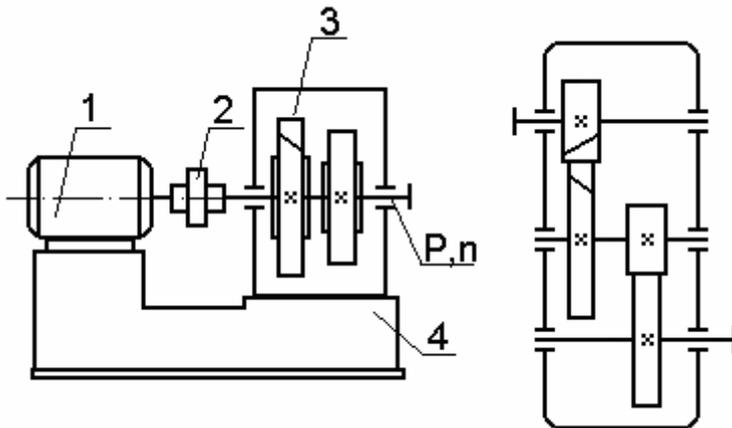


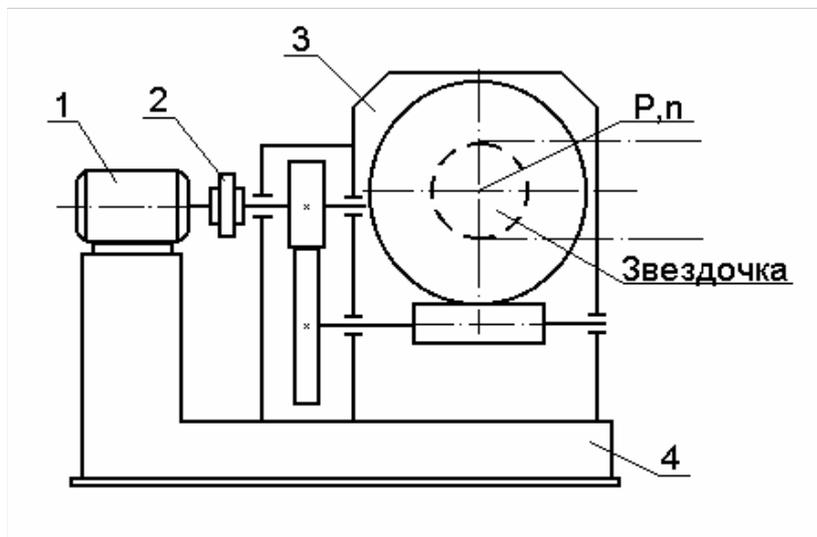
Задание 1 Привод бетономешалки



- 1 – электродвигатель
- 2 – упругая муфта
- 3 – цилиндрический двухступенчатый редуктор
- 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,5	1,2	1,6	2,8	1,5	2,4	2,0	1,1	2,6	2,3
n , об/мин	30	38	45	34	50	47	32	54	32	42
L_T , лет	3	7	4	6	5	4	3	5	7	6

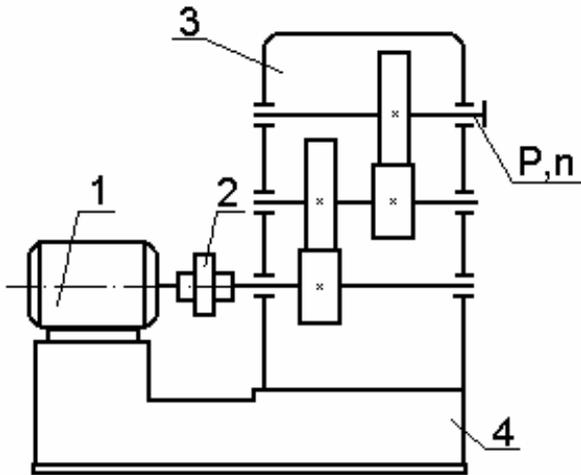
Задание 2 Привод цепного конвейера



- 1 – электродвигатель
- 2 – упругая муфта
- 3 – цилиндро-червячный редуктор
- 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,6	1,5	1,1	2,6	1,6	2,8	1,4	1,5	2,0	2,2
n , об/мин	90	85	110	100	95	85	90	100	80	120
L_T , лет	4	5	3	7	5	7	3	5	3	7

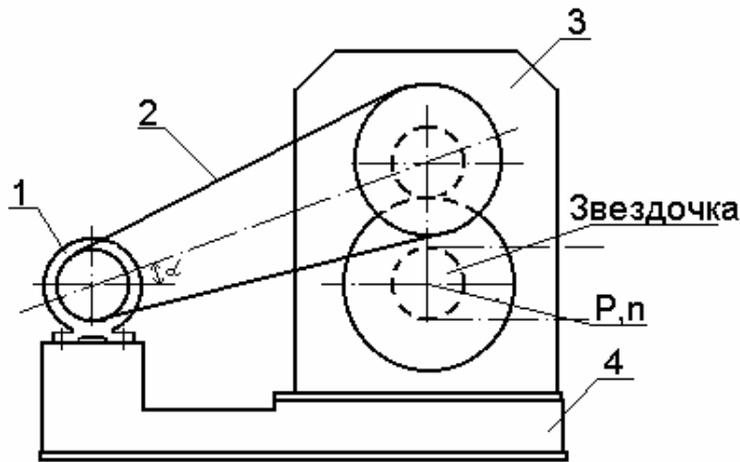
Задание 3 Привод лопастного питателя



- 1 – электродвигатель
 2 – упругая муфта
 3 – двухступенчатый вертикальный цилиндрический прямозубый редуктор
 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,6	1,9	2,3	1,8	2,1	2,5	2,0	2,3	2,1	1,5
n , об/мин	110	95	150	90	120	170	95	90	160	95
L_T , лет	4	6	3	6	7	4	5	7	3	5

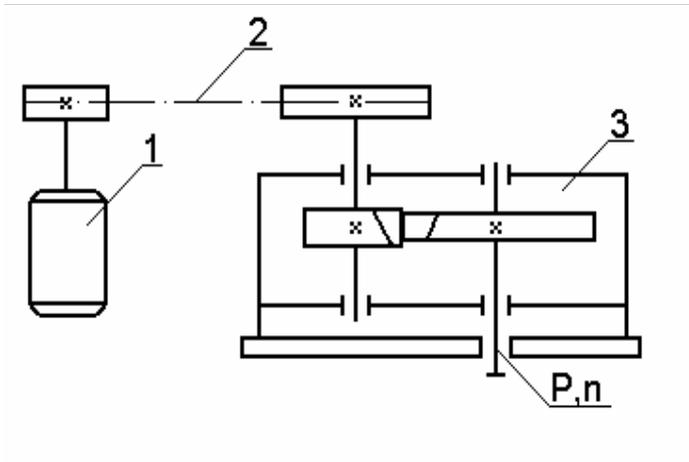
Задание 4 Привод цепного конвейера



- 1 – электродвигатель
 2 – наклонная клиноременная передача
 3 – одноступенчатый вертикальный цилиндрический прямозубый редуктор
 4 – сварная рама

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,5	2,0	2,1	2,7	1,7	1,9	2,3	2,9	2,1	1,8
n , об/мин	100	150	220	400	130	165	200	350	200	320
α , °	34	45	40	50	55	62	47	58	43	65
L_T , лет	4	5	3	6	7	4	5	7	6	4

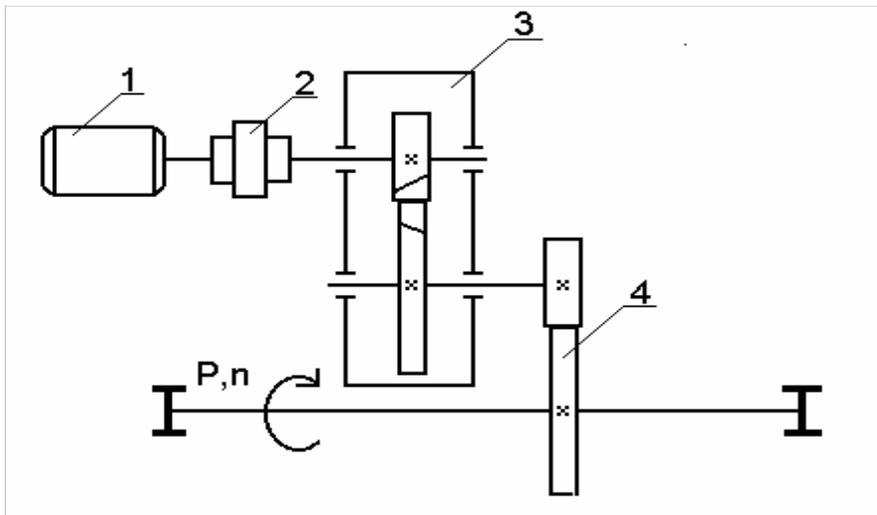
Задание 5 Привод к мешалке



- 1 – электродвигатель
2 – горизонтальная клиноременная передача
3 – цилиндрический редуктор с косозубой передачей

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,6	1,9	2,5	1,4	1,2	1,5	2,1	2,3	1,8	2,0
n , об/мин	34	30	54	46	52	37	42	57	50	45
L_T , лет	7	4	3	5	6	7	4	3	5	7

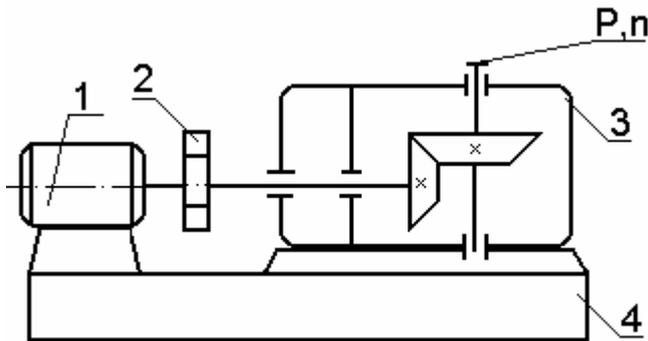
Задание 6 Механизм передвижения мостового крана



- 1 – электродвигатель
2 – упругая муфта
3 – цилиндрический косозубый редуктор
4 – открытая прямозубая цилиндрическая передача

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,8	2,4	1,9	1,7	1,5	2,5	1,8	2,0	1,6	2,1
n , об/мин	60	30	35	55	45	38	32	56	47	65
L_T , лет	4	5	7	3	5	7	3	4	7	4

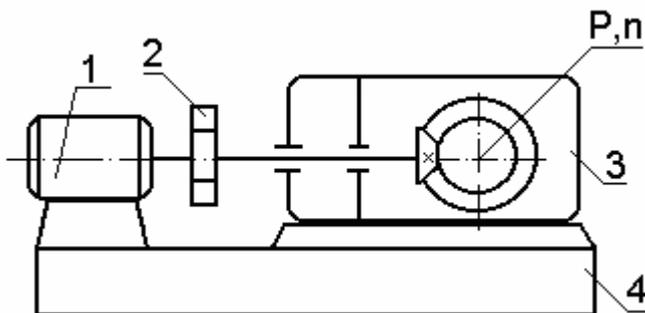
Задание 7 Привод подвесного конвейера



- 1 – электродвигатель
2 – горизонтальная
клиноременная передача
3 – одноступенчатый
конический редуктор
4 – сварная рама

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,2	1,5	2,2	1,6	2,0	1,4	2,0	1,3	1,8	1,7
n , об/мин	60	80	40	30	50	45	60	30	70	50
L_T , лет	4	7	5	4	7	3	4	7	5	4

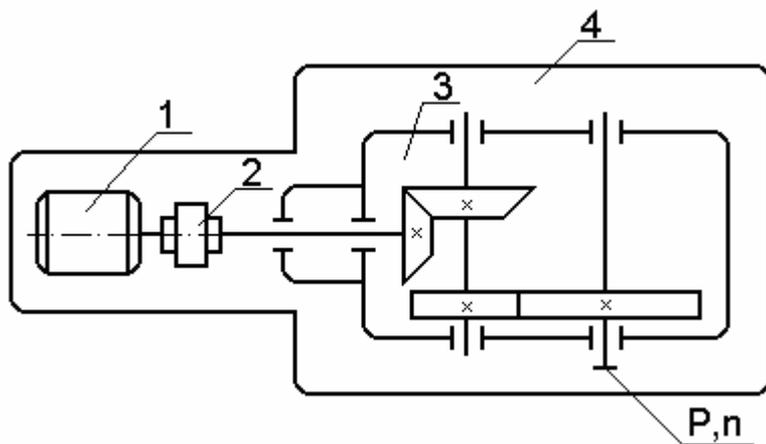
Задание 8 Привод ковшового элеватора



- 1 – электродвигатель
2 – горизонтальная
клиноременная передача
3 – одноступенчатый
конический редуктор
4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,7	2,5	1,4	1,9	2,2	1,8	2,0	2,1	1,3	1,9
n , об /мин	55	48	75	65	57	60	76	52	45	80
L_T , лет	5	4	7	5	3	6	7	5	4	6

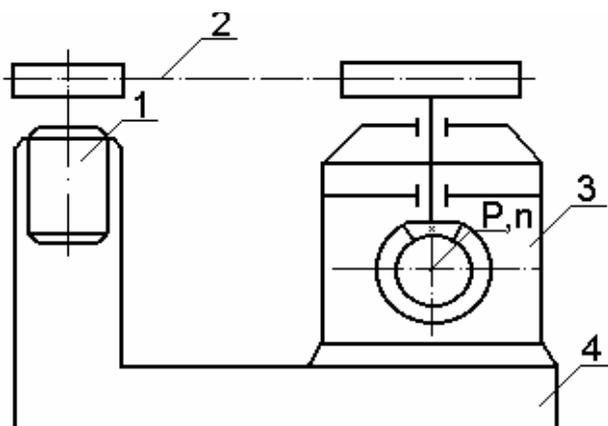
Задание 9 Привод подвесного конвейера



- 1 – электродвигатель
- 2 – упругая муфта
- 3 – двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор
- 4 – сварная рама

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,5	1,4	1,8	1,1	2,2	1,5	2,3	1,7	1,2	2,1
n , об/мин	100	65	40	70	50	60	45	80	75	55
L_T , лет	5	4	7	4	3	6	4	7	4	5

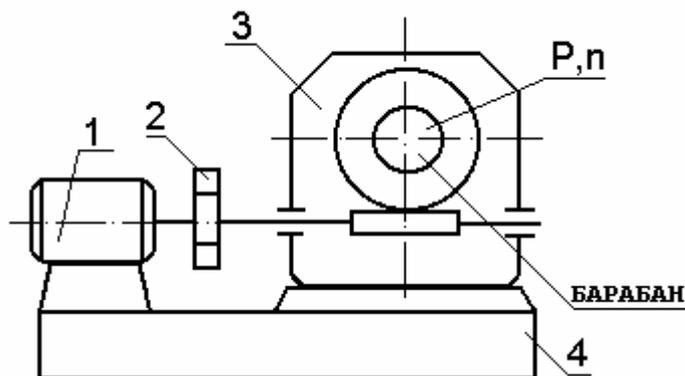
Задание 10 Привод роликового конвейера



- 1 – электродвигатель
- 2 – клиноременная передача
- 3 – вертикальный конический редуктор
- 4 – сварная рама

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,2	1,3	1,7	2,3	1,5	1,8	2,0	1,4	1,6	2,2
n , об/мин	45	60	50	70	90	60	45	70	85	70
L_T , лет	5	6	4	7	3	5	6	4	7	3

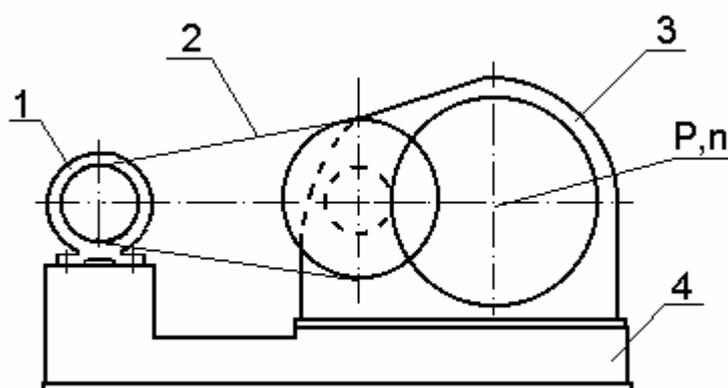
Задание 11 Привод ленточного конвейера



- 1 – электродвигатель
2 – горизонтальная клиноременная передача
3 – одноступенчатый червячный редуктор с нижним червяком
4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,2	1,4	1,6	1,9	1,5	1,6	1,8	2,1	2,0	1,4
n , об/мин	125	50	65	155	85	48	72	140	95	150
L_T , лет	5	3	6	4	7	5	3	5	4	7

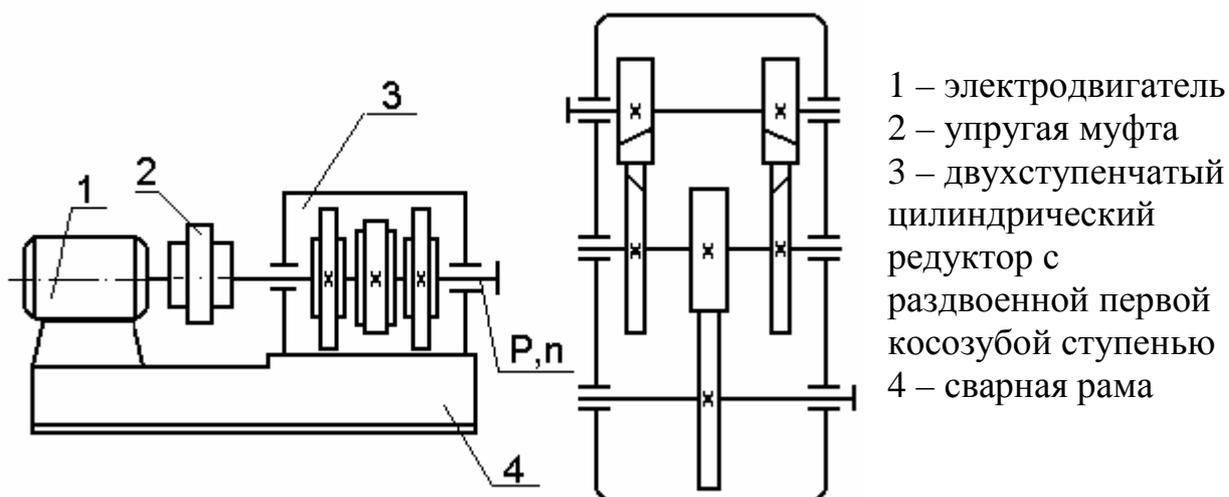
Задание 12 Привод цепного конвейера



- 1 – электродвигатель
2 – горизонтальная клиноременная передача
3 – одноступенчатый цилиндрический прямозубый редуктор
4 – сварная рама

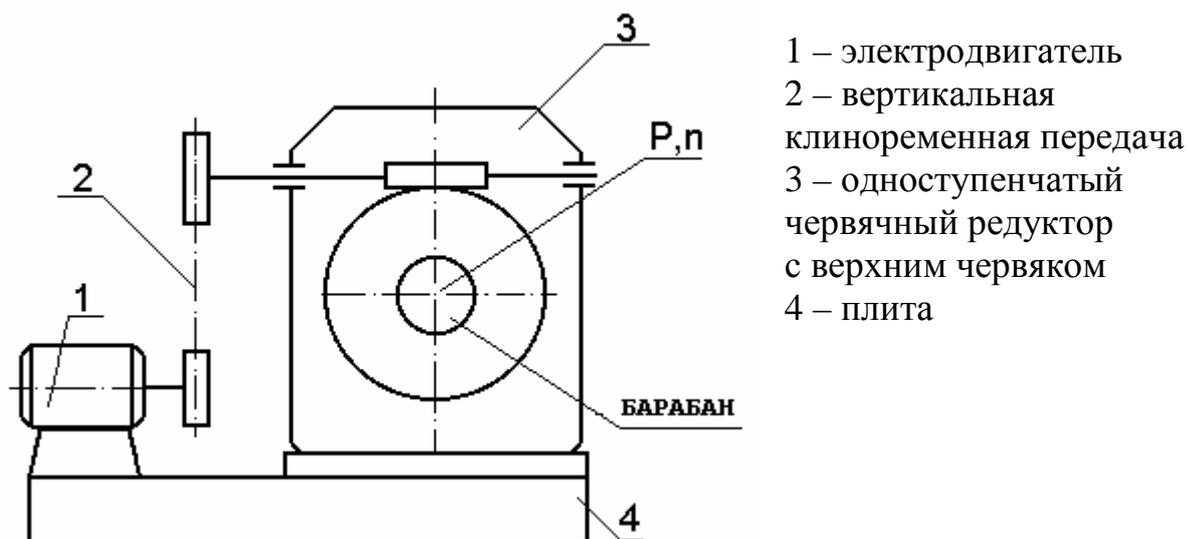
Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,2	2,5	1,6	1,7	2,4	2,8	1,75	2,0	1,8	2,0
n , об/мин	180	390	90	120	155	335	100	135	90	330
L_T , лет	5	7	3	5	7	5	3	5	7	5

Задание 13 Привод скребкового конвейера



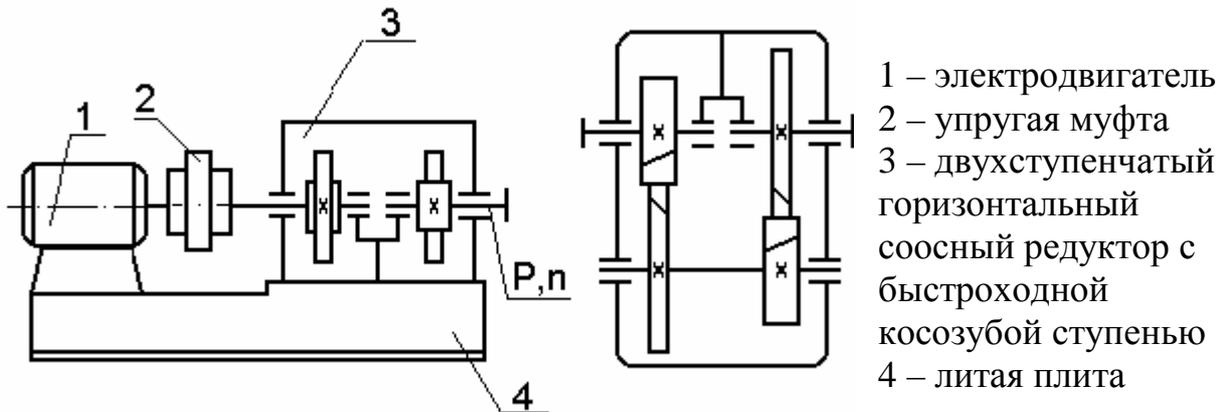
Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,0	2,4	2,9	2,2	2,3	2,7	1,7	2,1	2,1	1,9
n , об/мин	100	120	200	80	100	250	100	65	150	120
L_T , лет	6	4	7	3	5	4	7	5	3	5

Задание 14 Привод ленточного конвейера



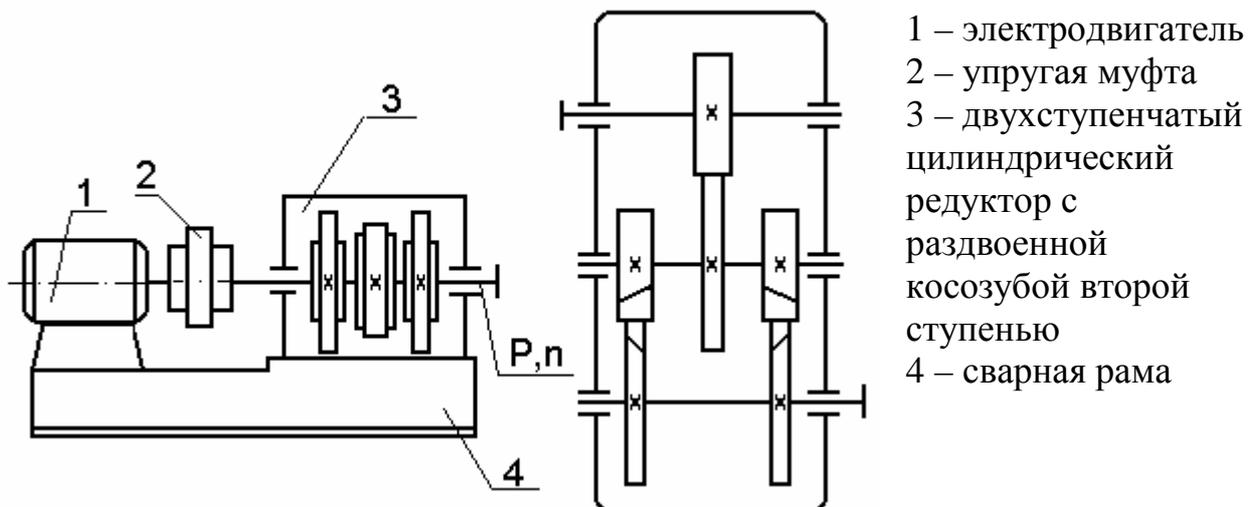
Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,5	1,7	1,2	2,0	1,7	1,9	1,4	2,2	1,8	2,0
n , об/мин	55	60	80	110	48	70	95	125	120	40
L_T , лет	6	4	7	3	4	7	5	3	7	4

Задание 15 Привод винтового конвейера



Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,8	2,0	2,3	1,9	2,2	2,5	2,1	2,4	1,7	2,0
n , об/мин	100	120	170	90	100	160	80	120	140	150
L_T , лет	5	7	3	5	4	3	7	4	6	5

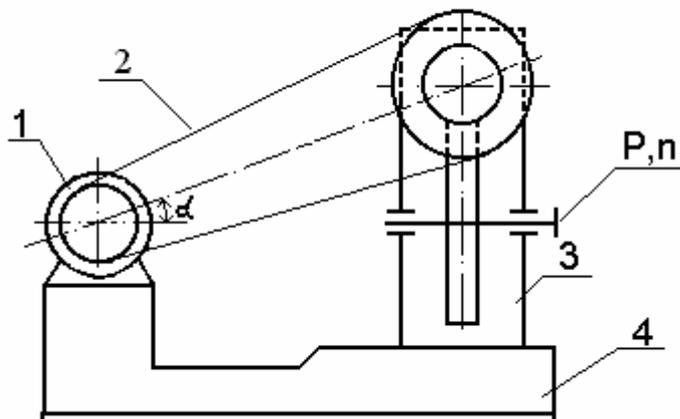
Задание 16 Привод лебедки



Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,6	1,9	2,7	1,8	2,3	2,5	2,0	2,0	1,8	2,1
n , об/мин	50	100	120	70	80	100	90	65	110	75
L_T , лет	7	5	6	3	6	5	7	5	3	6

Задание 17

Привод шнека-смесителя

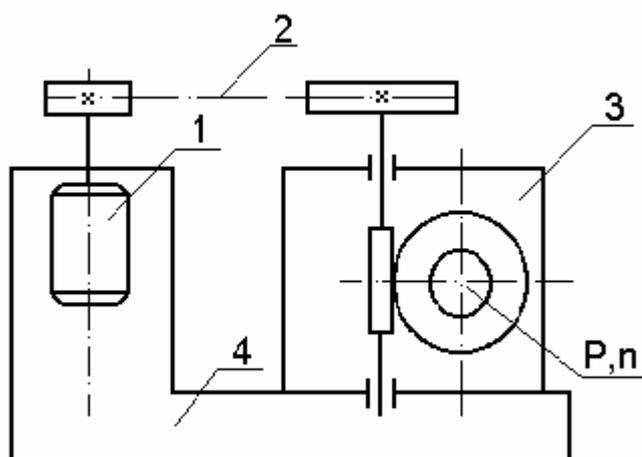


- 1 – электродвигатель
- 2 – наклонная клиноременная передача
- 3 – червячный редуктор с верхним червяком
- 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,3	2,1	1,7	1,9	1,5	2,0	2,5	1,8	1,6	1,9
n , об/мин	60	40	75	55	65	80	95	100	45	85
α , °	30	50	25	35	45	50	35	20	40	25
L_T , лет	4	7	64	7	6	3	5	7	5	4

Задание 18

Привод качающегося подъемника

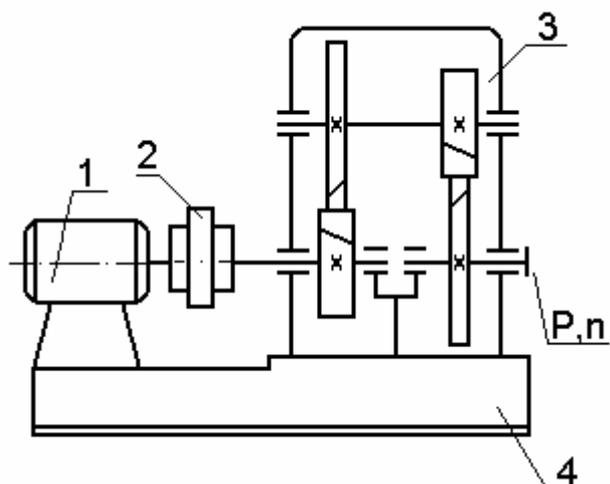


- 1 – электродвигатель
- 2 – горизонтальная клиноременная передача
- 3 – червячный редуктор
- 4 – сварная рама

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	2,6	2,2	1,8	1,6	1,4	1,9	2,5	2,0	2,7	1,4
n , об/мин	70	60	50	40	65	55	60	45	50	70
L_T , лет	5	3	7	4	6	3	7	5	4	7

Задание 19

Привод винтового конвейера

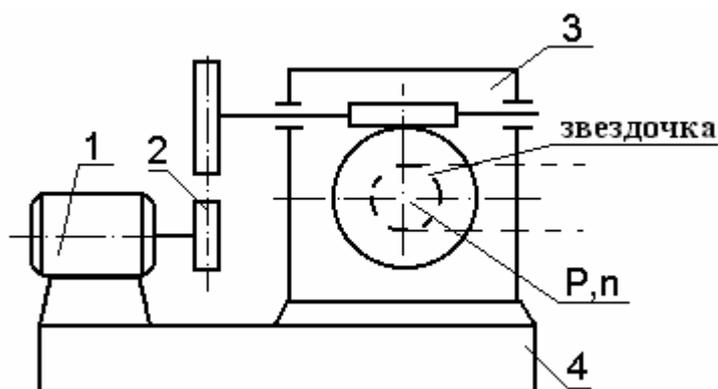


- 1 – электродвигатель
 2 – упругая муфта
 3 – двухступенчатый вертикальный соосный редуктор
 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,7	1,95	2,4	1,9	2,0	2,5	2,1	2,3	1,8	2,2
n , об/мин	95	125	180	70	105	155	65	85	100	130
L_T , лет	3	4	7	6	5	4	5	7	3	6

Задание 20

Привод элеватора



- 1 – электродвигатель
 2 – вертикальная клиноременная передача
 3 – одноступенчатый червячный редуктор с верхним червяком
 4 – литая плита

Варианты	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	1,35	1,8	1,3	1,5	1,9	1,5	1,7	1,6	2,0	1,4
n , об/мин	38	65	30	35	60	20	50	55	40	45
L_T , лет	5	3	6	7	4	7	5	3	4	6

1.1. Срок службы приводного устройства

Срок службы (ресурс) L_h , ч, определить по формуле

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot K_T \cdot t_c \cdot L_c \cdot K_c,$$

где L_T – срок службы привода, лет;

K_T – коэффициент годового использования:

$$K_T = \frac{\text{(число дней работы в году)}}{365};$$

t_c – продолжительность смены, ч;

L_c – число смен;

K_c – коэффициент сменного использования:

$$K_c = \frac{\text{(число часов работы в смену)}}{t_c}.$$

При этом, если исходных данных недостаточно, ресурс можно определить так:

$$L_h = 365 \cdot L_T \cdot t_c \cdot L_c.$$

Из полученного значения L_h следует вычесть примерно 10÷25 % часов (в зависимости от характера производства) на профилактику, текущий ремонт, нерабочие дни.

2. Кинематический расчёт привода

2.1. Определение требуемой мощности и частоты вращения электродвигателя

Требуемую мощность электродвигателя определяют на основании исходных данных. Если задана мощность P и частота вращения n на ведомом валу привода, то необходимая мощность электродвигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P}{\eta},$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) привода, равный произведению частных КПД.

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_k.$$

Значения КПД передач и подшипников выбирают из табл. 2.1.

Т а б л и ц а 2.1. Значения КПД механических передач
(без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	η_i	
	закрытая	открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	-
свыше 14 до 30	0,80...0,85	-
свыше 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

П р и м е ч а н и я: 1. Потери в подшипниках оцениваются коэффициентом $\eta_{\text{пк}}=0,99...0,995$ для одной пары.

2. В приводах с раздвоенными зубчатыми колесами значение КПД, указанное в таблице, учитывают один раз.

3. Потери в муфте принимаются $\eta_{\text{м}} \approx 0,98$.

По найденному значению мощности $P_{\text{дв}}$ выбирают асинхронный электродвигатель из табл. 2.2 с номинальной мощностью большей, но ближайшей к требуемой мощности электродвигателя:

$$P_{\text{ном}} \geq P_{\text{дв}}$$

Каждому значению номинальной мощности $P_{\text{ном}}$ соответствует несколько типов двигателей с различными частотами вращения, синхронными 3000, 1500, 1000, 750 об/мин. Выбор оптимального типа

Т а б л и ц а 2.2. Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые, обдуваемые. Технические данные

Номинальная мощность $P_{ном}$, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000		1500		1000		750		750		750	
	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ном}$, об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680				
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675				
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ471А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700				
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90Л8У3	700				
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700				
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700				
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700				
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700				
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720				
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720				
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730				

Пр и м е ч а н и я. 1. Структура обозначения типоразмера двигателя: 4 - порядковый номер серии; А - вид двигателя - асинхронный; А - станция и шты двигателя алюминевые (отсутствие знака означает, что станция и шты чугуновые или стальные); М - модернизированный; двух- или трехзначное число - высота оси вращения ротора; А, В - длина сердечника статора; L, S, M - установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 - число полюсов; У3 - климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом) по ГОСТ 15150 - 69. 2. Обозначение документа на поставку: двигатели 4ААМ56У3 по ТУ16 - 510.755 - 81; двигатели 4ААМ63У3 по ТУ16 - 510.770 - 81; двигатели 4АМ71У3 - 4АМ100У3 по ТУ16 - 510.776 - 81; двигатели 4АМ112У3; 4АМ132У3 по ТУ16 - 510.781 - 81; двигатели 4АМ160С8У3 по ТУ16 - 510.810 - 81.

двигателя зависит от типов передач, входящих в привод, и производится после определения передаточного числа привода и его ступеней. При этом учитывают, что двигатели с большей частотой вращения (3000 об/мин) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с низкими частотами (750 об/мин) весьма металлоёмки, поэтому их нежелательно применять без особой необходимости в приводах общего назначения малой мощности.

2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней

Передаточное число привода u определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя $n_{\text{НОМ}}$ к частоте вращения приводного вала, взятой из исходных данных к расчёту

$$u = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_k,$$

где $u_1, u_2, u_3, \dots, u_k$ – частные передаточные отношения отдельных передач, рекомендуемые значения которых приводятся в табл. 2.3.

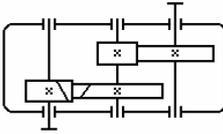
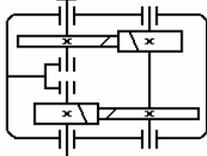
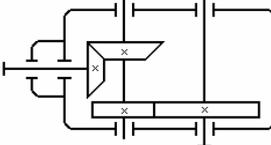
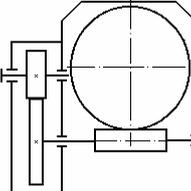
Т а б л и ц а 2.3. Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые, цилиндрические и конические (СТ СЭВ 221-75)						
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда						
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75)						
1-й ряд	10	12,5	16	20	25	31,5
2-й ряд	11,2	14	18	22,4	28	35,5
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда						
Открытые зубчатые передачи: 3...7						
Цепные передачи: 2...5						
Ременные передачи (все типы): 2...4						

Разбивка передаточного числа привода должна обеспечить компактность каждой ступени передачи и соразмерность её элементов, что достигается выбором некоторых средних значений передаточного числа, по возможности, не доводя их до наибольших.

Передаточные числа u_6 быстроходной и u_7 тихоходной ступеней двухступенчатых редукторов определяют, используя соотношения, приведенные в табл. 2.4. В расчёте используется общее передаточное число редуктора $u_{\text{ред}}$.

Т а б л и ц а 2.4. Передаточные числа ступеней двухступенчатых редукторов

Редуктор	Схема редуктора	Передаточное число	
		$u_{\text{б}}$	$u_{\text{т}}$
Двухступенчатый цилиндрический		$u_{\text{ред}}/u_{\text{т}}$	$0,88\sqrt{u_{\text{ред}}}$
Двухступенчатый соосный		$u_{\text{ред}}/u_{\text{т}}$	$0,95\sqrt{u_{\text{ред}}}$
Коническо-цилиндрический		$u_{\text{ред}}/u_{\text{т}}$	$1,1\sqrt{u_{\text{ред}}}$
Цилиндрическо-червячный		1,6...3,15	$u_{\text{ред}}/u_{\text{б}}$

Для зубчатых и червячных передач полученные величины u должны быть округлены до стандартных значений из ряда 1 или 2 (табл. 2.3).

В общем случае разбивка общего передаточного отношения на частные множители допускает множество решений.

2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода

К силовым параметрам относятся мощность и вращающий момент, к кинематическим – частота вращения и угловая скорость.

Значения величин силовых и кинематических параметров рассчитывают для каждого вала привода из требуемой (расчетной) мощности электродвигателя $P_{\text{дв}}$ и его номинальной частоты вращения $n_{\text{ном}}$. Результаты заносят в табл. 2.5.

Т а б л и ц а 2.5 Варианты расчёта кинематических параметров приводов:

а) Кинематические параметры привода с открытой клиноременной передачей и одноступенчатым редуктором				
Вал	P , Вт	n , об/мин	ω , 1/с	T , Н·м
Электродвигателя	$P_1 = P_{\text{дв}}$	$n_1 = n_{\text{ном}}$	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
1	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_2 = n_1 / u_{\text{оп}}$	$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
2	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{пк}}$	$n_3 = n_2 / u_{\text{ред}}$	$\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30$	$T_3 = P_3 / \omega_3$

б) Кинематические параметры привода при соединении электродвигателя (посредством упругой муфты) с двухступенчатым редуктором				
Вал	P , Вт	n , об/мин	ω , 1/с	T , Н·м
1	$P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{ПК}}$	$n_1 = n_{\text{НОМ}}$	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$	$T_1 = P_1 / \omega_1$
2	$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{ПК}}$	$n_2 = n_1 / u_{\text{б}}$	$\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$	$T_2 = P_2 / \omega_2$
3	$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{ПК}}$	$n_3 = n_2 / u_{\text{т}}$	$\omega_3 = \pi \cdot n_3 / 30$	$T_3 = P_3 / \omega_3$

П р и м е ч а н и е:

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД в открытой ременной передаче.

$\eta_{\text{ред}}$ – КПД механической передачи одноступенчатого редуктора.

$\eta_{\text{м}}$ – КПД в упругой муфте.

$\eta_{\text{б}}$ и $\eta_{\text{т}}$ – КПД в быстроходной и тихоходной передачах редуктора.

$u_{\text{б}}$, $u_{\text{т}}$ – передаточные числа быстроходной и тихоходной передач.

3. Расчёт механических передач

Расчет зубчатой (червячной) закрытой передачи производится в два этапа: первый – проектный, второй – проверочный. Проектный выполняется по допускаемым контактным напряжениям с целью определения геометрических параметров редукторной пары. В процессе проектного расчета задаются целым рядом табличных величин и коэффициентов; результаты некоторых расчетных величин округляются до целых или стандартных значений. После окончательного определения параметров зацепления выполняют проверочный расчет. Он должен подтвердить правильность выбора табличных величин, коэффициентов и полученных результатов в проектном расчете.

3.1. Расчёт цилиндрической зубчатой передачи

Проектный расчёт

1. . Определение межосевого расстояния a_w , мм (рис. 3.1):

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{va} \cdot u^2 [\sigma]_H^2}},$$

где K_a – числовой коэффициент. Для косозубых передач $K_a=43$, для прямозубых – $K_a=49,5$; u – передаточное отношение рассчитываемой ступени; $\psi_{va}=b_2/a_w$ – коэффициент ширины венца колеса в зависимости от расположения колеса по отношению к опорам вала: при симметричном

расположении $\psi_{\text{вa}}=0,3\div 0,5$; при асимметричном $\psi_{\text{вa}}=0,25\div 0,4$; при консольном $\psi_{\text{вa}}=0,2\div 0,25$; T_2 – вращающий момент на тихоходном валу зубчатой передачи, Н·м; $K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. При постоянной нагрузке $K_{H\beta}=1$; $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение боковой поверхности зуба колеса, Н/мм². Определяется по табл. 3.1 на основе выбранного материала колеса и соответствующей термической обработки.

Т а б л и ц а 3.1. Выбор материала, термообработки и допускаемых напряжений

Термическая обработка	Средняя твердость поверхностей зубьев	Стали	$[\sigma]_H$, МПа	$[\sigma]_F$, МПа
Нормализация, улучшение	HB 180 ÷ 350	40; 45; 40X; 40XH; 35XM и др.	$1,8 \cdot \text{HB} + 64$	$1,03 \cdot \text{HB}$
Объемная закалка	HRC 45 ÷ 55	40X; 40H; 35XM и др.	$16 \cdot \text{HRC} + 140$	286
Поверхностная закалка	HRC 40 ÷ 50	40X; 35XM; 40XH и др.	$14 \cdot \text{HRC} + 170$	215
Нитроцементация и закалка	HRC 56 ÷ 63	25XГМ	$19 \cdot \text{HRC}$	480

После подстановки в расчётную формулу выбранных значений и расчёта межосевого расстояния округляем его до ближайшего стандартного значения из нормального ряда линейных размеров Ra20 (табл. П1 приложения).

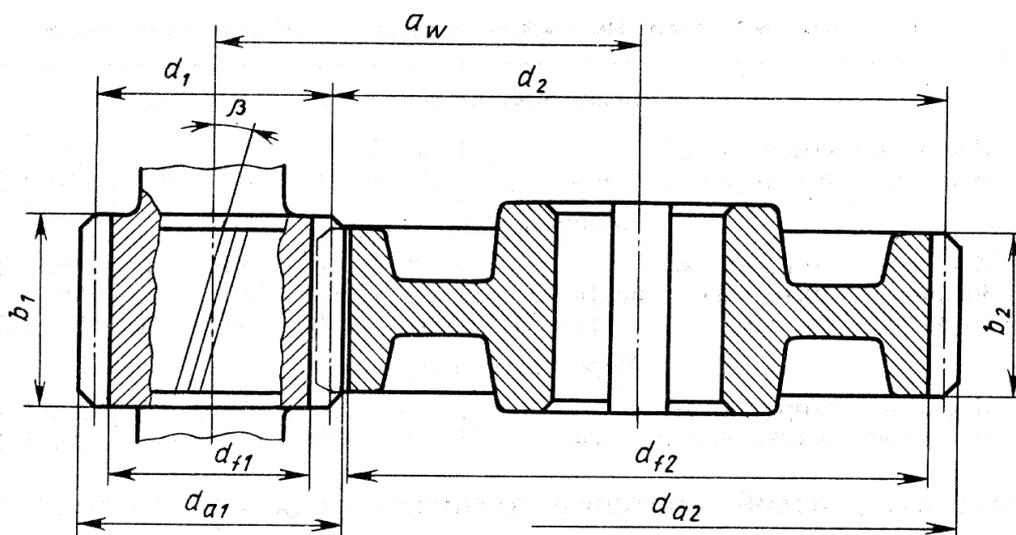


Рис. 3.1. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

2. Определение модуля зацепления m , мм:

$$m \geq \frac{2K_m \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2 b_2 [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент;

$K_m = 5,8$ – для косозубых передач; $K_m = 6,8$ – для прямозубых;

$d_2 = 2a_w u / (u + 1)$ – делительный диаметр колеса, мм;

$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$ – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса, Н/мм² (МПа) (по табл. 3.1).

Полученное значение модуля m округляют в большую сторону до стандартного из ряда чисел, мм:

m , мм	1-й ряд – 1,0; 1,5; 2; 2,5; 3,4; 5,6; 8; 10;
	2-й ряд – 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9.

Первый ряд следует предпочитать второму.

3. Определение угла наклона зубьев β для косозубых передач:

$$\beta = \arcsin \frac{3,5m}{b_2}.$$

Угол наклона принимают в диапазоне $\beta = 8 \div 16^\circ$, но желательно получить его меньшие значения для снижения осевых сил в зацеплении, варьируя величиной модуля m и шириной колеса b_2 .

4. Суммарное число зубьев шестерни и колеса:

$$z_\Sigma = z_1 + z_2 = \frac{2a_w \cos \beta}{m},$$

$\beta = 0$ – для прямозубых передач.

Полученное значение z_Σ округлить в меньшую сторону до целого числа.

5. Уточнение действительной величины угла наклона зубьев для косозубых передач:

$$\beta = \arccos \left(\frac{z_\Sigma m}{2a_w} \right).$$

Точность вычисления угла до пятого знака после запятой.

6. Определение числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u + 1}; \quad z_2 = z_\Sigma - z_1.$$

Число зубьев округляют в большую сторону до целого числа.

7. Определение фактического передаточного числа:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1}.$$

8. Определение фактического межосевого расстояния:

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2 \cdot \cos \beta}$$

9. Определение основных геометрических параметров передачи, мм:

Параметр		Шестерня	Колесо
Диаметр	делительный	$d_1 = mz_1 / \cos \beta$	$d_2 = mz_2 / \cos \beta$
	вершин зубьев	$d_{a1} = d_1 + 2m$	$d_{a2} = d_2 + 2m$
	впадин зубьев	$d_{f1} = d_1 - 2,5m$	$d_{f2} = d_2 - 2,5m$
Ширина венца		$b_1 = b_2 + (2...4)\text{мм}$	$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$

Проверочный расчёт

10. Проверить межосевое расстояние: $a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2}$

11. Проверить контактные напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = K \sqrt{\frac{F_t (u_{\phi} + 1)}{d_2 b_2}} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} \leq [\sigma]_H,$$

где $K = 376$ – для косозубых передач, $K = 436$ – для прямозубых;

$F_t = 2T_2 / d_2$ – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых колес, $K_{H\alpha} = 1,1$ – для косозубых и шевронных колес;

$K_{H\beta} = 1$ – при постоянной нагрузке;

$K_{H\nu}$ – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес $v = (\omega_2 d_2) / (2 \cdot 10^3)$, м/с и степени точности передачи (табл. 3.2, табл. 3.3).

Допускаемая перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5 % . Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_2 . Если эта мера не дает должного результата, то надо увеличить межосевое расстояние a_w либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

12. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{b_2 m} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2};$$

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

где m – модуль зацепления, мм; b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм;

F_t – окружная сила в зацеплении, Н:

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

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha}=1$. Для косозубых

$K_{F\alpha}$ зависит от степени точности передачи, определённой по табл.3.2

Степень точности	6	7	8	9
Коэффициент $K_{F\alpha}$	0,72	0,81	0,91	1,00

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}=1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи (табл. 3.3);

Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса. Определяются по табл. 3.4 в зависимости от числа зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 для прямозубых колес. Для косозубых – в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни $z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta$ и колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta$, где β – угол наклона зубьев;

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^{\circ}}{140^{\circ}} - \text{коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых}$$

колес $Y_{\beta}=1$;

$[\sigma]_{F1}$ и $[\sigma]_{F2}$ – допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм² (по табл. 3.1).

Т а б л и ц а 3.2. Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости v , м/с, вращения колес на делительном диаметре			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	До 10	До 8	До 15	До 10
8	До 6	До 4	До 10	До 7
9	До 2	До 1,5	До 4	До 3

Т а б л и ц а 3.3. Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ при $H\alpha_2 \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	$K_{H\alpha}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	$K_{F\alpha}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	$K_{H\alpha}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	$K_{H\alpha}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,4
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	$K_{F\alpha}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	$K_{H\alpha}$	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	$K_{F\alpha}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

П р и м е ч а н и е. В верхнем ряду приведены данные для прямозубых колес, в нижнем ряду – для косозубых и колес с круговыми зубьями.

Т а б л и ц а 3.4. Коэффициенты формы зуба Y_{F1} и Y_{F2}

z или z_0	Y_F										
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

П р и м е ч а н и е. Коэффициенты формы зуба Y_F соответствуют коэффициенту смещения инструмента $x = 0$.

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5 %, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчет на изгиб. При этом межосевое расстояние a_w не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

3.2. Расчёт конической зубчатой передачи

Проектный расчёт

1. Определение внешнего делительного диаметра колеса d_{e2} , мм:

$$d_{e2} \geq 165 \sqrt[3]{\frac{u \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_H \cdot [\sigma]_H^2} K_{H\beta}},$$

где T_2 – вращательный момент на валу колеса, Н·м;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение материала ведомого колеса, Н/мм² (МПа) – по табл. 3.1;

ϑ_H – коэффициент вида конических колес. Для прямозубых колес $\vartheta_H = 1$;

u – передаточное отношение конической передачи;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. При постоянной нагрузке $K_{H\beta} = 1$.

Полученное значение d_{e2} (рис. 3.2) округляют до ближайшего большего значения из ряда чисел Ra20 (табл. П1 приложения).

2. Определение углов делительных конусов шестерни и колеса:

$$\delta_2 = \arctg u; \delta_1 = 90^\circ - \delta_2.$$

Точность вычислений до пятого знака после запятой.

3. Определение внешнего конусного расстояния R_e , мм:

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2},$$

Значение R_e до целого числа не округлять.

4. Ширина зубчатого венца шестерни и колеса b , мм:

$$b = \psi_R \cdot R_e,$$

где $\psi_R = 0,285$ – коэффициент ширины венца.

Значение b округлить до целого числа по ряду Ra 40 (см. табл. П1).

5. Внешний окружной модуль передачи m_e , мм:

$$m_e \geq \frac{14 \cdot T_2 \cdot 10^3}{\vartheta_F \cdot d_{e2} \cdot b \cdot [\sigma]_F},$$

где $[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса, Н/мм² (МПа) определяется по табл. 3.1. $\vartheta_F = 0,85$ – для прямозубых колес.

Значение модуля вычисляют с точностью до двух знаков после запятой. До стандартной величины округление не производится.

6. Определение числа зубьев:

колеса
$$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_e};$$

шестерни
$$z_1 = \frac{z_2}{u}$$

Полученное значение округляют в любую сторону до ближайшего целого числа.

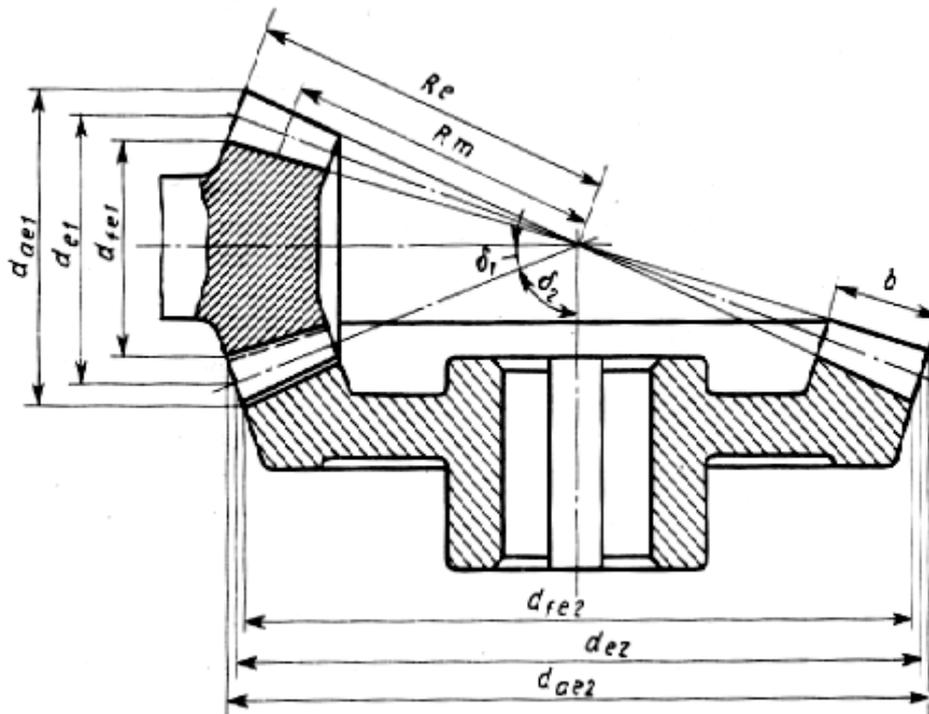


Рис. 3.2. Геометрические параметры конической зубчатой передачи

7. Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа: $\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} \cdot 100\% \leq 4\%$

8. Окончательные значения размеров колес:

углы делительных конусов: $\delta_2 = \arctg u_\phi$;
 $\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$;

делительные диаметры колес: $d_{e1} = m_e z_1$;
 $d_{e2} = m_e z_2$;

диаметры вершин зубьев: $d_{ae1} = d_{e1} + 2(1+x_{e1})m_e \cos \delta_1$;
 $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1-x_{e1})m_e \cos \delta_2$

диаметры впадин зубьев: $d_{fe1} = d_{e1} - 2,2(1,2-x_{e1})m_e \cos \delta_1$
 $d_{fe2} = d_{e2} - 2,2(1,2+x_{e1})m_e \cos \delta_2$

Т а б л и ц а 3.5. Коэффициенты смещения x_{e1} и x_{n1} для шестерен конических передач

z_1	x_{e1} при передаточном числе u					x_{n1} при передаточном числе u				
	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0
12	-	0,50	0,53	0,56	0,57	0,32	0,37	0,39	0,41	0,42
13	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,30	0,35	0,37	0,39	0,40
14	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,29	0,33	0,35	0,37	0,38
15	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,27	0,31	0,33	0,35	0,36
16	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,26	0,30	0,32	0,34	0,35
18	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,24	0,27	0,30	0,32	0,32
20	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,22	0,26	0,28	0,29	0,29
25	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,19	0,21	0,24	0,25	0,25
30	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,16	0,18	0,21	0,22	0,22
40	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,11	0,14	0,16	0,17	0,17

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01мм.

9. Средние делительные диаметры шестерни d_1 и колеса d_2 , мм:

$$d_1 \approx 0,857d_{e1}; \quad d_2 \approx 0,857d_{e2}.$$

Значения d_1 и d_2 до целого числа не округлять.

Проверочный расчёт

10. Проверить контактные напряжения σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 470 \sqrt{\frac{F_t \sqrt{u_\phi^2 + 1}}{\vartheta_H d_{e2} b} K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}} \leq [\sigma]_H,$$

где $F_t = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_2}$ – окружная сила в зацеплении, Н;

$K_{H\alpha}=1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки. Определяется по табл. 3.3 в зависимости от окружной скорости колес $v = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3}$, м/с, и степени точности передачи (см. табл. 3.2);

значения d_{e2} , мм; T_2 , Н·м; $[\sigma]_H$, Н/мм²; $K_{H\beta}=1$; b , мм; d_2 , мм;

ω_2 – угловая скорость вала, 1/с.

Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса и шестерни b . Если эта мера не даст должного результата, то либо надо увеличить внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , либо назначить другие материалы колес или другую термообработку, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчет передачи.

11. Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , Н/мм²:

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} Y_{\beta} \frac{F_t}{\vartheta_F b m_e} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2},$$

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

где значения b , мм; m_e , мм; $K_{F\beta}=1$; F_t , Н.

$K_{F\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колес и колес с круговыми зубьями;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки. Определяется аналогично коэффициенту K_{Hv} (по табл. 3.3);

Y_{F1} и Y_{F2} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса.

Определяются по табл. 3.6 в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни z_{v1} и колеса z_{v2} . Для прямозубых колес:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2};$$

$Y_{\beta} = 1$ – коэффициент, учитывающий наклон зуба; $[\sigma]_{F1}$ и

$[\sigma]_{F2}$ – допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса, Н/мм² (см. табл. 3.1).

Если при проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$, то это допустимо, так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью.

Т а б л и ц а 3.6. Коэффициент формы зуба Y_F

z_v	Коэффициент смещения режущего инструмента x										
	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5
12	-	-	-	-	-	-	-	-	3,9	3,67	3,46
14	-	-	-	-	-	-	4,24	4	3,78	3,59	3,42
17	-	-	-	-	4,5	4,27	4,03	3,83	3,67	3,53	3,4
20	-	-	-	4,55	4,28	4,07	3,89	3,75	3,61	3,5	3,39
25	-	4,6	4,39	4,2	4,04	3,9	3,77	3,67	3,57	3,48	3,39
30	4,6	4,32	4,15	4,05	3,9	3,8	3,7	3,62	3,55	3,47	3,4
40	4,12	4,02	3,92	3,84	3,77	3,7	3,64	3,58	3,53	3,48	3,42
50	3,97	3,88	3,81	3,76	3,7	3,65	3,61	3,57	3,53	3,49	3,44
60	3,85	3,79	3,73	3,7	3,66	3,63	3,59	3,56	3,53	3,5	3,46
80	3,73	3,7	3,68	3,65	3,62	3,61	3,58	3,56	3,54	3,52	3,5
100	3,68	3,67	3,65	3,62	3,61	3,6	3,58	3,57	3,55	3,53	3,52
180	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,62	3,60	3,59	3,58	3,56	3,54
∞	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63	3,63

Если $\sigma_F \geq [\sigma]_F$ свыше 5 %, то надо увеличить модуль m_e , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 и повторить проверочный расчёт на изгиб. При этом внешний делительный диаметр колеса d_{e2} не изменяется, а следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

3.3. Расчёт червячной передачи

Проектный расчёт

1. Определение межосевого расстояния a_w , мм (рис. 3.3):

$$a_w \geq 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где T_2 – вращающийся момент на валу червячного колеса, Н·м;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, Н/мм².

Допускаемые напряжения определяют для зубчатого венца червячного колеса в зависимости от группы материала зубьев, твердости витков червяка, скорости скольжения v_s .

Группу марок материалов червячного колеса выбирают в зависимости от скорости скольжения по табл. 3.7. Скорость скольжения v_s , м/с, определяется по эмпирической формуле:

$$v_s = \frac{4,3\omega_2 u}{10^3} \sqrt[3]{T_2},$$

где u – передаточное число червячной передачи.

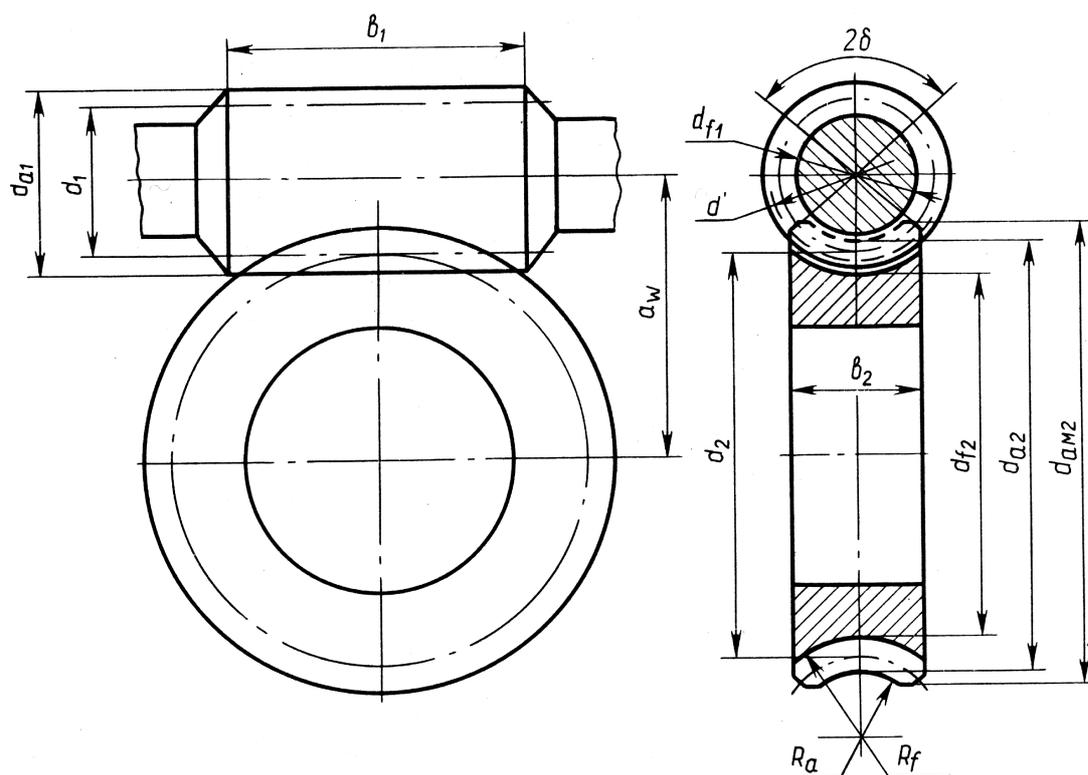


Рис. 3.3. Геометрические параметры червячной передачи

Т а б л и ц а 3.7. М а т е р и а л ы д л я ч е р в я ч н ы х к о л е с

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B , МПа	σ_T , МПа	Скорость скольжения v_s , м/с
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
	БрО5Ц5С5	З	230	140	
II	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	2÷5
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		З	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
ЛЦ23А6Ж3Мц2	З	425	195		
	Ц	500	330		
III	СЧ18	К	450	295	<2
	СЧ15	З	400	260	

П р и м е ч а н и я: 1. Принятые обозначения: Ц – центробежная; К – в кокиль; З – в землю.

2. * – для чугунов приведены значения $\sigma_{ви}$.

Допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам, приведённым в табл. 3.8.

Т а б л и ц а 3.8. Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материалов	Червяк улучшенный, $\leq 350\text{HB}$	Червяк закален, $\geq 45\text{HRC}$	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$, МПа		$[\sigma]_F$, МПа	
I	$C_V 0,75\sigma_B$	$C_V 0,9\sigma_B$	$0,08 \sigma_B + 0,25 \sigma_T$	$0,16 \sigma_B$
II	$250 - 25 v_s$	$300 - 25 v_s$		
III	$175 - 35 v_s$	$200 - 35 v_s$	$0,12 \sigma_{\text{ВИ}}$	$0,075 \sigma_{\text{ВИ}}$

П р и м е ч а н и е. C_V – коэффициент, учитывающий износ материала:

v_s	1	2	3	4	5	6	7	8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

Полученное значение межосевого расстояния a_w округляют в большую сторону до стандартного числа из ряда Ra20 (табл. П1 приложения).

2. Число витков червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа червячной передачи:

u	$8 \div 14$	$14 \div 30$	> 30
z_1	4	2	1

3. Число зубьев червячного колеса: $z_2 = z_1 \cdot u$

Полученное значение z_2 округлить в меньшую сторону до целого числа.

4. Определение модуля зацепления m , мм:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \frac{a_w}{z_2}$$

Значение модуля m округлить в большую сторону до стандартного:

m , мм	1-й ряд – 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16;
	2-й ряд – 3; 3,5; 6; 7; 12

Первый ряд следует предпочесть второму.

Коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{2a_w}{m} - z_2.$$

Минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка:

$$q_{\min} = 0,212 \cdot z_2.$$

Полученное значение q округляют до стандартного из ряда чисел:

$$q, \text{ мм} \quad \left| \begin{array}{l} \text{1-й ряд} - 6,3; 8; 10; 12,5; 16; \\ \text{2-й ряд} - 7,1; 9; 11,2; 14; 18. \end{array} \right.$$

5. Определение фактического передаточного числа u_{Φ} и проверка его отклонения Δu от заданного:

$$u_{\Phi} = \frac{z_2}{z_1}; \quad \Delta u = \frac{|u_{\Phi} - u|}{u} 100\% \leq 4\%$$

6. Определение фактического значения межосевого расстояния при стандартных значениях m и q :

$$a_w = 0,5m(q + z_2)$$

7. Основные размеры червяка:

делительный диаметр червяка	$d_1 = qm$
диаметр вершин витков	$d_{a1} = d_1 + 2m$
диаметр впадин витков	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
делительный угол подъема линий	$\gamma = \arctg(z_1/q)$

ВИТКОВ

длина нарезаемой части червяка:

при $z_1 = 1; 2$	$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot z_2)m$
при $z_1 = 4$	$b_1 \geq (12,5 + 0,09 \cdot z_2)m$

8. Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр	$d_2 = z_2m$
диаметр вершин зубьев	$d_{a2} = d_2 + 2m$
диаметр впадин зубьев	$d_{f2} = d_2 - 2,4m$
наибольший диаметр колеса	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$

ширина венца	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$
--------------	-----------------------

радиусы закруглений зубьев	$R_a = 0,5d_1 - m$
	$R_f = 0,5d_1 - 1,2m$

Проверочный расчёт

9. Определить КПД червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где γ – делительный угол подъёма линии витков червяка; φ – угол трения. Определяется в зависимости от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\varphi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cos \gamma \cdot 10^3} \quad (\text{табл. 3.9}); \quad \omega_2 \text{ – угловая скорость вала червячного колеса, 1/с.}$$

Т а б л и ц а 3.9. Значения угла трения φ

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

Пр и м е ч а н и е. Меньшие значения – для материалов группы I, большие – для групп II и III.

10. Проверить контактные напряжения зубьев колеса σ_H , Н/мм²:

$$\sigma_H = 340 \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 d_2}} K \leq [\sigma]_H,$$

где $F_{t2} = 2 \cdot T_2 \cdot 10^3 / d_2$ – окружная сила на колесе, Н;

K – коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса $v_2 = (\omega_2 d_2) / (2 \cdot 10^3)$, м/с, м/с: $K=1$ при $v_2 \leq 3$ м/с; $K=1,1 \div 1,3$ при $v_2 > 3$ м/с;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, Н/мм². Уточняется по фактической скорости скольжения v_s (см. формулы табл. 3.8);

Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 15% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует выбрать другую марку материала венца червячного колеса (табл. 3.7) и повторить весь расчет передачи.

11. Проверить напряжения изгиба зубьев колеса σ_F , Н/мм²:

$$\sigma_F = 0,7 Y_{F2} \frac{F_{t2}}{b_2 m} K \leq [\sigma]_F,$$

где значения m , мм; F_{t2} , Н; K (см. п. 10).

Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса. Определяется в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma$. Здесь γ – делительный угол подъема линии витков червяка;

$[\sigma]_F$ – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса, Н/мм².

Т а б л и ц а 3.10. Коэффициенты формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

При проверочном расчете σ_F получаются меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

Тепловой расчёт червячного редуктора

Цель теплового расчёта – проверка температуры масла t_M в редукторе, которая не должна превышать допускаемой $[t]_M=80\div 95$ °С. Температура масла t_M в корпусе червячной передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле

$$t_M = \frac{t_B + (P_1 \cdot (1 - \eta))}{(K_t \cdot A)},$$

где $t_B=20$ °С – температура воздуха вне корпуса редуктора; P_1 – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт; η – коэффициент полезного действия редуктора; $K_t=9\div 17$ Вт/(м²·град) – коэффициент теплопередачи; A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м². Для определения A червячный редуктор вписывают в параллелепипед и определяют площадь его плоскостей без площади днища. Ориентировочно, A можно принять в зависимости от межосевого расстояния (см. табл. 3.11).

Т а б л и ц а 3.11. Площадь поверхности охлаждения червячного редуктора

a_w , мм	80	100	125	140	160	180	200	225
A , м ²	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1,0

В проектируемых червячных редукторах при малых (до 2 кВт) и средних (до 5 кВт) мощностях фактическая температура масла t_M , как правило, не превышает допускаемой $[t]_M$.

3.4. Расчёт клиноременной передачи

Проектный расчёт

1. Выбор сечения ремня по заданному вращающему моменту T_1 на ведущем валу клиноременной передачи.

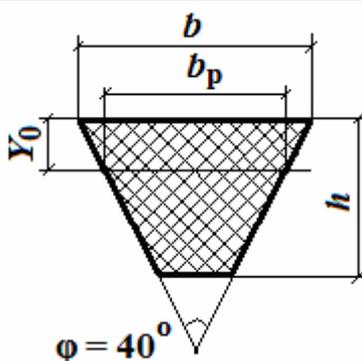
2. Определяем диаметры шкивов:

Диаметр ведущего шкива d_1 выбирается по рекомендации табл. 3.12.

$$d_1 \geq d_{\min}.$$

Т а б л и ц а 3.12. Клиновые ремни

Обозначение сечения ремня	Размеры, мм					L , м	d_{\min} , мм	T_1 , Н·м
	b	b_p	h	Y_0	A , мм ²			
О	10	8,5	6	2,1	47	0,4-2,5	63	≤ 30
А	13	11	8	2,8	81	0,56-4,0	90	15÷60
Б	17	14	10,5	4	138	0,8-6,3	125	50÷150
В	22	19	13,5	4,8	230	1,8-10	200	120÷600
Г	32	27	19	6,9	476	3,15-15	315	450÷2400
Д	38	32	23,5	8,3	692	4,5-18	500	1600÷6000
Е	50	42	30	11	1170	6,3-18	800	≥ 4000



Диаметр ведомого шкива: $d_2 = u_{\text{рем}} d_1 (1 - \epsilon)$, где ϵ – относительное скольжение ремня принимается из диапазона 0,01÷0,02.

Рассчитанное значение d_2 округляется до ближайшего стандартного, мм: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Уточняем передаточное отношение $u_{\text{рем}}$:

$$u_{\text{рем}} = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)}.$$

3. Минимальное межосевое расстояние:

$$a_{\text{min}} = 0,55 (d_1 + d_2) + h.$$

4. Расчётная длина ремня:

$$L_p = 2a_{\text{min}} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\text{min}}}.$$

Выбирается ближайшая по стандарту длина ремня L , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

5. Уточненное значение межосевого расстояния с учётом выбранной стандартной длины ремня:

$$a = 0,25 \left[L - \pi d_{\text{cp}} + \sqrt{(L - \pi d_{\text{cp}})^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right],$$

где
$$d_{\text{cp}} = \frac{d_1 + d_2}{2}.$$

6. Определение допускаемого окружного усилия на один ремень $[P]$, кВт:

$$[P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L,$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним ремнем, P_0 выбирается по табл. 3.13 интерполяцией по скорости ремня v .

Т а б л и ц а 3.13. Мощность P_0 , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с					
		3	5	10	15	20	25
О (1320)	63	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-
	71	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40
	80	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65
	90	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90
	100	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11
	112	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28
А (1700)	90	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-
	100	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29
	112	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82
	125	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27
	140	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67
	160	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11
Б (2240)	125	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-
	140	1,04	1,61	2,70	3,45	3,38	-
	160	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
	180	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
	200	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32
	224	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00
В (3750)	200	1,85	2,77	4,59	5,80	6,33	-
	224	2,08	3,15	5,35	6,95	7,86	7,95
	250	2,28	3,48	6,02	7,94	9,18	9,60
	280	2,46	3,78	6,63	8,86	10,4	11,1
Г (6000)	355	4,46	6,74	11,4	14,8	16,8	17,1
	400	4,94	7,54	13,0	17,2	20	21,1
	450	5,36	8,24	14,4	19,3	22,8	24,6

Скорость ремня, м/с:

$$v = 0,5\omega_1 d_1;$$

$$C_\alpha = 1 - 0,003(180 - \alpha_1),$$

α_1 – угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{d_2 - d_1}{a};$$

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня

$$C_L = 0,3 \frac{L}{L_0} + 0,7.$$

7. Количество ремней рассчитывается, как $z = \frac{P_1}{[P]}$,

где P_1 – мощность на ведущем валу, кВт.

Полученное значение округляется в большую сторону до целого числа.

8. Сила давления на вал, Н:

$$F_{\text{оп}} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}, \text{ где } F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_L}{z \cdot v \cdot C_\alpha}, \text{ Н.}$$

9. Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения выбираются по табл. 3.14.

Т а б л и ц а 3.14. Канавки шкивов для клиновых ремней нормального сечения (размеры, мм)

Сечение ремня	t	h	p	f	Расчётные диаметры при угле φ°			
					34	36	38	40
					О	2,5	7,5	12
А	3,3	9	15	10	90-112	125-160	180-400	450
Б	4,2	11	19	12,5	125-160	180-224	250-500	560
В	5,7	14,5	22,5	17	-	200-315	355-630	710
Г	8,1	20	37	24	-	315-450	500-900	1000
Д	9,6	23,5	44,5	29	-	500-560	630-1120	1250
Е	12,5	31	58	38	-	-	800-1400	1600

Проверочный расчёт

10. Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви σ_{max} , Н/мм²:

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_1 + \sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{v}} \leq [\sigma]_{\text{p}},$$

где σ_1 – напряжение растяжения в ремне, Н/мм²;

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2zA};$$

значения F_t , Н; A , мм²; F_0 , Н.

$$F_i = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v}$$

где P_1 , кВт, v , м/с; $\sigma_{из}$ – напряжение изгиба, Н/мм²: $\sigma_{из} = E_{из}(h/d_1)$.

Здесь $E_{из} = 80 \dots 100$ Н/мм² – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней; h – высота сечения клинового ремня (см. табл. 3.12); d_1 , мм. $\sigma_v = \rho v^2 \cdot 10^{-6}$ – напряжения от центробежных сил, Н/мм².

Здесь ρ – плотность материала ремня, кг/м³; $\rho = 1250 \div 1400$ кг/мм³; v , м/с.

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм²; $[\sigma]_p = 10$ Н/мм².

Если получится $\sigma_{max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчёт передачи.

4. Силы в зацеплении

Для цилиндрической передачи (рис. 4.1):

$$\text{Окружная сила } F_t = \frac{2T_2}{d_2},$$

где T_2 – вращающий момент на колесе, Н·м;

d_2 – делительный диаметр колеса, м.

$$\text{Радиальная сила } F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta},$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$;

β – угол наклона зубьев косозубых колес.

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

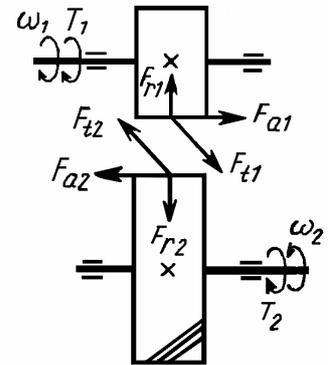


Рис. 4.1

Для конической зубчатой передачи (рис. 4.2):

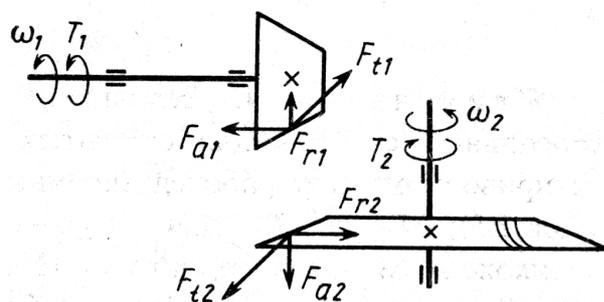


Рис. 4.2

Окружная сила на среднем диаметре колеса:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}},$$

где $d_{m2} = 0,857d_{e2}$.

Осевая сила на шестерне прямозубой: $F_{a1} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$,

Радиальная сила на шестерне прямозубой:

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

Осевая сила на колесе: $F_{a2} = F_{r1}$

Радиальная сила на колесе: $F_{r2} = F_{a1}$

Коэффициенты γ_a и γ_r для угла $\beta_m = 35^\circ$ определяют по формулам:

$$\gamma_a = 0,44 \sin \delta_1 + 0,7 \cos \delta_1,$$

$$\gamma_r = 0,44 \cos \delta_1 - 0,7 \sin \delta_1.$$

Полученные коэффициенты γ_a и γ_r подставляют в формулы со своими знаками. Чтобы избежать заклинивания зубьев надо, чтобы сила F_{a1} была направлена к основанию делительного конуса ведущей шестерни. Для этого выбирают направление вращения шестерни (смотреть со стороны вершины делительного конуса) и направление наклона зубьев одинаковыми.

Для червячной передачи (рис. 4.3):

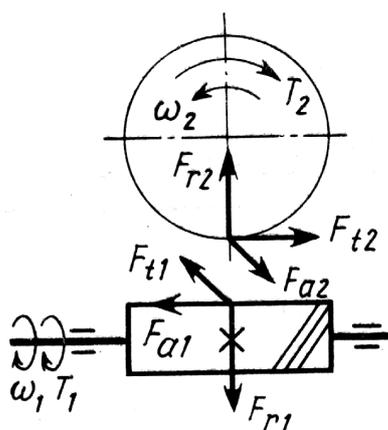


Рис. 4.3

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}.$$

Окружная сила на червяке, равна осевой силе на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}.$$

Радиальная сила на червяке равна радиальной силе на колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha.$$

5. Консольные силы

Консольная нагрузка вызывается ременными, цепными, открытыми зубчатыми передачами, а также муфтами, соединяющими двигатель с редуктором или редуктор с рабочей машиной.

Значение консольной силы, возникающей от клиноременной передачи:

$$F_{\text{оп}} = 2F_0 z \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right),$$

где F_0 – сила предварительного натяжения ремня, Н;
 z – количество параллельно установленных ремней;
 α_1 – угол обхвата ремнем малого шкива.

Консольную силу от цепной передачи можно взять ориентировочно в зависимости от крутящего момента на выходном валу редуктора:

$$F_{\text{оп}} = 400\sqrt{T_2}.$$

Аналогичным образом принимается консольная сила и для муфт:
на быстроходном валу $F_{\text{М1}} = 50\sqrt{T_1} \dots 125\sqrt{T_1}$,

на тихоходном валу зубчатых редукторов $F_{\text{М2}} = 125\sqrt{T_2}$,

на тихоходном валу червячных редукторов $F_{\text{М2}} = 200\sqrt{T_2}$.

6. Проектный расчёт валов

Проектирование вала начинают с определения диаметра выходного конца, как самого тонкого по сечению, из расчёта на чистое кручение без учета влияния изгиба:

$$d \geq 3\sqrt{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T – крутящий момент на данном валу, Н·м; $[\tau]_к$ – допускаемое напряжение на кручение, Н/мм².

Ввиду приближенности данного метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными:

$[\tau]_к = 10 \text{ Н/мм}^2$ – для быстроходных валов;

$[\tau]_к = 20 \text{ Н/мм}^2$ – для тихоходных валов.

Полученный результат округляют в большую сторону до стандартного значения из ряда Ra 40.

При проектировании валов применяют ступенчатую конструкцию вала для облегчения монтажа подшипников, зубчатых колес и других деталей (рис. 6.1).

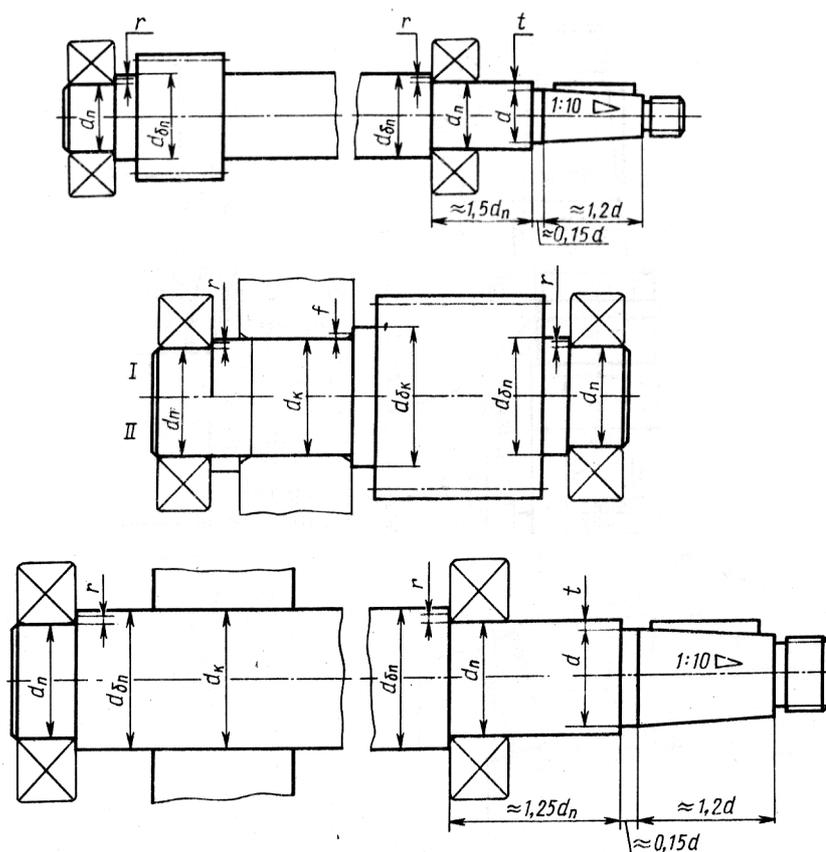


Рис. 6.1

Вторая по величине диаметра ступенька вала обычно бывает под подшипник качения. Диаметр второй ступени рассчитывают по формуле

$$d_{II} = d + 2t,$$

где величина t берётся по табл. 6.1 в зависимости от диаметра вала первой ступени d .

Полученный результат d_{II} округляют до ближайшего стандартного значения диаметра внутреннего кольца подшипника (табл. П2÷П5).

Ввиду того, что обычно на вал устанавливаются одинаковые подшипники, ступень вала с размером d_{II} также располагается и на противоположном конце вала.

Для консольных валов, как например, в конических передачах для двух подшипников, отстоящих друг от друга на некотором расстоянии, может вытачиваться на валу одна ступень под внутреннее кольцо подшипников.

Следующая ступенька вала, например, для размещения на нём зубчатого колеса, формируется как:

$$d_k = d_{II} + 3,2r,$$

где r – радиус скругления кромки внутреннего кольца подшипника, установленного на второй ступени.

Наконец, ступени вала (буртики), служащие, например, для упора размещенных на валу деталей и ограничения перемещения их в осевом направлении, образуются следующим образом:

$$d_{\text{бк}} = d_{\text{к}} + 3f,$$

где f – фаска детали (например, ступицы зубчатого колеса), установленной на ступени с диаметром $d_{\text{к}}$.

Ступень $d_{\text{бк}}$ можно заменить распорной втулкой.

Диаметры различных участков промежуточных валов, не имеющих выходного конца, определяют в несколько иной последовательности.

Сначала определяют, из расчёта на чистое кручение, диаметр вала под зубчатым колесом:

$$d_{\text{к}} \geq 3 \sqrt[3]{\frac{T_{\text{пр}}}{0,2 \cdot [\tau]_{\text{к}}}},$$

где $[\tau]_{\text{к}} = 15 \text{ Н/мм}^2$.

$T_{\text{пр}}$ – крутящий момент на промежуточном валу, Н·мм.

Диаметр вала под подшипник уменьшают с учетом радиусов скругления кромки внутреннего кольца подшипника:

$$d_{\text{п}} = d_{\text{к}} - 3,2r.$$

Диаметры остальных участков определяются аналогичным образом, как и для валов, имеющих выходные концы.

Высоту буртика t , координату фаски подшипника r и размер фаски f принимают в зависимости от диаметра посадочной поверхности:

Т а б л и ц а 6.1. Геометрические характеристики валов

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
t	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
r	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Примечания: 1. Размеры указаны в мм. 2. Величина фаски r дана приблизительно, точное значение смотри в таблице с типоразмерами подшипников (табл. П2÷П5).

На рис. 6.1 даны примеры вычерчивания валов цилиндрического двухступенчатого редуктора, а на рис. 6.2 представлен пример вала-шестерни конического редуктора.

Диаметры отдельных участков конического вала-шестерни определяют по соотношениям, приведённым ниже.

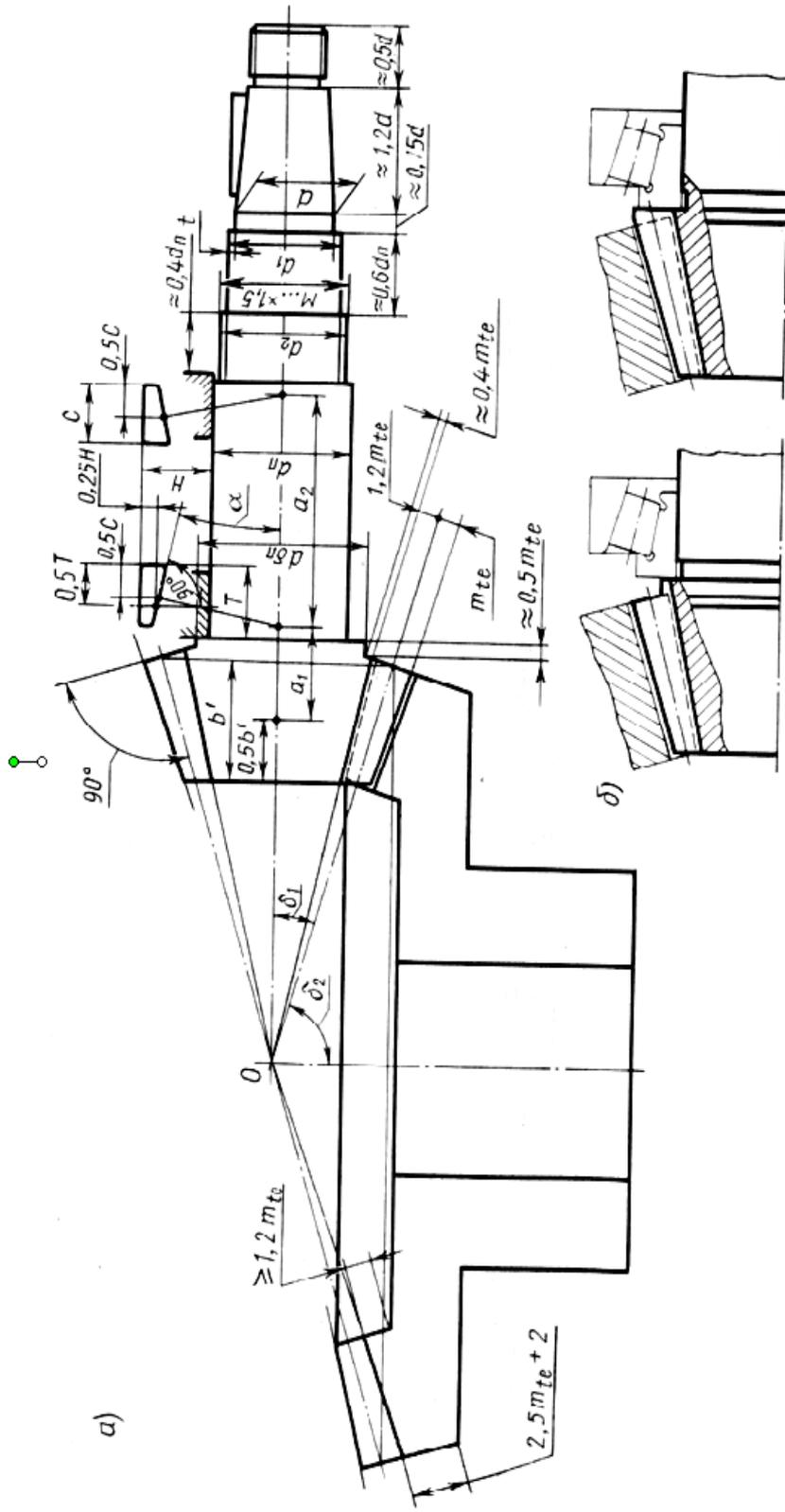


Рис. 6.2

Диаметр выходного конца вала определяется по соотношению, приведенному в начале данного параграфа:

$$d_1 = d + 2t.$$

Диаметр резьбы: $d_2 = d_1 + (2 \dots 4)$.

Диаметр посадочной поверхности подшипника принимают равным или большим внешнего диаметра резьбы, т.е. $d_{\text{п}} \geq d_2$ (см. П...)

Диаметр буртика для упора подшипника:

$$d_{\text{бп}} = d_{\text{п}} + 3,2r.$$

Для уменьшения консоли вала левый подшипник располагают как можно ближе к шестерне. На рис. 6.2 m_{te} – торцовый внешний модуль. Для прямозубой передачи $m_{te} = m_e$.

При передаточных числах $u > 3,15$ коническая шестерня получается малых размеров. В этих случаях не удается создать упорный буртик с размерами $0,5m_{te}$ и $0,4m_{te}$ и его конструируют по рис. 6.2, б.

Расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием. Для того, чтобы обеспечить достаточную жесткость узла, принимают:

$$a_2 \approx 2,5a_1,$$

где a_1 – расстояние от середины венца (размер $0,5b'$) до точки пересечения с осью вала перпендикуляра, опущенного из середины поверхности контакта (размер – $0,5C$) наружного кольца подшипника; a_2 – расстояние между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей контакта наружных колец обоих подшипников.

7. Расстояния между деталями передач

Между вращающимися поверхностями колес и внутренними поверхностями стенок корпуса оставляют зазор a , который определяют по формуле

$$a = \sqrt[3]{L} + 4 \text{ мм},$$

где L – наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм (рис. 7.1÷7.4). Вычисленное значение a округляют в большую сторону до целого числа.

Расстояние b_0 между дном корпуса и поверхностью колес или червяка для всех типов редукторов и коробок передач принимают:

$$b_0 \geq 4 \cdot a.$$

Расстояние между торцовыми поверхностями колес двухступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме, определяют по соотношению:

$$c = (0,3 \dots 0,5) \cdot a.$$

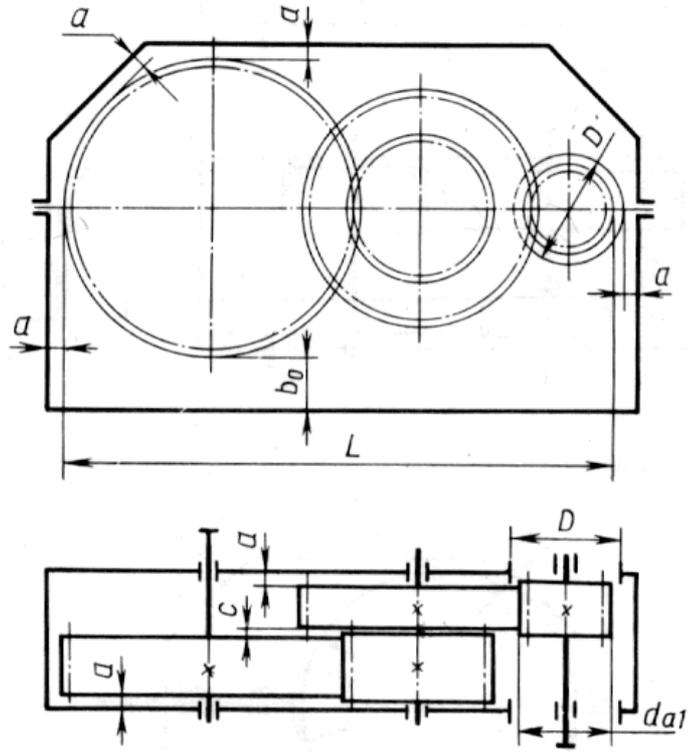


Рис. 7.1

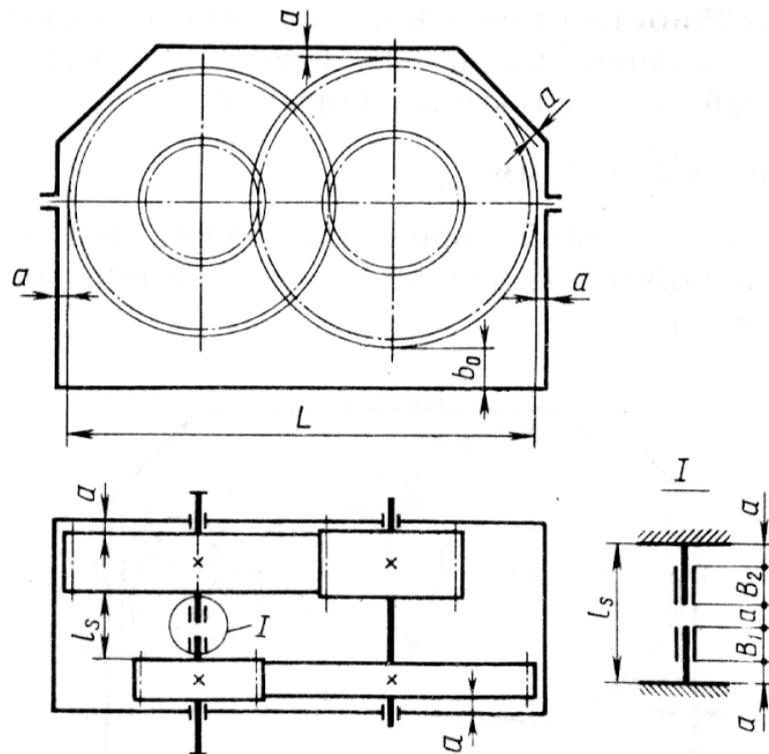


Рис. 7.2

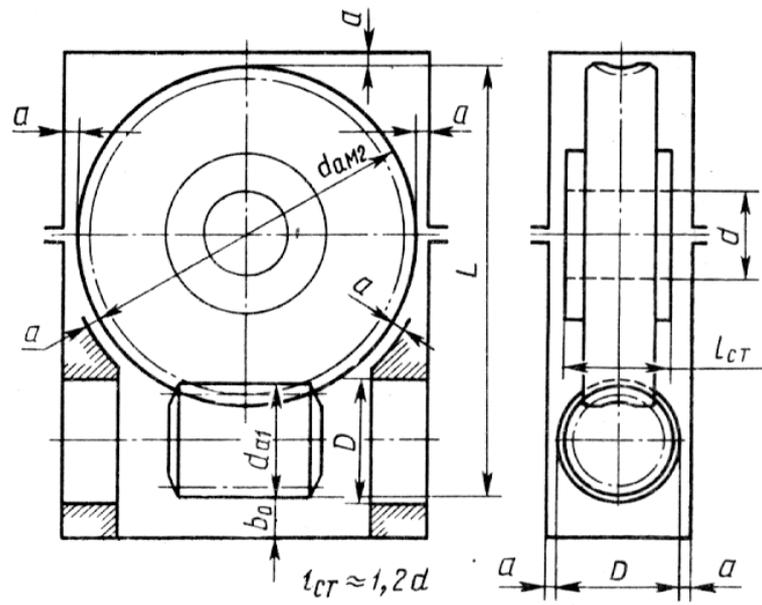


Рис. 7.3

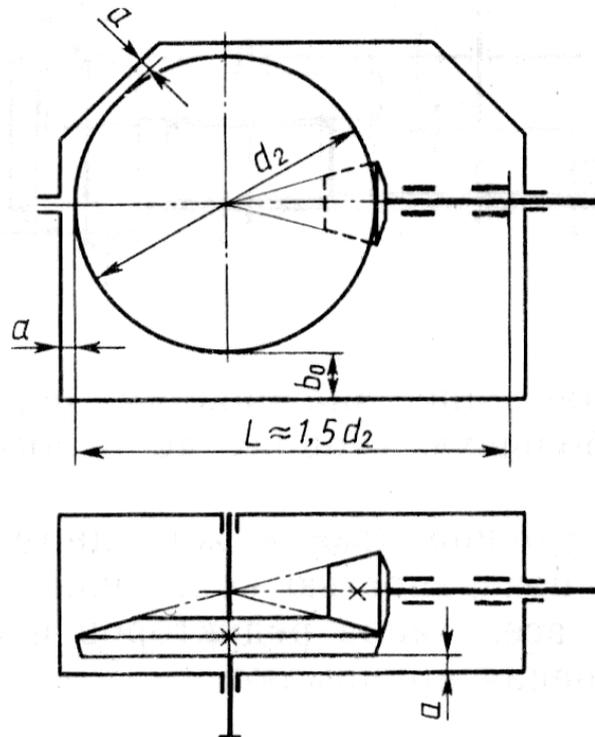


Рис. 7.4

В двухступенчатых соосных редукторах между торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника. Расстояние между ними определяют по соотношению

$$l_s = 3a + B_1 + B_2.$$

В этом соотношении B_1 и B_2 – ширина подшипников опор быстроходного и тихоходного валов (табл П2-П5).

Расстояния a и b_0 в коническом и червячном редукторах определяют по соотношениям, приведённым выше.

8. Предварительный выбор подшипников

Тип и типоразмер подшипника выбирают по найденным выше диаметрам валов под подшипники по следующим рекомендациям.

Для цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов применяют шариковые радиальные однорядные подшипники.

При чрезмерно больших размерах шариковых подшипников применяют подшипники конические роликовые.

Конические и червячные колеса должны быть точно и жестко зафиксированы в осевом направлении из-за имеющихся осевых составляющих силы зацепления. Шариковые радиальные подшипники обладают малой осевой жесткостью. Поэтому для конических и червячных колес применяют конические роликовые подшипники.

Эти подшипники применяют для опор вала червяка и конической шестерни, либо с целью снижения тепловыделений в подшипниках при высокой частоте вращения вала червяка и конической шестерни ($n > 1500$ об/мин) на них устанавливают шариковые радиально-упорные подшипники.

Первоначально принимают подшипники средней серии.

Для выбранных типов подшипников из табл. П2-П5 выписывают основные параметры: геометрические размеры $d, D, B (T, C)$; динамическую C и статическую C_0 грузоподъемности. Здесь D – диаметр наружного кольца подшипника; B – ширина шарикоподшипников; T и C – осевые размеры роликоподшипников.

9. Эскизная компоновка редуктора

Эскизную компоновку выполняют для получения представления о конструкции, размерах деталей редуктора, их относительном расположении, определения расстояний между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точек приложения силы давления элемента открытой передачи и муфты на расстоянии от реакции смежного подшипника.

Эскизную компоновку выполняют, желательно, в масштабе 1:1 на миллиметровой бумаге в двух проекциях (рис. 9.1–9.3).

Определившись с размещением на листе проекций редуктора, намечают расположение осевых линий валов.

Оси валов цилиндрического редуктора параллельны и расположены друг от друга на межосевом расстоянии. Оси валов червячного редуктора перекрещиваются в пространстве, оси валов конической передачи пересекаются.

Затем упрощенно вычерчивают шестерню и колесо у цилиндрической и конической передач и червяк и червячное колесо у червячной передачи.

Размеры деталей берутся из расчетов соответствующих передач.

В соответствии с расстояниями между деталями, определенными в разделе 7, очерчивают внутреннюю стенку корпуса редуктора.

Далее вычерчивают ступени валов редуктора, а на ступенях валов под подшипники очерчивают контуры подшипников качения.

Радиальную реакцию подшипника считают приложенной в точке пересечения нормали к середине поверхности контакта наружного кольца и тела качения подшипника с осью вала (рис. 9.4).

Для радиальных подшипников точка приложения реакции лежит по середине ширины подшипника.

Для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца:

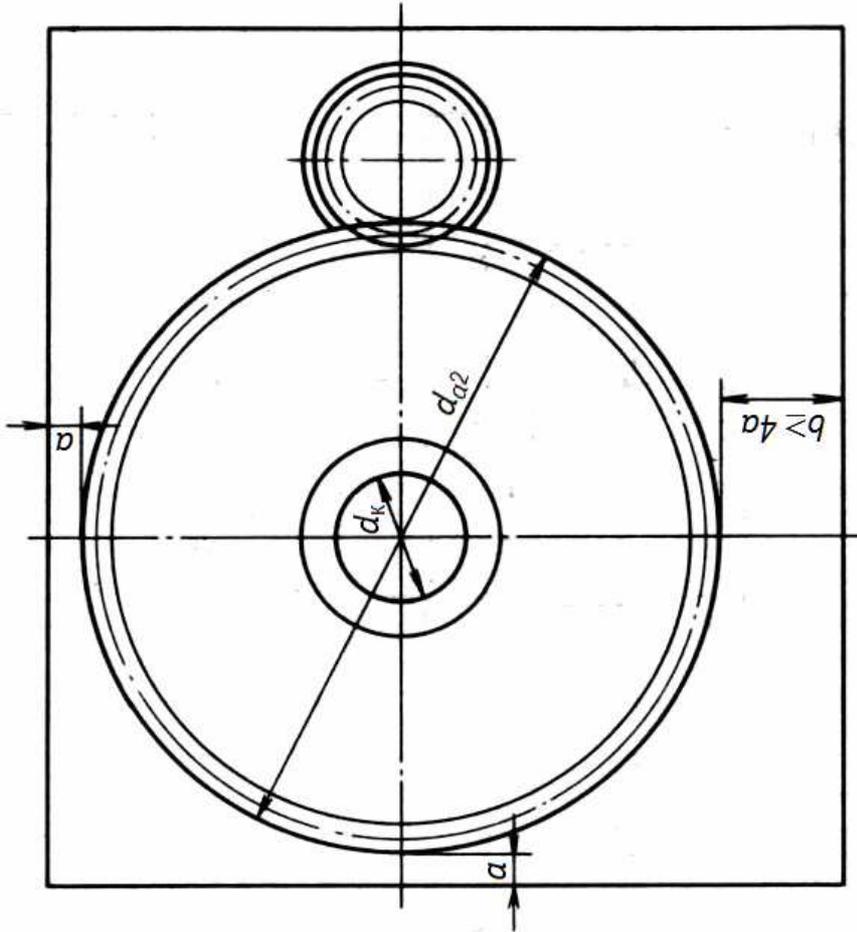
для шариковых радиально-упорных подшипников:

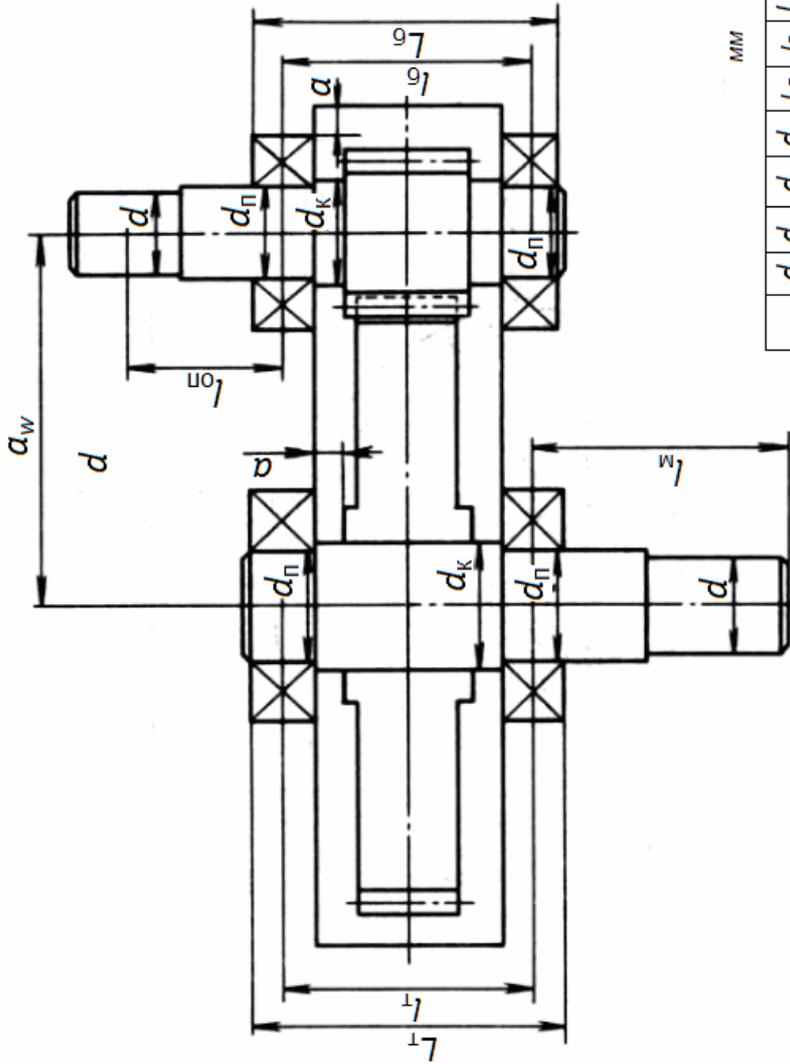
$$a = 0,5 \cdot (B + 0,5 \cdot (d + D) \cdot \operatorname{tg} \alpha);$$

для конических роликоподшипников:

$$a = 0,5 \cdot \left[\frac{T + e \cdot (d + D)}{3} \right];$$

здесь B – ширина колец подшипника; d и D – внутренний и наружный диаметры подшипника; α – угол контакта подшипника; T – расстояние между торцами колец подшипника; e – коэффициент осевого нагружения.



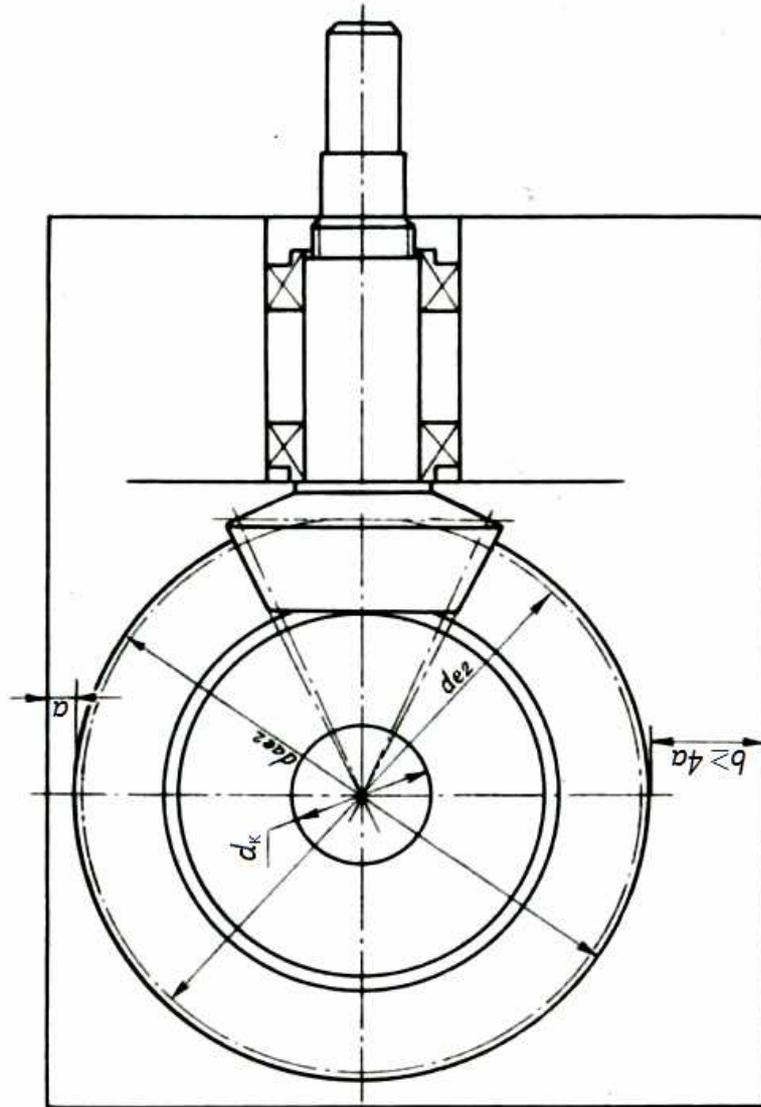


мм

Вал	d		d _к		d _п		L _б	L _т	L ₆	L _т	l _{оп}	l _м	Под-шип-ник	a	a _ш
	l	l _п	l _к	l _п	l _п	l _п									
Б	20	25	30	25	80	65	42	205	10	102					
Т	30	34	50	15	82	66	68	206							
	25	30	36	30											
	38	38	50	16											

ПМ 12-09.00.00		Лист	Масса	Месит
Редактор Шилиндрический одноступенчатый Чертеж общего вида		9	-	1:1
		Лист	Листов	Группа
Инженер				
Проверил				
Утвердил				
Утвердил				
Утвердил				

Рис. 9.1



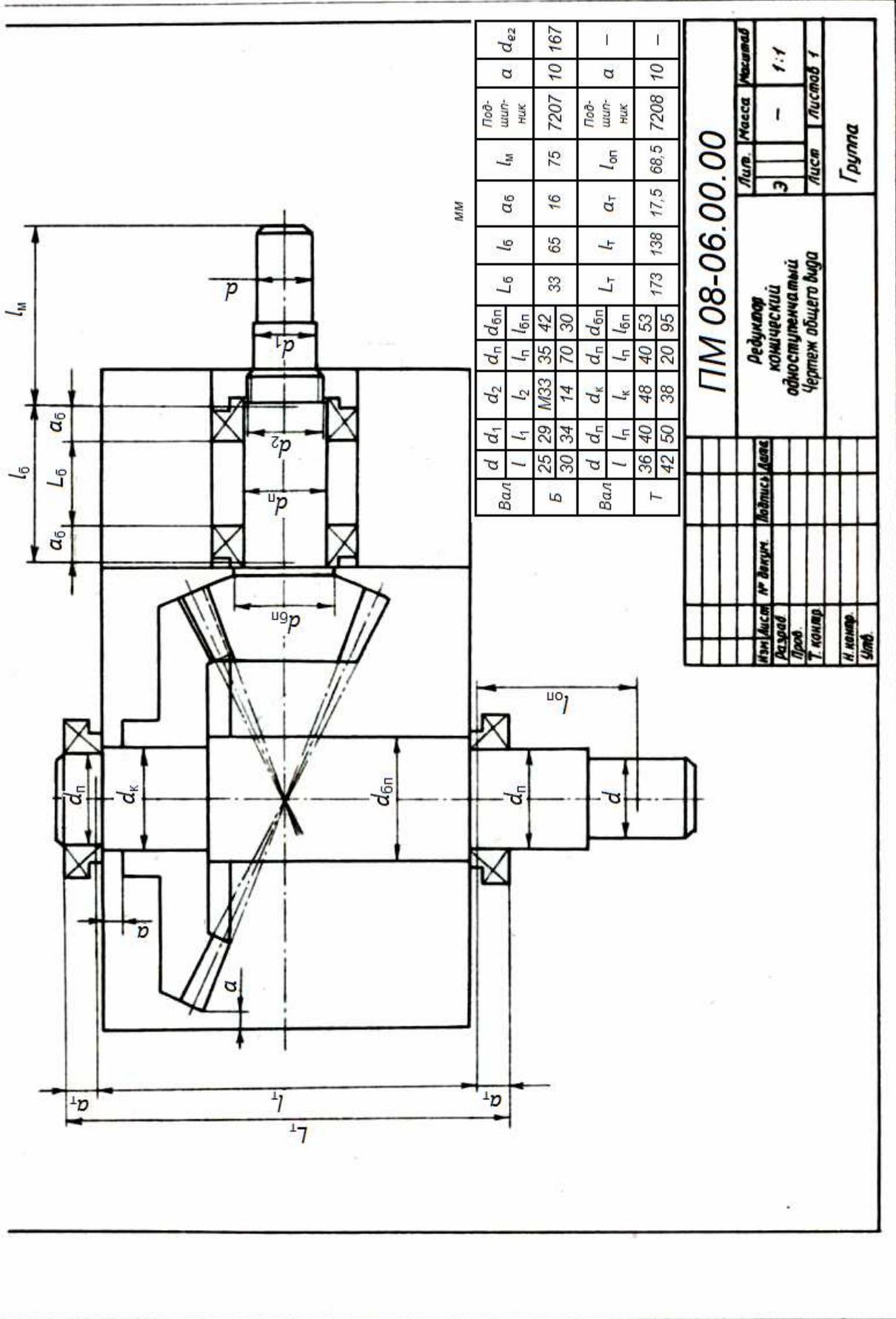
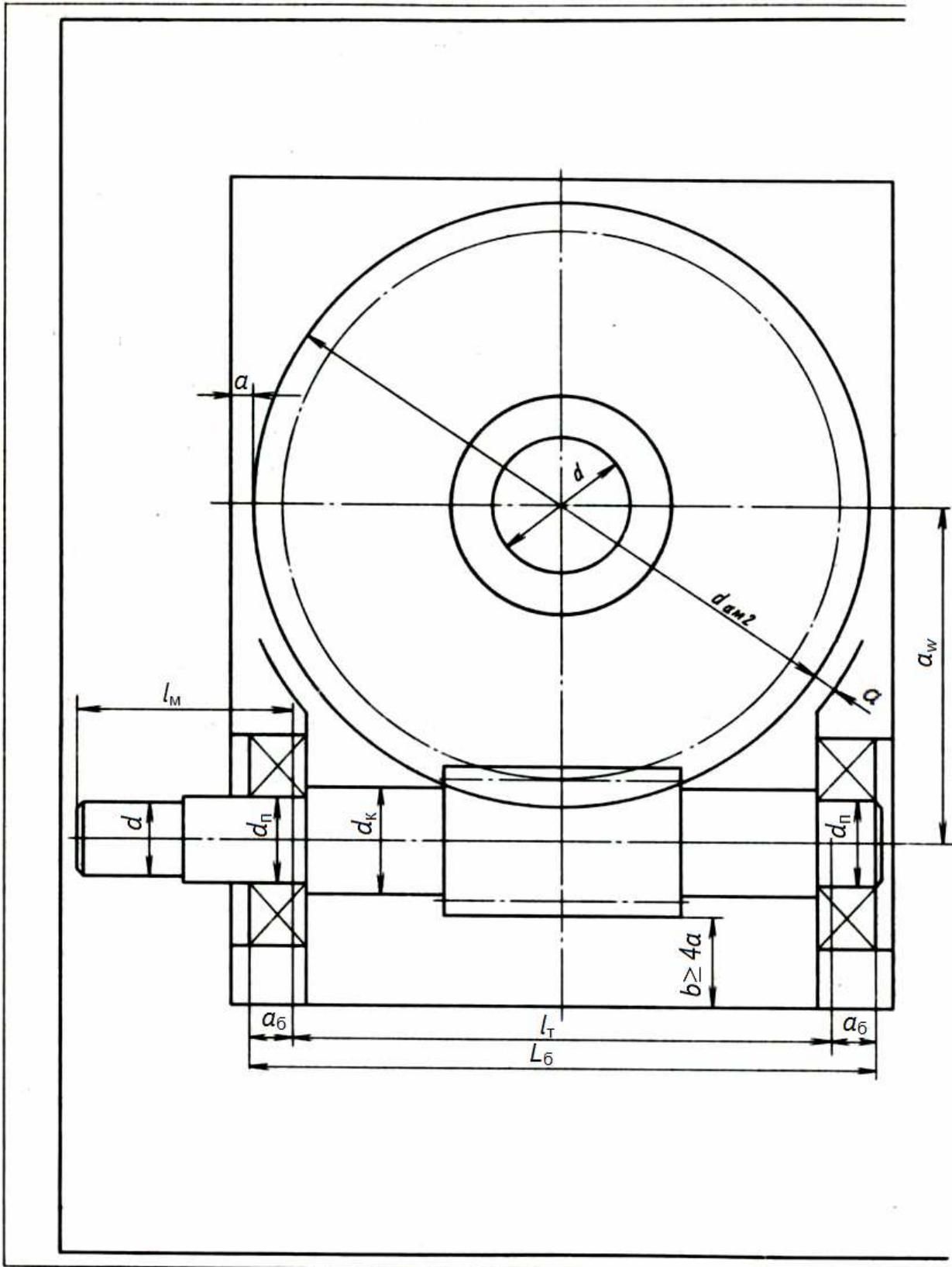
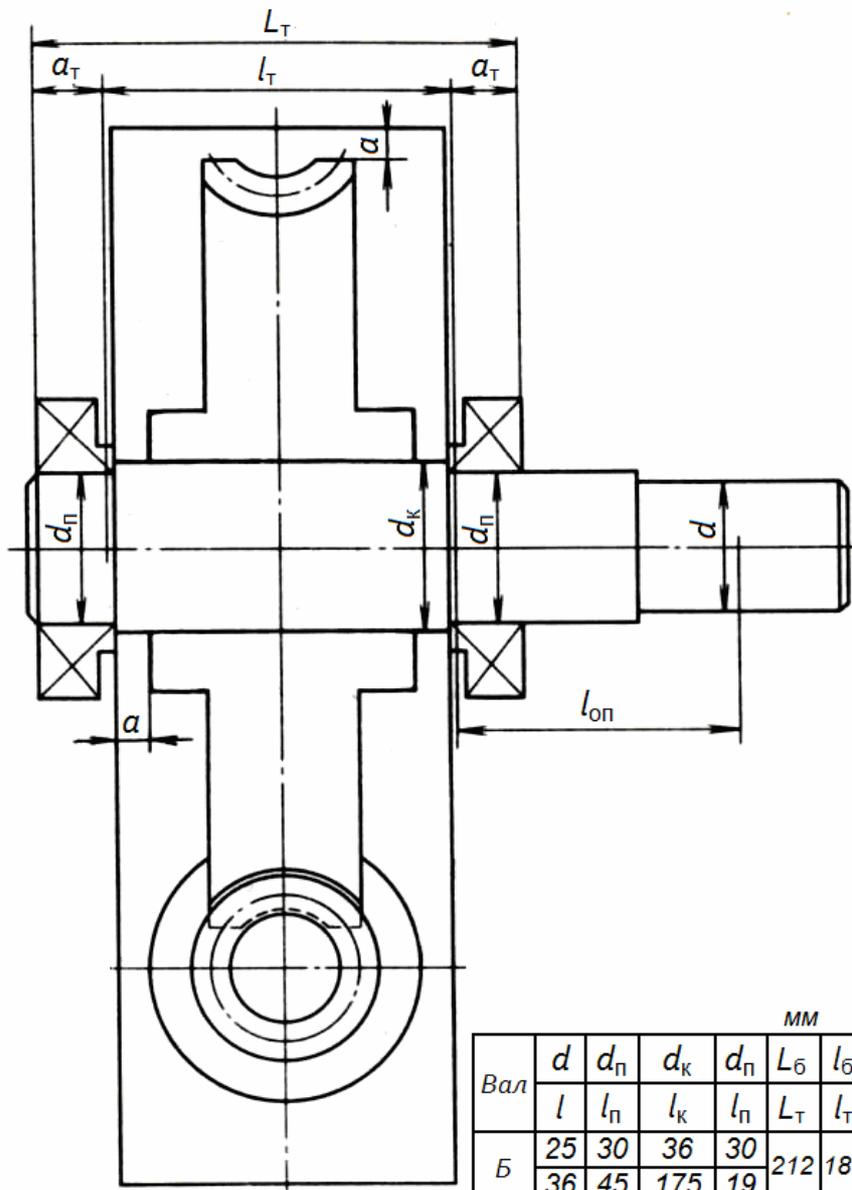


Рис. 9.2





мм

Вал	d	d_n	d_k	d_n	L_6	l_6	a_6	l_m	Подшипник	a	a_w
	l	l_n	l_k	l_n	L_T	l_T	a_T	$l_{оп}$			
Б	25	30	36	30	212	182	15	77	7306	10	125
	36	45	175	19							
Т	36	40	48	40	128	93	17,5	74	7208		
	53	50	90	20							

				ПМ 11-07.00.00			
Изм/Лист	№ докум	Подпись	Дата	Редуктор червячный одноступенчатый Чертеж общего вида	Лист	Масса	Масштаб
Разраб					3	-	1:1
Проф					Лист	Листов 1	
Т. квант					Группа		
И квант							
Умк							

Рис. 9.3

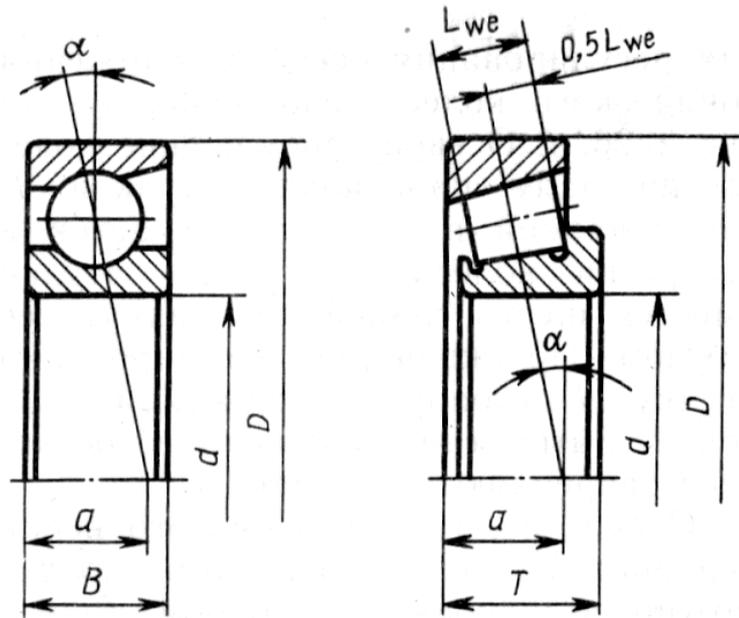


Рис. 9.4

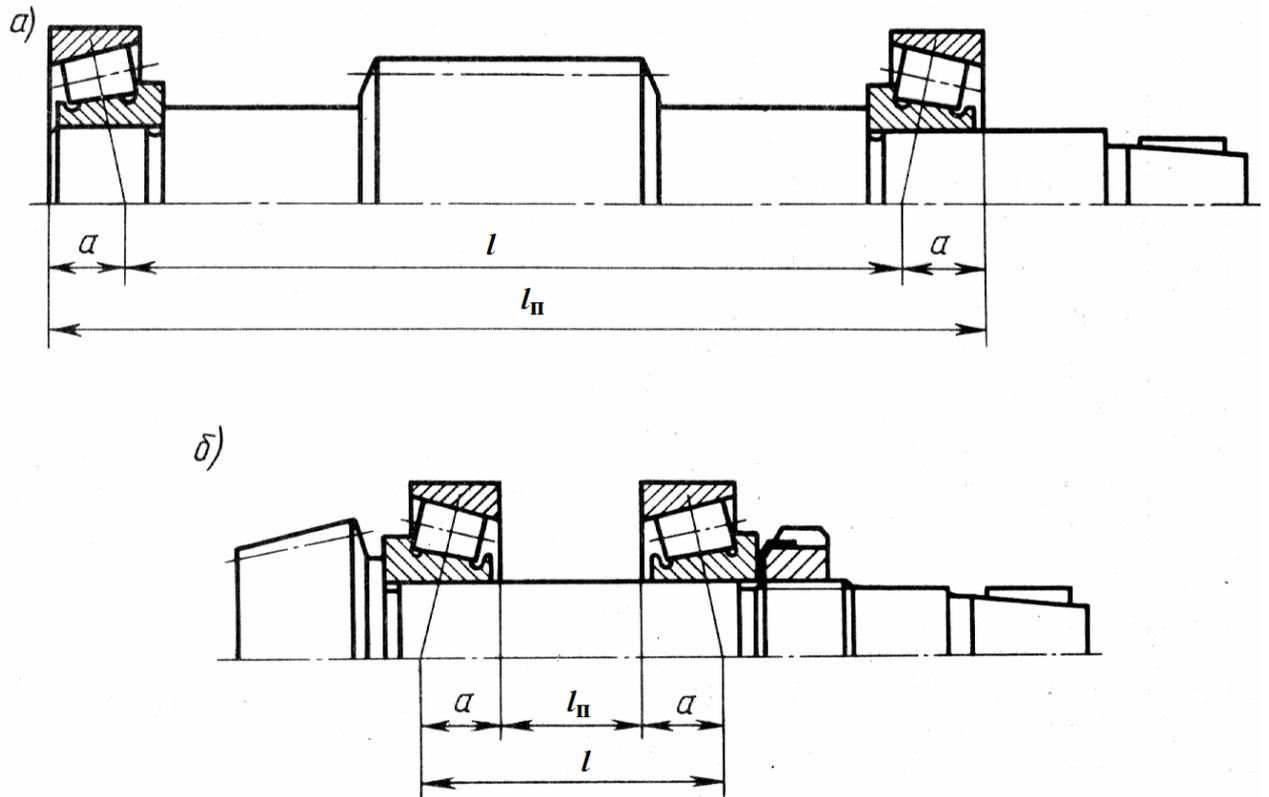


Рис. 9.5

Расстояние между точками приложения радиальных реакций при установке радиально-упорных подшипников по схеме «враспор» (рис. 9.5, а)

$$l=l_{\Pi}-2a;$$

по схеме «врастяжку» (рис. 9.5, б)

$$l=l_{\Pi}+2a,$$

где l_{Π} – расстояние между широкими торцами колец подшипников;

a – смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника.

В заключение определяются точки приложения консольных сил.

Для открытых передач силу давления ременной, цепной передачи, силы в зацеплении зубчатых передач принять приложенными к середине выходного конца вала на расстоянии $l_{оп}$ от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис. 9.1–9.3).

Сила давления муфты приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии $l_{м}$ от точки приложения реакций смежного подшипника.

10. Расчетные схемы валов

Расчетные схемы вычерчивают для каждого вала с учетом геометрических параметров, определенных при расчете передачи, эскизной компоновке (делительные окружности шестерни (червяка) колеса, расстояния между точками приложения реакций в опорах подшипников), а также расстояния между точками приложения консольной силы и реакции смежной опоры подшипника ($l_{оп}$, $l_{м}$).

Далее выписываются исходные данные для расчетов:

– силы в зацеплении на шестерне (червяке) или колесе: F_t , F_r , F_{α} ,

– консольные силы: $F_{оп}$, $F_{м}$.

Определяют реакции в опорах в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Реакции определяют из уравнения равновесия: сумма моментов внешних сил относительно рассматриваемой опоры и момента реакции в другой опоре равна нулю.

Определяют суммарные радиальные реакции опор подшипников вала R , H :

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2},$$

где R_x и R_y – соответственно реакции в опоре в горизонтальной и вертикальной плоскостях (рис. 10.1-10.4).

Пример расчётной схемы тихоходного вала цилиндрического
одноступенчатого редуктора

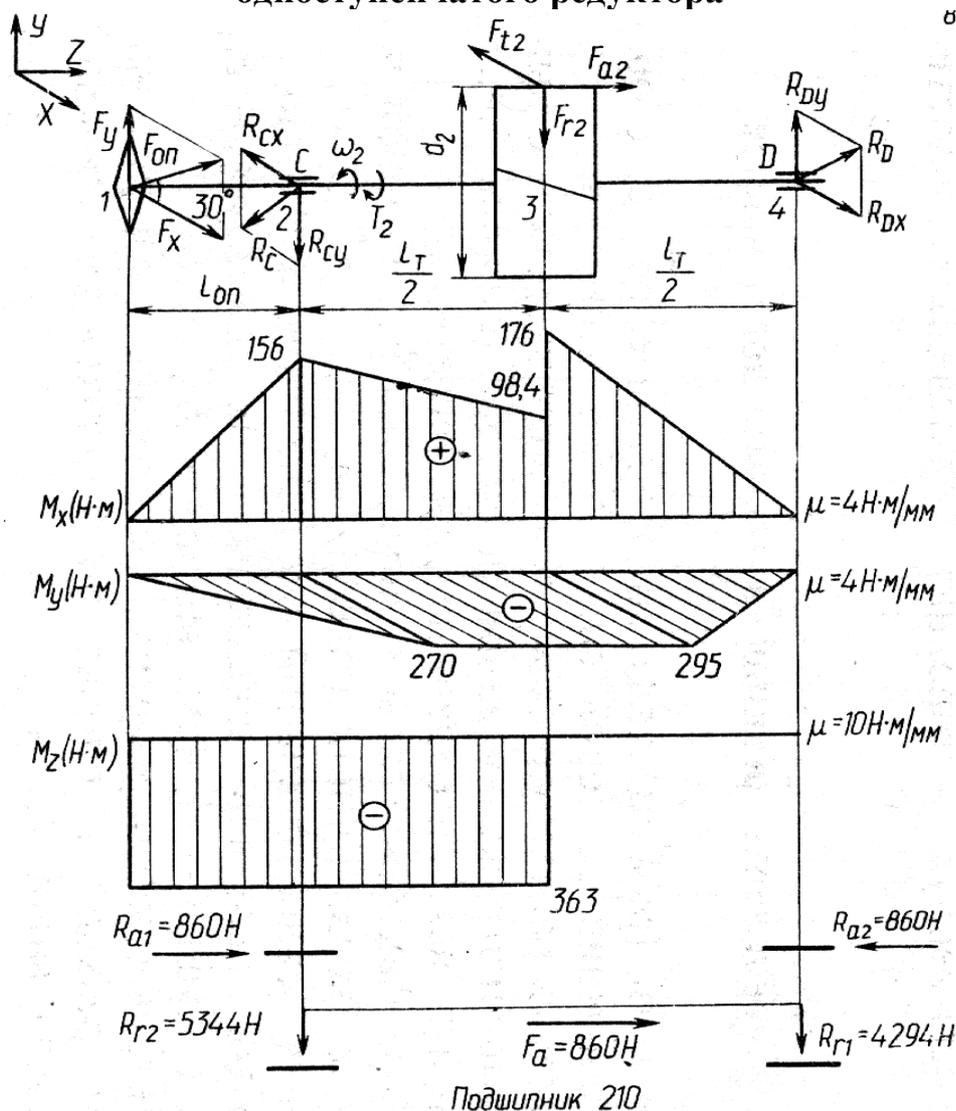


Рис.10.1

Дано: $F_{t2} = 4000 \text{ Н}$; $F_{r2} = 1480 \text{ Н}$; $F_{a2} = 860 \text{ Н}$; $F_{o1n} = 5200 \text{ Н}$; $F_y = F_{o1n} \sin 30^\circ = 2600 \text{ Н}$;
 $F_x = F_{o1n} \cos 30^\circ = 4500 \text{ Н}$; $d_2 = 181,5 \text{ мм}$; $l_T = 160 \text{ мм}$; $l_{on} = 60 \text{ мм}$.

1. Вертикальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_4 = 0; F_y(l_{on} + l_T) - R_{cy}l_T - F_{r2} \frac{l_T}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0$$

$$R_{cy} = \frac{F_y(l_{on} + l_T) - F_{r2} \frac{l_T}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2}}{l_T};$$

$$\sum M_2 = 0; F_y l_{on} + F_{r2} \frac{l_T}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2} - R_{Dy} l_T = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_y l_{on} + F_{r2} \frac{l_T}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2}}{l_T}.$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0; F_y - R_{cy} - F_{r2} + F_{Dy} = 0;$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X в характерных сечениях 1...4, Н·м:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = F_y l_{on}; M_{x3} = F_y (l_{on} + \frac{l_T}{2}) - R_{cy} \frac{l_T}{2}; M_{x4} = 0;$$

$$M_{x3} = R_{Dy} \frac{l_T}{2}.$$

2. Горизонтальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_4 = 0; -F_x (l_{on} + l_T) + R_{cx} l_T + F_{t2} \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{cx} = \frac{F_x (l_{on} + l_T) - F_{t2} \frac{l_T}{2}}{l_T};$$

$$\sum M_2 = 0; -F_x l_{on} - F_{t2} \frac{l_T}{2} + R_{Dy} l_T = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_x l_{on} + F_{t2} \frac{l_T}{2}}{l_T}.$$

$$\text{Проверка: } \sum X = 0; F_x - R_{cx} - F_{t2} + R_{Dx} = 0.$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1...4, Н·м:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = -F_x l_{on}; M_{y3} = -F_x (l_{on} + \frac{l_T}{2}) + R_{cx} \frac{l_T}{2}; M_{y4} = 0.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов, Н·м: $M_k = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2}$.

4. Определяем суммарные радиальные реакции, Н:

$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2}; R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2}.$$

5. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н·м:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}; M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2}.$$

Пример расчетной схемы быстроходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора

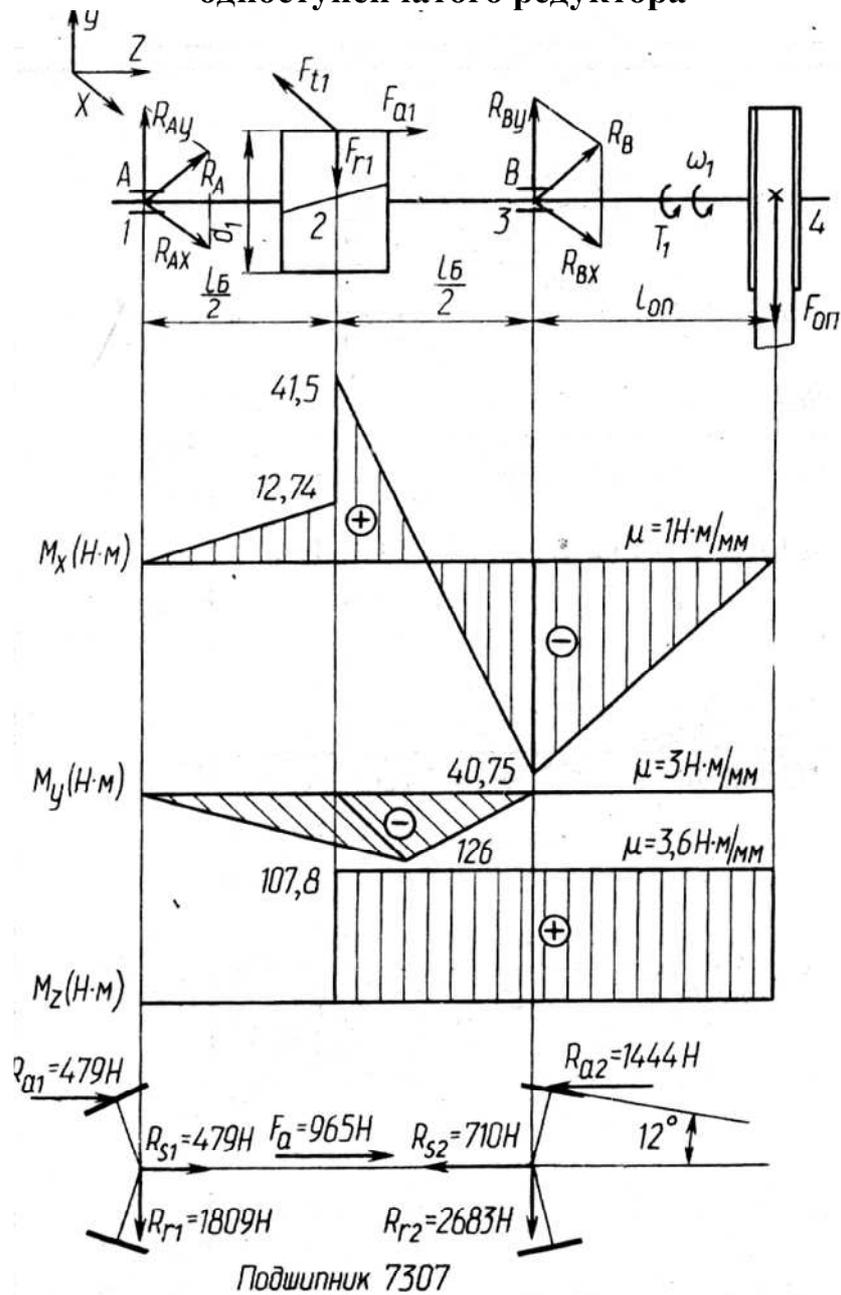


Рис. 10.2

Дано: $F_{t1} = 3600 \text{ Н}$; $F_{r1} = 1357 \text{ Н}$; $F_{a1} = 965 \text{ Н}$; $F_{оп} = 815 \text{ Н}$; $d_1 = 59,6 \text{ мм}$; $l_B = 140 \text{ мм}$; $l_{оп} = 50 \text{ мм}$.

1. Вертикальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_3 = 0; R_{Ay} l_B - F_{r1} \frac{l_B}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{оп} l_{оп} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \frac{l_B}{2} - F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{on} l_{on}}{l_B};$$

$$\sum M_1 = 0; F_{r1} \frac{l_B}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_{By} l_B + F_{оп} (l_B + l_{оп}) = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \frac{l_B}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2} + F_{on} (l_B + l_{on})}{l_B}.$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0; R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} - F_{оп} = 0;$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X в характерных сечениях 1...4, Н·м:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = R_{Ay} \frac{l_B}{2}; M_{x3} = -F_{оп} l_{оп};$$

$$M_{x4} = -F_{оп} (l_{оп} + \frac{l_B}{2}) + R_{By} \frac{l_B}{2}.$$

2. Горизонтальная плоскость:

$$\text{а) определяем опорные реакции, Н: } R_{Ax} = R_{Bx} \frac{F_{t1}}{2}.$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1...3, Н·м:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = -R_{Ax} \frac{l_B}{2}; M_{y3} = 0.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов, Н·м:

$$M_k = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2};$$

4. Определяем суммарные радиальные реакции, Н:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}; R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}.$$

5. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н·м:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}; M_3 = M_{x3}.$$

Пример расчетной схемы быстроходного вала конического одноступенчатого редуктора

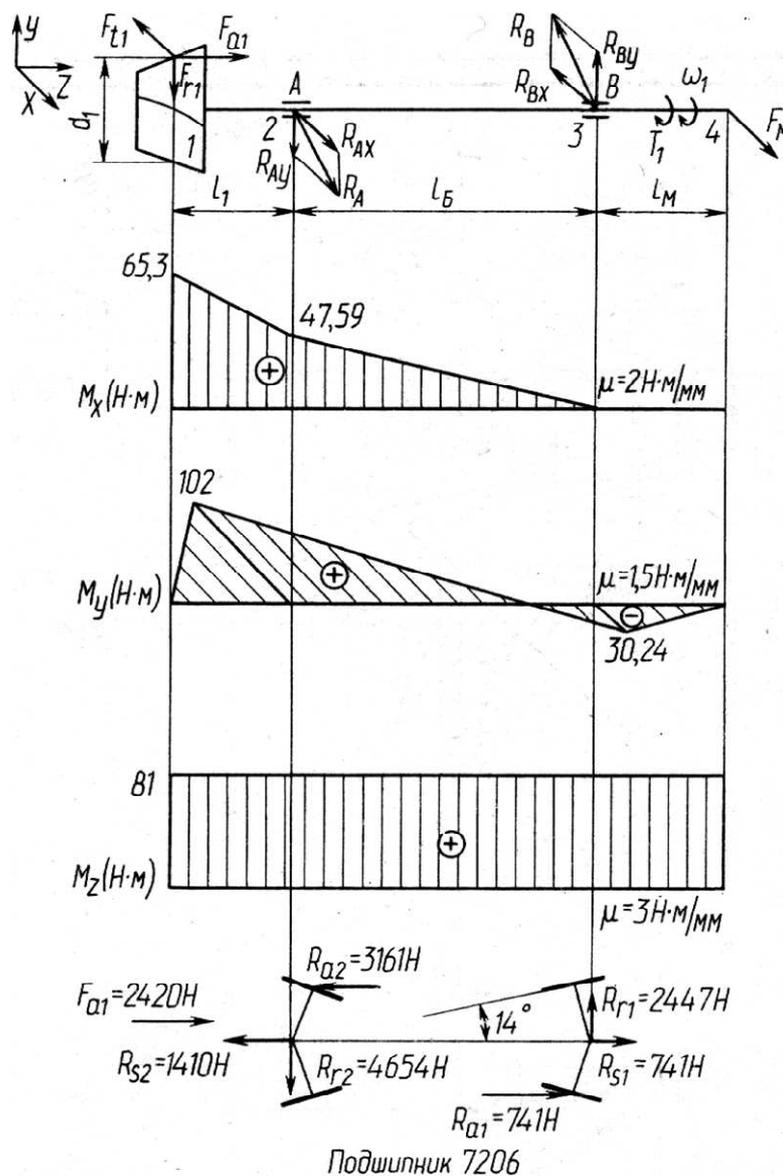


Рис. 10.3

Дано: $F_{t1}=3000$ Н; $F_{r1}=522$ Н; $F_{a1}=2420$ Н; $F_M=720$ Н; $d_1=54$ мм; $l_B=80$ мм; $l_1=34$ мм, $l_M=42$ мм.

1. Вертикальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_{x3} = 0; F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1}(l_1 + l_B) - R_{Ay}l_B = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1}(l_1 + l_B)}{l_B};$$

$$\sum M_{x2} = 0; F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1}l_1 - R_{By}l_B = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1}l_1}{l_B}.$$

Проверка: $\sum Y = 0; -R_{Ay} + R_{By} - F_{r1} = 0;$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X в характерных сечениях 1...3, Н·м:

$$M_{x1} = F_{a1} \frac{d_1}{2}; M_{x2} = F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1}l_1; M_{x3} = 0;$$

2. Горизонтальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_{y3} = 0; F_{t1}(l_1 + l_B) - R_{Ax}l_B + F_M l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1}(l_1 + l_B) + F_M l_M}{l_B};$$

$$\sum M_{y2} = 0; F_{t1}l_1 - R_{Bx}l_B + F_M(l_M + l_B) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t1}l_1 + F_M(l_M + l_B)}{l_B}.$$

Проверка: $\sum X = 0; F_{t1} - R_{Ax} + R_{Bx} - F_M = 0;$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1...4, Н·м:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = F_{t1}l_1; M_{y4} = 0; M_{y3} = -F_M l_M.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов, Н·м: $M_k = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2}.$

4. Определяем суммарные радиальные реакции, Н:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}; R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}.$$

5. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н·м:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}; M_3 = M_{y3}.$$

**Пример расчетной схемы быстроходного вала червячного
одноступенчатого редуктора**

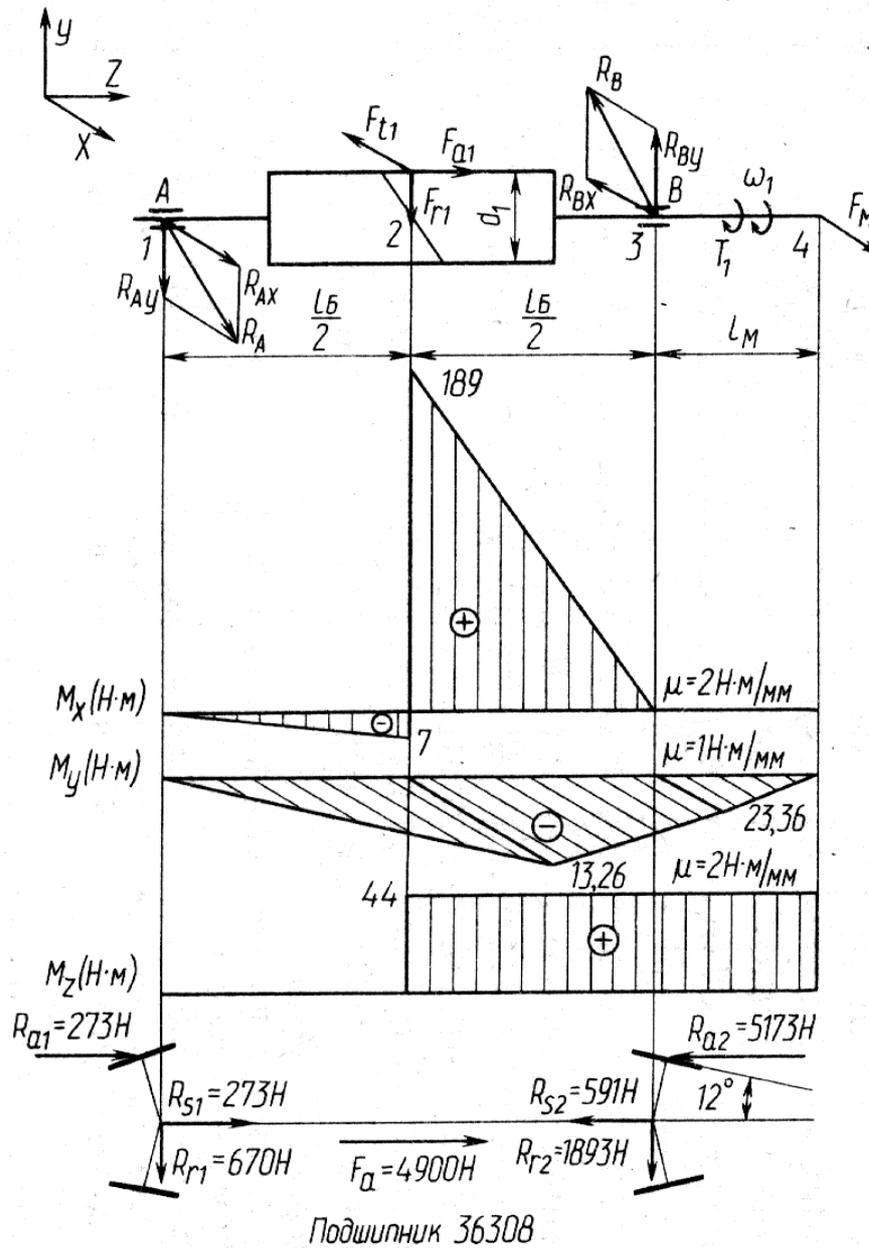


Рис. 10.4

Дано: $F_{t1}=1100$ Н; $F_{r1}=1820$ Н; $F_{a1}=4900$ Н; $F_M=531$ Н; $d_1=80$ мм; $l_B=200$ мм; $l_M=44$ мм.

1. Вертикальная плоскость:

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_3 = 0; -R_{Ay}l_B + F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1} \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{a1} \frac{d_1}{2} - F_{r1} \frac{l_B}{2}}{l_B};$$

$$\sum M_1 = 0; F_{r1} \frac{l_B}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2} - R_{By} l_B = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \frac{l_B}{2} + F_{a1} \frac{d_1}{2}}{l_B}.$$

$$\text{Проверка: } \sum Y = 0; R_{By} - F_{r1} - R_{Ay} = 0;$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X в характерных сечениях 1...3, Н·м:

$$M_{x1} = 0; M_{x2} = -R_{Ay} \frac{l_B}{2}; M_{x3} = 0; M_{x2} = R_{By} \frac{l_B}{2}.$$

2. Горизонтальная плоскость

а) определяем опорные реакции, Н:

$$\sum M_3 = 0; F_{t1} \frac{l_B}{2} - R_{Ax} l_B + F_M l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \frac{l_B}{2} + F_M l_M}{l_B};$$

$$\sum M_1 = 0; -F_{t1} \frac{l_B}{2} - R_{Bx} l_B + F_M (l_M + l_B) = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{-F_{t1} \frac{l_B}{2} + F_M (l_M + l_B)}{l_B}.$$

$$\text{Проверка: } \sum X = 0; -F_{t1} + R_{Ax} - R_{Bx} + F_M = 0;$$

б) строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y в характерных сечениях 1...4, Н·м:

$$M_{y1} = 0; M_{y2} = -R_{Ax} l_B / 2; M_{y4} = 0; M_{y3} = -F_M l_M.$$

3. Строим эпюру крутящих моментов, Н·м: $M_K = M_z = F_{t1} d_1 / 2$.

4. Определяем суммарные радиальные реакции, Н:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2}; R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2}.$$

5. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях, Н·м:

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2}; M_3 = M_{y3}.$$

11. Проверочный расчет подшипников

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_p с грузоподъемностью предварительно выбранного подшипника C , либо сопоставляются расчетная долговечность L_{hp} с требуемой для данного устройства L_h . При этом должны соблюдаться неравенства:

$$C_p \leq C \text{ или } L_{hp} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность подшипников представляет собой такую постоянную радиальную нагрузку, которую подшипник сможет выдержать до возникновения усталостного разрушения рабочих поверхностей в течение одного миллиона оборотов внутреннего кольца.

Грузоподъемность подшипника (C , Н) связана с его долговечностью (L_h , в часах) зависимостью:

$$C = P_3 \left(\frac{60nL_h}{10^6} \right)^{1/m} \text{ или } L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P_3} \right)^m, \quad (11.1)$$

где P_3 – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

n – частота вращения соответствующего вала;

$m = 3$ – для шарикоподшипников и

$m = 10/3$ – для роликоподшипников.

Эквивалентная нагрузка P_3 для однорядных радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников:

$$P_3 = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T; \quad (11.2)$$

для радиальных подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P_3 = VF_r K_\delta K_T;$$

для упорных шариковых и роликовых подшипников:

$$P_3 = F_a K_\delta K_T,$$

где F_r – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, Н;

F_a – осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

X – коэффициент радиальной нагрузки;

Y – коэффициент осевой нагрузки;

V – коэффициент, учитывающий вращение колец; при вращении внутреннего кольца $V = 1,0$; при вращении наружного кольца $V = 1,2$;

K_δ – коэффициент безопасности (табл. 11.1);

K_T – температурный коэффициент.

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

Коэффициенты X и Y зависят от отношения осевой нагрузки подшипника к радиальной F_a/F_r , от величины коэффициента влияния осевого нагружения e , а для некоторых типов подшипников дополнительно от отношения осевой нагрузки подшипника к его статической грузоподъемности F_a/C_0 .

Т а б л и ц а 11.1. Значение коэффициента безопасности K_6 и требуемой долговечности подшипников L_h

Машина, оборудование и характер нагрузки	$L_h \cdot 10^{-3}$	K_6
Спокойная нагрузка (без толчков): ленточные транспортеры, работающие под крышей при непылящем грузе, блоки грузоподъемных машин	3÷8	1÷1,1
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной нагрузки: - металлорежущие станки, элеваторы, внутрицеховые конвейеры, редукторы со шлифованными зубьями, краны электрические, работающие в легком режиме, вентиляторы; - машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой, стационарные электродвигатели, редукторы	8÷12 10÷25	1,1÷1,2 1,2÷1,3
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчетной нагрузки: - редукторы с фрезерованными зубьями 7-й степени точности, краны электрические, работающие в среднем режиме; - шлифовальные, строгальные и долбежные станки, центрифуги и сепараторы, зубчатые приводы 8-й степени точности, винтовые конвейеры, краны электрические	20÷30 40÷50	1,3÷1,4 1,5÷1,7
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчетной нагрузки: ковочные машины, галтовочные барабаны, зубчатые приводы 9-й степени точности	60÷50	1,7÷2

При определении осевых нагрузок F_a , действующих на подшипник, пользуются следующими правилами.

Осевая нагрузка для радиальных подшипников равна внешней осевой силе, действующей на вал.

В радиально-упорных подшипниках при действии на них даже только радиальных нагрузок в подшипниках возникают осевые составляющие реакций:

для радиально-упорных шарикоподшипников

$$S = eF_r ;$$

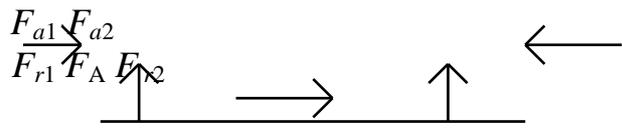
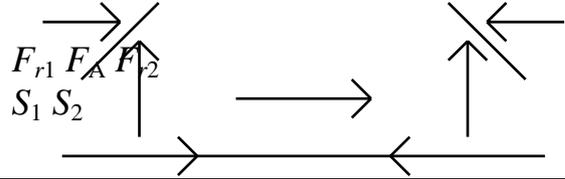
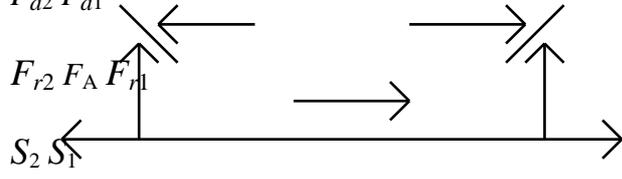
для конических роликоподшипников

$$S = 0,83eF_r.$$

Формулы для определения осевых сил F_{a1} и F_{a2} для соответствующих схем нагружения подшипников приведены в табл. 11.2.

Результирующие осевые нагрузки каждого подшипника определяют с учетом действия внешней осевой нагрузки и осевых составляющих от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам 1 и 2.

Т а б л и ц а 11.2. Определение осевых сил F_{a1} и F_{a2} .

Схема нагружения подшипников	Соотношение Сил	Осевая нагрузка
Радиальные шариковые, установленные в распор 	$S_1 = 0; S_2 = 0$ $F_A \geq 0$	$F_{a1} = F_A$ $F_{a2} = F_A$
Радиально-упорные, установленные в распор 	$S_1 \geq S_2;$ $F_A \geq 0;$ $S_1 < S_2;$ $F_A > S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_A$
Радиально-упорные, установленные в растяжку 	$S_1 \leq S_2;$ $F_A \leq S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_A$ $F_{a2} = S_2$

Обычно для обеих опор вала применяют подшипники одного типа и одного размера, поэтому подбор подшипников производят по более нагруженной опоре. Иногда из соотношения радиальных и осевых нагрузок нельзя заранее сказать, какая опора более нагружена. В этом случае параллельно для обеих опор определяют эквивалентные динамические нагрузки $P_{э1}$ и $P_{э2}$, по которым и определяют более нагруженную опору.

Таким образом, исходными данными для подбора подшипников являются: радиальная нагрузка (радиальная реакция опоры) – F_r , Н; внешняя осевая сила, действующая на вал – F_A , Н; частота вращения кольца – n , об/мин; диаметры посадочных поверхностей вала, которые берут из

проектного расчета валов – $d_{п}$, мм; требуемая долговечность подшипника – L_h , ч; условия работы подшипников.

Выбор подшипников ведут в следующей последовательности:

1. Для предварительно выбранного типа подшипника из табл. П2-П5 выписывают следующие данные:

для шариковых радиальных и радиально-упорных – значения базовых динамической C и статической C_0 грузоподъемности;

для шариковых радиально-упорных с углом контакта $\alpha \geq 18^\circ$ – в дополнение к C из табл. 11.3 значения коэффициентов X , Y и e ;

для конических роликовых – из табл. П4-П5 значения C , Y и e .

Т а б л и ц а 11.3. Значения X , Y и e для шарикоподшипников

Тип подшипника	A	iF_d/C_{Or}	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				e
			$F_d/(V \cdot F_r) > e$		$F_d/(V \cdot F_r) \leq e$		$F_d/(V \cdot F_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Радиальный	0°	0,014	0,56	2,30	1,0	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
		0,110		1,45				1,45	0,30
		0,170		1,31				1,31	0,34
		0,280		1,15				1,15	0,38
		0,420		1,04				1,04	0,42
		0,560		1,00				1,00	0,44
Радиально-упорный	12°	0,014	0,45	1,81	1,0	2,08	0,74	2,94	0,30
		0,029		1,62		1,84		2,63	0,34
		0,057		1,46		1,69		2,37	0,37
		0,086		1,34		1,52		2,18	0,41
		0,110		1,22		1,39		1,98	0,45
		0,170		1,13		1,30		1,84	0,48
		0,290		1,04		1,20		1,69	0,52
		0,430		1,01		1,16		1,64	0,54
		0,570		1,00		1,16		1,62	0,54
	26°	-	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
	36°	-	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95

Пр и м е ч а н и я: 1. Коэффициенты Y и e для промежуточных значений отношения iF_d/C_{Or} определяются интерполяцией.

2. i – число рядов тел качения. При $\alpha=0^\circ$ во всех случаях принимают $i=1$.

2. Определяют осевые составляющие S и осевые силы F_a .

3. Для шариковых радиальных и радиально-упорных с углом контакта $\alpha < 18$ рассчитывают отношение F_a/C_0 и в зависимости от полученного значения по табл. 11.3 находят значение e .

4. Рассчитывают отношение $F_a/(VF_r)$ и сравнивают его с e :

а) при $F_a/(VF_r) > e$ для шарикоподшипников X и Y выбирают в зависимости от e , а для конических роликовых подшипников принимают $X = 0,4$; $Y = 0,4 \operatorname{ctg} \alpha$;

б) при $F_a/(VF_r) \leq e$ $X = 1$, $Y = 0$, т.е. принимается, что осевая нагрузка по сравнению с радиальной не оказывает влияния на работу подшипника.

5. Вычисляют эквивалентную динамическую радиальную нагрузку по формуле (11.2).

6. По формулам (11.1) определяют расчетные значения грузоподъемности и долговечности и сравнивают их с базовыми.

Если расчетная долговечность окажется значительно больше требуемой по заданию, то долговечность подшипника можно уменьшить:

а) переходом из средней серии в легкую или особо легкую серию данного типа подшипника;

б) переходом из данного типа подшипника в другой, менее грузоподъемный, например, вместо радиально-упорных шариковых применять радиальные шариковые.

Если расчетная величина L_h ранее выбранных подшипников средней серии меньше требуемой, то можно увеличить долговечность подшипника:

а) переходом из средней серии в тяжелую данного типа подшипника не изменяя диаметра;

б) переходом из данного типа в другой, более грузоподъемный, например, вместо шариковых принять роликовые подшипники.

12. Расчет шпоночного соединения

Для соединения валов с деталями, передающими вращение (зубчатые колеса, звездочки, шкивы, полумуфты), применяют главным образом призматические шпонки (табл. 12.1).

Длину шпонки выбирают так, чтобы она была несколько меньше длины ступицы (на $5 \div 10$ мм), и затем округляют до стандартного значения.

Проверка шпонки на смятие должна удовлетворить условию:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P}{F_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где $P = \frac{2T}{d}$; T – вращающий момент, передаваемый валом, Н·мм;

d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$F_{\text{см}} = (h - t_1)l_p$ – площадь смятия, мм²;

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки со скругленными торцами, мм;

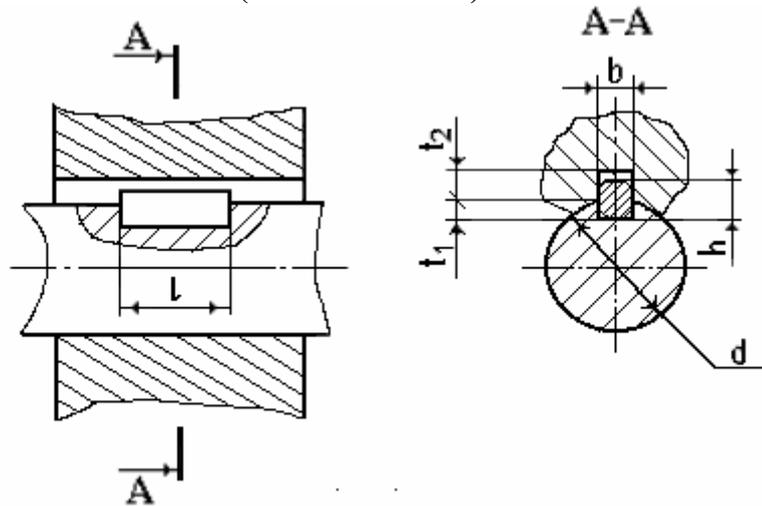
$[\sigma]_{\text{см}}$ – допускаемое напряжение на смятие, Н/мм².

При стальной ступице и спокойной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}} \leq 100$ Н/мм²; при колебаниях нагрузки следует снижать $[\sigma]_{\text{см}}$ на 25 %; при ударной нагрузке – снижать на 40-50 %; при чугунной ступице приведенные значения $[\sigma]_{\text{см}}$ снижать вдвое.

Если при проверке $\sigma_{\text{см}}$ окажется значительно меньше $[\sigma]_{\text{см}}$, то можно взять шпонку меньшего сечения – как для вала предыдущего диапазона, но обязательно повторить проверку на смятие.

Если же $\sigma_{\text{см}}$ будет больше $[\sigma]_{\text{см}}$, то необходимо поставить две шпонки под углом 180°. Общая длина шпонки при этом будет равна сумме рабочих длин шпонок.

Т а б л и ц а 12.1. Шпоночные соединения с призматическими шпонками (ГОСТ 23360-78)



Диаметр вала d	Сечение шпонки		Фаска	Глубина паза		Длина l
	b	h		вала t_1	ступицы t_2	
Свыше 12 до 17	5	5	0,25...0,4	3	2,3	10...56
Свыше 17 до 22	6	6		3,5	2,8	14...70
Свыше 22 до 30	8	7	0,4...0,6	4	3,3	18...90
Свыше 30 до 38	10	8		5	3,3	22...110
Свыше 38 до 44	12					28...140
Свыше 44 до 50	14	9		5,5	3,8	36...160
Свыше 50 до 58	16	10		6	4,3	45...180
Свыше 58 до 65	18	11		7	4,4	50...200
Свыше 65 до 75	20	12	0,6...0,8	7,5	4,9	56...220
Свыше 75 до 85	22	14		9	5,4	63...250
Свыше 85 до 95	25					70...280

П р и м е ч а н и я: 1. Длины призматических шпонок l выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

2. Пример условного обозначения шпонки исполнения 1, размерами $b=16$ мм, $h=10$ мм, $l=50$ мм: Шпонка 16×10×50 ГОСТ 23360-78.

Т а б л и ц а 14.1. Значения параметра шероховатости Ra

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитет					
	6,7	8	9	6,7	8	9
	Ra , мкм					
Св. 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8		1,6
Св. 50 до 120	1,6		3,2	0,8	1,6	
Св. 120 до 500	1,6	3,2		1,6	3,2	

14.3. Составление спецификаций

Спецификация определяет состав редуктора и необходима для его изготовления. Спецификацию составляют на отдельных листах формата А4 на каждую сборочную единицу по формам, показанным на рис. 14.11 и 14.12.

Спецификация состоит из следующих разделов:

- Документация;
- Сборочные единицы;
- Детали;
- Стандартные изделия.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают. После каждого раздела рекомендуется оставлять 2-3 свободные строки для возможных дополнительных записей.

В раздел «Документация» вносят «Сборочный чертеж» редуктора.

В раздел «Сборочные единицы» вносят входящие в редуктор изделия, которые собираются вне процесса сборки редуктора, например червячное колесо в сборе, маслоуказатель составной, крышка-отдушина и т.д.

В раздел «Детали» вносят изделия, на которые разрабатываются рабочие чертежи.

В раздел «Стандартные изделия» записывают изделия, примененные по государственным, отраслевым стандартам и стандартам предприятий.

В пределах каждой категории стандартов запись производится по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия и т.п.) в алфавитном порядке; в каждом наименовании – в порядке возрастания обозначения стандарта; в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

Графы спецификации заполняют следующим образом:

а) В графе «Формат» указывают форматы документов, обозначение которых записывается в графе «Обозначение». Для раздела «Стандартные изделия» графа «Формат» не заполняется.

б) Графа «Зона» заполняется только при разбивке чертежа на зоны.

в) В графе «Поз.» указывают номера позиций сборочных единиц, деталей и стандартных изделий.

г) В графе «Обозначение» указывают:

в разделе «Документация» – обозначение сборочного чертежа; в разделе «Сборочные единицы» – обозначение спецификаций, составленных на каждую сборочную единицу; в разделе «Детали» – обозначение рабочих чертежей деталей; в разделе «Стандартные изделия» графа не заполняется.

В учебных проектах обозначение конструкторских документов состоит из следующих частей:

1 . 2 . 3 . 4

1 – обозначение задания и номер варианта задания (например, ПМ 17-03, т.е. ПМ – прикладная механика, задание 17, вариант 3).

2 – порядковый номер от 1 до 9 основных сборочных единиц устройства (например, 1 – редуктор, 2 – плита сварная, 3 – соединительная муфта, 4 – механизм ленточного транспортера и т.д.).

3 – записывают порядковый номер от 1 до 9 сборочных единиц, входящих в состав основных сборочных единиц изделия (например, 1 – червячное колесо в сборе, 2 – корпус сварной, 3 – маслоуказатель составной и т.д.).

4 – в этой части записывают: 00 – обозначение спецификаций; от 01 до 99 – обозначение чертежей деталей.

В обозначениях между частями 1, 2, 3 и 4 ставят разделительные точки (например, ПМ 17-03.10.05).

д) В графе «Наименование» указывают:

в разделе «Документация» – только названия документов: сборочный чертеж; в разделе «Сборочные единицы» – название сборочной единицы; в разделе «Детали» – название рабочих деталей. Если название детали или сборочной единицы состоит из двух (трех) слов, то сначала пишется имя существительное (например, колесо зубчатое, вал тихоходный и т.п.); в разделе «Стандартные изделия» – условное обозначение изделия по стандарту и номер ГОСТа.

е) В графе «Кол.» указывают количество деталей на одно специфицируемое изделие; в разделе «Документация» графу не заполняют.

ж) В графе «Примечание» указывают необходимые дополнительные сведения к характеристике деталей или документов.

			60				73			10	22	
15	Формат	Зона	Поз.	Обозначение			Наименование			Кол.	Примечание	
8 мп												
				(2)								
				Подп.	Дата							
Разраб.							Лит.	Лист	Листов			
Пров.							У (4)	(7)	(8)			
(10)		(11)		(12)		(13)		(1)				
Н.контр.							(9)					
Утв.												

Рис. 14.11

	Формат	Зона	Поз.	Обозначение			Наименование			Кол.	Примечание	
				(2)								
(14)		(15)		(16)		(17)		(18)		(7)		
Изм.		Лист		N докум.		Подп.		Дата				

Рис. 14.12

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Примечание</i>		
				<u>Документация</u>				
<i>A1</i>			<i>ПМ 17-03.10.00 СБ</i>	<i>Сборочный чертеж</i>				
				<u>Сборочные единицы</u>				
<i>A4</i>		<i>1</i>	<i>ПМ 17-03.11.00</i>	<i>Крышка-отдушина</i>	<i>1</i>			
				<u>Детали</u>				
<i>A3</i>		<i>2</i>	<i>ПМ 17-03.10.01</i>	<i>Вал-шестерня</i>	<i>1</i>			
<i>A3</i>		<i>3</i>	<i>ПМ 17-03.10.02</i>	<i>Вал</i>	<i>1</i>			
<i>A3</i>		<i>4</i>	<i>ПМ 17-03.10.03</i>	<i>Вал тихоходный</i>	<i>1</i>			
<i>A3</i>		<i>5</i>	<i>ПМ 17-03.10.04</i>	<i>Колесо зубчатое</i>	<i>1</i>			
<i>A3</i>		<i>6</i>	<i>ПМ 17-03.10.05</i>	<i>Колесо зубчатое</i>	<i>1</i>			
<i>A1</i>		<i>7</i>	<i>ПМ 17-03.10.06</i>	<i>Крышка корпуса</i>	<i>1</i>			
<i>A1</i>		<i>8</i>	<i>ПМ 17-03.10.07</i>	<i>Основание корпуса</i>	<i>1</i>			
<i>A4</i>		<i>9</i>	<i>ПМ 17-03.10.08</i>	<i>Крышка подшипника</i>	<i>1</i>			
<i>A4</i>		<i>10</i>	<i>ПМ 17-03.10.09</i>	<i>Крышка подшипника</i>	<i>1</i>			
<i>A4</i>		<i>11</i>	<i>ПМ 17-03.10.10</i>	<i>Крышка подшипника</i>	<i>1</i>			
<i>A4</i>		<i>12</i>	<i>ПМ 17-03.10.11</i>	<i>Крышка подшипника</i>	<i>1</i>			
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>ПМ 17-03.10.00</i>			
<i>Разраб.</i>		<i>Филимонов</i>			<i>Редуктор цилиндрический двухступенчатый</i>	<i>Лит</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Иванов</i>					<i>1</i>	<i>2</i>
					<i>Гр. Т-1-97</i>			

<i>Формат</i>	<i>Зона</i>	<i>Поз.</i>	<i>Обозначение</i>	<i>Наименование</i>	<i>Кол.</i>	<i>Примечание</i>
<i>A4</i>		<i>13</i>	<i>ПМ 17-03.10.12</i>	<i>Кольцо</i>	<i>1</i>	
		<i>14</i>	<i>-01</i>	<i>Кольцо</i>	<i>1</i>	
		<i>15</i>	<i>-02</i>	<i>Кольцо</i>	<i>1</i>	
<i>A4</i>		<i>16</i>	<i>ПМ17-03.10.13</i>	<i>Пробка</i>	<i>1</i>	
				<u><i>Стандартные изделия</i></u>		
				<i>Подшипник ГОСТ 8338-75</i>		
		<i>20</i>		<i>306</i>	<i>2</i>	
		<i>21</i>		<i>409</i>	<i>2</i>	
		<i>22</i>		<i>311</i>	<i>2</i>	
				<i>Винт ГОСТ 11738-84</i>		
		<i>23</i>		<i>M12-6d×55.68</i>	<i>10</i>	
		<i>24</i>		<i>M12-6d×70</i>	<i>10</i>	
		<i>25</i>		<i>Винт М6-6d×20</i>	<i>6</i>	
				<i>ГОСТ 17473-84</i>		
		<i>26</i>		<i>Шайба 12.65Г</i>	<i>10</i>	
				<i>ГОСТ 6402-70</i>		
				<i>Шпонка ГОСТ 23360-78</i>		
		<i>27</i>		<i>8×7×36</i>	<i>1</i>	
		<i>28</i>		<i>14×9×63</i>	<i>1</i>	
		<i>29</i>		<i>14×9×70</i>	<i>1</i>	
		<i>30</i>		<i>18×11×80</i>	<i>1</i>	
		<i>31</i>		<i>Штифт 6×25 ГОСТ 9464-79</i>	<i>1</i>	
						<i>Лист</i>
						<i>2</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	<i>ПМ 17-03.10.00</i>	

14.4. Составление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительную записку выполняют на стандартных листах формата А4.

Пояснительная записка включает в себя следующие составные части: титульный лист; техническое задание; кинематическую схему машинного агрегата; кинематический расчет; расчет передач зубчатых, червячных, ременных; проектный расчет валов; предварительный выбор подшипников качения; эскизную компоновку редуктора; расчётную схему валов; определение опорных реакций; проверочный расчет подшипников на долговечность; расчет шпоночных соединений, подбор и расчёт муфты; список использованной литературы; приложения (спецификации к сборочным чертежам); оглавление.

Титульный лист расчетно-пояснительной записки оформляется по образцу, приведенному на рис.14.13.

Бланк технического задания на курсовой проект выдается студенту преподавателем кафедры, осуществляющим руководство и консультацию.

На первом листе, следующим за бланком технического задания, помещают основную надпись по форме 2 (рис. 14.14). На последующих листах по форме 2а (рис. 14.14).

В графах основной надписи указывают:

в графе 1 – название документа, то есть «Расчетно-пояснительная записка».

в графе 2 – обозначение этого документа (ПМ 17-03.00.00 ПЗ).

Расстояние от рамки листа до границ текста рекомендуется оставлять в начале строк не менее 5 мм, в конце – не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней внутренней рамки должно быть не менее 10 мм.

Содержание записки разбивают на разделы и пункты, обозначаемые арабскими цифрами.

Разделы нумеруются одной цифрой 1, 2, 3 и т.д.;

Подразделы в разделах – двумя цифрами 1.1, 1.2, 1.3,...2.1, 2.2 и т.п. Каждый подраздел, пункт начинают с новой строчки, а разделы – с нового листа.

Цифры в обозначении подразделов и пунктов разделяют точками.

Наименование разделов записывают в виде заголовков. Точку в конце заголовка не ставят.

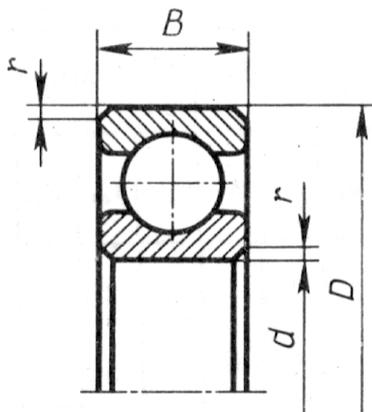
Перенос слов в заголовках не допускается.

В тексте записки даются ссылки на используемые источники. После написания использованных данных (формулы, коэффициенты и др.) записывают в скобках порядковый номер источника, приведенного в списке использованной литературы, и номер страницы, где эти данные приведены, например: $m = 2,5$ мм ([...], с....).

Приложение

Т а б л и ц а П1. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Ряды			Ряды		
<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40	<i>Ra</i> 10	<i>Ra</i> 20	<i>Ra</i> 40
8,0	8,0	8,0	40	40	40	200	200	200
		8,5			42			210
	9,0	9,0		45	45		220	220
10	10	10	50	50	50	250	250	250
		10,5			53			260
	11	11		56	56		280	280
12	12	12	63	63	63	320	320	320
		13			67			340
	14	14		71	71		360	360
16	16	16	80	80	80	400	400	400
		17			85			420
	18	18		90	90		450	450
20	20	20	100	100	100	500	500	500
		21			105			530
	22	22		110	110		560	560
25	25	25	125	125	125	630	630	630
		26			130			670
	28	28		140	140		710	710
32	32	32	160	160	160	800	800	800
		34			170			850
	36	36		180	180		900	900
		38			190			950

Т а б л и ц а П 2. Подшипники шариковые радиальные однорядные
(ГОСТ 8338-75)

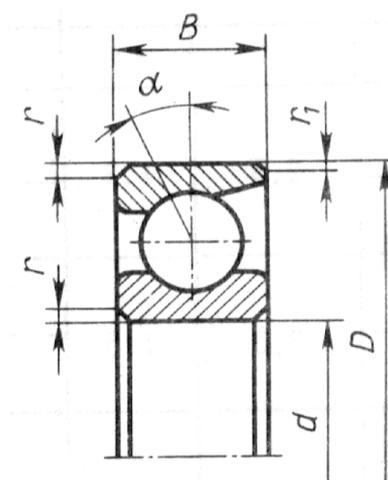
Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
Особо легкая серия						
104	20	42	12	1	9,36	4,5
105	25	47	12	1	11,2	5,6
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2
111	55	90	18	2	28,1	17,0
112	60	95	18	2	29,6	18,3
113	65	100	18	2	30,7	19,6
114	70	110	20	2	37,7	24,5
115	75	115	20	2	39,7	26,0
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0

Продолжение табл. П2

Обозначение	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	D	B	r	C_r	C_{0r}
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,0
Тяжелая серия						
405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
411	55	140	33	3,5	100,0	63,0
412	60	150	35	3,5	108,0	70,0
413	65	160	37	3,5	119,0	78,1
414	70	180	42	4,0	143,0	105,0
416	80	200	48	4,0	163,0	125,0
417	85	210	52	5,0	174,0	135,0

Пр и м е ч а н и е. Пример условного обозначения подшипника средней серии диаметров 3, узкой серии ширины, с $d=30$ мм, $D=72$ мм: *Подшипник 306 ГОСТ 8338-75.*

Т а б л и ц а ПЗ. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные
(ГОСТ 831-75)

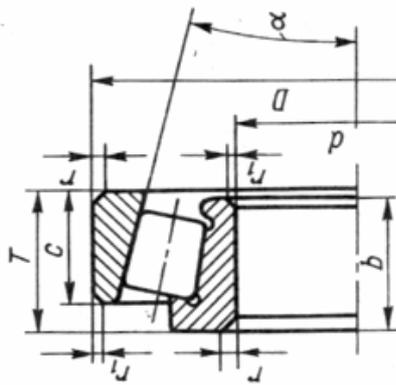


Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
							C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,4	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15			13,1	9,2	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,6	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,6	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22			48,2	40,1	45,4	36,8
-	46213	65	120	23			-	-	54,4	46,8
36214	-	70	125	24			63,0	55,9	-	-
-	46215	75	130	25			-	-	61,5	54,8
Средняя серия										
-	46304	20	52	15			-	-	14,0	9,17
36305	46305	25	62	17	2,0	1,0	22,0	16,2	21,1	14,9
36306	46306	30	72	19			26,9	20,4	25,6	18,7
36307	46307	35	80	21			35,0	27,4	33,4	25,2
36308	46308	40	90	23	2,5	1,2	41,3	33,4	39,2	30,7
36309	46309	45	100	25			50,5	41,0	48,1	37,7

Продолжение табл. ПЗ

Обозначение		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r_1	$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
							C_r	C_{0r}	C_r	C_{0r}
36310	46310	50	110	27	3,0	1,5	59,2	48,8	56,3	44,8
-	46311	55	120	29			-	-	68,9	57,4
36312	46312	60	130	31			83,0	72,5	78,8	66,6
36313	46313	65	140	33	3,5	2,0	94,1	83,2	89,0	76,4
-	46314	70	150	35			-	-	100	87,0

Таблица 4. Подшипник и ролик в коническом однорядном (ГОСТ 333--79)

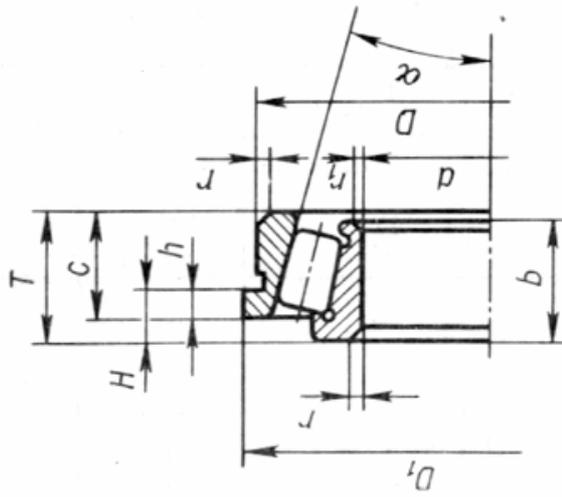


Обозначение	Размеры, мм						$\alpha, ^\circ$	Грузоподъемность, кН		Факторы нагрузки			
	d	D	T	b	c	R		r ₁	C _γ	C _{0γ}	e	Y	Y ₀
Легкая серия													
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,360	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13			14	23,9	17,9	0,360	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14			14	29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	20	16			14	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
Легкая серия S													
7209	45	85	21,0	19	16	2,0	0,8	15	42,7	33,4	0,41	1,450	0,80
7210	50	90	22,0	21	17			14	52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	2,5	0,8	15	57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19			13	72,2	58,4	0,35	1,710	0,940
7214	70	125	26,5	26	21			14	95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22			15	97,6	84,5	0,39	1,55	0,85

Продолжение табл. П4

Обозначение	Размеры, мм								$\alpha, ^\circ$	Грузоподъемность, кН			Факторы нагрузки		
	d	D	T	b	c	R	r_1	r_2		C_T	C_{0T}	e	Y	Y_0	
Легкая широкая серия															
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5		14	36	27	0,365	1,645	0,905	
7507	35	72	24,5	23,0	20				13	53	40	0,346	1,733	0,953	
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0			14	56	44	0,381	1,575	0,866	
7509	45	85	25,0	23,5	20				15	60	46	0,416	1,442	0,793	
7510	50	90	25,0	23,5	20				16	62	54	0,421	1,426	0,784	
7511	55	100	27,0	25,0	21		0,8		13	80	61	0,360	1,666	0,916	
7512	60	110	30,0	28,0	24				15	94	75	0,392	1,528	0,840	
7513	65	120	33,0	31,0	27	2,5			14	119	98	0,369	1,624	0,893	
7514	70	125	33,5	31,0	27				14	125	101	0,388	1,547	0,851	
7515	75	130	33,5	31,0	27				15	130	108	0,407	1,476	0,812	
Средняя серия															
7304	20	52	16,5	16	13				11	25,0	17,7	0,30	2,03	1,11	
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8		14	29,6	20,9	0,360	1,66	0,92	
7306	30	72	21,0	19	17				14	40,0	29,9	0,34	1,780	0,98	
7307	35	80	23,0	21	18				12	48,1	35,3	0,32	1,88	1,03	
7308	40	90	25,5	23	20	2,5			11	61,0	46,0	0,28	2,16	1,19	
7309	45	100	27,5	26	22		1,0		11	76,1	59,30	0,29	2,090	1,15	
7310	50	110	29,9	29	23	3,0			12	96,6	75,9	0,310	1,94	1,06	
7311	55	120	32,0	29	25				13	102,0	81,5	0,33	1,80	0,99	
7312	60	130	34,0	31	27				12	118,0	96,3	0,30	1,97	1,08	
7313	65	140	36,5	33	28		1,2		12	134,0	111,0	0,30	1,97	1,08	
7314	70	150	38,5	37	30	3,5			12	168,0	137,0	0,310	1,94	1,06	

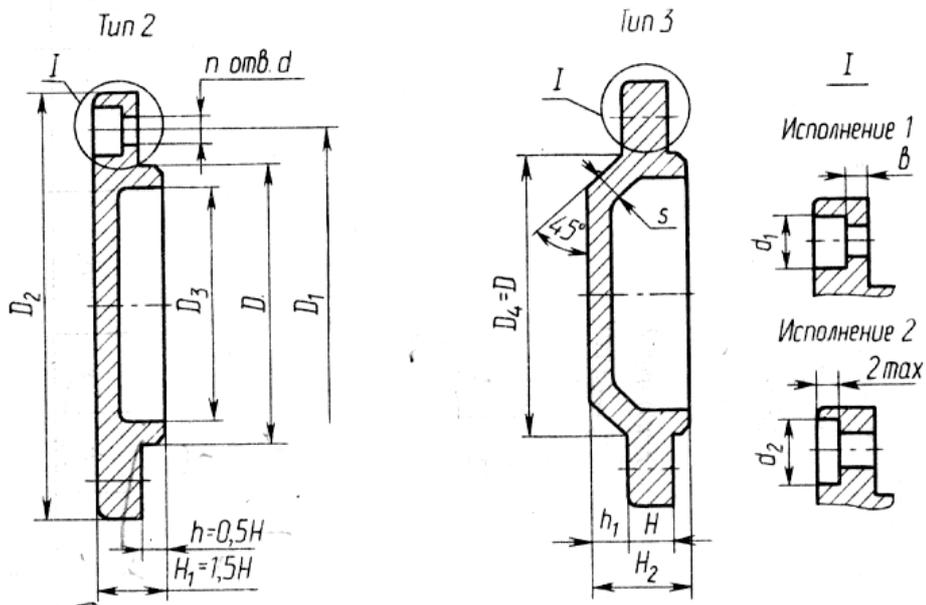
Таблица П5. Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце (ГОСТ 3169 - 71)



Обозначение	Размеры, мм										$\alpha, ^\circ$	Грузоподъемность, кН			Факторы нагрузки	
	d	D	D_1	T	b	c	H	h	r	r_1		C_r	C_{0r}	e	Y	Y_0
67204	20	47	51	15,5	14	12	6,5	3	1,5	0,5	14	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
67207	35	72	77	18,5	17	15	7,5	4	2,0	0,8	14	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
67208	40	80	85	20,0	20	16	8,0	4								
67510	50	90	96	25,0	23,5	20	10	5	2,5		16	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86
67512	60	110	117	30,0	28	24	12	6								
67513	65	120	127	33	31	27	12	6			15	84	75,6	0,39	1,53	0,84
											14	109	98,9	0,37	1,62	0,89

Пример условного обозначения подшипника подпятника легкой серии диаметров 5: серия ширин 0, с $d=50$ мм, $D=90$ мм, $T=25$ мм.
Подшипник 67510 ГОСТ 3169-71.

Т а б л и ц а П 6. Крышки торцовые глухие (ГОСТ 18511-73)

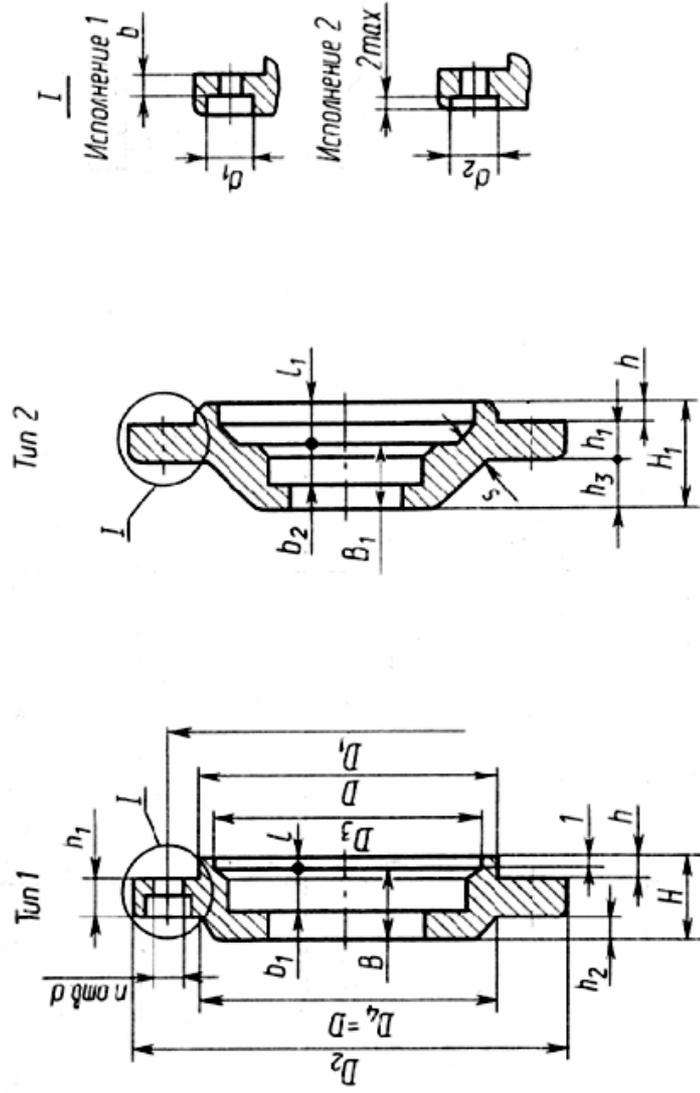


D	D ₁	D ₂	D ₃	Отверстия под винты (болты)				H	H ₂	h ₁	b	s
				d	d ₁	d ₂	n					
40; 42 44; 47	54 60	70 78	34 38	7	12	14	4	10	20	5	4	5
50; 52	66	82	44									
55; 58	75	95	48						22	7		
60; 62	84	105	52	9	15	20	4	12	26	8	4	6
65; 68			58									
70; 72			62									
75	90	110	64	9	15	20	6	12	26	8	4	6
80; 85	100	120	72									
90; 95	110	130	80									
100	120	145	90	11	18	24	6	15	32	9	5	7
105; 110	130	155	95									

П р и м е ч а н и я: 1. Размеры даны в мм.

2. Пример условного обозначения глухой крышки типа 2 исполнения 1, диаметром D = 62 мм: Крышка 21-62 ГОСТ 18511-73.

Т а б л и ц а П 7. Крышки торцовые с отверстием для манжетного уплотнения
(ГОСТ 18512-73)



Продолжение табл. П7

D	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	Отверстия под винты (болты)			H	h	h ₁	B	b	s	B ₁	b ₁	l	h ₂
					d	d ₁	d ₂										
40; 42	54	70	34	40							13		12	8			
47	60	78	38	47							13; 15		12; 15	8; 11	2		
52	66	82	44	50	7	12	4	15	5	10	15	4	15			2	
55	75	95	48	50													
60; 62	78	95	52	60													
65; 68	84	105	58	68											2; 3		
70; 72	90	110	62	72			4	17	6	12	15		12; 15	11			
75	90	110	64	72	9	15	20		6				15		3		
80; 85	100	120	72	80				28									
90; 95	110	130	80	92			6										
100	120	145	90	100	11	18	24	23	8	15	18; 20	5	17	11; 13,6			
105; 110	130	155	95	110				20									

Примечания. 1. Размеры под магнетное уплотнение см. табл. П9.

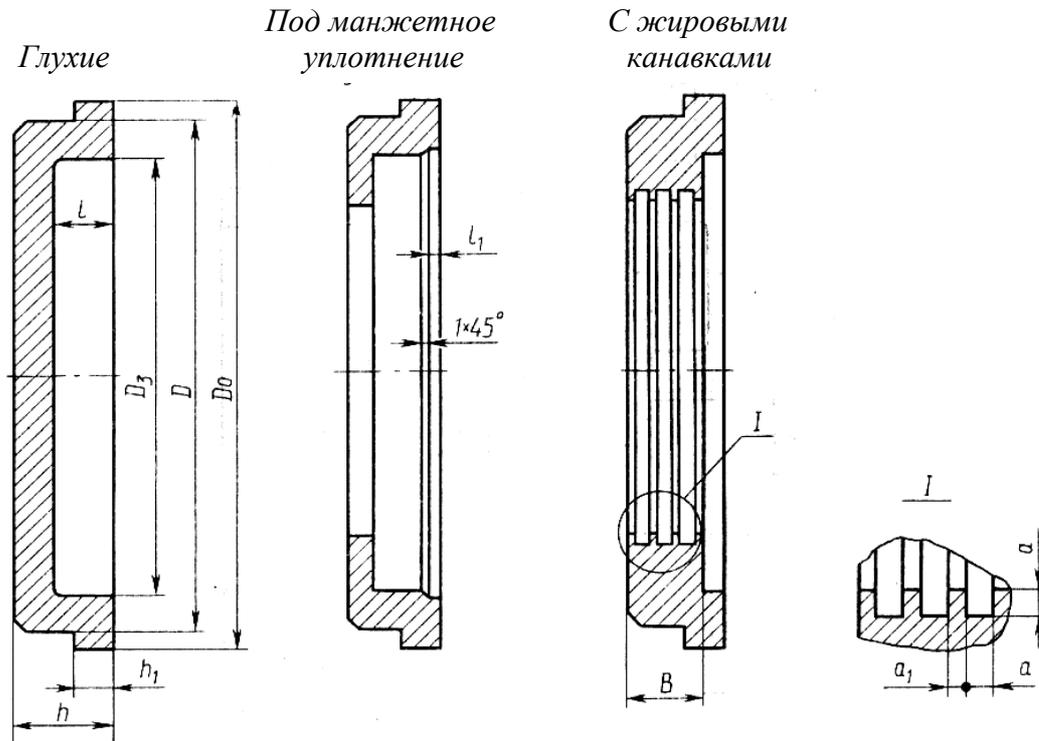
2. Диаметр отверстия в крышке (отклонение по Н12) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки.

3. Значения H₁, h₃ и l₁ для крышек подшипников быстрого вала конического редуктора выбирать из ряда:

Размеры	Диаметр вала или втулки									
		15	17	20	25	30	35	40	45	50
H ₁	22	22	27	28	28	30	28	31	33	
h ₃	7	7	12	13	10	10	12	13	15	
l ₁	10	10	12	12	13	13	15	16	18	

4. Пример условного обозначения крышки типа 1 исполнения 2, диаметром D=68 мм, с диаметром вала или втулки 35 мм:
Крышка 12-68×35 ГОСТ 18512-73.

Т а б л и ц а П 8. Крышки врезные с отверстиями и глухие



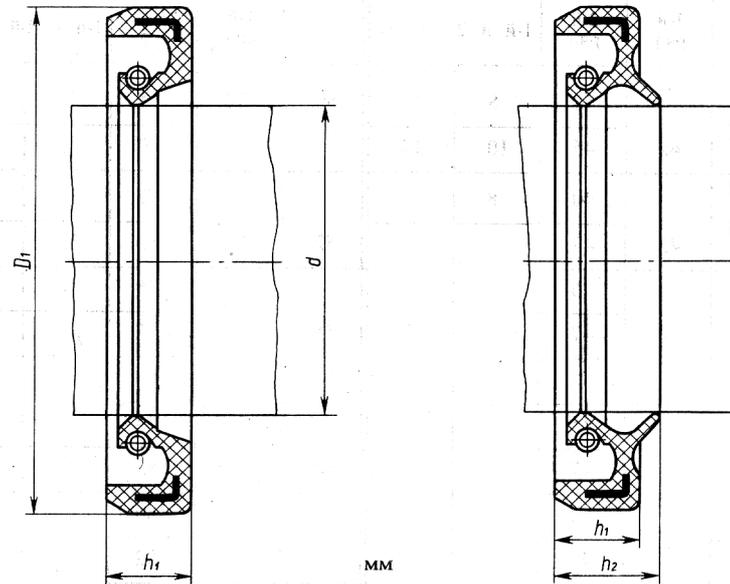
D	40	42	47	52	62	72	80	85	90	95	100	110
D_0	3	46	52	56	67	77	85	92	95	102	105	117
D_3	34	34	38	44	52	62	72	72	80	80	90	95
h	14					16				20		
h_1	3	4	5				7					
l	8					10					12	
l_1	2										3	
B	10										15	

П р и м е ч а н и я: 1. Размеры даны в мм.

2. Размеры под манжетное уплотнение см. табл. П9.

3. Диаметр отверстия в крышке (допускаемое отклонение по $H12$ для крышки с манжетным уплотнением и $A11$ – с жировыми канавками) определяется по соответствующему диаметру вала или втулки. 3. Допускаемое отклонение диаметра крышки D по $h8$. 4. Размер $a=2$ мм, $a_1=1$ мм при $D \leq 95$ мм; $a=3$ мм, $a_1=1,5$ мм при $D \geq 100$ мм.

Т а б л и ц а П 9. Резиновые армированные манжеты для валов
(ГОСТ 8752-79)



Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более	Диаметр вала D	D_1		h_1	h_2 , не более
	1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды			1-й ряд	2-й ряд	1-й и 2-й ряды	
20	40	35	8	12	42	62	62	10	14
		37					65		
		38			68				
		42	62						
21	40	37	8	12	45	65	65	10	14
35		10	14	62					
42		8	12	70					
22	40	42	10	14	48	70	65	10	14
42		72							
45		72							
25	42	40	8	12	50	75	75	12	16
		45	10	14			80		
26	45	40	8	12	52	75	72	10	14
		47	10	14			80	12	16
28	-	45	10	14	55	80	75	10	14
		47					82	12	16
		50					-	10	14

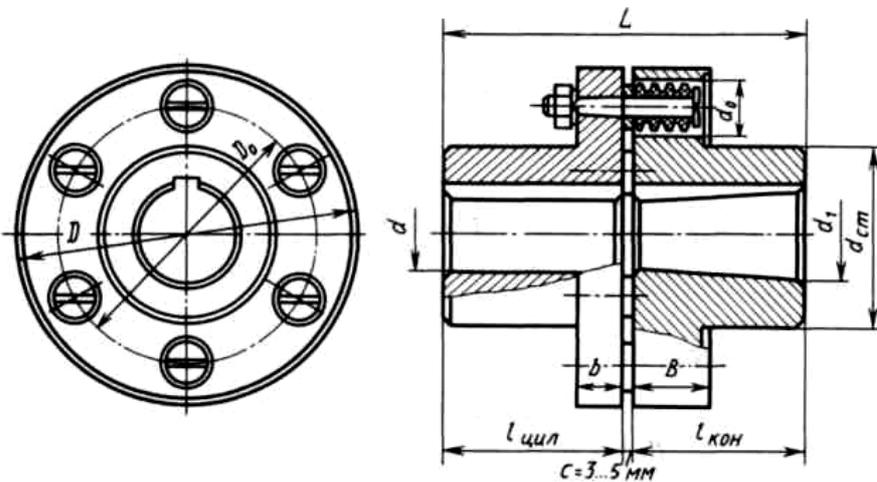
Диаметр вала d	D_1		h_1	h_2 , не более	Диаметр вала D	D_1		h_1	h_2 , не более						
	1-й ряд	2-й ряд				1-й и 2-й ряды	1-й ряд			2-й ряд	1-й и 2-й ряды				
30	52	45	10	14	58	80	75	10	14						
		47					82	12	16						
50		60			85	80	10	14							
45						82									
50															
35	58	47			10	14	62	-	80	12	16				
		50							82						
		55							85						
36		58					57	10	14	63	90	-	10	14	
							52					95			
			55	67			-			90	12	16			
			55							90					
38			60	60			10			14	68	-	95	12	16
				62									95		
40				60							55	10	14	70	95
	58				71	95					-				
	58										75			100	-
102															

Примечания: 1. Размеры даны в мм.

2. Пример условного обозначения манжеты типа 1 исполнения 1, для вала диаметром $d=30$ мм, с наружным диаметром $D=52$ мм, из резины группы 1:

Манжета 1.1-30×52-1 ГОСТ 8752-79.

Таблица П10. Муфты упругие втулочно-пальцевые (ГОСТ 21425—93)

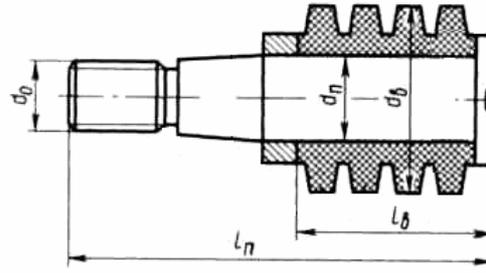


Момент $T, \text{Н}\cdot\text{м}$	Угловая скорость $\omega, \text{с}^{-1}$,	Отверстие, мм			Габаритные размеры, мм			Смещение осей валов, не более	
		d, d_1	$l_{\text{цил}}$	$l_{\text{кон}}$	L	D	d_0	Ради- аль- ное Δr	Угло- вое $\Delta \gamma$
31,5	670	16; 18; 19	28	18	60	90	20	0,2	1°30'
63	600	20; 22; 24	36	24	76	100			
125	480	25; 28	42	26	89	120	28	0,3	
		30	58	38	121				
250	400	32; 35; 36; 38	58	38	121	140	36	0,4	1°
		40; 42; 45	82	56	169				
500	380	40; 42; 45	82	56	169	170	36	0,4	
		45; 48; 50	82	56	170	190			
710	315	55; 56							
1000	300	50; 55; 56	82	56	170	220	36	0,4	
		60; 63; 65; 70	105	72	216				
2000	240	63; 65; 71; 75	105	72	218	250	46	0,4	
		80; 85; 90	130	95	268				

П р и м е ч а н и я: 1. Ориентировочное соотношение некоторых размеров муфты: $B \approx 0,25D$; $b \approx 0,5d$; $D_0 = D - (1,5 \dots 1,6)d_0$, где d_0 – диаметр отверстия под упругую втулку; $d_{\text{сг}} = 1,6d(d_1)$.

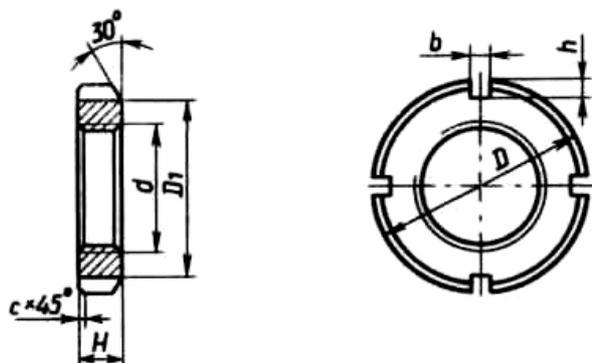
2. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом 250 Н·м; одна из полумуфт диаметром $d=32$ мм типа 1 исполнения 1, другая - диаметром $d=40$ мм, типа 2 исполнения 2, климатического исполнения У, категории размещения 3: *Муфта упругая втулочно-пальцевая 250-32-1.1-40-2.2-У3 ГОСТ21424-75.*

Т а б л и ц а П11. Муфты упругие втулочно-пальцевые. Втулки и пальцы



Момент T , Н·м	Пальцы				Втулка упругая	
	$d_{п}$, мм	$L_{п}$, мм	d_0 , мм	Количество z	$d_{в}$, мм	$l_{в}$, мм
31,5	10	19	M8	4	19	15
63	10	19	M8	6	19	15
125	14	33	M10	4	27	28
250	14	33	M10	6	27	29
500	18	42	M12	6	35	36
710	18	42	M12	8	35	36
1000	18	42	M12	10	35	36
2000	24	52	M16	10	45	44

Т а б л и ц а П12. Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871—88)



мм

Резьба	D	D_1	H	b	h	$c <$
M20x1,5*	34	27	8	5	2,5	1
M22x1,5	38	30	10	5	2,5	1
M24x1,5*	42	33	10	5	2,5	1
M27x1,5	45	36	10	5	2,5	1
M30x1,5	48	39	10	5	2,5	1
M33x1,5	52	42	10	6	3,0	1
M36x1,5*	55	45	10	6	3,0	1
M39x1,5	60	48	10	6	3,0	1
M42x1,5*	65	52	10	6	3,0	1
M45x1,5	70	56	10	6	3,6	1
M48x1,5*	75	60	12	8	4,0	1
M52x1,5	80	65	12	8	4,0	1
M56x2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M60x2,0	90	75	12	8	4,0	1,6

П р и м е ч а н и я: 1. Предпочтительные размеры отмечены звездочкой.

2. Пример условного обозначения с диаметром резьбы $d = 20$ мм, с мелким шагом резьбы 1,5 мм, с полем допуска 6H. Гайка M20*1,5-6H ГОСТ 11871-88.

Рекомендуемая литература

1. Детали машин: Атлас конструкций / Под общей ред. Д.Н.Решетова ч.1. М.: Машиностроение, 1992.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов деталей машин. М.: Высш. школа, 1985.
3. Курсовое проектирование деталей машин / С.А.Чернавский, Г.М.Ицкович, К.Н.Боков и др. М.: Машиностроение, 1979.
4. Подшипники качения. Справочник / Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В. Коросташевского. М.: Машиностроение, 1984.
5. Чернилевский Д.В. Курсовое проектирование деталей машин и механизмов. М.: Высш. школа, 1980.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Высш. школа, 1991.

Содержание

Предисловие.....	3
1. Задание на курсовое проектирование	4
1.1. Срок службы приводного устройства	16
2. Кинематический расчёт привода	17
2.1. Определение требуемой мощности и частоты вращения электродвигателя	17
2.2. Определение передаточного числа привода и его ступеней	19
2.3. Определение силовых и кинематических параметров привода	20
3. Расчёт механических передач	21
3.1. Расчёт цилиндрической зубчатой передачи	21
3.2. Расчёт конической зубчатой передачи.....	27
3.3. Расчёт червячной передачи	31
3.4. Расчёт клиноременной передачи	37
4. Силы в зацеплении	41
5. Консольные силы	43
6. Проектный расчёт валов	43
7. Расстояния между деталями передач	47
8. Предварительный выбор подшипников.....	50
9. Эскизная компоновка редуктора	51
10. Расчетные схемы валов.....	59
11. Проверочный расчет подшипников	68
12. Расчет шпоночного соединения.....	73
13. Посадки основных деталей редукторов	75
14. Оформление проекта.....	76
14.1. Сборочный чертеж редуктора.....	76
14.2. Рабочие чертежи деталей	77
14.3. Составление спецификаций	91
14.4. Составление расчетно-пояснительной записки	96
Приложение	99
Рекомендуемая литература.....	116