

### 3.2. Индивидуальное задание.

#### Расчет на прочность вала при изгибе с кручением

**Пример.** Для ведущего вала прямозубой цилиндрической передачи редуктора с двумя зубчатыми колесами (рис. 1, а), передающего мощность  $P = 15$  кВт при угловой скорости  $\omega = 30$  рад/с, определить диаметр вала по двум вариантам: а) используя третью гипотезу прочности; б) используя четвертую гипотезу прочности. Принять: нормативный коэффициент запаса прочности  $[n] = 2$ , сталь – СТ35. Поверхность вала шлифованная.

$$F_{r1} = F_1; F_{r2} = F_2$$

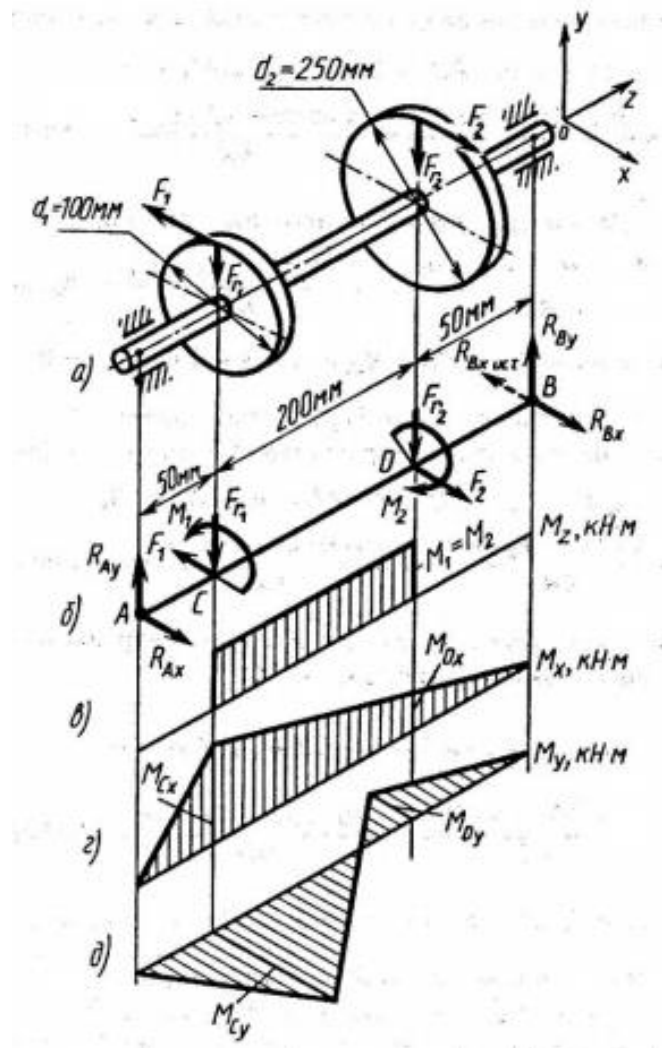


Рис. 1

#### Решение.

1. Составляем расчетную схему вала, приводя действующие на вал нагрузки к оси (рис. 1, б). При равномерном вращении вала  $M_1 = M_2$ , где  $M_1$  и  $M_2$  — скручивающие пары, которые добавляются при переносе сил  $F_1$  и  $F_2$  на ось вала.

2. Определяем вращающий момент, действующий на вал:

$$M_1 = M_2 = P/\omega = 0,5 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

3. Вычислим нагрузки, приложенные к валу:

$$F_1 = 2M_1/d_1 = 2 \cdot 0,5 \cdot 10^3 / 0,1 = 104 \text{ Н} = 10 \text{ кН}; \quad F_{r1} = 0,4 \cdot 10 = 4 \text{ кН};$$

$$F_2 = 2M_2/d_2 = 2 \cdot 0,5 \cdot 10^3 / 0,25 = 4 \cdot 10^3 \text{ Н} = 4 \text{ кН}; \quad F_{r2} = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \text{ кН};$$

4. Определяем реакции опор в вертикальной плоскости (рис. 1, б):

$$\sum M_A = F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD - R_{By} \cdot AB = 0;$$

$$R_{By} = (F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD) / AB = (4 \cdot 0,05 + 1,6 \cdot 0,25) / 0,3 = 2 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = R_{Ay} \cdot AB - F_{r1} \cdot BC - F_{r2} \cdot DB = 0;$$

$$R_{Ay} = (F_{r1} \cdot BC + F_{r2} \cdot DB) / AB = (4 \cdot 0,25 + 1,6 \cdot 0,05) / 0,3 = 3,6 \text{ кН};$$

$$\sum Y = R_{Ay} - F_{r1} - F_{r2} + R_{By} = 3,6 - 4 - 1,6 + 2 = 0.$$

$\sum Y = 0$ , следовательно,  $R_{Ay}$  и  $R_{By}$  найдены правильно.

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости (рис. 1, б):

$$\sum M_A = F_1 \cdot AC - F_2 \cdot AD - R_{Bx} \cdot AB = 0;$$

$$R_{Bx} = (F_1 \cdot AC - F_2 \cdot AD) / AB = (10 \cdot 0,05 - 4 \cdot 0,25) / 0,3 = -1,66 \text{ кН}$$

Знак минус указывает, на то, что истинное направление реакции противоположно выбранному (см. рис. 1, б):

$$\sum M_B = R_{Ax} \cdot AB - F_1 \cdot CB + F_2 \cdot DB = 0;$$

$$R_{Ax} = (F_1 \cdot CB - F_2 \cdot DB) / AB = (10 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,05) / 0,3 = 7,66 \text{ кН};$$

$$\sum X = R_{Ax} - F_1 + F_2 - R_{Bx} = 7,66 - 10 + 4 - 1,66 = 0.$$

$\sum X = 0$ , следовательно,  $R_{Ax}$  и  $R_{Bx}$  найдены верно.

5. Строим эпюру крутящих моментов  $M_z$  (рис. 1, в).

6. Определяем в характерных сечениях значения изгибающих моментов  $M_x$  в вертикальной плоскости и  $M_y$  в горизонтальной плоскости и строим эпюры (рис. 1, г, д):

$$M_{Cx} = R_{Ay} \cdot AC = 3,6 \cdot 0,05 = 0,18 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{Dx} = R_{Ay} \cdot AD - F_{r1} \cdot CD = 3,6 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{Cy} = R_{Ax} \cdot AC = 7,66 \cdot 0,05 = 0,383 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{Dy} = R_{Ax} \cdot AD - F_1 \cdot CD = 7,66 \cdot 0,25 - 10 \cdot 0,2 = -0,085 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

7. Вычисляем наибольшее значение эквивалентного момента по заданным гипотезам прочности. Так как в данном примере значение суммарного изгибающего момента в сечении  $C$  больше, чем в сечении  $D$ ,

$$M_{IC} = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2} = 0,423 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$M_{ID} = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,085^2} = 0,13 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

то сечение  $C$  и является опасным. Определяем эквивалентный момент в сечении  $C$ .

Вариант а)

$$M_{\text{ЭКВ III}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2 + 0,5^2} = 0,655 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Вариант б)

$$M_{\text{ЭКВ IV}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2 + 0,75 \cdot 0,5^2} = 0,605 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

8. Вычисляем допускаемое нормальное напряжение:

$$[\sigma] = \sigma_T / [n] = 320 / 2 = 160 \text{ МПа.}$$

9. Определяем требуемые размеры вала по вариантам  $a$  и  $б$ . По варианту  $a$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ III}}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{0,655 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 160}} = 34,5 \text{ мм}$$

По варианту б)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{ЭКВ IV}}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{0,605 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 160}} = 33,6 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{\text{вала}} = 36 \text{ мм}$ .

### Задание для самостоятельной работы

Для ведущего вала прямозубой цилиндрической передачи редуктора с двумя зубчатыми колесами (схемы 0 — 9), передающего мощность  $P$ , кВт, при угловой скорости  $\omega$ , рад/с (числовые значения этих величин для своего варианта взять из табл. 1),

1) определить вертикальные и горизонтальные составляющие реакций подшипников;

- 2) построить эпюру крутящих моментов;
- 3) построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
- 4) определить диаметр вала из условия прочности, полагая  $F_{r1} = 0,4F_1$ ;  $F_{r2} = 0,4F_2$ .

Стандартные размеры в пределах 20-125 мм следующие: 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 46; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125.

Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[n] = 1,8$ .

Для схем 1, 3, 5, 7, 9 расчет диаметра вала производить по гипотезе потенциальной энергии формоизменения, для схем 0, 2, 4, 6, 8 — по гипотезе наибольших касательных напряжений. Все размеры (схемы 0 — 9) даны в миллиметрах.

По гипотезе наибольших касательных напряжений (третья гипотеза)

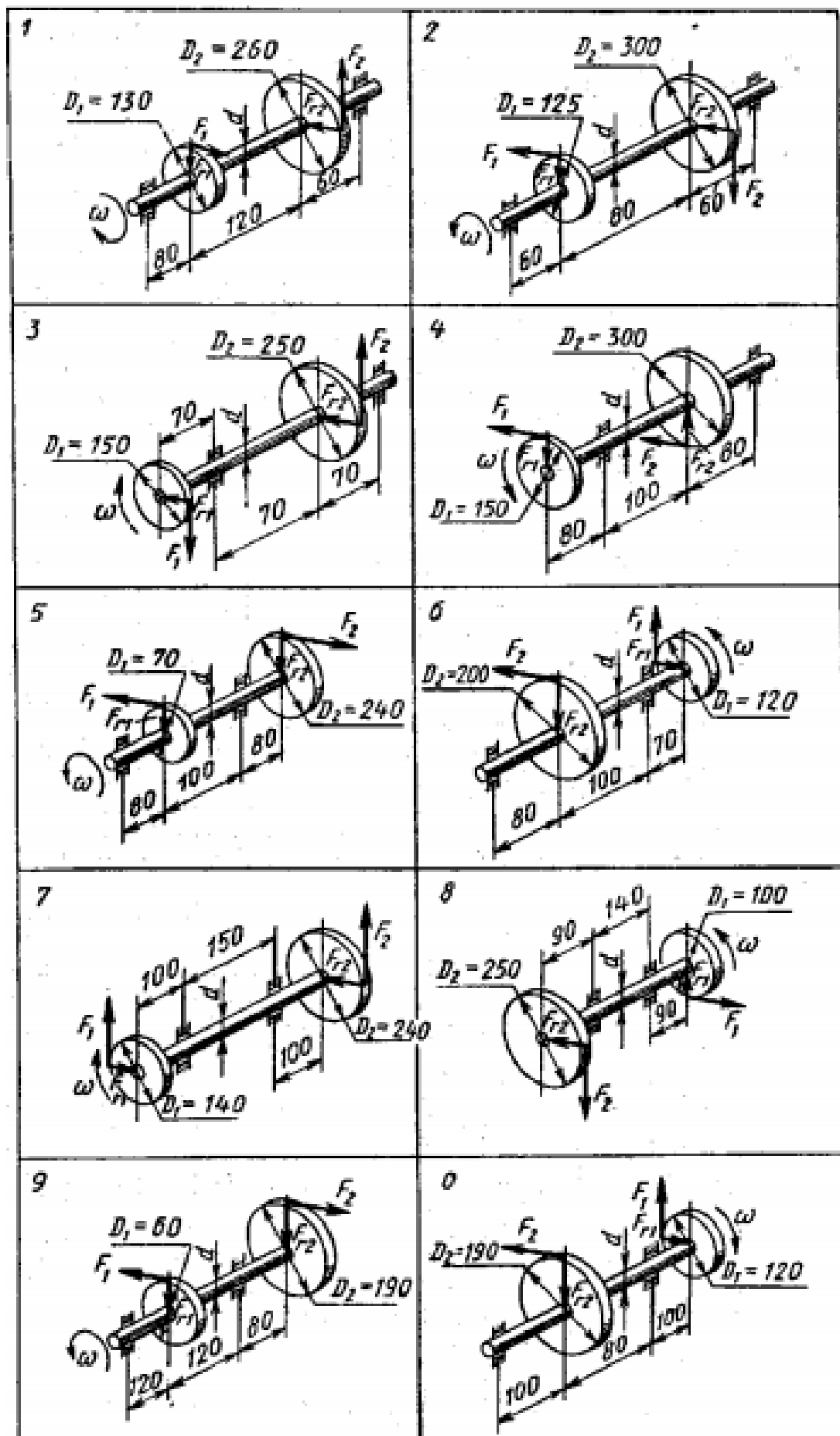
$$M_{\text{эквIII}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + M_{\text{К}}^2}$$

По гипотезе потенциальной энергии формоизменения (четвертая гипотеза)

$$M_{\text{эквIV}} = \sqrt{M_{\text{И}}^2 + 0,75M_{\text{К}}^2}$$

№ варианта	№ схемы	марка стали	P, кВт	ω, рад/с	Качество обработки поверхности
1	0	10	6	22	1
2	1	20	8	36	2
3	2	30	9	50	3
4	3	35	10	68	4
5	4	45	3	24	5
7	5	50	10	22	1
8	6	20X	12	36	2
9	7	40X	22	45	3
10	8	30XM	20	42	4
11	9	10	15	80	5
12	0	20	8	36	1
13	1	30	9	40	2
14	2	40	20	30	3
15	3	45	20	18	4
16	4	50	14	42	5

Примечание. Состояние поверхности: 1 – полирование, 2 – шлифование, 3 – тонкое точение, 4 – грубое точение, 5 – наличие окалины.



### Расчёт подшипников вала барабана по динамической грузоподъёмности

Для подшипников вала барабана наиболее неблагоприятным будет одностороннее направление векторов сил  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ . При таком сочетании направлений векторов сил одна из опор вала нагружается наибольшим усилием.

Расчёты показывают, что радиальная нагрузка на опору  $A$  ( $F_{rA}=R_{Ay}=3,6$  кН) больше нагрузки на опору  $B$  ( $F_{rB}=R_{By}=2$  кН). Поэтому расчёт подшипников вала барабана проводим по нагрузке на опору  $A$ .

Эквивалентная радиальная динамическая нагрузка на опору  $A$

$$P_{rA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) K_B \cdot K_T$$

где  $X$  – коэффициент радиальной динамической нагрузки на подшипник. При отсутствии осевой нагрузки  $X=1$ ;

$V$  – коэффициент вращения кольца. При подвижном относительно нагрузки внутреннем кольце подшипника (что имеет место в нашем случае)  $V=1$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности  $K_B = 1,5$ ;  $K_T$  – температурный коэффициент. При температуре узла до  $100^\circ$   $K_T=1$ .

С учётом принятых значений коэффициентов получаем  $P_{rA}=F_{rA}$  1,2.

Ресурс принятых при предварительном проектировании подшипников, часов

$$L_{10h} = \frac{10^6 \cdot (C_r/P_{rA})^3}{60 \cdot n}$$

Здесь  $C_r$  – динамическая радиальная грузоподъёмность принятых подшипников, Н (см. прил. I);  $P_{rA}$  – эквивалентная радиальная нагрузка на подшипник, Н;  $n$  – частота вращения вала барабана, об/мин. Если расчётный ресурс подшипника окажется меньше заданного, следует принять к исполнению подшипник более тяжёлой серии.

### Выбор шарнирной муфты

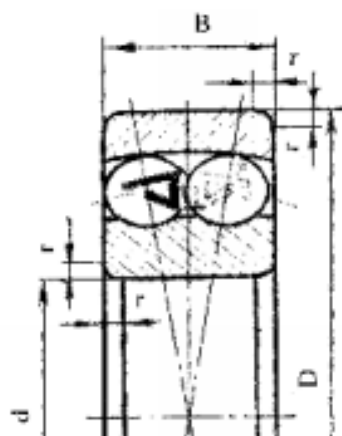
Выбор и расчеты муфты ведут по расчетному значению вращающего момента  $T_p$ .

$$T_p = M_1 K_{пер},$$

где  $M_1$  – номинальный момент передаваемый муфтой (выбирается из результатов кинематического расчета);  $K_{пер}=1,5$  – коэффициент перегрузки для привода от электродвигателя. Муфту выбирают таким образом, чтобы момент муфты  $T$  был больше расчетного  $T_p$  ( $T > T_p$ ). Также необходимо, чтобы диаметр отверстия в ступице полумуфты  $d$  (прил. 2) был не меньше диаметра вала  $d_v$  на который одевается муфта ( $d \geq d_v$ ).

Пример условного обозначения шарнирной муфты, передающей номинальный крутящий момент 140 Н·м, типа 1, с диаметром посадочного отверстия полумуфт  $d=20$  мм для исполнения полумуфт 1, климатического исполнения У, категории 3 по ГОСТ 5147-80: Муфта шарнирная 140-1-20-1-У3 ГОСТ 5147-80.

Основные параметры радиальных сферических двухрядных шарикоподшипников (ГОСТ 28428 – 90)



Обозначение подшипника	d	D	B	r	C, Н	C <sub>0</sub> , Н	Шарики	
	мм						D <sub>T</sub> , мм	Z
Лёгкая серия диаметров								
1206	30	62	16	1,5	15600	5800	7,94	14
1207	35	72	17	2,0	15900	6600	7,94	16
1208	40	80	18		19000	8550	8,73	17
1209	45	85	19		21600	9600	9,53	16
1210	50	90	20	2,5	22900	10800	9,53	18
1211	55	100	21		26500	13300	10,32	19
1212	60	110	22		30200	15500	11,11	19
1213	65	120	23		31200	17200	11,11	21
1214	70	125	24	3,0	34500	18700	11,90	20
1215	75	130	25		39000	21500	12,70	20
1216	80	140	26		39700	23500	12,70	22
1217	85	150	28		48800	28500	14,29	21
Лёгкая широкая серия диаметров								
1506	30	62	20	1,5	15300	5700	7,94	14
1507	35	72	23	2,0	21600	8200	9,53	14
1508	40	80	23		22500	9450	9,53	16
1509	45	85	23		23400	10700	9,53	18

Номинальный крутящий мо- мент Т <sub>кр</sub> , Нм	d	D	L для типов		l	A
			1	2		
11,2	8;9;10	16	56	76	20	20
22,4	10;11	20	60	86		25
	12		70	96		
45	12;14	25	76	108		32
71	16;18	32	88	126	28	38
140	19	40	112	160		36
	20;22					
280	24	50	120	178	42	58
	25;28		132	190		
560	30;32;35	60	178	248	58	70
1120	38	75	192	284		82
	40;42		240	332		