

На рис.1 представлена схема промежуточного валика механической передачи приборного электропривода с установленными на нем зубчатыми колесами $Z1$ и $Z2$ с диаметрами делительных окружностей d_1 и d_2 . Каждое из колес в соответствии заданием может быть цилиндрическим прямозубым или косозубым, коническим, червячным, винтовым, что определяет наличие или отсутствие осевых сил F_{a1} и F_{a2} . В данном задании используются только цилиндрические прямозубые и косозубые зубчатые колеса.

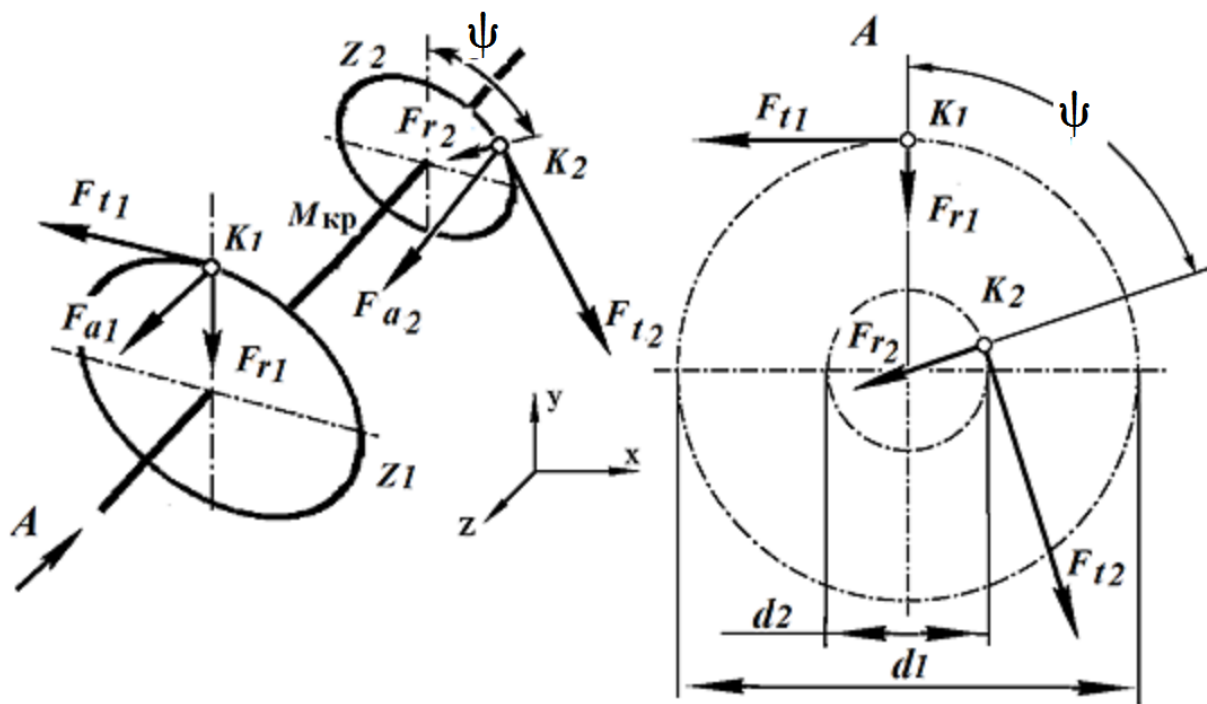


Рис.1 Схема нагружения промежуточного валика многоступенчатой зубчатой передачи

На рис.1 обозначено:

$K1$ и $K2$ - точки зацепления 1-го и 2-го колес вала с колесами предыдущей и последующей ступеней, расположенные под углом ψ в пространстве;

F_{t1} и F_{t2} - окружные силы, приложенные к зубчатым колесам в точках зацепления K_1 и K_2 ;

F_{r1} и F_{r2} - радиальные силы в зацеплении, линия действия которых проходит через центр колеса;

F_{a1} и F_{a2} - осевые силы в зацеплении, направленные вдоль оси вала;

d_1 и d_2 - делительные диаметры зубчатых колес Z_1 и Z_2 ;

$M_{кр}$ - крутящий момент нагрузки на валу.

На рис. рис. 2 представлены схемы распределения сил, действующих на зубья в прямозубых рис. 2а и косозубых рис. 2б передачах.

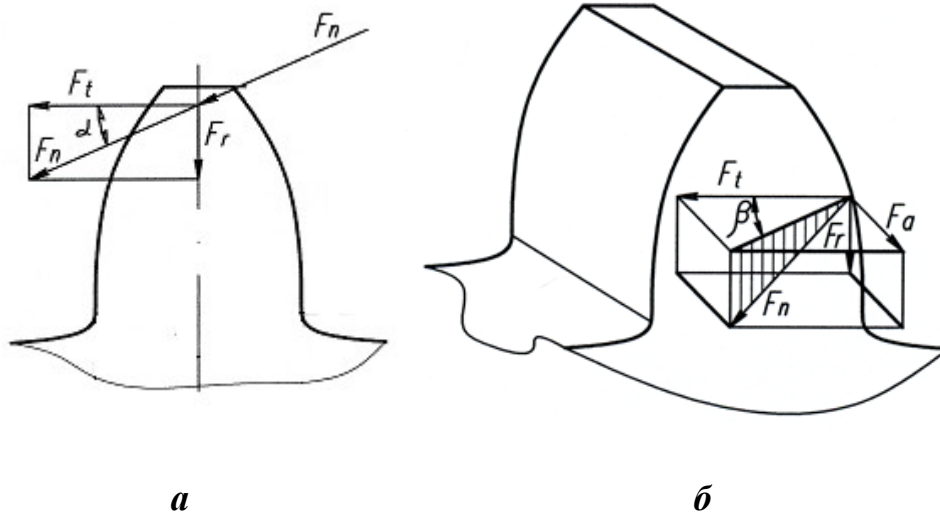


Рис. 2. Схемы действия сил на зубья колес в прямозубых и косозубых зубчатых передачах.

Варианты расположения опор относительно мест установки зубчатых колес представлены на рис. 2.

Силы определяются по формулам:

для прямозубых колес,

$$F_{ti} = \frac{2 M_{kpi}}{d_i}$$

$$F_{ri} = F_{ti} \times \operatorname{tg} \alpha$$

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

для косозубых колес:

$$F_{ti} = \frac{2 M_{kpi}}{d_i}$$

где d_i - диаметр делительной окружности зубчатого колеса

$$F_{ri} = \frac{F_{ti} \times \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

$$F_{ai} = F_{ti} \times \operatorname{tg} \beta \quad \text{где}$$

α – угол зацепления 20° ,

β – угол наклона зубьев, можно принять 12° .

Варианты расположения опор относительно мест установки зубчатых колес представлены на рис. 3.

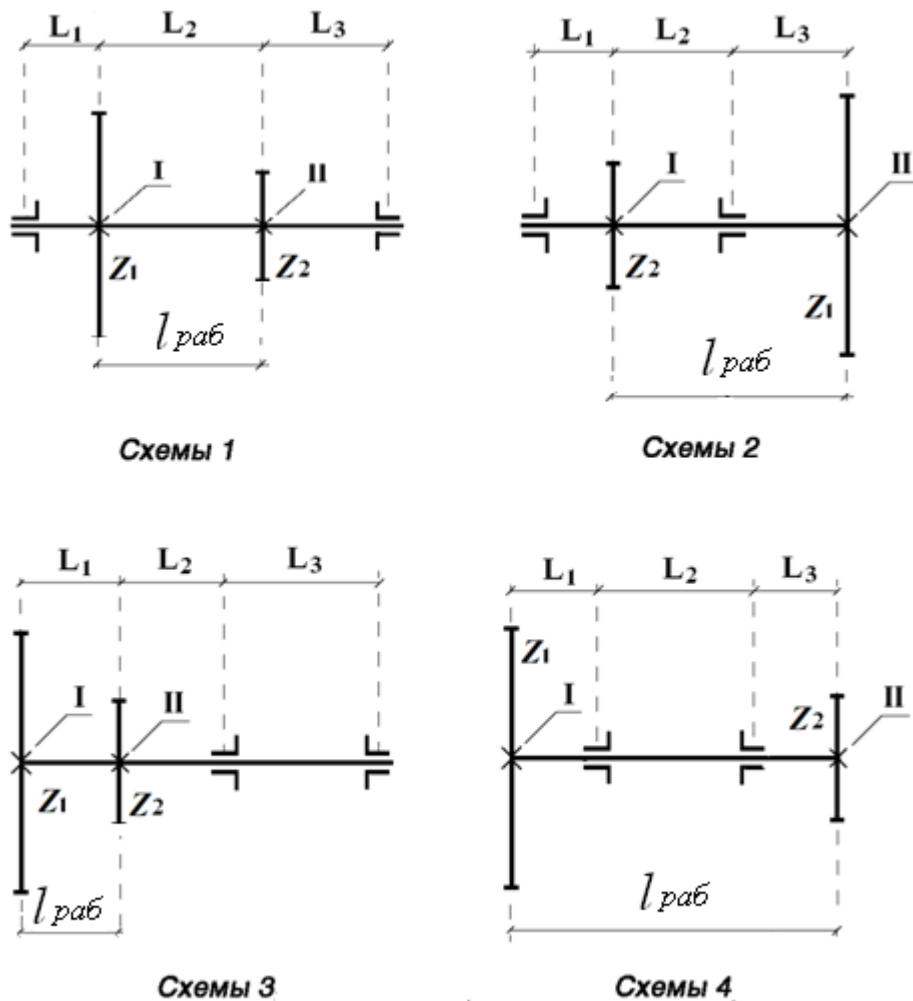


Рис.3. Схемы установки зубчатых колес на валиках (схемы 1, 2, 3, 4).

Принятые обозначения:

$M_{кр}$ - крутящий момент на валиках в сечениях между установленными зубчатыми колесами;

L_1, L_2, L_3 - расстояния между опорами и местами установки зубчатых колес.

Номера заданий приведены в таблице 1

Таблица 1

Варианты задания

№ вар.	№ схемы	М	ψ	n	Срок сл.	d_1	d_2	β_1	β_2	L_1	L_2	L_3
		Нмм	град.	об/мин	час	мм	мм	град	град	мм	мм	мм
1	1	500	180	500	1000	25	10	12	0	15	8	10
2	2	600	180	1500	1200	10	30	0	12	15	15	15
3	3	700	180	2000	1600	9	28	12	0	15	10	10
4	4	800	180	800	800	9	25	0	12	15	10	15
5	1	900	180	800	1000	20	8	12	0	15	10	15
6	2	1000	180	1000	1200	20	10	0	12	18	15	12
7	3	1500	180	300	1500	30	10	12	0	15	20	15
8	4	2000	180	1200	2500	10	27	0	12	10	30	10
9	1	2500	180	1200	800	25	10	12	0	12	20	18
1	2	2000	180	1000	1500	10	24	0	12	30	12	20
2	3	2500	180	50	2000	10	24	12	0	10	10	10
3	4	2000	180	300	1800	8	22	0	12	10	18	15
4	1	500	180	800	1800	20	8	12	0	13	15	8
14	2	600	180	800	1000	20	9	0	12	14	14	15
15	3	700	180	1000	1200	20	10	12	0	18	10	8
16	4	800	180	300	1500	8	20	0	12	16	8	10
17	1	900	180	1200	2500	9	20	12	0	15	8	15
18	2	1000	180	1200	800	10	20	0	12	18	18	8
19	3	1500	180	1000	1500	20	10	12	0	15	15	15
20	4	2000	180	750	2000	8	20	0	12	18	12	30
21	1	2500	180	2500	1600	25	8	12	0	18	18	20
22	2	2000	180	1800	800	20	8	0	12	18	15	25
23	3	1500	180	2000	1000	35	10	12	0	15	25	10
24	4	2000	180	1400	1200	10	20	0	12	10	25	15
25	1	500	180	900	2500	20	10	12	0	15	15	15
26	2	600	180	800	1500	8	20	0	12	18	15	12
27	3	700	180	1000	1800	10	20	12	0	10	20	15
28	4	800	180	300	2500	10	22	0	12	10	30	10

Продолжение таблицы 1

29	1	900	180	1200	2000	22	10	12	0	16	16	18
30	2	1000	180	1100	1800	10	20	0	12	18	10	20
31	3	1500	180	1000	1500	20	8	12	0	10	30	10
32	4	2000	180	750	1800	10	20	0	12	17	20	15
33	1	2500	180	950	1000	10	25	12	0	10	10	15
34	2	2000	180	1250	1200	10	20	0	12	13	15	8
35	3	1500	180	1500	1500	10	30	12	0	14	24	15
36	4	2000	180	500	2500	20	10	0	12	18	30	8

В соответствии с вариантом задания произвести:

1. Определение реакций в опорах;
2. Построить эпюры изгибающих и крутящих моментов;
3. Произвести расчёт вала на прочность и жесткость;
4. Подобрать шариковые подшипники;
5. Рассчитать опоры с трением скольжения;
6. Произвести сравнительный анализ типов опор;
7. Выполнить на бумаге формата А4 эскизы валов с опорными узлами на шариковых подшипниках и подшипниках скольжения.

Примеры конструктивных выполнений подобрать [1], в приложении или разработать самому.

Конструирование и расчёт вала

1. Выбрать материал вала и определить его механические характеристики.

2. Рассчитать изгибающие моменты в сечениях вала, построить эпюры изгибающих и крутящих моментов, рассчитать диаметры вала на прочность по эквивалентным напряжениям (приведенному моменту $M_{пр}$) в наиболее опасных сечениях вала.
3. Предложить конструкцию вала, соответствующую варианту схемы с учетом собираемости его с подшипниками, зубчатыми колесами и корпусом.
4. Произвести расчет вала на крутильную и изгибную жесткость.

Расчет на прочность

Если на вал или его участок действует только крутящий момент M_k , то его диаметр можно определить из условия прочности на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \times [\tau]}}$$

При одновременном действии крутящего $M_{кр}$ и изгибающего $M_{и}$ моментов расчёт ведется через приведённый момент $M_{пр}$ в опасном сечении, например по энергетической теории прочности по формуле:

$$M_{пр} = \sqrt{M_{и}^2 + 0,75 \times M_{к}^2}$$

где:

$M_{и}$ – суммарный изгибающий момент в опасном сечении,

$M_{к}$ – крутящий момент в этом же сечении,

Диаметр вала определяется в этом случае определяется по выражению;

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ПР}}}{0,1 \times [\sigma_u]}}$$

Расчет на жесткость

С целью уменьшения упругого мёртвого хода в точных механизмах крутильная жёсткость валиков определяется условием

$$\phi_{\text{РАСЧ}} \leq [\phi]$$

где $[\phi]$ -допустимая величина угла закручивания валика на рабочей длине $l_{\text{раб}}$ (при расчёте принять $[\phi]=20$ угловых минут).

Тогда диаметр валика на рабочем участке определяется по формуле:

$$d \geq 4 \times \sqrt{\frac{64 \times M_k \times l_{\text{раб}}}{\pi \times G \times [\phi]}}$$

Для уменьшения возможных перекосов, появления люфта и заклинивания передачи необходимо провести проверку размеров валов из условия изгибной жёсткости по формуле:

$$f_{\text{расч.}} \leq f_{\text{пред.}}$$

где:

$f_{\text{расч.}}$ - расчётная величина прогиба валика в месте установки колеса или шкива,

$f_{\text{пред.}}$ -предельно допускаемая величина прогиба.

В общем случае принимают $f_{\text{пред}} \leq (0,0002...0,0003) \times L$, где L -расстояние между опорами либо между опорой и зубчатым колесом.

По результатам расчета определить необходимые размеры и конструкцию вала. Обычно конструкция получается ступенчатой, так как $M_{пр}$ на разных участках разные.

Таблица 2

Материалы для валов

Марка стали	Термообработка	σ_T МПа	σ_B МПа	σ_{-1} МПа	Твердость	Примечания	ГОСТ
40X 45X	Улучшение Улучшение	- 850	860 1050	380 600	235 HB 250 HB	не стойкие коррозионно	4543-71
40XH 45XH 50XH	- Улучшение	800 850 900	1100 1150 1200	394 - -	- -	не стойкие коррозионно	
AC40 AC40XГНМ АЦ20XГНМ	Улучшение Улучшение Улучшение	450 850 1200	600 1000 1400	230 190 -	230 HB 240 HB 260 HB	не стойкие коррозионно автоматные	1414-75
12XH2 20XH3A 12X2H4A	Улучшение Улучшение Закалка,	600 750 950	760 950 1150	330 390 530	230 HB 250 HB 300 HB	нерж. малое коробление хладостой-	4543-71
30X13 30X1	Улучшение Улучшение	770 770	950 950	- -	44..51 HRC 40..50 HRC	выс.корр. стойкость до 300 град С до 400 град С	5632-72

Для неуказанных значений можно приближенно принять:

$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_b$, $HV \approx \sigma_b/3,3$ для высоколегированных сталей, $HV \approx \sigma_b/3,5$ для среднелегированных сталей.

Проектирование и расчет опор с трением скольжения

1. Выбрать тип и материал опор исходя из условий нагружения и эксплуатации (таблицы 7 и 8).

2. Для выбранных материалов цапф и втулок (корпуса) определить по таблицам:

допускаемое давление $[p]$,

допускаемое значение критерия теплостойкости $[p\nu]$,

допускаемое значение линейной скорости $[\nu]$, допускаемое значение напряжения изгиба материала цапфы $[\sigma_n]$.

3. Определить параметр $\lambda=l/d$ по формуле 1

$$\lambda \leq \frac{1}{4} \sqrt{\frac{[\sigma_u] \times \pi}{[p]}} \quad (1)$$

Обычно принимают $\lambda = 0,5 \dots 1,5$

Если λ не находится в допустимом диапазоне, то необходимо выбрать другие материалы с другими $[\sigma_n]$ и $[p]$.

$$d = 4 \times \sqrt{\frac{F_r \times \lambda}{\pi [\sigma_{\dot{\epsilon}}]}} \quad (2)$$

4. Определить диаметры цапф

БРОФ10-1	5017	втулки	90-120	1,0	250	50	35
БРАЖ9-4	1628	втулки	110-180	1,0	490	80	65
ЛС59-1	1711	втулки	90	0,93	430	145	105

Продолжение таблицы 3

Корунд	5-72	втулки	1860-2750	3,4-3,8	187,5	893	
Агат	1107-62	втулки	900-1000	0,78-0.88	90	170-440	
Текстолит ПТК		втулки	34	5,0	24,5	25	20
Фторопласт		втулки	3-4	0,46-0,83		13	
Полиамидная смола П-68	1598-73	втулки	14--15	0,023	55	20	15

Таблица 4

Коэффициенты трения и допускаемые нагрузки для материалов опор скольжения

Материалы трущихся поверхностей	Коэффициент трения f	$[p]$ МПа	$[pv]$ Мпа м/с
--	--	---------------------------------	--------------------------------------

Сталь-бронза ОЦС	со смазкой 0,05	5 - 10	10-12
Сталь-бронза ОФ	со смазкой 0,05	10-15	до 20
Сталь-бронза СЭО	без смазки 0,1-0,2	20-25	до 30
Сталь-бронза АЖ, АЖС	без смазки 0,1-0.2	15-25	до 20

Продолжение таблицы 4

Сталь закалённая - чугун	со смазкой 0,06	до 10	-
Сталь закалённая-сталь закалённая	со смазкой 0,08	15	-
Сталь-текстолит	без смазки 0,25	20-25	25
Сталь-полиамид	0,15-0,21	10-15	15
Сталь-металлокерамика	без смазки 0,4	4-5	0,7
	со смазкой 0,1	4-5	0,7
Сталь-латунь ЛС59-1	без смазки 0,14	10-12	10
Сталь-ситалл	со смазкой 0,02	10-12	10
Сталь-агат	0,1-0,12		-
Сталь-корунд	0,13	-	-
Сталь-рубин	0,15	-	-
	0,14	-	-

Конструктивное исполнение опор скольжения смотрите в [1] и в приложении.

Подбор шариковых подшипников

В настоящем задании предполагается провести подбор шарикоподшипников только по динамической грузоподъемности.

Принятые обозначения:

C – динамическая грузоподъемность, Н;

C_0 – статическая грузоподъемность, Н;

D_w – диаметр шарика (тела качения);

D_0 – диаметр окружности центров расположения шариков;

e – безразмерная величина, характеризующая отношение радиального и осевого усилия;

X – коэффициент динамической радиальной нагрузки;

Y – коэффициент динамической осевой нагрузки;

V – коэффициент вращения колец относительно вектора нагрузки при расчете динамической эквивалентной нагрузки

При расчетах принять:

- температура в подшипниках не превышает $+60^\circ\text{C}$;

- возможные перегрузки до 200% расчетной нагрузки во всех вариантах задания.

Расчетные формулы

Расчётная динамическая грузоподъёмность $(C)_p$ определяется как:

$$(C)_p = 0,01 \times P \times \sqrt[3]{60 \times n \times L_h}$$

где L_h – долговечность в часах,

n – частота вращения, об/мин,

P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н.

$$P = (X \times V \times F_r + Y \times F_a) \times k_\sigma \times k_T \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{V \times F_r} > e$$

$$P=(X \times V \times F_r + Y \times [F_a \pm F_s]) \times k_6 \times k_T \quad \text{для радиально-упорных ш/п ;} \quad F_s = 1,3 F_r \times \operatorname{tg} \alpha;$$

где α – номинальный угол контакта радиального шарикового подшипника (рис.4) $\sim 3^\circ$,

$$P = F_r \times V \times k_\sigma \times k_T \quad \text{при} \quad \frac{F_a}{V \times F_r} \leq e$$

X, Y, k_6, k_T , и e - приведены в табл.3, 4;

$V=1,2$ при вращающемся наружном кольце;

$V=1$ при вращающемся внутреннем кольце.

Пользуясь данными таблиц 5, 6, подобрать подшипник, указать его номер и выписать его табличные данные.

Основные конструктивные элементы стандартного однорядного радиального подшипника приведены на рис. 4.

Момент трения в шарикоподшипнике определяется по формуле :

$$M_{тр} = M_0 + (1,25 \times Fr + 1,5 \times Fa) \times f_k, \text{ Нмм}; \quad f_k - \text{коэффициент трения качения, } f_k = 0,01 \dots 0,02 \text{ мм}$$

$$M_0 = 0,04 \times D_0 \text{ Нмм};$$

$$D_1 = \frac{D + d}{2}$$

$d(\text{мм})$	1	2	3	4, 5	6	7, 8	9	10
$D_w(\text{мм})$	0,68	1	1,59	2	2,38	3	3,5	3,96

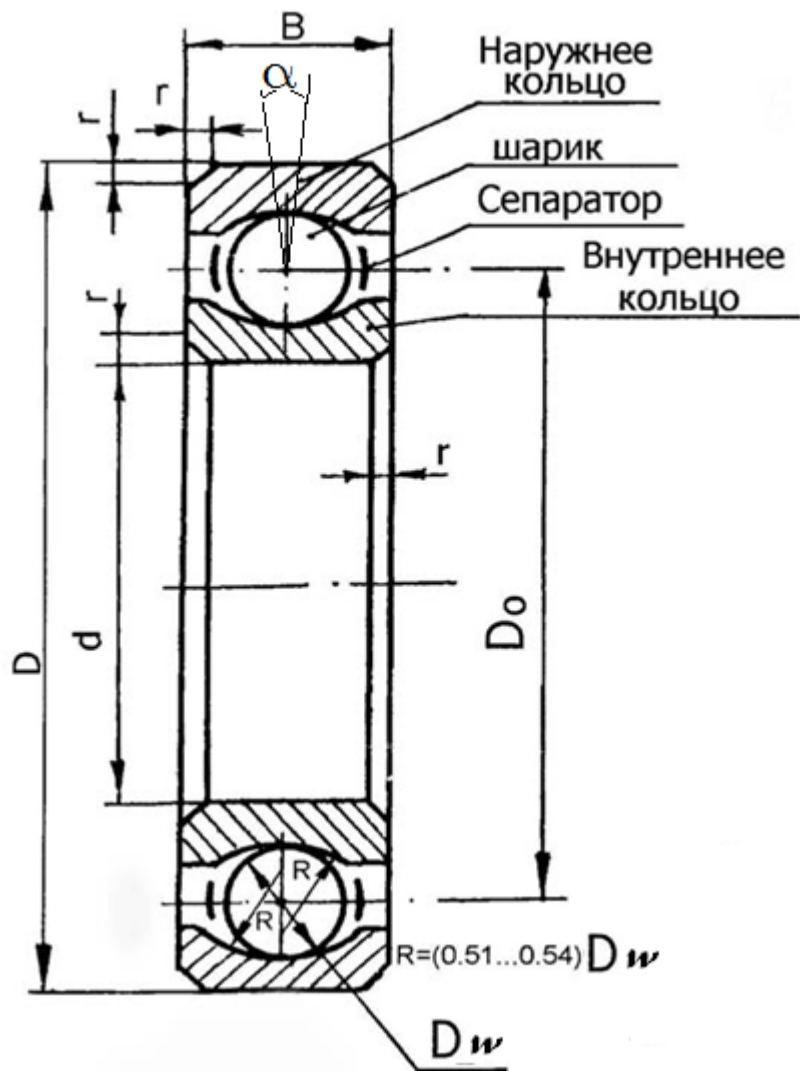


Рис. 4. Основные конструктивные элементы стандартного однорядного радиального подшипника.

Таблица 6

Коэффициент безопасности k_6 *

Характер нагрузки на подшипнике	k_6
Спокойная без толчков	1
Легкие толчки. Кратковременная перегрузка до 125% расчетной нагрузки.	1...1,2
Умеренные толчки. Вибрационная нагрузка.	
Кратковременная перегрузка до 150% расчетной нагрузки.	1,3...1,5
То же, в условиях повышенной надежности.	1,5...1,8
Значительные толчки. Вибрация. Кратковременная перегрузка до 200%	1,8...2,5
Нагрузки с сильными ударами и кратковременная перегрузка до 300% расчетной нагрузки.	2,5...3

* В устройствах с реверсивным электроприводом можно приближенно принимать k_6 равным коэффициенту кратности пускового и номинального момента электродвигателя. В виброударных системах принимать $k_6=3$.

Пользуясь литературой [1 и 2] или и приложением выбрать конструкцию вала и опор или разработать их самостоятельно.

Таблица 7.

Значения X и Y для радиальных и радиально-упорных однорядных шарикоподшипников (ГОСТ 18855-82)

α° (градус)	$\frac{F_a}{C_o}$	$\frac{F_a}{V \times F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{V \times F_r} > e$		e
		X	Y	X	Y	
0	0,014	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028				1,99	0,22
	0,056				1,71	0,26
	0,084				1,55	0,28
	0,110				1,45	0,30
	0,170				1,31	0,34
	0,280				1,15	0,38
	0,420				1,04	0,42
	0,560				1,00	0,44
12	0,014	1	0	0,45	1,81	0,30
	0,057				1,46	0,37
	0,110				1,22	0,45
	0,170				1,13	0,48
	0,290				1,04	0,52
	0,570				1,00	0,54

Продолжение таблицы 7						
18				0,43	1,00	0,57
26		1	0	0,41	0,87	0,68
36				0,37	0,66	0,95

Таблица 8.

Параметры радиальных однорядных шарикоподшипников типа 0000

(ГОСТ 8338-75*).

Условное обозначение	Основные размеры, мм					Z	C H	C ₀ H
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>D_w</i>			
Сверхлёгкая серия диаметров 8								
1000084	4	9	2,5	0,2	1,300	9	420	190
1000085	5	11	3	0,3	1,588	9	635	280
1000088	8	16	4	0,4	2,000	10	980	500

Продолжение таблицы 8**Сверхлёгкая серия диаметров 9**

1000091	1	4	1,6	0,2	0,680	6	200	30
1000092	2	6	2,3	0,2	1,000	7	220	90
1000093	3	8	3	0,2	1,588	6	440	200
1000094	4	11	4	0,3	2,000	7	750	350
1000095	5	13	4	0,4	2,000	8	850	400
1000096	6	15	5	0,4	2,381	8	1160	570
1000097	7	17	5	0,5	3,000	7	1580	790
1000098	8	19	6	0,5	3,000	8	1750	900
1000099	9	20	6	0,5	3,500	7	2100	1070
1000900	10	22	6	0,5	3,969	7	2620	1380

Сверхлёгкая серия диаметров 8

2000154	1,5	4	1,7	0,1	0,680	7	140	39
2000083	3	7	2,5	0,3	1,300	7	450	147
2000087	7	14	4	0,3	2,000	9	1170	440

Продолжение таблицы 8**Особо лёгкая серия диаметров 1**

13	3	9	3	0,3	1,588	6	440	190
17	7	19	6	0,5	3,969	6	2240	1180
18	8	22	7	0,5	3,969	7	2260	1380
100	10	26	8	0,5	4,763	7	3600	2000

Лёгкая серия диаметров 2									
23	3	10	4	0,3	1,588	7	500	220	
24	4	13	5	0,4	2,381	6	920	430	
25	5	16	5	0,5	3,175	6	1500	760	
26	6	19	6	0,5	3,969	6	2210	1180	
27	7	22	7	0,5	3,969	7	2560	1380	
28	8	24	7	0,5	3,969	7	2620	1380	
29	9	26	8	1,0	4,763	7	3570	2000	
Средняя серия диаметров 3									
34	4	16	5	0,5	1,588	7	1450	740	
35	5	19	6	0,5	3,969	6	2170	1180	

Таблица 9

Конструктивные параметры радиально-упорных однорядных шарикоподшипников (ГОСТ 831-75)

Условное обозначение	Основные размеры, мм							Z
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>T</i>	<i>r</i>	<i>Dw</i>		
Тип 1006000. Серия диаметров 9								
1006095	5	13	4	4	0,4	2,000	7	

1006096	6	15	5	5	0,4	2,381	8
Тип 6000. Серия диаметров 1							
6017	7	19	6	6	0,5	3,969	6
6100	10	26	8	8	0,5	4,763	9
Тип 36000. Серия диаметров 1							
36100	10	26	8	8	0,5	4,763	8
Продолжение таблицы 9							
Тип 46000. Серия диаметров 1							
46100Ю	10	26	8	8	0,5	4,763	8
Продолжение таблицы 9							
Тип 6000. Серия диаметров 2							
6023	3	10	4	4	0,3	1,588	7
6025	5	16	5	5	0,5	3,175	8
6026	6	19	6	6	0,5	3,969	6
6027	7	22	7	7	0,5	4,763	7
6028К	8	24	7	7	0,5	4,763	8

Конструктивное исполнение посадки шариковых подшипников в корпус на вал смотрите в [1] в приложении.

Можете разработать самостоятельно.

Литература.

- 1. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании : учеб. пособие : в 2 ч. – Ч. 2 / И.С. Потапцев, Н.И. Нарыкова, Е.А. Перминова, А.А. Буцев. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010 - 78 с. : ил.**
- 2. Разработка конструкторской документации при курсовом проектировании : учеб. пособие : в 2 ч. – Ч. 1 / И.С. Потапцев, А.А. Буцев, А.И. Еремеев, Ю.А. Кокорев и др / под ред. И.С. Потапцева. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012- 80 с. : ил.**

3. Детали машин: учебник для вузов / [Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, М.А. Захаров и др.]; под ред. Ряховского. – 4-е изд., перераб. И доп. – Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. 465, : ил.
4. Веселова Е.В., Нарыкова Н.И. Расчет и конструирование валов и осей приборов: Уч. пособ./ Под ред. О.Ф. Тищенко. - М.: МВТУ. 1980. 48 с.ил.
5. Расчет и конструирование валов и опор механических передач приборов: Уч. пособ. И.С Потапцев, Е.В. Веселова, Н.И. Нарыкова / под ред. В.Н. Баранова - М.: МВТУ. 2000. 48 с. ил.