}{2a_w} = \frac{110 \cdot 2}{2 \cdot 112} = 0,982143 ;$$

$$\beta = 10^{\circ} 50' 39''.$$

#### 4.9. Определение числа зубьев зубчатых колес

4.9.1. Число зубьев шестерни

$$z' = \frac{z_{\Sigma}}{u+1} = \frac{110}{2+1} = 36,67 ; \text{ принимаем } z_1 = 36.$$

4.9.2. Число зубьев колеса  $z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 110 - 36 = 74$ .

#### 4.10. Определение фактического значения передаточного числа

$$u = z_2/z_1 = 74/36 = 2,056.$$

Ошибка  $\delta = \frac{2,056-2}{2} \cdot 100 = 2,8 < 4 \%$ .

#### 4.11. Проверка зубьев на выносливость при изгибе

$$\sigma_{F2} = \frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_F K_{F\alpha} Y_{F2} Y_\beta (u+1)}{b_2 m_n a_w u} \leq [\sigma]_{F2} .$$

$K_{Fa}$  — коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;  $K_{Fa} = 0,91$  (см. табл. 3.5)

$Y_{F2}$  — коэффициент формы зуба.

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{74}{0,982^3} = 77,7 .$$

Тогда  $Y_{F2} = 3,601$  (см. табл. 3.4)

$Y_\beta$  — коэффициент, учитывающий наклон зубьев;

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10,84408}{140} = 0,9225 .$$

Напряжение в опасном сечении зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{588 \cdot 10^3 \cdot 1,11 \cdot 0,91 \cdot 3,601 \cdot 0,9225 \cdot 3}{45 \cdot 2 \cdot 112 \cdot 2} = 293,6 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F2} < [\sigma]_{F2} = 314,3 \text{ МПа} .$$

Эквивалентное число зубьев шестерни

$$z_v = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{36}{0,982^3} = 37,75 ;$$

$Y_{F1} = 3,72$  (см. табл. 3.4)

Напряжение в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} = 293,6 \cdot \frac{3,72}{3,601} = 303,3 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_{F1} < [\sigma]_{F1} = 314,4 \text{ МПа} .$$

#### 4.12. Определение основных размеров зубчатого зацепления

4.12.1. Диаметры делительных окружностей:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1 = \frac{2 \cdot 36}{0,982143} = 73,309 \text{ мм} ;$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2 = \frac{2 \cdot 74}{0,982143} = 150,691 \text{ мм} .$$

Проверка:  $2a_w = d_1 + d_2 = 73,309 + 150,691 = 224 \text{ мм} .$

Равенство выполняется.

4.12.2. Диаметры окружностей вершин:

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 73,309 + 2 \cdot 2 = 77,309 \text{ мм} ;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 150,691 + 2 \cdot 2 = 154,691 \text{ мм} .$$

4.12.3. Диаметры окружностей впадин:

$$df_1 = d_1 - 2,5m_n = 73,309 - 2,5 \cdot 2 = 68,309 \text{ мм} ;$$

$$df_2 = d_2 - 2,5m_n = 150,691 - 2,5 \cdot 2 = 145,691 \text{ мм} .$$

#### 4.13. Силы, действующие в зацеплении:

Схема сил в зацеплении представлена на рис. 3.3.

Окружная сила

$$F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 588 \cdot 10^3}{150,691} = 7804 \text{ Н} .$$

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = F_t \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 50' 39''} = 2892 \text{ Н} .$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = F_t 10^\circ 50' 39'' = 7804 \cdot 0,191557 = 1495 \text{ Н} .$$

## 5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРЯМЫМИ И КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Основные размеры передачи  $R_e$ ,  $d_{e1}$ ,  $d_{e2}$ ,  $b$  (рис. 5.1) определяют из расчета на контактную выносливость

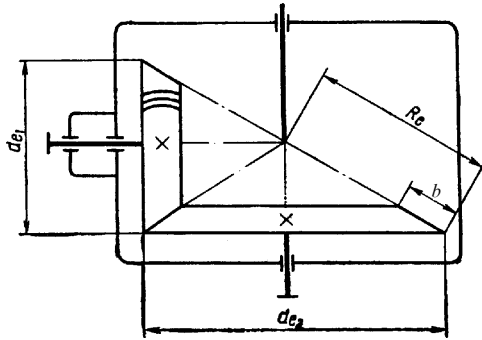


Рис. 5.1

### 5.1. Определение предварительного значения диаметра внешней делительной окружности

5.1.1. Для колеса

$$d'_{e2} = 960 \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{[\sigma]_H^2 (1 - K_{be}) K_{be} U_H}}$$

В этой формуле:

$K_{be} = b / R_e$  — коэффициент ширины зубчатых колес. Обычно  $K_{be} = 0,25 \dots 0,3$ . Большие значения применяются при  $u \leq 3$ . При проектировочном расчете рекомендуется принимать среднее значение  $K_{be} = 0,285$ .

$U_H$  — коэффициент, учитывающий при расчете на контактную выносливость вид конической передачи.

Для конических колес с прямыми зубьями  $U_H = 0,85$ .

Для конических колес с круговыми зубьями  $U_H$  определяется по табл. 5.1.

$K_H$  — коэффициент нагрузки. При постоянной нагрузке для неприрабатывающих зубьев и при переменной нагрузке коэффициенты  $K_H$  можно принять (рис. 5.2):

для схемы передачи 1  $K_H = 2,5$ ;

для схемы передачи 2  $K_H = 2,3$ ;

для схемы передачи 3  $K_H = 1,215$ ;

при расчете коническо-цилиндрической передачи для цилиндрической ступени  $K_H = 1,15$ .

Таблица 5.1

U	Термообработка зубьев		
	$Y_1 + Y_2$	ТВЧ <sub>1</sub> + Y <sub>2</sub> ; 3 <sub>1</sub> + Y <sub>2</sub> ; Ц <sub>1</sub> + Y <sub>2</sub>	ТВЧ <sub>1</sub> + ТВЧ <sub>2</sub> ; 3 <sub>1</sub> + 3 <sub>2</sub> ; Ц <sub>1</sub> + Ц <sub>2</sub>
$U_H$	$1,22 + 0,21 u$	$1,13 + 0,13 u$	$0,81 + 0,15 u$
$U_F$	$0,94 + 0,08 u$	$0,85 + 0,043 u$	$0,65 + 0,11 u$

Здесь: У — улучшение; 3 — закалка объемная; ТВЧ — закалка поверхностная токами высокой частоты; Ц — цементация. Индекс «1» относится к термической обработке шестерни, индекс «2» — к термической обработке колеса.

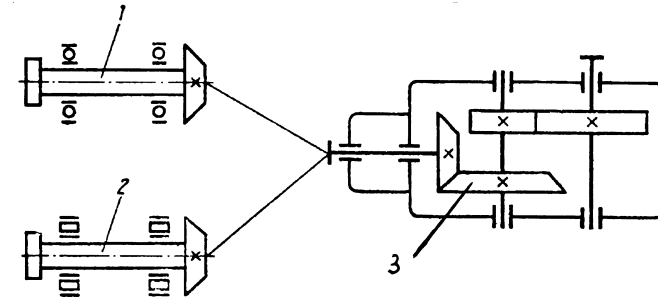


Рис. 5.2

$T_2$  — номинальный вращающий момент на валу колеса, Н·м;

$u$  — заданное передаточное число;

$[\sigma]_H$  — допускаемое напряжение для расчета передачи на контактную выносливость, определяют по табл. 5.2 и 2.6.

Таблица 5.2

Допускаемые напряжения для расчета передачи на выносливость	
Термообработка	на контактную выносливость
Нормализация, улучшение, азотирование	$[\sigma]_H = [\sigma]_O \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq [\sigma]_{H \max}$
Закалка объемная, закалка поверхностная, цементация	$[\sigma]_O = \frac{\sigma_{OH}}{S_H}$

В этой таблице:

- $\sigma_{OH}$  и  $S_H$  — длительный предел выносливости и коэффициент безопасности при расчете на контактную выносливость;
- $[\sigma]_{Hmax}$  — предельное допускаемое напряжение, определяемое по табл. 2.6.
- $[\sigma]_H$  — допускаемое контактное напряжение при неограниченном ресурсе передачи.

За допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из  $[\sigma]_{H1}$  и  $[\sigma]_{H2}$ .

При  $u \leq 5$  и  $K_{bc} = 0,285$  формула упрощается:

$$d'_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{[\sigma]_H^2 U_H}}$$

Полученное значение  $d'_{e2}$  при проектировании стандартного редуктора округляется до ближайшего значения  $d_{e2}$  по ГОСТ 12289-76 (см. табл. 5.3).

Таблица 5.3

$d_{e2}$	1-й ряд	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500	630
	2-й ряд	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560	

5.1.2. Для шестерни  $d'_{e1} = \frac{d_{e2}}{u}$ .

**5.2. Предварительное значение числа зубьев шестерни  $z'_1$**  выбирается по рис. 5.3. для прямозубых колес и по рис. 5.4. для колес с круговыми зубьями, а затем уточняется в соответствии с рекомендациями табл. 5.4.

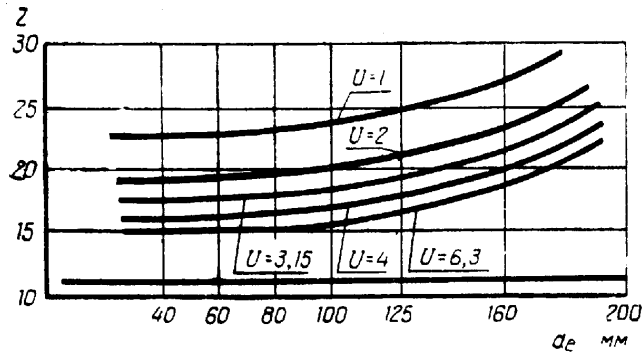


Рис. 5.3

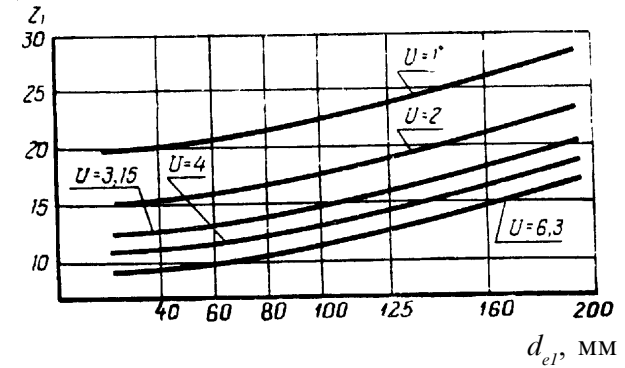


Рис. 5.4

Таблица 5.4

Число зубьев $z_1$ шестерни в зависимости от термической обработки		
	Твердость H рабочих поверхностей зубьев	Значение $z_1$
Шестерня Колесо	При $H_1$ и $H_2 \geq \text{HRC}45$	$z_1 = z'_1$
Шестерня Колесо	При $H_1 \geq \text{HRC}45$ $H_2 \leq \text{HB}350$	$z_1 = 1,3z'_1$
Шестерня Колесо	При $H_1$ и $H_2 < \text{HB}350$	$z_1 = 1,6z'_1$

Значение  $z_1$  округляется до целого числа.

**5.3. Число зубьев колеса  $z_2 = u \cdot z_1$ .** Значение  $z_2$  также округляется до целого числа.

**5.4. Окончательное значение передаточного числа  $u = \frac{z_2}{z_1}$ .**

Величина  $u$  вычисляется с точностью не ниже 0,0001, поскольку она определяет углы при вершинах начальных конусов, вычисляемых с точностью до  $10''$ . Окончательное значение  $u_{ред}$  не должно отличаться от заданного более чем на 4%.

**5.5. Углы делительных конусов:**

колеса  $\delta_2 = \arctg u$ ;

шестерни  $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$ .

**5.6. Внешний окружной модуль:**

для прямозубых колес  $m_e = \frac{d_{e2}}{z_2}$ ;

для зубчатых колес с круговыми зубьями  $m_{ie} = \frac{d_{e2}}{z_2}$ .

Внешний окружной модуль до стандартного значения можно не округлять, так как одним и тем же режущим инструментом можно нарезать колеса с различными модулями в определенном непрерывном интервале значений. Точность вычислений  $m_e$  и  $m_{ie}$  не должна быть ниже 0,0001. Значение внешнего окружного модуля менее 1,5 мм для силовых зубчатых передач применять не рекомендуется.

### 5.7. Внешнее конусное расстояние:

для прямозубых колес  $R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ ;

для зубчатых колес с круговыми зубьями  $R_e = \frac{m_{ie}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ ; округлять величину  $R_e$  не следует.

**5.8. Ширина зубчатых колес**  $b_1 = b_2 = K_{bc} R$ . Вычисленное значение  $b$  округляется до целого числа.

**5.9. Коэффициент смещения инструмента** для шестерни находится в зависимости от числа зубьев и передаточного числа по табл. 5.5 для прямозубых колес и по табл. 5.6 для колес с круговыми зубьями. Для передач, у которых  $z_1$  и  $u$  отличаются от указанных в табл. 5.5 и 5.6 коэффициенты смещения принимают с округлением в большую сторону.

Таблица 5.5

Коэффициент смещения $x_{e1}$ для шестерен с прямыми зубьями								
$z_1$	Передаточное число $u$							
	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

Коэффициент смещения инструмента для колес:  
с прямыми зубьями  $x_{e2} = -x_{e1}$ ;  
с круговыми зубьями  $x_{n2} = -x_{n1}$ .

Таблица 5.6

Коэффициент смещения $x_{n1}$ для шестерен с круговыми зубьями								
$z_1$	Передаточное число $u$							
	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	-	-	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	-	-	-	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	-	-	0,23	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	-	0,12	0,22	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	-	0,11	0,21	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,00	0,10	0,19	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,00	0,09	0,17	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,00	0,08	0,15	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,00	0,07	0,11	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,00	0,05	0,09	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

### 5.10. Проверка зубьев конических колес на выносливость при изгибе.

5.10.1. Расчетное напряжение в опасном сечении зуба колеса, МПа.

Для прямозубых колес

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72K_F T_2 10^3 Y_{F2}}{d_{e2} b m_e U_F} \leq [\sigma]_{F2}.$$

Для колес с круговыми зубьями

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72K_F T_2 10^3 Y_{F2}}{d_{e2} b m_{ie} U_F} \leq [\sigma]_{F2}.$$

В этих формулах:

$U_F$  — коэффициент, учитывающий при расчете на изгибную выносливость вид конической передачи; для прямозубых колес  $U_F = 0,85$ ; для колес с круговыми зубьями  $U_F$  определяется по табл. 5.1;

$[\sigma]_{F2}$  — допускаемое напряжение (см. табл. 5.7 и 2.6);

$Y_{F2}$  — коэффициент, учитывающий форму зуба. Определяется по табл. 5.8 с учетом коэффициента смещения инструмента в зависимости от эквивалентного числа зубьев:

для прямозубых колес  $z_{U2} = z_2 / \cos \delta_2$ ;

$K_F$  — коэффициент нагрузки.

Для 7...9 степени точности и по рис. 5.2 можно принять:

для схемы передачи 1

$$K_F = 2,6$$

для схемы передачи 2

$$K_F = 2,1$$

для схемы передачи 3

$$K_F = 1,187$$

для цилиндрической ступени при расчете коническо-цилиндрической передачи

$$K_F = 1,35.$$

Таблица 5.7

Допускаемые напряжения для расчета передачи на изгибную выносливость	
Термообработка	
Нормализация, улучшение, азотирование	Закалка объемная, закалка поверхностная, цементация
$[\sigma]_F = [\sigma_O]_F \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{F \max}$ $[\sigma_O]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}$	$[\sigma]_F = [\sigma_O]_F \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{F \max}$ $[\sigma_O]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}$

Таблица 5.8

z или z <sub>U</sub>	Коэффициенты смещения инструмента								
	-0,5	-0,4	-0,25	-0,16	0	0,16	0,25	0,4	0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	3,68	3,46
16	-	-	-	-	4,28	4,02	3,78	3,54	3,40
20	-	-	-	4,40	4,07	3,83	3,64	3,50	3,39
25	-	-	4,30	4,13	3,90	3,72	3,62	3,47	3,40
32	4,50	4,27	4,05	3,94	3,78	3,65	3,59	3,46	3,40
40	4,14	4,02	3,88	3,81	3,70	3,61	3,57	3,48	3,42
50	3,96	3,88	3,78	3,73	3,66	3,58	3,54	3,49	3,44
60	3,82	3,78	3,71	3,68	3,62	3,57	3,54	3,50	3,47
71	3,79	3,74	3,68	3,66	3,61	3,56	3,55	3,50	3,48
80	3,73	3,70	3,66	3,63	3,60	3,55	3,55	3,51	3,50
90	3,70	3,68	3,64	3,62	3,60	3,55	3,55	3,53	3,51
100	3,68	3,66	3,62	3,61	3,60	3,56	3,56	3,55	3,52
180	3,64	3,62	3,62	3,62	3,62	3,59	3,58	3,56	3,56
>180	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Для колес с круговыми зубьями  $Y_F$  находится в зависимости

$$Y_F \text{ от биэквивалентного числа зубьев } z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2};$$

$\beta_m$  — средний угол наклона зуба (рис. 5.5).

Рекомендуется принимать  $\beta_m = 35^\circ$ ,

$$\text{поэтому } z_{vn2} = \frac{z_2}{0,55 \cos \delta_2}.$$

5.10.2. Расчетное напряжение в опасном сечении зуба шестерни

$$\sigma_{F1} = \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F1}.$$

Значения коэффициента  $Y_{F1}$  и допускаемого напряжения  $[\sigma]_{F1}$  находятся так же, как и для колеса.

Если расчетное напряжение  $\sigma_F$  превышает допускаемое более чем на 10%, размеры передачи увеличиваются и проводится повторный расчет.

**5.11. Окончательное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни.**

Для прямозубых колес  $d_{e1} = m_e z_1$ .

Для колес с круговыми зубьями  $d_{e1} = m_{te} z_1$ .

**5.12. Внешние диаметры вершин зубьев.**

Для прямозубых колес:

шестерня  $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$ ;

колесо  $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cos \delta_2$ .

Для зубчатых колес с круговыми зубьями:

шестерня  $d_{ae1} = d_{e1} + 1,64(1 + x_{n1})m_{te} \cos \delta_1$ ;

колесо  $d_{ae2} = d_{e2} + 1,64(1 + x_{n2})m_{te} \cos \delta_2$ .

**5.13. Средний модуль.**

Для прямозубых зубчатых колес определяется средний окружной модуль  $m_n = m_e \cdot 0,857$ .

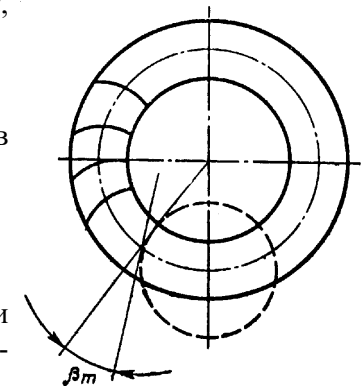


Рис. 5.5

Для колес с круговыми зубьями определяется средний нормальный модуль  $m_n = m_{ie} \cdot 0,857 \cos \beta_m$ .

При  $\beta_m = 35^\circ$   $m_n = 0,702 m_{ie}$ .

#### 5.14. Силы, действующие на валы зубчатых колес (рис. 5.6).

5.14.1. Окружная сила на среднем диаметре

$$F_t = \frac{2T_2 10^3}{d_{m2}}, \text{ где } d_{m2} = 0,857 d_{e2}.$$

5.14.2. Осевая сила на шестерне:  
для прямозубых зубчатых колес

$$F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \quad (\alpha \text{ — угол зацепления});$$

для зубчатых колес с круговыми зубьями

$$F_{a1} = F_t \gamma_A \quad (\gamma_A \text{ — коэффициент осевого усилия});$$

$$\gamma_A = \frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 \pm \sin \beta_m \cos \delta_1);$$

при  $\beta_m = 35^\circ$   $\gamma_A = 0,44 \sin \delta_1 \pm 0,7 \cos \delta_1$ .

Верхний знак следует принимать при совпадении направления вращения с направлением винтовой линии, нижний — когда направление противоположное.

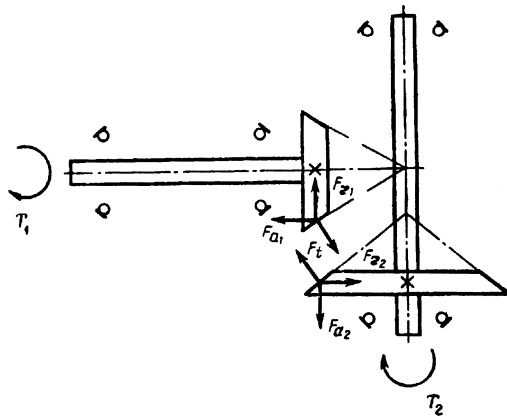


Рис. 5.6

5.14.3. Радиальная сила на шестерне:  
для прямозубых зубчатых колес

$$F_{r1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1;$$

для зубчатых колес с круговыми зубьями

$$F_{r1} = F_t \gamma_R \quad (\gamma_R \text{ — коэффициент радиального усилия});$$

$$\gamma_R = \frac{1}{\cos \beta_m} (\operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 \pm \sin \beta_m \sin \delta_1);$$

при  $\beta_m = 35^\circ$   $\gamma_R = 0,44 \cos \delta_1 \pm 0,7 \sin \delta_1$ .

Как и для  $\gamma_A$ , верхний знак следует брать, если направление вращения и винтовой линии совпадают, нижний — в противоположном случае.

5.14.4. Осевая сила на колесе равна радиальной силе на шестерне, т.е.  $F_{a2} = -F_{r1}$  (см. рис. 5.6).

5.14.5. радиальная сила на колесе равна осевой силе на шестерне, т.е.  $F_{r2} = -F_{a1}$  (см. рис. 5.6).

Знак «минус» в последних двух выражениях указывает на противоположное направление силы и в расчетах не учитывается.

В нереверсивных передачах с круговым зубом осевую силу  $F_{a1}$  при проектировании обычно направляют к основанию конуса. Для этого при ведущей шестерне направление наклона зуба должно совпадать с направлением вращения шестерни.

При правом направлении линии зуба вращение шестерни выбирается по часовой стрелке (рис. 5.7, а). При левом направлении линии зуба шестерня должна вращаться против часовой стрелки (рис. 5.7, б).

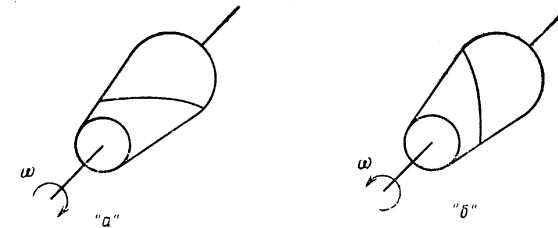


Рис. 5.7

**6. ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ  
КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ И  
СРЕДНИМ УГЛОМ НАКЛОНА ЗУБА  $\beta_m = 35^\circ$**

Исходные данные

$T_2 = 588$  Н·м;  $n_1 = 960$  об/мин;  $n_2 = 480$  об/мин ( $u = 2$ ).

Материал зубчатых колес — сталь 40ХН.

Нагрузка постоянная.

Срок службы передачи 36 000 ч.

Решение

**6.1. Определяем предварительное значение диаметра внешней делительной окружности колеса в мм.**

$$d'_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{K_H T_2 u}{[\sigma]_H^2 U_H}}$$

$K_H$  — коэффициент нагрузки (см. разд. 5.1.1)

Принимаем  $K_H = 1,215$ .

$U_H$  — коэффициент, учитывающий вид конической передачи;

$U_H = 0,81 + 0,15 u = 0,81 + 0,15 \cdot 2 = 1,11$  (см. табл. 5.1)

$[\sigma]_H$  — допускаемое напряжение.

Для определения допускаемых напряжений необходимо знать механические характеристики материала. Характеристики механических свойств некоторых сталей приведены в табл. 2.2.

При выборе материалов следует обеспечить для шестерни более высокие механические характеристики, чем для колеса. Это можно достигнуть подбором различных марок стали или различной термообработкой.

**6.2. Определение механических свойств материалов зубчатых колес и допускаемых напряжений.**

6.2.1. Средние значения твердости зубьев:

$$HB^{серед} = \frac{HB_{\min}^{серед} + HB_{\max}^{серед}}{2} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5;$$

$$HRC^{пов} = \frac{HRC_{\min}^{пов} + HRC_{\max}^{пов}}{2} = \frac{53 + 48}{2} = 50,5$$

(см. табл. 2.2)

6.2.2. Предельные характеристики материала:

$\sigma_\sigma = 900$  Мпа;  $\sigma_\tau = 750$  МПа (см. табл. 2.2).

6.2.3. Допускаемые напряжения для расчета передачи на контактную выносливость:

$$[\sigma]_H = [\sigma_0]_H \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \leq [\sigma]_{H \max}$$

$$[\sigma_0]_H = \sigma_{OH} / S_H$$

(см. табл. 5.2).

В этих формулах:

$\sigma_{OH}$  — длительный предел контактной выносливости;

$\sigma_{OH} = 17 HRC^{пов} + 200$  (табл. 2.6);

$S_H$  — коэффициент безопасности, равный 1,2 (см. табл. 2.6)

$$[\sigma_0]_H = \frac{17 \cdot 50,5 + 200}{1,2} = 882 \text{ МПа};$$

$N_{HO}$  — число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости;  $N_{HO} = 100 \cdot 10^6$  (см. рис. 2.1);

$N_{HE}$  — эквивалентное число циклов перемены напряжений;  
 $N_{HE} = K_{HE} N_\Sigma$ ;

$K_{HE}$  — коэффициент приведения; при постоянной нагрузке  $K_{HE} = 1$ .  
При переменной нагрузке  $K_{HE}$  находится по табл. 2.4.

Значения $K_{HE}$ и $K_{FE}$ для типовых режимов нагрузки						
Режим работы	Расчет на контактную выносливость		Расчет на выносливость при изгибе			
	Термообработка	$K_{HE}$	Термообработка	$K_{FE}$	Термообработка	$K_{FE}$
Т	любая	0,5		0,3	Закалка	0,2
С(Р)	“	0,25	Улучшение,	0,14	объемная,	0,10
С(Н)	“	0,18	нормализация,	0,06	закалка по-	0,04
Л	“	0,125	азотирование	0,038	верхностная,	0,016
					цементация	

$N_\Sigma$  — суммарное число циклов перемены напряжений;

$N_\Sigma = 60 \cdot t_\Sigma \cdot n_i$ , где  $n_i$  — частота вращения  $i$ -го зубчатого колеса.



Для шестерни  $N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 36000 \cdot 960 = 2073,6 \cdot 10^6$  циклов.

Для колеса  $N_{\Sigma 2} = 60 \cdot 36000 \cdot 480 = 1036,8 \cdot 10^6$  циклов.

Таким образом,  $N_{HE1} = 2073,6 \cdot 10^6$  циклов;  $N_{HE2} = 1036,8 \cdot 10^6$  циклов.

Базовые числа циклов перемены напряжений  $N_{HO}$ , соответствующие длительному пределу выносливости при расчете на контактную выносливость, определяются по графику на рис. 2.1.

При расчете на изгибную выносливость значения  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  принимают независимо от твердости материала зубчатых колес.

Если полученное значение  $N_{HE} > N_{HO}$ , то  $N_{HE} = N_{HO}$ .

Если  $N_{FE} > N_{FO}$ , то  $N_{FE} = N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ .

Поскольку полученные значения  $N_{HE} > N_{HO}$ , принимаем  $N_{HE1} = N_{HE2} = N_{HO} = 100 \cdot 10^6$  циклов.

Следовательно  $[\sigma]_H = [\sigma_O]_H = 882$  МПа.

**6.3. Тогда диаметр внешней делительной окружности колеса**

$$d'_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,216 \cdot 588 \cdot 2}{882^2 \cdot 1,11}} = 195,2 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{e2} = 200$  мм (см. табл. 5.3).

**6.4. Определяем предварительное значение диаметра внешней делительной окружности шестерни**

$$d'_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{200}{2} = 100 \text{ мм.}$$

**6.5 Определяем число зубьев шестерни.**

По графику рис. 5.4 с учетом табл. 5.4 находим  $z_1 = 17$ .

**6.6. Определяем число зубьев колеса**

$$z_2 = z_1 \cdot u = 17 \cdot 2 = 34.$$

**6.7. Окончательное значение передаточного числа**

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{34}{17} = 2.$$

**6.8. Определяем углы делительных конусов.**

Угол делительного конуса колеса

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 2 = 63^\circ 26' 6'' \quad (63,43494).$$

Угол делительного конуса шестерни

$$\delta_1 = 90^\circ - 63^\circ 26' 6'' = 26^\circ 33' 54''.$$

**6.9. Определяем внешний окружной модуль**

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{200}{34} = 5,8824 \text{ мм.}$$

6.10. Определяем внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_{te}}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{5,8824}{2} \sqrt{17^2 + 34^2} = 111,8 \text{ мм.}$$

**6.11. Определяем рабочую ширину зубчатого венца**

$$b = b_1 = b_2 = K_{be} R_e = 0,285 \cdot 111,8 = 31,8 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b = 32$  мм.

**6.12. Определяем коэффициенты смещения инструмента:**

для шестерни  $x_{n1} = 0,25$ ;

для колеса  $x_{n2} = -0,25$  (см. табл. 5.6).

**6.13. Проверяем зубья зубчатых колес на выносливость при изгибе:**

$$\sigma_F = \frac{2,72 K_F T_2 10^3 Y_{F2}}{d_{e2} b m_{te} U_F} \leq [\sigma]_{F2}$$

Допускаемое напряжение для расчета передачи на изгибную выносливость:

$$[\sigma]_F = [\sigma_O]_F \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} \leq [\sigma]_{F \max}; \quad [\sigma_O]_F = \frac{\sigma_{OF}}{S_F}.$$

В этих формулах:

$\sigma_{OF}$  — длительный предел изгибной выносливости;  $\sigma_{OF} = 550$  МПа (табл. 2.6);

$S_F$  — коэффициент безопасности, равный 1,75 (см. табл. 2.6);

$$[\sigma_O]_F = \frac{550}{1,75} = 314,3 \text{ МПа};$$

$N_{FE}$  — эквивалентное число циклов перемены напряжений для расчета на изгибную выносливость;  $N_{FEi} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma i}$ ;  
 $K_{FE}$  — коэффициент приведения постоянной нагрузки, равный 1.

При переменной нагрузке  $K_{FE}$  принимается по табл. 2.4. Таким образом, поскольку  $N_{FE} > N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  принимаем  $N_{FE} = 4 \cdot 10^6$ . Следовательно,  $[\sigma]_F = [\sigma]_{\sigma F} = 314,3$  МПа.

$K_F$  — коэффициент нагрузки, принимаем  $K_F = 1,187$  (см. разд. 5.10.1);  
 $Y_{F2}$  — коэффициент, учитывающий форму зуба колеса.

Определяем биэквивалентное число зубьев колеса

$$z_{\text{вн}2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_2} = \frac{34}{\cos^3 35^\circ \cdot \cos 63^\circ 26' 6''} = \frac{34}{0,819^3 \cdot 0,432} = 143,34$$

и по табл. 5.8 при коэффициенте смещения  $x_{n2} = -0,25$  находим  $Y_{F2} = 3,62$ .

$U_F$  — коэффициент, учитывающий вид конической передачи;

$$U_F = 0,65 + 0,11 \cdot u = 0,65 + 0,11 \cdot 2 = 0,87 \quad (\text{см. табл. 5.1}).$$

Тогда напряжение изгиба в опасном сечении зуба колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{2,72 \cdot 1,187 \cdot 588 \cdot 10^3 \cdot 3,62}{200 \cdot 32 \cdot 5,8824 \cdot 0,87} = 210 < 314,3 \text{ МПа.}$$

**6.14. Проверяем зубья шестерни на выносливость при изгибе**

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1} = 314,3 \text{ МПа.}$$

Определяем биэквивалентное число зубьев шестерни

$$z_{\text{вн}1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_m \cos \delta_1} = \frac{17}{\cos^3 35^\circ \cdot \cos 26^\circ 33' 54''} = \frac{17}{0,819^3 \cdot 0,894} = 34,58$$

и по табл. 5.8 при коэффициенте смещения  $x_{n1} = 0,25$  находим  $Y_{F1} = 3,583$ .

$$\text{Тогда } \sigma_{F1} = 210 \cdot \frac{3,583}{3,62} = 208 < 314,3 \text{ МПа.}$$

**6.15. Определяем внешние диаметры вершин зубьев:**

для шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 1,64 \cdot (1 + x_{n1}) \cdot m_{te} \cos \delta_1 = 100 + 1,64 \cdot (1 + 0,25) \cdot 5,8824 \cdot 0,894 = 110,786 \text{ мм;}$$

для колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 1,64 \cdot (1 + x_{n2}) \cdot m_{te} \cos \delta_2 = 200 + 1,64 \cdot (1 - 0,25) \cdot 5,8824 \cdot 0,432 = 203,122 \text{ мм.}$$

**6.16. Определяем средний нормальный модуль**

$$m_n = 0,702 m_{te} = 0,702 \cdot 5,8824 = 4,129 \text{ мм.}$$

**6.17. Определяем силы, действующие в зацеплении.**

6.17.1. Окружная сила на среднем диаметре

$$F_t = \frac{2T_2 10^3}{0,857 d_{e2}} = \frac{2 \cdot 588 \cdot 10^3}{0,857 \cdot 200} = 6756 \text{ Н.}$$

6.17.2. Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_t (0,44 \cdot \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1) = 6756 \cdot (0,44 \cdot 0,447 + 0,7 \cdot 0,894) = 5560 \text{ Н.}$$

6.17.3. Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_t (0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1) = 6756 \cdot (0,44 \cdot 0,394 - 0,7 \cdot 0,313) = 544 \text{ Н.}$$

6.17.4. Осевая сила на колесе

$$F_{a2} = -F_{r1} = -544 \text{ Н.}$$

6.17.5. Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = -F_{a1} = -5560 \text{ Н.}$$

## 7. ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Под компоновкой понимают размещение деталей редуктора друг относительно друга. Компоновка обычно выполняется в два этапа. Целью первого этапа является приближенное определение положения зубчатых (или червячных) колес, а также шкивов ременной передачи или звездочек цепной передачи относительно опор для последующего определения опорных реакций, расчета валов и подбора подшипников.

Компоновочный эскиз обычно выполняется в одной проекции — вид в плане при снятой крышке редуктора. Желательный масштаб чертежа 1:1. Для выполнения первого этапа компоновки редуктора производится предварительный расчет валов с учетом только крутящего момента.

### 7.1. Предварительный расчет валов

Предварительный расчет валов выполняется для ориентировочного определения их диаметров и размещения валов в корпусе редуктора вместе с подшипниками и зубчатыми колесами.

7.1.1. Валы редукторов обычно изготавливаются из различных марок углеродистых и легированных сталей. Для валов без термообработки обычно используют углеродистые стали Ст4, Ст5, 35, 40. Валы, испытывающие повышенные напряжения, а также валы, к которым предъявляют повышенные требования по несущей способности и долговечности, выполняют из среднеуглеродистых или легированных сталей 45, 40X, 40XH. Валы из этих сталей обычно подвергают улучшению. Валы из легированных сталей могут подвергаться закалке с высоким отпуском или поверхностной закалке ТВЧ с низким отпуском (шлицевые валы).

7.1.2. Ориентировочные диаметры валов устанавливаются по результатам расчета на кручение исходя из пониженных допускаемых напряжений. Для выходных участков валов редукторов  $[\tau] = 0,04\sigma_b$ ; где  $\sigma_b$  — предел прочности материала вала. Можно принять  $[\tau] = 25$  МПа. Тогда диаметр вала определится из условия прочности

$$\tau = T_i / (0,2d^3) \leq [\tau],$$

откуда

$$d \geq \sqrt[3]{T_i \cdot 10^3 / (0,2[\tau])} = \sqrt[3]{\frac{T_i \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = \sqrt[3]{200T_i}.$$

Здесь  $T_i$  — вращающий момент на данном валу редуктора, Н·м.  
 $d$  — диаметр вала, мм.

Если быстроходный вал соединяется с электродвигателем посредством муфты, то диаметр  $d_1$  не должен сильно отличаться от диаметра вала электродвигателя. При большой разности их диаметров трудно, а иногда и невозможно подобрать соединительную муфту.

Вал обычно выполняют ступенчатым. Шейки валов под подшипники должны быть на 3...5 мм больше, чем диаметры входных участков валов, причем значение диаметра должно оканчиваться на 0 или на 5 в соответствии с размерами внутренних колец подшипника.

Диаметры валов под зубчатыми колесами также принимаются на 3...5 мм больше, чем диаметры шеек под подшипники. Выбранные значения диаметров валов согласуются с ГОСТ 6636-69 «Нормальные линейные размеры».

7.1.3. После назначения диаметров посадочных мест под подшипники выбирают типы подшипников и схему их установки. При этом принимается во внимание величина и направление нагрузки на опоры, жесткость подшипника и его стоимость. Прежде всего целесообразно рассмотреть возможность применения радиальных однорядных шариковых подшипников, как наиболее простых по конструкции и дешевых.

7.1.4. При компоновке редуктора следует выбирать также муфты для соединения валов редуктора с электродвигателем или рабочим механизмом. Электродвигатель с редуктором обычно соединяются с помощью одной из самых распространенных муфт — упругой втулочно-пальцевой. На рис. 7.1 показана муфта по ГОСТ 21424-93.

Параметры таких муфт приводятся в табл. 7.1.

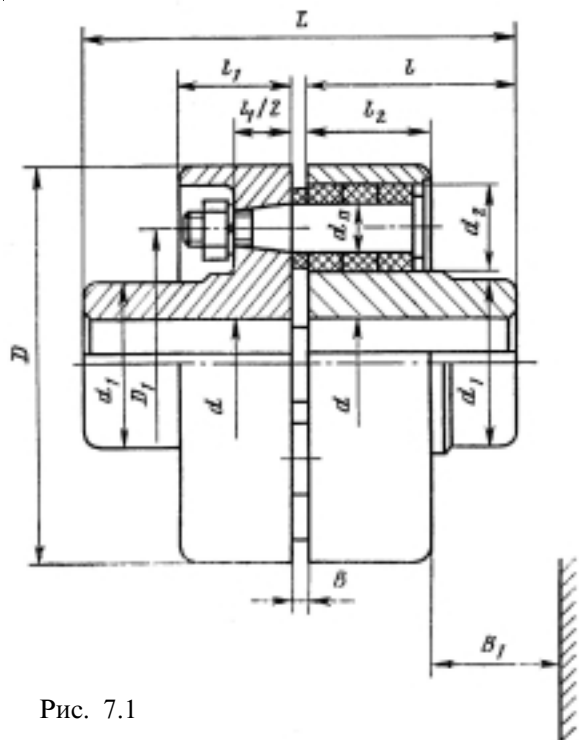


Рис. 7.1

Муфта выбирается по расчетному моменту. Она достаточно чувствительна к смещению валов, хотя и допускает радиальное смещение в пределах 0,3...0,4 мм, угловое — до  $1^\circ$  и значительное осевое — до 5 мм. Радиальная нагрузка на вал от муфты составляет примерно 0,2...0,3 от окружного усилия по диаметру окружности расположения пальцев.

Для соединения редуктора с транспортирующим устройством обычно применяются зубчатые муфты, позволяющие передавать большие крутящие моменты при различных комбинациях радиальных, угловых и осевых смещений.

Зубчатая муфта типа МЗ, стандартизированная по ГОСТ 5006-83 для передачи вращающих моментов от 710 до  $10^6$  Н·м показана на рис. 7.2. Допускаемый угол перекоса валов для этой муфты при отсутствии радиального смещения равен  $1^\circ$ , допускаемое радиальное смещение при отсутствии перекоса валов составляет

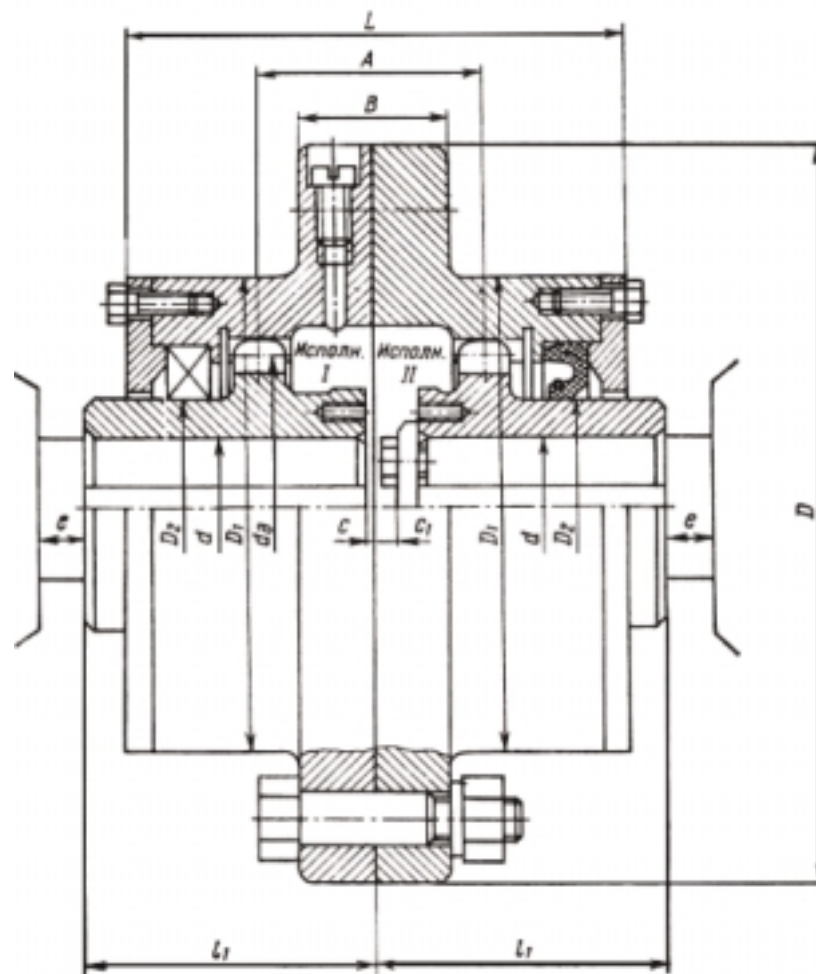


Рис. 7.2

Таблица 7.1

Допускаемый момент $T$ , Н·м	$d$ , мм	$D$ , мм	$l_{\max}$ , мм	$l_{\min}$ , мм	Количество пальцев	Частота вращения, об/мин, не более	$D_1$ , мм	$d_1$ , мм	$d_2$ , мм	$\frac{B; B_1}{l_1; l_2}$
6,3	10	67	51	24	3	8800	45	22	17	$\frac{3;20}{9;12}$
	11		63	30				25		
16,0	12	71			83	40	4	7600	50	25
	14		30	32						
31,5	16	90	84	40	6	6350	63	30	20	$\frac{4;28}{16;20}$
	18		104	50				32		
63,0	20	100			124	60	6	5700	71	36
	22		40	45						
125,0	25	125	125	60	4	4600	90	45	28	$\frac{5;42}{18;32}$
	28		165	80				50		
250,0	32	140			165	110	6	3800	105	56
	36		110	63						
500,0	40	170		225	110	8	3600	130	71	36
	45		80							
1000,0	50	210	226	110	8	2850	160	90	36	$\frac{6;56}{24;40}$
	56							100		
	63		286	140				110		

$0,02d$ , а при одновременном радиальном смещении и перекосе  $\alpha \leq 30'$  —  $0,01d$  ( $d$  — диаметр вала, мм). Параметры зубчатых муфт приведены в табл. 7.2.

Из-за трения в зубьях муфты МЗ нагружают вал дополнительным сосредоточенным изгибающим моментом  $M_{из} \approx 0,1T$ .

Внешние нагрузки, действующие на валы при работе муфт, следует учитывать при выполнении проектного расчета валов на сложное сопротивление.

Таблица 7.2

Обозначение	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$d$ , мм	40	50	60	75	90	105	120	140	160
Допускаемый момент $T$ , Н·м	710	1400	3150	5600	8000	11800	19000	23600	30000
Частота вращения, об/мин, не более	6300	5000	4000	3350	2800	2500	2120	1900	1700
$A$ , мм	49	75	95	125	145	160	185	210	220
$D$ , мм	170	185	220	250	290	320	350	380	430
$L$ , мм	110	125	150	175	200	230	260	290	330
$D_1$ , мм	55	70	90	110	130	140	170	190	210
$D_2$ , мм	115	145	170	215	235	255	285	310	340
$Z$	34	34	40	40	50	50	50	50	50
$B$ , мм	55	70	85	105	115	125	140	160	165
$L$ , мм	2,5	2,5	2,5	2,5	5	5	5	5	5
$C$ , мм	12	12	18	18	25	25	30	30	30
$e$ , мм									

7.1.5. Расстояния между опорами и положение зубчатых колес относительно опор ориентировочно определяются в соответствии с табл. 7.3. Одновременно с этим выбирается способ смазки зубчатого зацепления и подшипников качения. Способ смазки зависит от окружной скорости зубчатого колеса быстроходной ступени.

Для редукторов общего назначения обычно применяют наиболее простой способ смазывания зубчатых колес — непрерывное смазывание жидким маслом путем погружения зубьев колес (или витков червяка) в масло, залитое в корпус. Подшипники стремятся смазывать тем же маслом, разбрызгиваемым зубчатыми колесами при работе редуктора, но практика показала, что надежная смазка разбрызгиванием возмож-

Таблица 7.3

Размеры к эскизной компоновке		
Обозначение	Наименование	Величина
1	2	3
$aw_{\sigma}, aw_{\tau}$	Межосевые расстояния соответственно быстроходной и тихоходной ступеней	Определяется расчетом
$R_e$	Конусное расстояние конической зубчатой передачи	Определяется расчетом
$b$	Рабочая ширина зубчатого колеса	Определяется расчетом
$B$	Ширина подшипника	Выбирается из таблиц ГОСТа
$a$	Расстояние от торца вращающихся деталей до внутренней стенки редуктора	$a \approx \delta$ $\delta = \sqrt[3]{1,6T_{\tau}} \geq 6$ мм - толщина стенки редуктора
$c$	Заглубление подшипника в гнездо корпуса	Зависит от способа смазки подшипников. При жидкой смазке $c = 2 \dots 5$ мм (от внутренней стенки корпуса), а при пластичной смазке $c = 8 \dots 10$ мм
$e$	Расстояние между торцами подшипников в средней опоре соосного редуктора	$e = 5 \dots 10$ мм
$\Delta$	Наименьший зазор между зубчатым колесом и внутренней поверхностью корпуса редуктора	$\Delta \geq 1,2\delta$
$l_0$	Расстояние от середины муфты, шкива ременной передачи или звездочки цепной передачи до середины опоры	Принимается конструктивно. Ориентировочно $l_0 = 3d$ , $d$ – диаметр вала под подшипником
$w$	Ширина стенки корпуса в месте посадки подшипника	Выбирается в зависимости от передаваемого момента по табл. 7.4
$l$	Расстояние между подшипниками ведущего вала конической ступени редуктора	Выбирается в зависимости от передаваемого момента по табл. 7.4
$l_k$	Расстояние от середины конической шестерни до середины подшипника	- « -
$l_q$	Расстояние между подшипниками червяка	$l_q \approx (0,9 \dots 1)d_{\text{чк}}$ , $d_{\text{чк}}$ – наружный диаметр червячного колеса

Таблица 7.4

Данные для определения расстояний между опорами валов			
Передаваемый крутящий момент $T$ , Н·м	$l$	$l_k$	$w$
До 10	40...65	30...55	20...40
Свыше 10 до 20	45...70	35...60	25...45
Свыше 20 до 40	50...80	40...65	25...50
Свыше 40 до 60	55...85	45...75	25...55
Свыше 60 до 80	60...90	50...80	30...55
Свыше 80 до 100	65...100	55...90	30...60
Свыше 100 до 200	70...120	60...100	30...70
Свыше 200 до 400	80...145	70...130	40...80
Свыше 400 до 600	100...160	90...140	45...85
Свыше 600 до 800	115...175	105...155	50...90
Свыше 800 до 1000	130...185	120...165	55...95

на лишь при окружных скоростях зубчатых колес свыше 3м/с. При окружных скоростях ниже 3 м/с подшипники смазываются пластичными смазками, причем полость подшипника должна быть отделена от внутренней части корпуса редуктора специальными мазеудерживающими кольцами или лабиринтными уплотнениями.

7.1.6. Порядок вычерчивания эскизной компоновки редуктора:

1. Выбирается масштаб. Желательный масштаб 1:1.
2. Проводятся осевые линии, соответствующие осям валов.
3. Наносятся контуры зубчатых колес.
4. Подсчитываются размеры, определяющие положение корпуса, и наносится контур внутренней поверхности корпуса.
5. Вычерчиваются валы по диаметрам, полученным из ориентировочных расчетов.
6. Предварительно принимаются подшипники средней серии выбранного типа и контуры подшипников наносятся на чертеж.
7. Намечается положение муфты, шкива или звездочки на выступающем из редуктора конце вала.
8. По чертежу определяется расстояние между опорами и расстояния от середины опор до середины зубчатых колес, муфты, шкива или звездочки.

Примеры выполнения компоновочного эскиза с обозначениями, принятыми в табл. 7.3 и 7.4, приведены на рис. 7.3...7.5.

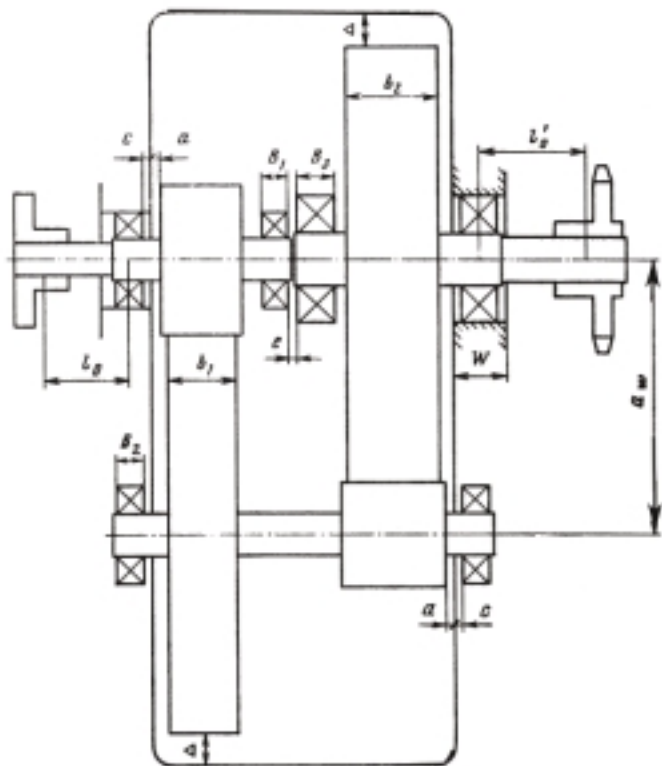


Рис. 7.3.

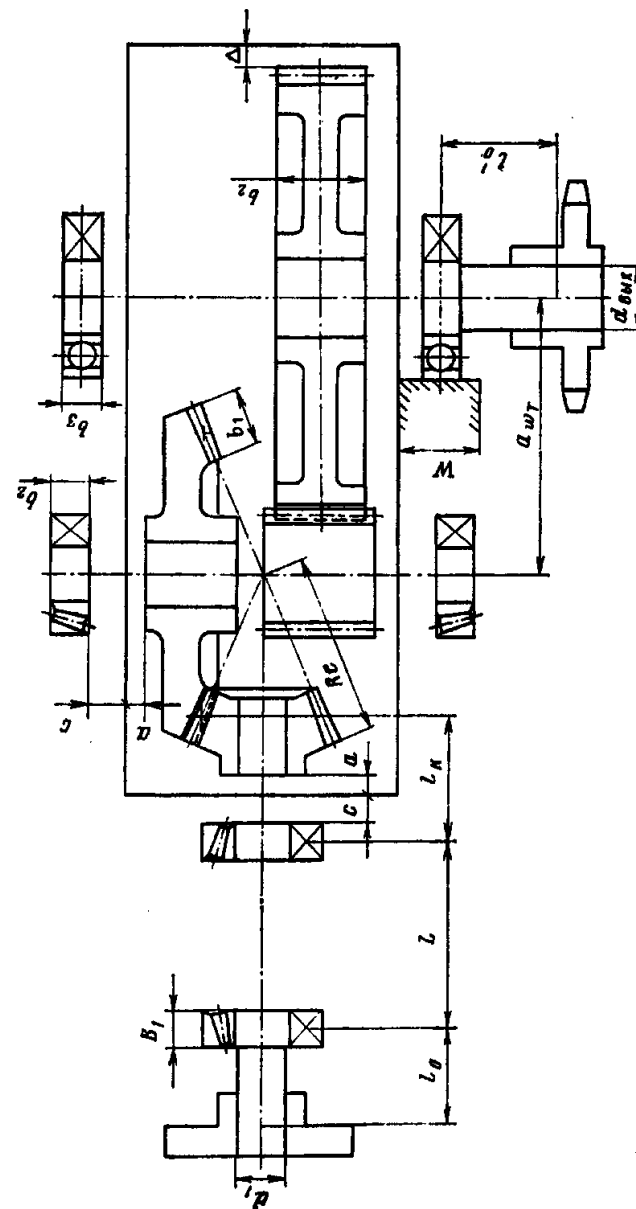


Рис. 7.4.

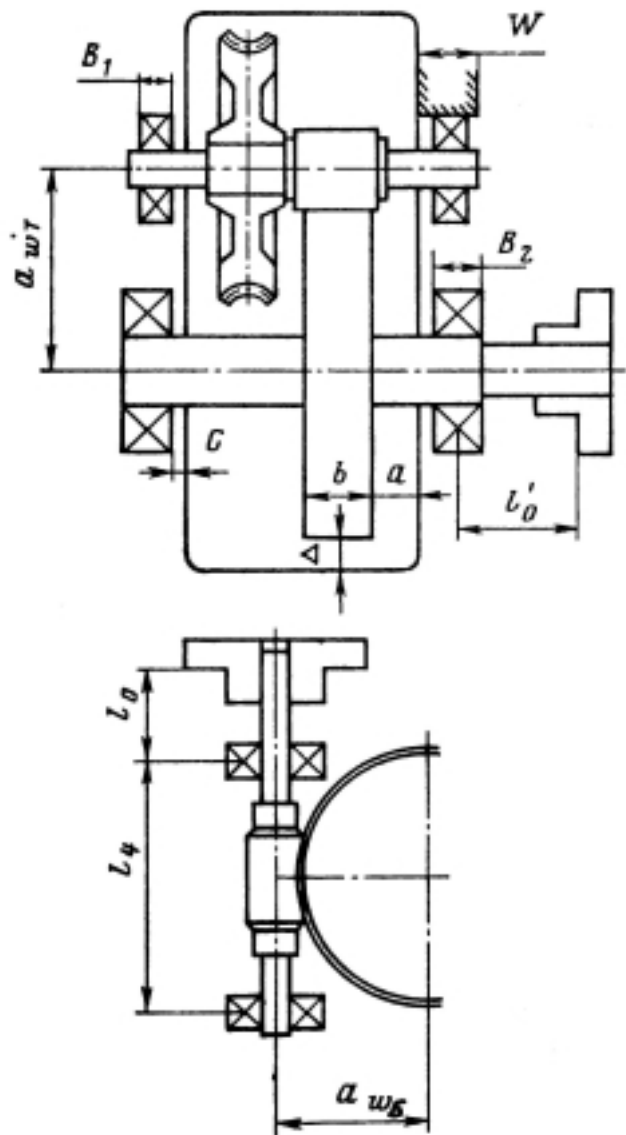


Рис. 7.5.

## 8. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ ИЗ УСЛОВИЯ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ (ПО ЭКВИВАЛЕНТНОМУ МОМЕНТУ)

### 8.1. Основные положения

Для проведения расчета необходимо вычисление не только крутящего, но и изгибающего момента в опасном сечении вала. Наиболее нагруженными обычно являются средние участки вала в местах посадки зубчатых колес. Расчет проводится в следующем порядке:

1. Определяются окружные, радиальные и осевые силы, действующие на вал при работе зубчатых, червячных, ременных и цепных передач, а также муфт.

2. По компоновочному чертежу определяются положения опор и деталей, закрепленных на валах, и составляются расчетные схемы. При этом силы, действующие на валы раскладываются в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $ZOY$  — вертикальной и  $ZOX$  — горизонтальной (рис. 8.1 и 8.2).

3. Определяются реакции опор и строятся эпюры изгибающих моментов в горизонтальной  $M_x$  и вертикальной  $M_y$  плоскостях, а также эпюра крутящего момента  $T$ .

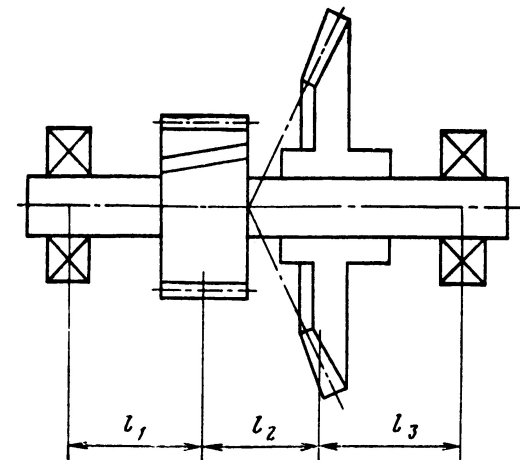


Рис. 8.1



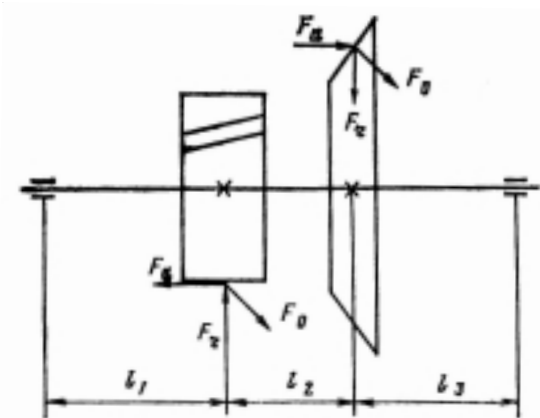


Рис. 8.2

4. Находится наибольшее значение суммарного изгибающего момента

$$M_{из} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2},$$

где  $M_{x1}$  и  $M_{y1}$  — изгибающие моменты в горизонтальной и вертикальной плоскостях в опасном сечении вала.

5. Подсчитывается эквивалентный момент

$$M_{экр} = \sqrt{M_{из}^2 + T^2}.$$

6. Определяется диаметр вала в рассматриваемом сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экр}}{0,1[\sigma]_и}}$$

где  $[\sigma]_и$  — допускаемое напряжение при изгибе.

Чтобы обеспечить не только прочность, но и достаточную жесткость валов, рекомендуется принимать допускаемые напряжения, равными  $[\sigma]_и = 50...60$  МПа.

7. Проводится конструктивная проработка валов с учетом данных, полученных при ориентировочном и проектном расчетах. При необходимости проводится корректировка размеров.

8. Выполняются эскизы валов.

## 8.2. Пример проектного расчета вала

Рассмотрим пример проектного расчета промежуточного вала двухступенчатого редуктора (см. рис. 8.1–8.4).

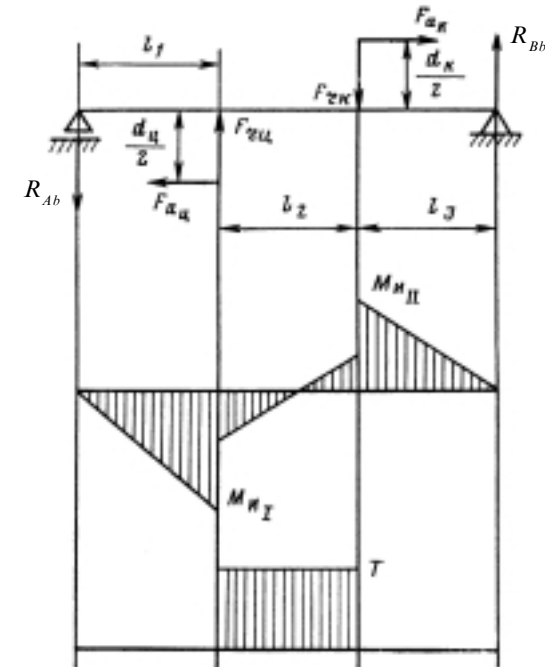


Рис. 8.3

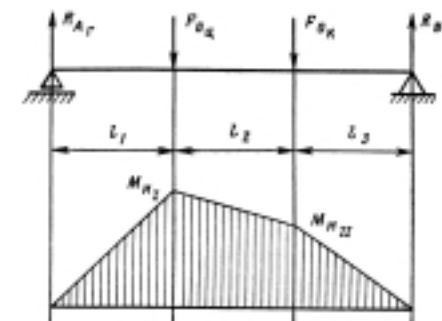


Рис. 8.4

8.2.1. Составляем схему сил, действующих в вертикальной плоскости (рис. 8.3).

8.2.2. Определяем реакции опор.

Пусть  $l_1 = a$ ;  $l_2 = b$ ;  $l_3 = c$ .

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_{ay}d_y/2 + F_{ry}a - F_{rk}(a+b) - F_{ak}d_k/2 + R_{Be}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Be} = \frac{F_{ay}d_y/2 - F_{ry} \cdot a + F_{rk}(a+b) + F_{ak}d_k/2}{a+b+c}.$$

Если значение реакции получается с отрицательным знаком, то при построении эпюры изгибающих моментов следует направить ее в противоположную сторону.

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-F_{ay}d_y/2 - F_{ry}(b+c) - F_{ak}\frac{d_k}{2} + F_{rk}c + R_{Ae}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Ae} = \frac{F_{ay}d_y/2 + F_{ry}(b+c) + F_{ak}d_k/2 - F_{rk}c}{a+b+c}.$$

8.2.3. Определяем значения изгибающих моментов под силами  $F_{ry}$  и  $F_{rk}$  и строим эпюры изгибающих и крутящих моментов.

$$M_{uzI} = -R_{Ae}a \quad M_{uzII} = R_{Be}c.$$

8.2.4. Составляем схему сил, действующих в горизонтальной плоскости (рис. 8.4).

8.2.5. Определяем реакции опор.

$$\Sigma M_A = 0;$$

$$-F_{oy}a - F_{ok}(a+b) + R_{Br}(a+b+c) = 0;$$

$$R_{Br} = \frac{F_{oy}(b+c) + F_{ok}c}{a+b+c}.$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$-R_{Ar}(a+b+c) + F_{oy}(b+c) + F_{ok}c = 0;$$

$$R_{Ar} = \frac{F_{oy}(b+c) + F_{ok}c}{a+b+c}.$$

8.2.6. Определяем значения изгибающих моментов под силами  $F_{oy}$  и  $F_{ok}$  и строим эпюру изгибающих моментов.

$$M_{uzI} = -R_{Ar}a; \quad M_{uzII} = R_{Br}c.$$

8.2.7. Вычисляем суммарные изгибающие моменты.

8.2.8. Определяем эквивалентный момент в опасном сечении и по нему подсчитываем диаметр вала.

## 9. Расчет и выбор подшипников качения

При предварительной компоновке редуктора были намечены типы подшипников и схемы их установки. После определения опорных реакций можно определить типоразмер подшипника, удовлетворяющий величине и направлению действующих нагрузок, а также частоте вращения и требуемому сроку службы. Назначается также класс точности подшипника. При отсутствии особых требований к точности вращения узла принимается нормальный класс точности О по ГОСТ 520-71.

Типоразмер подшипника определяют следующим образом:

а) исходя из действующих радиальных и осевых нагрузок, учитывая условия нагружения подшипника, вычисляют эквивалентную нагрузку, которая при приложении ее к подшипнику обеспечивает такую же долговечность, какую достигает подшипник в действительных условиях нагружения и вращения;

б) по приведенным ниже расчетным зависимостям, учитывая эквивалентную нагрузку, частоту вращения подшипника и требуемый срок службы, рассчитывают необходимую динамическую грузоподъемность, являющуюся основной характеристикой подшипника;

в) по найденной динамической грузоподъемности выбирают по каталогу конкретный типоразмер подшипника и его габаритные размеры.

Помимо динамической грузоподъемности, в каталоге приведены данные о предельной частоте вращения и статической грузоподъемности каждого типоразмера подшипника.

Долговечность подшипника определяется как число оборотов (или часов при заданной постоянной частоте вращения), которое подшипник должен проработать до появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения. Характерным признаком усталости является выкрашивание металла на рабочих поверхностях деталей в виде раковин или отслаивания металла.

Долговечность подшипника зависит как от внешних факторов (величины и направления нагрузки, частоты вращения, смазки и т.д.), так и от его динамической грузоподъемности.

Номинальную долговечность  $L$ , млн. об., или  $L_h$ , ч, вычисляют на основе эквивалентной нагрузки  $P$  и динамической грузоподъемности  $C$  по формулам:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^m; \quad L_h = \frac{10^6 L}{60n},$$

где  $m = 3$  — для шарикоподшипников;  
 $m = 10/3$  — для роликоподшипников.

Эти формулы справедливы при любой частоте вращения  $n$ , об/мин, не превышающей предельной частоты вращения для данного подшипника. При  $n = 1 \div 10$  об/мин расчет ведут исходя из  $n = 10$  об/мин.

Следует помнить, что при увеличении эквивалентной нагрузки вдвое расчетная долговечность уменьшается в 8–10 раз, поэтому необходимо как можно точнее определить действующие на подшипник нагрузки и не вводить произвольных коэффициентов, завышающих последние.

Эквивалентная нагрузка для радиальных и радиальноупорных подшипников — это такая постоянная радиальная нагрузка, которая при приложении ее к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом обеспечивает такую же долговечность, какую подшипник будет иметь при действительных условиях нагружения и вращения.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников величину эквивалентной нагрузки определяют по формуле

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T.$$

Для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами

$$P = F_r VK_\sigma K_T.$$

Для упорно-радиальных подшипников

$$P = (XF_r + YF_a)K_\sigma K_T.$$

Для упорных подшипников

$$P = F_a K_\sigma K_T.$$

При вращении внутреннего кольца коэффициент вращения  $V = 1$ , в случае вращения наружного кольца  $V = 1,2$ .

Значения остальных коэффициентов приводятся в справочниках.

При выборе однорядных радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников, а также однорядных конических роликоподшипников следует иметь в виду, что осевые усилия не оказывают влияния на расчетную величину приведенной нагрузки до тех пор, пока значение  $F_a/F_r$  не превысит определенной величины  $e$ .

Физическая сущность этого явления заключается в следующем. Из-за радиального зазора в подшипнике при отсутствии осевой нагрузки создается повышенная неравномерность нагружения тел качения. С увеличением осевой нагрузки, при постоянной радиальной, происходит выборка зазора, увеличивается рабочая дуга в подшипнике и нагрузка на тела качения распределяется более равномерно. До некоторого значения  $F_a/F_r = e$  это компенсирует увеличение общей нагрузки на подшипник с ростом осевой нагрузки  $F_a$ . Поэтому при  $F_a/F_r \leq e$  ведут расчет на действие как бы одной радиальной нагрузки, т.е. принимают  $X = 1$  и  $Y = 0$ . Значение  $e$  в зависимости от отношения осевой нагрузки и статической грузоподъемности подшипника  $C_0$  приводится в справочной литературе (см. также табл. 9.1 и 9.2).

Расчетные осевые нагрузки, действующие на радиально-упорные подшипники, определяют в зависимости от схемы воздействия внешних сил с учетом выбранного относительного расположения подшипников (рис. 9.1, 9.2; табл. 9.3).

Таблица 9.1

Коэффициенты X и Y для шариковых подшипников: радиальных, радиально-упорных (ГОСТ 18855-73)													
Группа подшипников	Угол контакта $\alpha$	$\frac{F_{aII}}{C_0}$	$\frac{iF_{aII}}{C_0}$	Однорядные		Двухрядные				e			
				$F_{aII}/(VF_{rII}) > e$		$F_{aII}/(VF_{rII}) < e$		$F_{aI}/(VF_{rI}) > e$					
				X	Y	X	Y	X	Y				
Радиальные однорядные	0°	0,014	-	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19			
		0,028									1,99	1,99	0,22
		0,056									1,71	1,71	0,26
		0,084									1,55	1,55	0,28
		0,11									1,45	1,45	0,30
		0,17									1,31	1,31	0,34
0,28	1,15	1,15	0,38										
Радиально-упорные	12°	0,014	-	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30			
		0,029									1,62	1,84	0,34
		0,057									1,46	1,60	0,37
		0,086									1,34	1,52	0,41
		0,11									1,22	1,39	0,45
		0,17									1,13	1,3	0,48
	0,29	1,04	1,2	0,52									
	18°, 19° 20°	-	0,43	1,00	-	1,09	0,70	1,63	0,57				
	24°, 25° 26°	-	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,44	0,68				
	30°	-	0,39	0,76	-	0,78	0,63	1,24	0,8				

Примечания: 1.  $C_0$  — статическая грузоподъемность радиальных и радиально-упорных подшипников, Н.

2. Для однорядных подшипников при  $F_{aII}/VF_{rII} \leq e$  принимается  $X = 1$  и  $Y = 0$ .

3. Коэффициенты Y и e для промежуточных величин отношений  $F_{aII}/C_{II}$  и  $iF_{aII}/C_{II}$  определяются интерполяцией.

4. e — вспомогательный коэффициент.

5. Общая осевая нагрузка  $F_{aII}$  находится по табл. 9.3; i — число рядов тел качения в подшипнике (для однорядных  $i = 1$ ; для двухрядных  $i = 2$ ).

Осевые составляющие от радиальных нагрузок определяются по следующим формулам:

для радиально и радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = eF_r,$$

для конических роликоподшипников

$$S = 0,83eF_{rII},$$

Таблица 9.2

Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников (по ГОСТ 18855-73)				
$\frac{F_a}{VF_r} \leq e$		$\frac{F_{aII}}{VF_{rII}} > e$		e
X	Y	X	Y	
Подшипники однорядные				
1	0	0,40	0,40ctg $\alpha$	1,5tg $\alpha$
Подшипники двухрядные				
1	0,45ctg $\alpha$	0,67	0,67ctg $\alpha$	1,5tg $\alpha$

Так как редукторы работают при температуре подшипниковых узлов менее 100°С, то  $K_T = 1$ ,  $K_T$  — температурный коэффициент, оказывающий влияние на эквивалентную нагрузку при  $t > 100$ °С. Коэффициент  $K_6$  выбирают по табл. 9.4

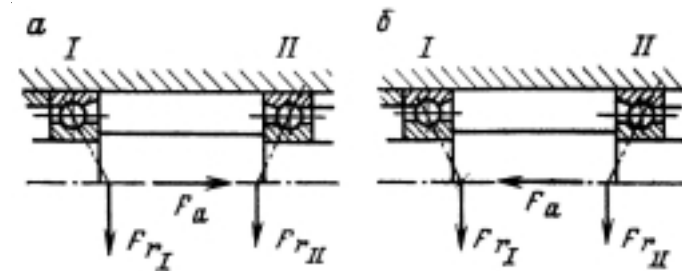


Рис. 9.1

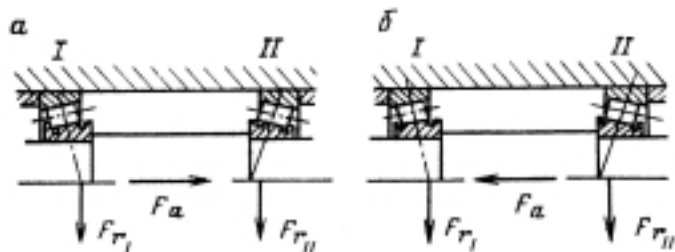


Рис. 9.2

Таблица 9.3

Общая осевая нагрузка на подшипник			
Случаи нагружения	Условия нагружения	Общая осевая нагрузка	
		в опоре I	в опоре II
Рис. 9.1,а	$e_1 F_{r1} < e_2 F_{r2}$ $F_a < e_2 F_{r2} - e_1 F_{r1}$	$F_{a1} = e_2 F_{r2} - F_a$	$F_{a2} = e_2 F_{r2}$
Рис. 9.1,б	$e_1 F_{r1} > e_2 F_{r2}$ $F_a < e_1 F_{r1} - e_2 F_{r2}$	$F_{a1} = e_1 F_{r1}$	$F_{a2} = e_1 F_{r1} - F_a$
Рис. 9.2,а	$F_{r1}/Y_1 < F_{r2}/Y_2$ $F_a > (F_{r2}/2Y_2 - F_{r1}/2Y_1)$	$F_{a1} = F_{r2}/2Y_2$	$F_{a2} = F_{r2}/2Y_2 - F_a$
Рис. 9.2,б	$F_{r1}/Y_1 > F_{r2}/Y_2$ $F_a < (F_{r1}/2Y_1 - F_{r2}/2Y_2)$	$F_{a1} = F_{r1}/2Y_1$	$F_{a2} = F_{r1}/2Y_1 - F_a$

Таблица 9.4

Числовые значения коэффициента безопасности	
Характер нагрузки на подшипник	$K_6$
Спокойная нагрузка, толчки отсутствуют	1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от нормальной (расчетной) нагрузки	1 ÷ 1,2
Умеренные толчки, вибрация, кратковременные перегрузки до 150 % от нормальной нагрузки	1,3 ÷ 1,8
Нагрузка со значительными толчками и вибрацией, кратковременные перегрузки до 200 % от нормальной нагрузки	1,8 ÷ 2,5
Нагрузка с сильными ударами, кратковременные перегрузки до 300 % от нормальной нагрузки	2,5 ÷ 3,0

## 10. ВТОРОЙ ЭТАП ЭСКИЗНОЙ КОМПОНОВКИ РЕДУКТОРА

На этом этапе проектирования конструктивно оформляются зубчатые и червячные колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и другие детали. Редуктор вычерчивается в той же последовательности, что и при предварительной компоновке, но с учетом необходимых конструктивных изменений. Примерный порядок выполнения следующий:

1. Вычерчиваются со всеми конструктивными подробностями ведущий, промежуточный и ведомый валы.
2. По конструктивным размерам вычерчиваются зубчатые и червячные колеса. На валах зубчатые колеса обычно закрепляются с помощью призматических шпонок. Размеры призматических шпонок по ГОСТ 23360-78 приводятся в табл. 10.1 и рис. 10.1.

Таблица 10.1

Диаметр вала	Размеры сечений шпонок и пазов			
	Размеры сечений шпонок		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	втулки $t_2$
Св. 8 до 10	3	3	1,8	1,4
« 10 « 12	4	4	2,5	1,8
« 12 « 17	5	5	3,0	2,3
« 17 « 22	6	6	3,5	2,8
« 22 « 30	8	7	4,0	2,8
« 30 « 38	10	8	5,0	3,3
« 38 « 44	12	8	5,0	3,3
« 44 « 50	14	9	5,5	3,8
« 50 « 58	16	10	6,0	4,3
« 58 « 65	18	11	7,0	4,4
« 65 « 75	20	12	7,5	4,9
« 75 « 85	22	14	9,0	5,4
« 85 « 95	25	14	9,0	5,4
« 95 « 110	28	16	10	6,4
« 110 « 130	32	18	11	7,4
« 130 « 150	36	20	12	8,4

Примечания: 1. Стандартный ряд длин, мм: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 160, 180 (до 500).

2. В ГОСТ 23360-78 даны сечения шпонок для валов  $d = 2 \div 500$  мм.

3. Пример условного обозначения шпонки при  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм, торцы скругленные:

Шпонка 16x10x80 ГОСТ 23360-78.

То же, с плоскими торцами:

Шпонка 3 – 16x10x80 ГОСТ 23360-78.

3. Вычерчиваются подшипники, выбранные при расчете на динамическую грузоподъемность. При необходимости между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса устанавливаются мазеудерживающие кольца.

4. Вычерчиваем крышки подшипников. При вычерчивании крышек подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной 1 мм) и болтами один из болтов крепления условно выполняется в плоскости чертежа.

При конструировании сквозных крышек следует учесть, что войлочные и фетровые уплотнения применяют, главным образом, в узлах, заполненных пластичной смазкой.

5. Тонкими или штриховыми линиями изображаются бобышки под болты и наружные очертания стенки корпуса.

6. Наносится граница верхнего пояса корпуса.

7. При проектировании соосного редуктора конструктивно оформляется средняя опора с учетом расположения шпилек для крепления крышки этой опоры.

## 11. ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

При выполнении компоновочного чертежа длина шпонок обычно принимается  $l = (1,2 \dots 1,5)d$ , где  $d$  — диаметр вала, а затем выполняется проверочный расчет по напряжениям смятия и среза. Условие прочности при расчете на смятие:

$$\sigma_{\text{см max}} \approx \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

Допускаемые напряжения смятия можно принимать при стальной ступице  $\sigma_{\text{см}} = 100 \dots 120$  МПа, при чугунной ступице  $\sigma_{\text{см}} = 50 \dots 70$  МПа.

Условие прочности при расчете на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

Допускаемые напряжения среза можно принимать  $[\tau]_{\text{ср}} \approx 0,6[\sigma]_{\text{см}}$ . Размеры  $d$ ,  $b$ ,  $l$ ,  $h$  и  $t_1$  показаны на рис. 10.1.

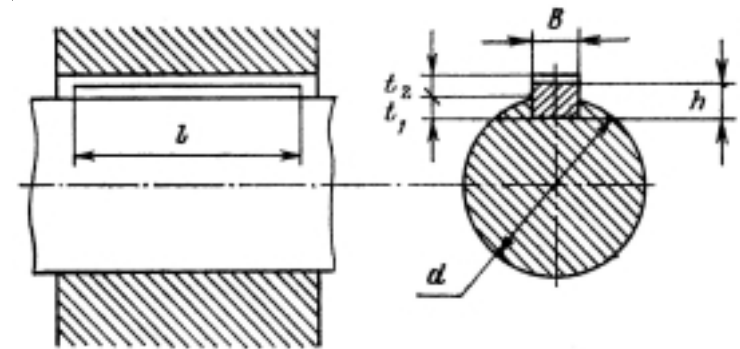


Рис. 10.1

## 12. РАСЧЕТ ВАЛОВ НА УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ (УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ)

Этот расчет проводится в форме определения коэффициента запаса прочности  $n$  для опасных сечений вала. Расчет выполняется на основе конструктивного чертежа (или второго этапа эскизной компоновки). При этом учитывают наличие коэффициентов концентрации напряжений. Условие прочности имеет вид:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n],$$

где  $[n]$  — требуемый коэффициент запаса прочности. Обычно  $[n] = 1,3 \dots 1,5$ . Иногда с учетом требований жесткости принимают  $[n] = 2,5 \dots 3$ ;

$n_\sigma$  и  $n_\tau$  — коэффициенты запаса прочности соответственно по нормальному и касательным напряжениям;

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\beta \epsilon_\sigma} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m};$$

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\beta \epsilon_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  — пределы выносливости материала вала при изгибе и при кручении с симметричным знакопеременным циклом нагружения. При отсутствии данных для  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  можно приближенно принимать для углеродистых сталей  $\sigma_{-1} \approx 0,436 \sigma_B$ ; для легированных сталей  $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_B + (70 \dots 120)$  МПа;  $\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}$ ;

$\sigma_a$ ;  $\tau_a$  и  $\sigma_m$ ;  $\tau_m$  — амплитуды и средние напряжения циклов нормальных и касательных напряжений;

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2};$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}; \quad \tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}.$$

При циклах изменения напряжений

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_u}{W_{\text{нетто}}}; \quad \tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{T_k}{2W_{\text{кнетто}}}.$$

где  $W_{\text{нетто}}$  и  $W_{\text{кнетто}}$  — моменты сопротивления изгибу и округлению Нетто сечения (табл. 12.4);

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  — средние напряжения циклов при изгибе и кручении,  
 $\sigma_m = 0, \tau_m = \tau_a = \frac{\tau_k}{2}$ .

Обычно напряжения в поперечном сечении вала при изгибе изменяются по симметричному циклу, а при кручении — по пульсирующему циклу;

$\psi_\sigma$  и  $\psi_\tau$  — коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла нагружения;

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}; \quad \psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0},$$

где  $\sigma_0$  и  $\tau_0$  — пределы выносливости материала при пульсирующем цикле нагружения;

По ГОСТ 25.504-82 рекомендуется принимать

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B, \\ \psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma.$$

$K_\sigma$  и  $K_\tau$  — эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, учитывающие влияние галтели, кольцевой выточки, шпоночного паза и др.; принимаются по табл. 12.1;

$\epsilon_\sigma$  и  $\epsilon_\tau$  — коэффициенты, учитывающие влияние поперечных размеров вала; принимаются по табл. 12.2;

$\beta$  — коэффициент поверхностного упрочнения; вводится при поверхностной закалке ТВЧ, азотировании, дробеструйном наклепе; принимается по табл. 12.3.

Таблица 12.1

Концентратор	$K_{\sigma}$		$K_{\tau}$		Эскиз
	$\sigma_e, \text{ МПа}$				
	$\leq 700$	$\geq 1000$	$\leq 700$	$\geq 1000$	
1	2		3	4	
Галтель ( $D/d = 1,25 \dots 2$ ): при $r/d = 0,02$ при $r/d = 0,06$ при $r/d = 0,10$	2,50 1,85 1,60	3,50 2,00 1,64	1,80 1,40 1,25	2,10 1,53 1,35	
Выточка ( $t = r$ ): при $r/d = 0,02$ при $r/d = 0,06$ при $r/d = 0,10$	1,90 1,80 1,70	2,35 2,00 1,85	1,40 1,35 1,25	1,70 1,65 1,50	
Шпоночная канавка	1,75	2,00	1,50	1,90	
Нарезка витков червяка	2,30	2,50	1,70	1,90	
Резьба	1,80	2,40	1,20	1,50	

*Примечание.* При наличии нескольких концентраторов напряжений в одном сечении в расчет принимается тот, у которого коэффициент  $K$  больше.

Таблица 12.2

Вид нагрузки и материал вала	Диаметр вала, мм							
	15	20	30	40	50	70	80	100
И з г и б Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
И з г и б Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62
К р у ч е н и е Углеродистая или легированная сталь	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,70

Таблица 12.3

Вид поверхностной обработки	Предел прочности сердцевины $\sigma_e, \text{ МПа}$	Коэффициент упрочнения $\beta$		
		Гладкие валы	Валы с концентраторами напряжения	
			$K < 1,5$	$K > 1,5$
Закалка с нагревом ТВЧ	600...800	1,5...1,7	1,6...1,7	2,4...2,5
Азотирование	800...1000	1,3...1,5	-	-
Азотирование	900...1200	1,1...1,25	1,5...1,7	1,7...2,1
Дробеструйный наклеп	600...1500	1,1...1,25	1,5...1,6	1,7...2,1

Таблица 12.4

Сечение вала	$W_{\text{нетто}}$	$W_{\text{к нетто}}$
Круглое, сплошное, диаметром $d$	$\frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$	$\frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3$
С одной шпоночной канавкой (рис. 10.1 или табл. 12.1)	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{d}$



## 13. КОНСТРУИРОВАНИЕ РЕДУКТОРА

### 13.1. Конструирование зубчатых колес

Конструкции цилиндрических и конических зубчатых колес представлены на рис. 13.1...13.5. Рекомендации по выбору размеров отдельных элементов колес даны в табл. 13.1.

Шестерня изготавливается заодно с валом (рис. 13.1), если диаметр окружности впадин  $d_f < 1,2 d_a$ , где  $d_a$  — диаметр вала. Заодно с валом выполняются и конические шестерни малых размеров. При раздельном исполнении шестерни наименьший допускаемый размер между углом шпоночной канавки и диаметром окружности впадин должен быть не менее  $2,5 m$ , где  $m$  — модуль зацепления.

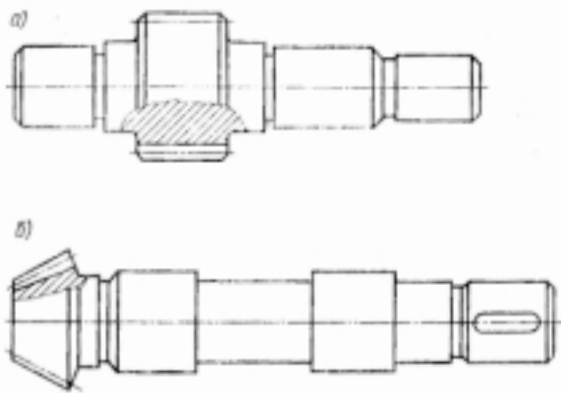


Рис. 13.1

Зубчатое колесо состоит из обода, несущего зубья, ступицы, насаживаемой на вал, и диска, соединяющего обод со ступицей.

Зубчатые колеса небольших размеров ( $d_a < 150$  мм) изготавливают точением из прутка или заготовки, получаемой ковкой. Колеса средних размеров ( $d_a < 500$  мм) получают ковкой или штамповкой. При диаметрах  $d_a > 500$  мм зубчатые колеса можно выполнять литыми со спицами.

Цилиндрические колеса малых и средних диаметров изготовляют либо без ступицы — в форме сплошного диска, либо чаще — со ступицей (рис. 13.2). Рекомендуется принимать  $\delta_0 = (2,5...4)m$ . Меньшие значения применяются для крупных модулей.

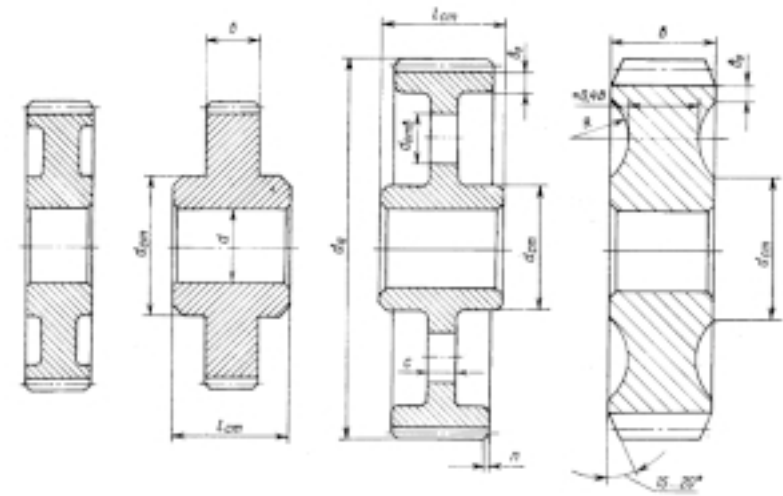


Рис. 13.2

У колес средних и больших размеров обод, несущий зубчатый венец, соединяется со ступицей диском, симметричным или несимметричным относительно обода. Для снижения массы колеса и удобства транспортировки в диске делают отверстия. Обычно принимается толщина диска  $C = (0,2...0,30)b$ .

Конструкции конических колес представлены на рис. 13.3...13.5.

Червяки в большинстве случаев выполняют заодно с валом (рис. 13.6). Заготовкой служит круглый прокат, поковка или штамповка. При конструировании червяка желательнее обеспечить свободный выход инструмента для нарезания витков (т.е. диаметр вала должен быть меньше или равен диаметру впадин червяка).

Штампованное коническое колесо

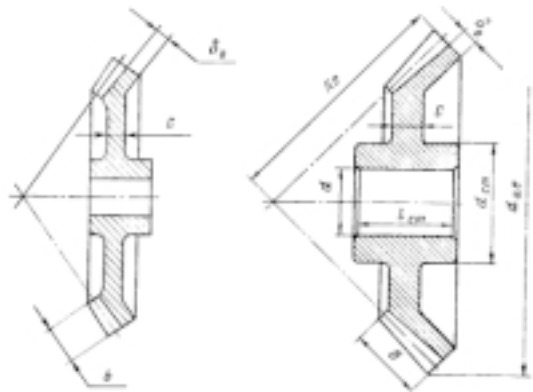


Рис. 13.3

Кованное коническое колесо

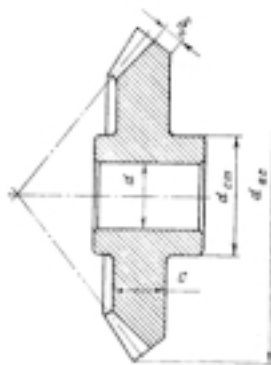


Рис. 13.4

Литое коническое зубчатое колесо  
 $d_{ac} > 300$

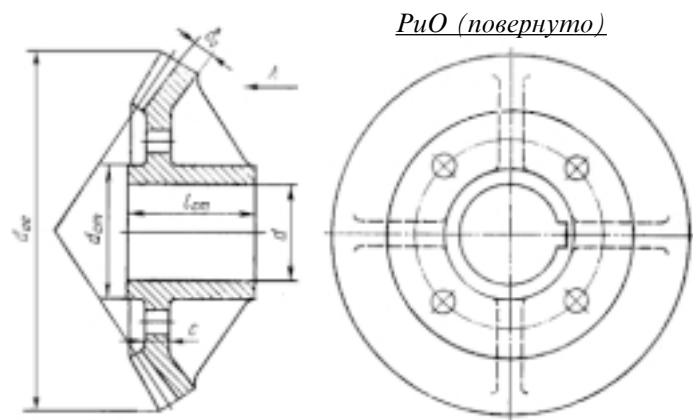


Рис. 13.5

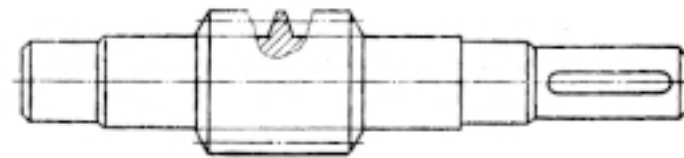


Рис. 13.6

Червячные колеса изготавливают обычно составными: венец бронзовый, центр чугунный. Венец с центром обычно соединяют посадкой с натягом (13.7, *a*).

В крупносерийном и массовом производстве зубчатые венцы соединяют с центром посредством литья в кокиль. Такая конструкция колес называется биметаллической. Для улучшения сцепления бронзового венца с чугунным диском обод последнего выполняют по одному из вариантов, представленных на рис. 13.7, *б, в, г*.

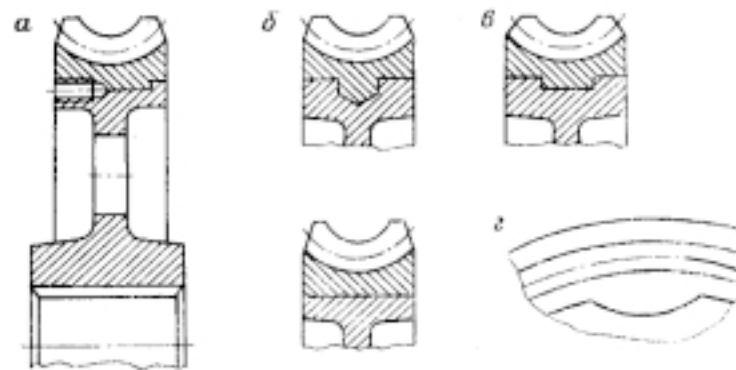


Рис. 13.7

### 13.2. Конструирование корпусов редукторов

Корпус редуктора служит для размещения и координации деталей передач, защиты этих деталей от загрязнения и организации системы смазки. Основным критерием работоспособности корпуса является жесткость. Нарушение правильности расположения осей валов из-за деформации корпуса под нагрузкой не должно выходить за пределы допустимого.

Корпуса редукторов достаточно сложны по форме и в большинстве случаев отливаются из чугуна. Стальное литье применяется редко и лишь в ответственных конструкциях, работающих в условиях вибрационных и ударных нагрузок. Кроме литых корпусов применяются также сварные. Рекомендации по конструированию корпусов редукторов приводятся в [1, с. 335...356; 7, с. 157...175]. В современном редукторостроении наблюдаются следующие принципы формообразования корпусов: простые геометрические формы, ограниченные прямолинейными плоскостями, имеющими снаружи горловины для подшипников и ребра внутри; лапы для фундаментных болтов не выступают за габариты корпуса; проушины для подъема редуктора отлиты заодно с корпусом; отсутствие выступающих частей корпуса, облегчающее размещение редуктора в общей компоновке привода; пространство для объема масла увеличено; горизонтальная верхняя поверхность крышки служит технологической базой при обработке ответственной поверхности разъема и выверки редуктора при монтаже. Примером такой конструкции является корпус редуктора Ц2-200 [2, лист 109].

Таблица 13.1

Рекомендуемые размеры элементов металлических зубчатых колес	
Параметры	Формулы
Диаметр ступицы: - стальных колес - чугунных колес	$d_{cm} = (1,5...1,7)d$ $d_{cm} = 1,8d$
Диаметр ступицы	$l_{cm} = (1,2...1,8)d$
Толщина обода: - цилиндрических колес - конических колес	$\delta_0 = (2,5...4)m$ $\delta_0 = (3,0...4)m$
Толщина диска цилиндрических колес: - колеса кованные - колеса штампованные - колеса литые	$C = 0,3b$ $C = (0,2...0,3)b$ $C = 0,2b$
Толщина диска конических колес	$C = (0,1...0,17)b$
Диаметр отверстий в диске	$d_{омв} = 0,25(D_0 - d_{cm})$
Диаметр окружности, проходящий через центры отверстий	$D_{омв} = 0,5(D_0 + d_{cm})$
Толщина ребер	$S = 0,8C$
Фаска на зубьях зубчатых колес	$n = 0,5m$
Величина уклонов для штампованных колес	$\alpha = 5...7^\circ$
Величина уклонов для литых колес	1:20

Обозначения:  $d$  — диаметр вала;  $m$  — модуль зацепления;  $b$  — ширина венца;  $R_e$  — внешнее конусное расстояние;  $D$  — внутренний диаметр обода.

Ориентировочные соотношения основных размеров чугунного литья корпуса редуктора приведены в табл. 13.2.

Дно корпуса рекомендуется делать наклонным ( $1...3^\circ$ ) в сторону сливного отверстия.

В разъемных конструкциях корпусов для точности фиксирования основания корпуса с крышкой в процессе расточки отверстий для подшипников следует предусматривать штифты. Конические штифты (см. табл. 13.3) обычно располагают по диагонали фланцев корпуса редуктора.

Герметичность разъемов кроме тщательного их изготовления достигается дополнительными мерами. Перед сборкой

Таблица 13.2

Элементы корпуса	Расчетные зависимости
Толщина стенки основания корпуса	$\delta = 2\sqrt[3]{0,1T_2} \geq 6 \text{ мм}$
Толщина стенки крышки корпуса	$\delta_1 = 0,9\delta \geq 6 \text{ мм}$
Толщина ребра в основании	$e = \delta$
Толщина подъемного уха	$\delta_y = 2,5\delta$
Диаметр стяжного болта	$d_\delta = \sqrt[3]{T_2} \geq 10 \text{ мм}$
Диаметр штифта	$d_{шт} = (0,7...0,8)d_\delta$
Толщина фланца по разьему	$\delta_{фл} = 1,3d_\delta$
Диаметр фундаментального болта	$d_{фл} = \sqrt[3]{2T_2}$
Ширина пояса жесткости	$b_\phi \geq 1,5d_\phi$
Высота бобышки под болт	Конструктивно
Диаметр болтов крышек подшипников	$d_k = (0,7...0,75)d_\delta$

разъемы смазывают шеллаком, цапонлаком или пастой «Герметик». Шелковая нить, уложенная по контуру разьема, облегчает удаление слоя засохшего лака при разборке. Разъемы смотровых отверстий, крышек подшипников и заглушек уплотняют прокладками.

Таблица 13.3

Штифты конические (ГОСТ 3129-70)					
Параметры, мм					
$d$	$c$	Интервалы длин	$d$	$c$	Интервалы длин
4	0,6	16...70	10	1,6	30...180
5	0,8	16...90	12	1,6	36...220
6	1,0	20...110	16	2,0	40...280
8	1,2	25...140	20	2,5	50...280

Для облегчения отделения крышки от основания корпуса при разборке во фланце крышки иногда предусматривают резьбовые отверстия для отжимных винтов.

Корпуса редукторов должны отвечать следующим техническим требованиям: обязательный отжиг после черновой об-

работки важнейших поверхностей (разъем, основание, торцы под крышки подшипников, расточка под подшипники); обязательная окраска необработанных поверхностей нитроэмалью для наружных поверхностей и маслостойкой краской для внутренней полости редуктора; допуск плоскости разьема  $\Delta = 0,005l$  (но не менее 0,05 мм), где  $l$  — длина корпуса, мм; шероховатость поверхности разьема не ниже 5-го класса ( $R_z 20$ ); постановка прокладок в разьеме не допускается; допуск соосности отверстий под подшипники и плоскости разьема не более  $0,002D$ , где  $D$  — диаметр расточки под подшипники; допуск обработки отверстий под подшипники  $H 7$ ; допуск цилиндричности этих отверстий в пределах  $0,3\delta$ , где  $\delta$  — допуск на диаметр; шероховатость поверхностей этих отверстий — не ниже 6-го класса ( $R_a 1,25$ ).

### 13.3. Смазка редукторов

Наиболее простым способом смазки зубчатых и червячных передач, применяемым для редукторов общего назначения, является картерная непроточная непрерывная смазка жидким маслом. Этот способ применяется при окружных скоростях до 12...15 м/с и достигается погружением зубьев колес в масло, залитое в корпус. Для червячных передач смазывание погружением допустимо до скорости скольжения 10 м/с, независимо от того, окунается в масло червяк или червячное колесо. Уровень масла в картере редуктора должен обеспечивать глубину погружения цилиндрических зубчатых колес от 0,75 до 2 высот зубьев, но не менее 10 мм. Колеса конических передач необходимо погружать в масло на всю высоту зуба. В червячных передачах с нижним расположением червяка его следует погружать в масло на глубину высоты витка. При этом желательно, чтобы уровень масла проходил через центр нижнего тела качения подшипника (шарика или ролика). При верхнем расположении червяка глубина погружения должна быть не ниже высоты зуба колеса. Верхний предел глубины погружения зубчатых и червячных колес не должен превышать  $1/3$  радиуса колеса.

В многоступенчатых редукторах часто не удается погружать зубья всех колес в масло, так как очень высокий уровень масла может повлечь слишком большое погружение колеса тихоходной ступени и даже подшипников. В этом случае применяют специальные смазочные шестерни.

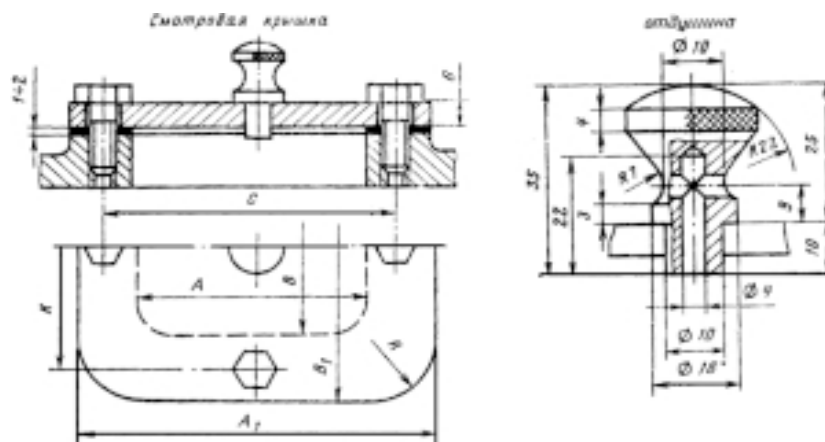
Объем масляной ванны принимают таким, чтобы обеспечить отвод выделяющегося тепла к стенкам корпуса. Для этого рекомендуется количество масла из расчета 0,5...0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности. Чем больше объем масляной ванны, тем дольше сохраняются свойства масла и лучше условия смазывания. Толщина масляного слоя между зубчатыми колесами и дном должна быть достаточно большой для того, чтобы продукты износа не попадали на рабочие детали, а оседали на дне.

Если доступ масляных брызг к подшипникам качения затруднен, смазывание подшипников осуществляется индивидуальной пластичной смазкой (например, при окружных скоростях вращения зубчатых колес до 3 м/с). Свободное пространство внутри подшипникового узла, отделенного от внутренней полости корпуса мазеудерживающим кольцом, заполняют пластичной смазкой на 1/3 объема. В этом случае через каждые три месяца работы следует производить добавку свежей мази, а через год — разборку подшипникового узла, его промывку и сборку со свежей пластической смазкой, что необходимо оговорить в технических условиях. Для подачи смазки в полость подшипникового узла без снятия крышки применяют пресс-масленки. Для выбора сорта масла следует пользоваться рекомендациями справочной литературы.

Для наблюдения за уровнем масла в картере редуктора предусматриваются различные конструкции маслоуказателей, описанные в [1, 2, 3].

Во время работы редуктора в связи с нагревом воздуха и масла внутри корпуса повышается давление. Это приводит к выбрасыванию масла из корпуса через уплотнения и стыки. Для избежания такого явления в верхней точке корпуса устанавливается отдушина. Конструкции отдушин приводятся на рис. 13.8 и 13.9.

Крышка смотрового отверстия редуктора и отдушина  
(размеры — в мм)



A	B	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	C	K	R	Размер винта	Число винтов
100	75	150	100	125	100	12	M8×22	4
150	100	190	140	175	120	12	M8×22	4
200	150	250	200	230	280	15	M10×22	6

Рис. 13.8

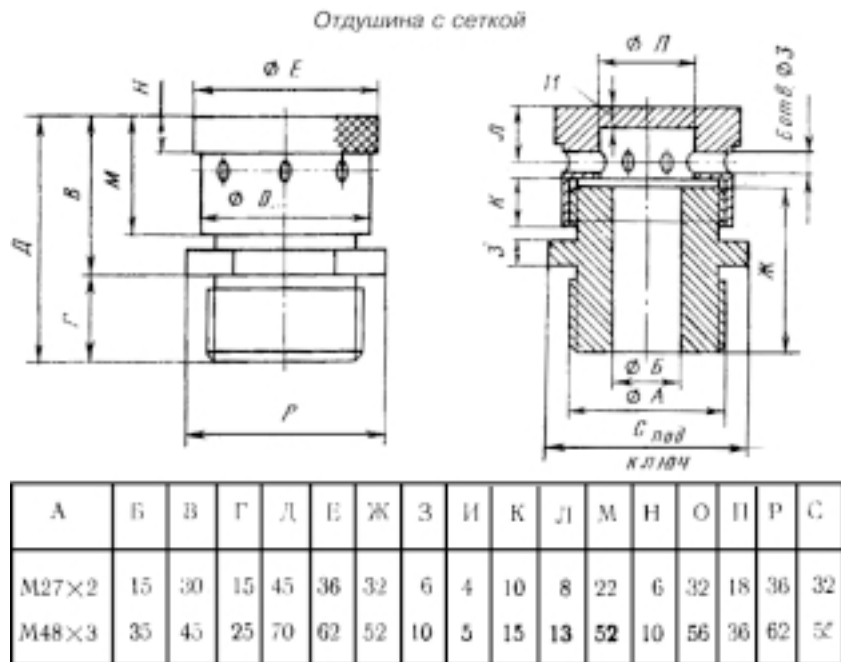


Рис. 13.9

#### 14. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДА

Темой курсового проекта является проектирование привода общего назначения. Проект привода выполняется в виде чертежа общего вида (рис. 14.1 и 14.2). В соответствии со стандартом, чертежами общего вида называются чертежи, содержащие изображения изделия (виды, разрезы, сечения), текстовую часть и надписи, поясняющие конструктивное устройство изделия в целом, взаимодействие его основных частей, принцип работы изделия и данные о составе изделия. На чертеже общего вида допускается помещать техническую характеристику изделия. В учебном проекте по методическим соображениям при разработке такого чертежа следует соблюдать некоторые требования, относящиеся к монтажному чертежу. Монтажный чертеж должен содержать установоч-

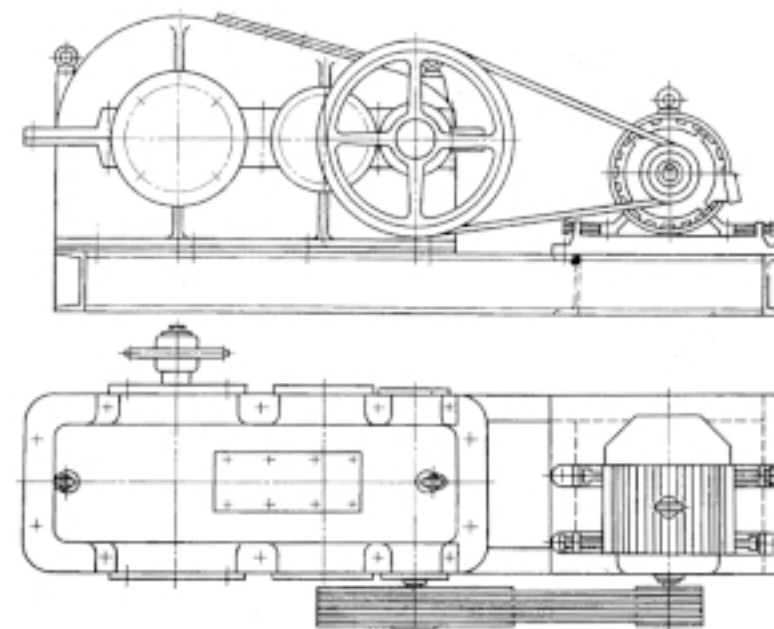


Рис. 14.1. Общий вид привода с двухступенчатым цилиндрическим редуктором

ные и соединительные размеры с предельными отклонениями, а также технические требования к монтажу изделия. На таком совмещенном чертеже узлы привода следует показывать упрощенно, а элементы конструкции, которые необходимы для правильного монтажа изделия, нужно указать подробно.

При выполнении чертежа общего вида привода проверяется собираемость конструкции, т.е. возможность взаимного размещения сборочных единиц, поэтому контур каждого узла должен строго выдерживаться. Для контроля точности монтажа по соосности валов следует привести соответствующую запись в технических требованиях. Величина допускаемой несоосности валов при соединении муфтой упругой втулочно-пальцевой составляет: перекос  $0^{\circ}30' \dots 1^{\circ}0'$ ; радиальное сме-

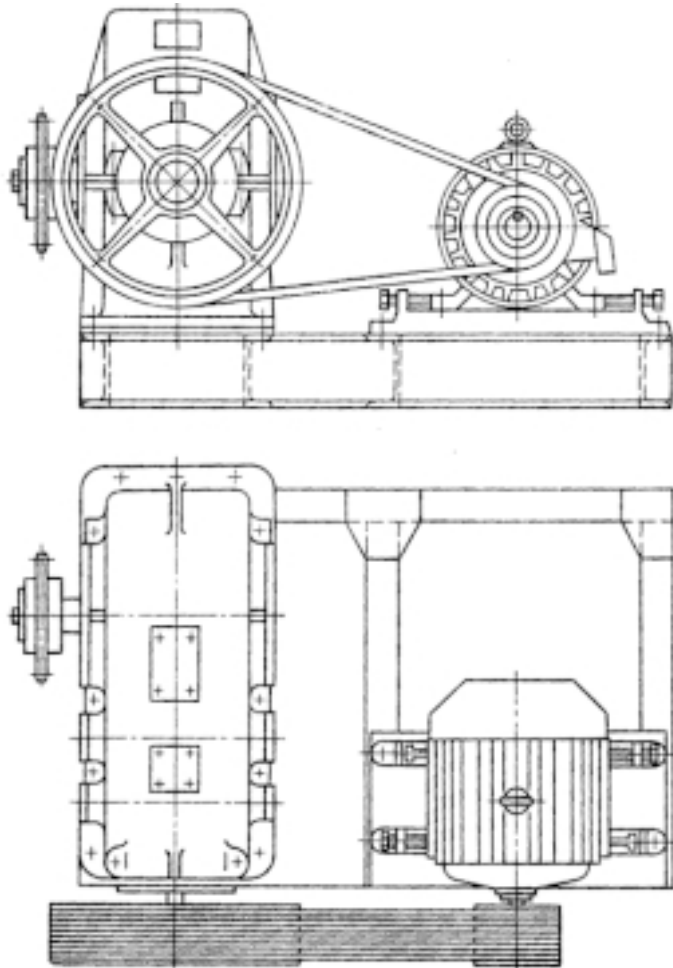


Рис. 14.2. Общий вид привода с коническо-цилиндрическим редуктором

щение 0,2...0,6 мм; при соединении зубчатой муфтой ограничивается перекос обоймы муфты относительно оси одного или другого вала не более  $0^{\circ}30'$ .

При проектировании привода необходимо учитывать также эксплуатационные требования к клиноременным и цепным передачам.

Для компенсации отклонений длины ремня от номинальной величины и удлинения его во время эксплуатации межосевое расстояние должно быть регулируемым, что облегчает установку новых ремней в случае необходимости.

Валы шкивов передачи должны быть установлены параллельно, а канавки шкивов — друг против друга. Непараллельность осей шкивов не должна превышать 1 мм на 100 мм длины. Осевое смещение канавок шкивов допускается не более 2 мм на 1 м межосевого расстояния до 1 м и увеличивается не более чем на 0,2 мм на каждые 100 мм межосевого расстояния свыше 1 м.

В цепных передачах во время эксплуатации также происходит неизбежное вытягивание цепи в результате износа и контактных обмятий в шарнирах, что вызывает необходимость периодического подтягивания. Поскольку передачи расположены горизонтально, зацепление цепи со звездочкой обеспечивается натяжением от собственного веса цепи. При этом стрела провисания должна быть в определенных пределах. Оптимальные ее значения приблизительно равны  $0,02a$ . Каждое очередное подтягивание цепи должно обеспечивать такое провисание. Оптимальное провисание новой цепи обеспечивается уменьшением расчетного межцентрового расстояния на  $(0,002...0,004)a$ .

По заданию все сборочные единицы должны монтироваться на жесткой раме.

Основным требованием к раме является жесткость и точность взаимного расположения присоединительных поверхностей.

Рамы изготавливаются либо в виде литых плит, либо сварными. Литые плиты можно считать экономичными по сравнению со сварными рамами при их серийном выпуске.

Материал отливок — серый чугун марок СЧ 12 и СЧ 15. Габариты плиты получают путем обвода контуров присоединительных мест, стремясь к образованию по возможности простой и легкой конструкции. Пример выполнения обвода контуров показан на рис. 14.3. Высота плиты  $h$  определяет ее жесткость. Рекомендуется принимать  $h (0,09...0,11)l$  [1]. Толщина стенок плиты  $\delta$  может быть принята в диапазоне  $\delta \approx (6...16)$  мм.

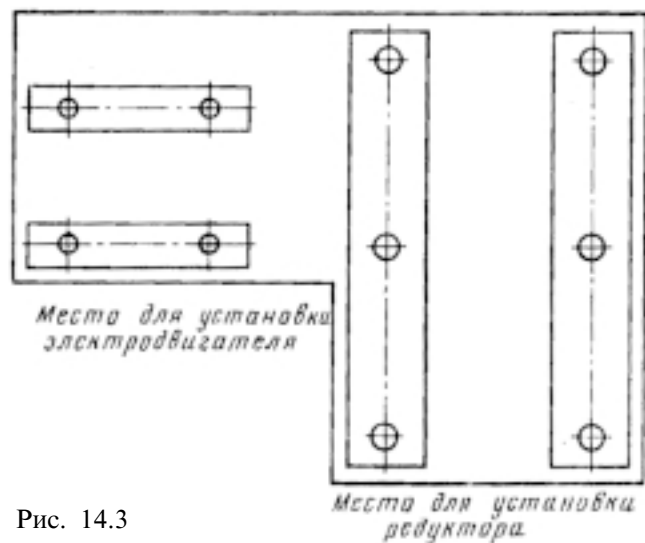


Рис. 14.3

Размеры платиков, на которые устанавливаются редуктор и электродвигатель, определяются по размерам их опорных поверхностей с припуском на неточность литья  $\pm (5...10)$  мм по всему контуру. Высота платиков обычно принимается от 3 до 5 мм без припусков на обработку. Эта высота должна обеспечивать возможность обработки на проход. Опорную поверхность плиты обычно выполняют в виде фланца по всему контуру. При конструировании плиты в ее вертикальных стенках следует предусмотреть сквозные окна диаметром 25...30 мм для закладывания ломика при транспортировке плиты краном. Пример конструкции плиты приведен на рис. 14.4.

Вариант конструкции сварной рамы изображен на рис. 14.5. Конфигурация и размеры рамы зависят от типа и размеров редуктора, электродвигателя и других сборочных единиц, размещаемых на ней. Высота рамы определяется так же, как и для литой плиты. После вычислений подбирают ближайший больший размер швеллера, из которого сваривается рама.

Раму при сварке сильно коробит, поэтому все базовые поверхности ее обрабатывают после сварки, отжига и рихтовки. Назначение платиков — компенсировать ошибки разме-

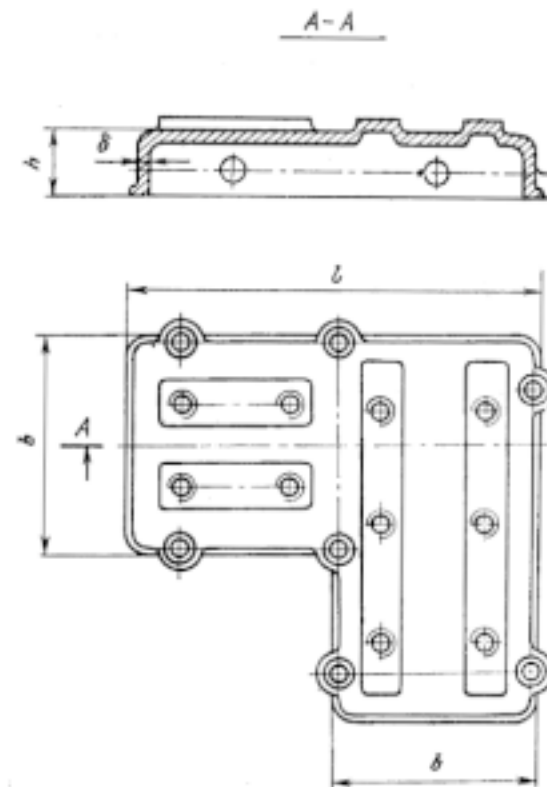


Рис. 14.4

ров и другие дефекты сварной конструкции путем последующей механической обработки. Высота платиков после их обработки должна быть в пределах 5...6 мм. При большом расстоянии между швеллерами под платики ставят ребра жесткости.

Швеллеры, как правило, располагают полками наружу. Такое расположение удобно для крепления к раме сборочных единиц (рис. 14.6). Крепление может осуществляться болтами или винтами. При креплении болтами на внутреннюю поверхность полки накладывают косые шайбы, выравнивающие опорную поверхность под головками болтов или гайка-



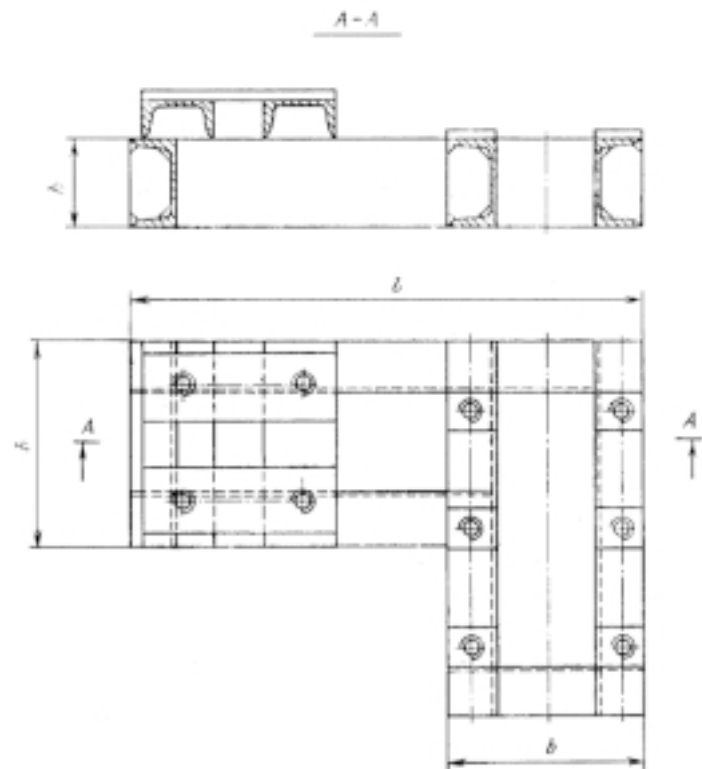


Рис. 14.5

ми. Размеры косых шайб приводятся в справочной литературе (см., например [5, с. 580]). Число фундаментных болтов  $z$  можно определить по формуле

$$z = \frac{L}{t_{cp}},$$

где  $L$  — периметр опорной поверхности;  
 $t$  — средний шаг расположения болтов;  
 $t_{cp} = 300 \dots 1000$  мм в зависимости от размеров плиты.

Полученное число болтов согласуется с конструкцией плиты. При этом допускаются отклонения от  $z$  и  $t_{cp}$  в ту или другую сторону.

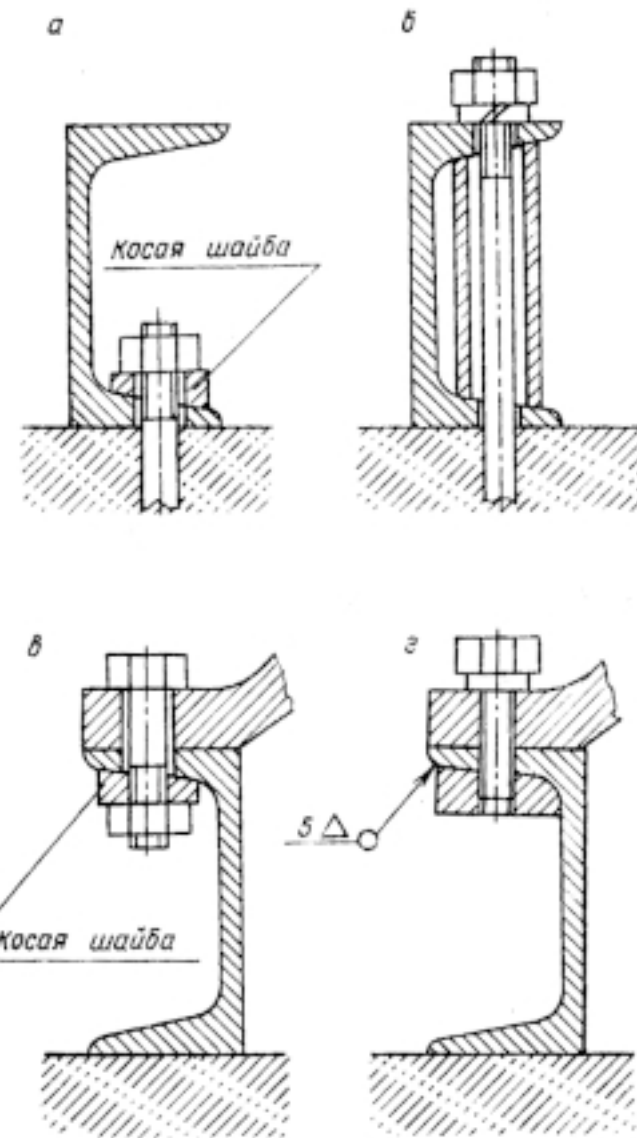


Рис. 14.6

## ЛИТЕРАТУРА

1. И в а н о в М.Н. Детали машин. — М.: Высшая школа, 2000.
2. Д у н а е в П.Ф., Л е л и к о в О.П. Конструирование узлов и деталей машин. — М.: Высшая школа, 2000.
3. Детали машин. Задание на курсовой проект для студентов IV курса специальностей Т, В, СМ. — М.: РГОТУПС, 2002.
4. Детали машин. Компоновка редуктора. Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов IV курса специальностей Т, В, СМ. Ч. 6. — М.: РГОТУПС, 1987.
5. Детали машин. Раздел — Расчет зубчатых передач редукторов. Методические указания для студентов IV курса специальностей Т, В, СМ. Ч. 4. — М.: РГОТУПС, 1985.
6. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.
7. Детали машин. Конструирование редуктора. Проектирование привода общего назначения. Методические указания по выполнению курсового проекта для студентов IV курса специальностей Т, В, СМ. Ч. 7. — М.: РГОТУПС, 1986.
8. А н у р ь е в В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1. — М.: 2000.
9. Ч е р н а в с к и й С.А. и др. Проектирование механических передач. — М.: Машиностроение, 1976.

## ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Методические указания  
к выполнению курсового проекта

Редактор *В.К. Тихоныхева*  
Компьютерная верстка *Н.Ф. Цыганова*

---

Тип. зак.	Изд. зак. 186	Тираж 2 000 экз.
Подписано в печать 12.03.04	Гарнитура Times.	Офсет
Усл. печ. л. 6,25		Формат 60×90 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>

---

Издательский центр РГОТУПСа,  
125993, Москва, Часовая ул., 22/2

Типография РГОТУПСа, 125993, Москва, Часовая ул., 22/2