

Содержание

1	Выбор электродвигателя.....	
2	Кинематический расчет	
3	Расчет конической прямозубой передачи 1-2.....	
3.1	Проектировочный расчет	
3.2	Проверочный расчет	
4	Расчет ременной передачи.....	
5	Расчет валов	
6	Выбор подшипников.....	
7	Проверочный расчет валов, подшипников, шпонок.....	
8	Выбор муфты	
	Список литературы	

**WWW.EDU.DN.UA**

- ✓ контрольные работы
- ✓ курсовые проекты...

1 ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Исходные данные

$P_{\text{ВЫХ}} = 2,5$ кВт; $n = 125$ об/мин;

$n_c = 750$ об/мин.

Выбор двигателя из каталога производится по потребной мощности на его входном валу

$$P_{\text{потр}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\Sigma}},$$

где $P_{\text{ВЫХ}}$ - мощность на выходе привода,

η_{Σ} - суммарный КПД привода.

$P_{\text{ВЫХ}} = 2,5$ кВт

$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{р.п.}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} \cdot \eta_{1-2} \cdot \eta_{\text{п.к.}}$

$\eta_{\text{р.п.}} = 0,95$ - КПД ременной передачи,

$\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$ - КПД пары подшипников качения,

$\eta_{1-2} = 0,97$ - КПД зубчатого зацепления 8...9 степени точности,

$\eta_{\text{п.к.}} = 0,99$ - КПД пары подшипников качения, [2, с.23, табл. 6]

$\eta_{\Sigma} = 0,95 \cdot 0,99 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 0,9$

Потребная мощность

$$P_{\text{потр}} = \frac{2,5}{0,9} = 2,78 \text{ кВт}$$

По каталогу с учетом потребной мощности и заданной синхронной частоты вращения выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый серии 4А, закрытый, обдуваемый (по ГОСТ 19523-81); исполнение 1М1081 (на лапах):

Типоразмер 4А112МВ8У3; $P_{\text{НОМ}} = 3$ кВт; $n_c = 750$ об/мин; $n_{\text{НОМ}} = 700$ об/мин; $\frac{T_{\text{МАХ}}}{T_{\text{НОМ}}} = 2,2$;

$d_B = 32$ мм. [2, с.13, табл. 2; с.17, табл. 3; с.18, табл. 4; с.20, табл. 5]

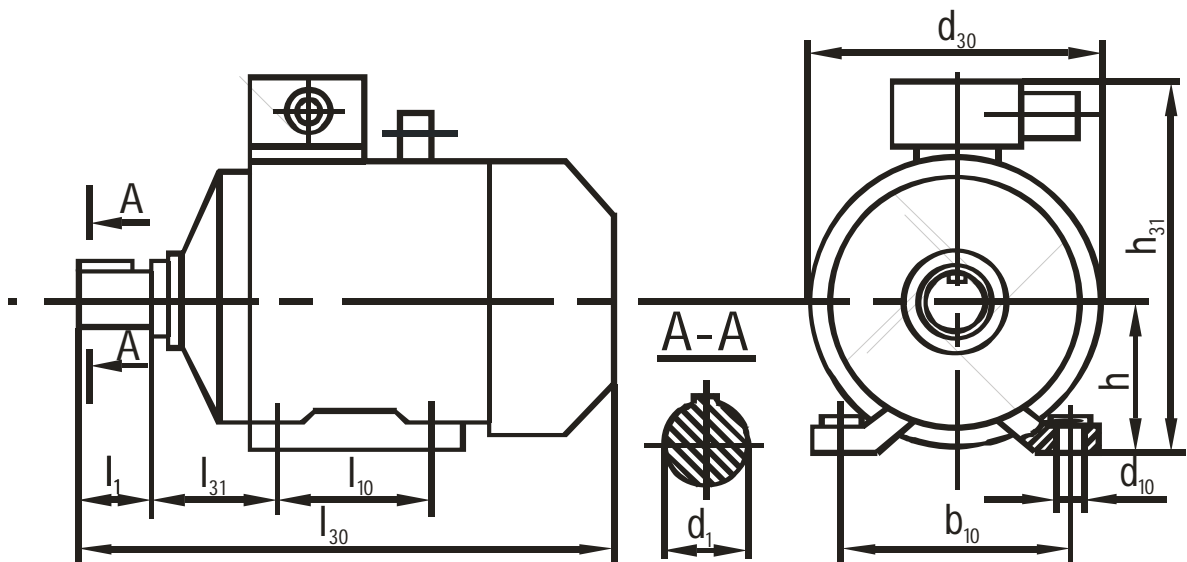


Рисунок 1 – Эскиз электродвигателя 4А112МВ8У3, исполнение 1М1081

2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Исходные данные

$$n_{\text{ВХ}} = \frac{n_{\text{Эд}}}{U_{\text{р.п}}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ об/мин}$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = 125 \text{ об/мин}$$

Определяем суммарное передаточное число

$$U_{\Sigma} = \frac{n_{\text{ВХ}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = \frac{500}{125} = 4$$

Разбиваем передаточное число
в одноступенчатых редукторах

$$U = U_{\Sigma} = 4$$

Принимаем по ряду номинальных чисел

$$U = 4$$

Фактическое передаточное число редуктора

$$U_{\Sigma\phi} = 4$$

Процент ошибки фактического передаточного числа относительно номинального

$$\Delta U\% = \frac{|U_{\Sigma\phi} - U_{\Sigma}|}{U_{\Sigma}} \cdot 100\% = \frac{|4 - 4|}{4} \cdot 100\% = 0\%$$

$[\Delta U\%] = 2,5\%$, расчет выполнен удовлетворительно.

Расчет мощности на элементах привода

$$P_{\text{Эд}} = 2,78 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{шк1}} = P_{\text{Эд}} = 2,78 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{шк2}} = P_{\text{шк1}} \cdot \eta_{\text{р.п.}} = 2,78 \cdot 0,95 = 2,64 \text{ кВт};$$

$$P_{z1} = P_{\text{шк2}} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 2,64 \cdot 0,99 = 2,61 \text{ кВт};$$

$$P_{z2} = P_{z1} \cdot \eta_{z.п.} = 2,61 \cdot 0,97 = 2,53 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{ВЫХ}} = P_{z2} \cdot \eta_{\text{п.к.}} = 2,53 \cdot 0,99 = 2,5 \text{ кВт};$$

Расчет частоты вращения на элементах привода

$$n_{\text{Эд}} = 700 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{шк1}} = n_{\text{Эд}} = 700 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{шк2}} = \frac{n_{\text{шк1}}}{U_{\text{шк1 - шк2}}} = \frac{700}{1,4} = 500 \text{ об/мин};$$

$$n_{z1} = n_{\text{шк2}} = 500 \text{ об/мин};$$

$$n_{z2} = \frac{n_{z1}}{U_{z1 - z2}} = \frac{500}{4} = 125 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{ВЫХ}} = n_{z2} = 125 \text{ об/мин};$$

Расчет вращающего момента на элементах привода

$$T = \frac{9550P}{n}$$

$$T_{\text{Эд}} = 9550 \cdot 2,78 / 700 = 37,93 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{шк1}} = 9550 \cdot 2,78 / 700 = 37,93 \text{ Н·м};$$

$$T_{\text{шк2}} = 9550 \cdot 2,64 / 500 = 50,42 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{z1} = 9550 \cdot 2,61 / 500 = 49,85 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{z2} = 9550 \cdot 2,53 / 125 = 193,29 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_{\text{вых}} = 9550 \cdot 2,5 / 125 = 191 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Таблица - Результаты кинематического расчета

Параметр	эд	Ременная передача		Редуктор		Выход
		шк1	шк2	Ступень 1		
				z1	z2	
Р, кВт	2,78	2,64	2,61	2,53	2,5	
п, об/мин	700	500		125		
Т, Н·м	37,93	50,42	49,85	193,29	191	
U		1,4		4		-

3 Расчет конической прямозубой передачи (1-2)

Исходные данные

мощность на шестерне $P_1 = 2,61 \text{ кВт};$

частота вращения шестерни $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1};$

мощность на колесе $P_2 = 2,53 \text{ кВт};$

частота вращения колеса $n_2 = 125 \text{ мин}^{-1};$

передаточное число $U_{1-2} = 4;$

перегрузочная способность электродвигателя $(T_{\text{max}}/T_{\text{ном}})_{\text{дв}} = 2,2;$

номинальная мощность электродвигателя $P_{\text{дв.кат}} = 3 \text{ кВт};$

потребная мощность электродвигателя $P_{\text{дв.потр}} = 2,78 \text{ кВт}.$

режим нагружения:

	t_1	P_1	t_2	P_2	t_3	P_3
n_1	4000	P	2000	0,8P	2000	0,5P

3.1 Проектировочный расчет

Назначение материалов зубчатых колес пары и расчет контактных допускаемых напряжений

Материалы зубчатых колес

шестерня 1: Сталь 40X; улучшение; HB = 250 ± 10; способ получения заготовки поковка;

$$\sigma_T = 550 \text{ МПа}; \sigma_B = 850 \text{ МПа};$$

колесо 2: Сталь 40X; улучшение; HB = 240 ± 10; способ получения заготовки поковка;

$$\sigma_T = 550 \text{ МПа}; \sigma_B = 850 \text{ МПа}.$$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} Z_R Z_V K_L K_{XH}$$

Для шестерни:

Предел контактной выносливости

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$

Базовое число циклов перемены напряжений

$$\text{при } HB = 250, N_{H0} = 17 \cdot 10^6$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE1} = 60 \sum_{n=const} t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^3 = 60 \cdot 500 (4000 + 2000 \cdot 0,8^3 + 2000 \cdot 0,5^3) = 158 \cdot 10^6$$

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{17 \cdot 10^6}{158 \cdot 10^6}} = 0,69 < 1, \text{ принимаем } K_{HL} = 1$$

$$Z_R = 1 \text{ (ожидается } R_a = 1,25 \dots 0,63);$$

$$Z_V = 1 \text{ (ожидается } V \leq 5 \text{ м/с);}$$

$$K_L = 1 \text{ (передача обильно смазывается);}$$

$$K_{XH} = 1 \text{ (ожидается диаметр зубчатых колес } < 700 \text{ мм).}$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{570}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 518,18 \text{ МПа.}$$

Для колеса:

Предел контактной выносливости

$$\sigma_{Hlimb} = 2HB + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ МПа.}$$

Коэффициент безопасности $S_H = 1,1$.

Базовое число циклов перемены напряжений

$$\text{при } HB = 240, N_{H0} = 15,6 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{U_{1-2}} = \frac{158 \cdot 10^6}{4} = 40 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{15,6 \cdot 10^6}{40 \cdot 10^6}} = 0,85 < 1, \text{ принимаем } K_{HL} = 1$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{550}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 500 \text{ МПа.}$$

Для дальнейших расчетов принимаем

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 500 \text{ МПа.}$$

Назначение коэффициентов

Коэффициент распределения нагрузки по ширине венца

$$\text{при } \frac{b}{d_1} \cong 0,15 \sqrt{1 + U^2} = 0,15 \sqrt{1 + 4^2} = 0,62 \text{ принимаем } K_{H\beta} = 1,26.$$

Коэффициент динамичности нагрузки

принимается ориентировочно $K_{Hv} = 1,2$.

Коэффициент K_H

$$K_H = K_{Hv} K_{H\beta} = 1,2 \cdot 1,26 = 1,5$$

Расчет диаметра колеса

$$d_2 = K_{d2p} \sqrt[3]{\frac{P_2 U K_H}{n_2 [\sigma]_H^2}} = 33 \cdot 10^3 \sqrt[3]{\frac{2,53 \cdot 4 \cdot 1,5}{125 \cdot 500^2}} = 259 \text{ мм},$$

где K_{d2p} - средний суммарный коэффициент при расчетах диаметра колеса с использованием мощности, $K_{d2p} = 33 \cdot 10^3$ (сталь-сталь, прямозубая передача)
Принимается стандартный $d_2 = 250$ мм.

Назначение модуля

Принимается: $z_{1\text{жел}} = 25$.

$$m = \frac{d_2}{U z_{1\text{жел}}} = \frac{250}{4 \cdot 25} = 2,50$$

Принимается стандартный модуль $m = 2,5$ мм, он обеспечивает

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{250}{2,5} = 100 - \text{целое число}$$

Назначение чисел зубьев

$$z_2 = \frac{d_2}{m} = \frac{250}{2,5} = 100,$$

$$z_1 = \frac{z_2}{U} = \frac{100}{4} = 25,$$

Принимается $z_1 = 25$

$$U_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{25} = 4,00$$

$$\Delta U\% = \frac{|U_H - U_{\phi}|}{U_H} \cdot 100\% = \frac{|4 - 4,00|}{4} \cdot 100\% = 0,00\%$$

$$[\Delta U\%] = 3\%$$

Расчет геометрических параметров зубчатых колес

$$d_1 = m z_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,50 \text{ мм};$$

$$d_2 = m z_2 = 2,5 \cdot 100 = 250,00 \text{ мм};$$

$$\delta_2 = \arctg U = \arctg 4,00 = 75,96^\circ = 75^\circ 58'; \cos \delta_2 = 0,2426$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90 - 75,96 = 14,04^\circ = 14^\circ 2'; \cos \delta_1 = 0,9701$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m \cos \delta_1 = 62,50 + 2 \cdot 2,5 \cdot 0,9701 = 67,35 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m \cos \delta_2 = 250,00 + 2 \cdot 2,5 \cdot 0,2426 = 251,21 \text{ мм};$$

$$b_{\omega} = b = 36 \text{ мм (по ГОСТ 12289-76)}$$

Назначение степени точности зубчатых колес

Окружную скорость рассчитываем на среднем диаметре

$$d_{cp1} = d_1 - b \sin \delta_1 = 62,50 - 36 \cdot 0,2427 = 49,88 \text{ мм};$$

$$v_{cp} = \frac{\pi d_{cp1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 49,88 \cdot 500}{60 \cdot 1000} = 1,31 \text{ м/с}$$

Назначаем степень точности 9В (с нормальным зазором)

3.2 Проверочный расчет

Проверка на усталостную прочность

Расчетное условие:

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H2} = 500 \text{ МПа (см. проектировочный расчет)}$$

Рассчитываем контактное напряжение в полюсе зацепления при номинальной нагрузке

$$\sigma_H = z_H z_M z_{\varepsilon} \frac{1}{d_2} \sqrt{\frac{2,9,55 \cdot 10^6 \cdot P_2 K_H \sqrt{1+U^2}}{n_2 b_{\omega} K_p}},$$

где z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

z_M - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов

сопряженных зубчатых колес;

z_{ε} - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

K_p - коэффициент переменной шага.

$$z_H = 1,77 \text{ (для прямозубых колес при } \alpha = 20^\circ \text{);}$$

$$z_M = 275 \text{ (сочетание материалов сталь-сталь);}$$

$$z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{K_{\varepsilon}}} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}},$$

$$\varepsilon_{\alpha} = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) = \left(1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{100} \right) \right) = 1,720,$$

$$z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,720}{3}} = 0,87$$

По известным параметрам передачи уточняем значения коэффициентов

Расчет коэффициентов ведем по средним диаметрам зубчатых колес

$$d_{cp1} = 49,88 \text{ мм (см. выше)}$$

$$d_{cp2} = d_2 - b \sin \delta_2 = 250,00 - 36 \cdot 0,9701 = 199,55 \text{ мм};$$

$$K_p = 1 - \frac{b}{R_c},$$

где R_c - конусное расстояние (длина дистанции) в зацеплении конических зубчатых колес,

$$R_e = \frac{d_2}{2 \sin \delta_2} = \frac{250,00}{2 \cdot 0,9701} = 128,85 \text{ мм}$$

$$K_p = 1 - \frac{b}{128,85} = 0,72$$

$$\text{при } \frac{b}{d_1} = \frac{36}{62,50} = 0,58, K_{H\beta} = 1,24$$

$\delta_H = 0,006$ (зубчатые колеса прямозубые, прирабатывающиеся)

$$q_0 = 73$$

$$\omega_v = \delta_H q_0 v_{cp} \sqrt{\frac{d_{1cp} + d_{2cp}}{2U}} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,31 \sqrt{\frac{49,88 + 199,55}{2 \cdot 4,00}} = 3,2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

принимая $\omega_v = 3,2$ (т.к. ω_v не превышает величину ω_{vmax});

$$\omega_{tp} = \frac{F_t}{b_\omega} K_\beta = \frac{1000 P_2}{v_{cp} b} K_{H\beta} = \frac{1000 \cdot 2,53}{1,31 \cdot 36} \cdot 1,24 = 66,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{HV} = 1 + \frac{\omega_v}{\omega_{tp}} = 1 + \frac{3,2}{66,5} = 1,0$$

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} = 1,0 \cdot 1,24 = 1,2$$

$$\sigma_H = 1,77 \cdot 0,87 \cdot 275 \frac{1}{250,00} \sqrt{\frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,53 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{1+4,00^2}}{125 \cdot 36 \cdot 0,72}} = 460 \text{ МПа.}$$

$460 < 500$ – контактная выносливость обеспечена.

Проверка на изгибную усталостную прочность

Расчетное условие:

$$\sigma_F \leq [\sigma]_F$$

Допускаемое изгибное напряжение определяем по формуле

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_S Y_R Y_{XF},$$

где $\sigma_{Flim} = \sigma_{Flimb}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fe} K_{FL}$ - предел контактной выносливости при эквивалентном числе циклов нагружения;

$S_F = S'_F S''_F$ - коэффициент безопасности;

S'_F - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса;

S''_F - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса;

Y_S - коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений;

Y_R - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности;

Y_{XF} - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса;

σ_{Flimb}^0 - предел выносливости при отнулевом цикле изгиба;

K_{Fg} - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности;

K_{Fd} - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности;

K_{Fe} - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки;

K_{FL} - коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}},$$

где N_{F0} - базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости;

N_{FE} - эквивалентное число циклов перемены напряжений;

m - показатель степени.

Принимаем:

$Y_S = 1$ (модуль $m=2,5$ мм);

$Y_R = 1$ (принято $R_a=1,25 \dots 0,63$);

$Y_{XF} = 1$ (диаметр колес < 500 мм);

$K_{Fg} = 1$ (переходная поверхность не шлифуется);

$K_{Fd} = 1$ (деформационное упрочнение переходной поверхности не предусматривается);

$K_{Fe} = 1$ (приложение нагрузки одностороннее).

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в общем случае разная, поэтому для дальнейшего расчета необходимо установить «слабый» элемент, для чего и для

шестерни и для колеса рассчитываем отношение $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$, а «слабым» элементом будет то

зубчатое колесо пары, для которого данное отношение меньше.

Допускаемое изгибное напряжение для шестерни:

$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ (для всех сталей)

$m = 6$ (для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HV \leq 350$)

$$N_{FE1} = 60 \sum_{n=\text{const}} t_i n_i \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^m = 60 \cdot 500 (4000 + 2000 \cdot 0,8^6 + 2000 \cdot 0,5^6) = 137 \cdot 10^6.$$

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{137 \cdot 10^6}} = 0,55 < 1, \text{ принимаем } K_{FL} = 1.$$

$S'_F = 2,2$ (вероятность неразрушения свыше 0,99)

$S''_F = 1$ (способ получения заготовки поковка)

$S_F = 2,2 \cdot 1 = 2,2$

$\sigma_{Flimb}^0 = 1,8HV = 1,8 \cdot 250 = 450$ МПа

$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flimb}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fe} K_{FL} = 450 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 450$ МПа.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{450}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 205 \text{ МПа.}$$

Допускаемое изгибное напряжение для колеса:

Предел контактной выносливости при эквивалентном числе циклов нагружения

$N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ (для всех сталей)

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{U_{1-2}} = \frac{137 \cdot 10^6}{4,00} = 34 \cdot 10^6;$$

$m = 6$ (для зубчатых колес с твердостью поверхности зубьев $HV \leq 350$)

$$K_{FL} = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{34 \cdot 10^6}} = 0,70 < 1, \text{принимаем } K_{FL} = 1.$$

$$S'_F = 2,2 \text{ (вероятность неразрушения свыше 0,99)}$$

$$S''_F = 1 \text{ (способ получения заготовки поковка)}$$

$$S_F = 2,2 \cdot 1 = 2,2$$

$$\sigma_{Flimb}^0 = 1,8HB = 1,8 \cdot 240 = 432 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Flim} = \sigma_{Flimb}^0 K_{Fg} K_{Fd} K_{Fe} K_{FL} = 432 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 432 \text{ МПа}$$

Допускаемое изгибное напряжение

$$[\sigma]_{F2} = \frac{432}{2,2} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 196 \text{ МПа.}$$

Определяем более «слабый» элемент

Y_F - безразмерный коэффициент, величина которого зависит от формы зуба (ширины основания, фактической высоты головки, ножки зуба, фактического угла зацепления, формы галтели). Значение коэффициента принимается по ГОСТ 21354-75.

$$Y_{F1} = 3,8 \left(z_{1E} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 14,04^\circ} = \frac{25}{0,9701} = 26 \right)$$

$$Y_{F2} = 3,6 \left(z_{2E} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{100}{\cos 75,96^\circ} = \frac{100}{0,2426} = 412 \right)$$

$$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{205}{3,8} = 54; \quad \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{196}{3,6} = 54.$$

Более «слабым» элементом является шестерня 1, по которой и ведется дальнейший расчет.

Расчетное изгибное напряжение при номинальной нагрузке определяем по формуле

$$\sigma_F = Y_F \frac{2000 T_1 K_F}{d_1 m b} = Y_F \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 P_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{n_1 d_1 m b K_p},$$

где $K_{F\beta}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца;

K_{Fv} - коэффициент динамичности нагрузки.

Принимается: $Y_F = Y_{F1} = 3,8$ (см. выше)

$$\text{при } \frac{b}{d_1} = \frac{36}{62,50} = 0,58, \quad K_{F\beta} = 1,48$$

$$q_0 = 73$$

$$\delta_F = 0,016 \text{ (зубчатые колеса прямозубые)}$$

$$\omega_v = \delta_F q_0 v_{cp} \sqrt{\frac{d_{1cp} + d_{2cp}}{2U}} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,31 \sqrt{\frac{49,88 + 199,55}{2 \cdot 4,00}} = 9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}},$$

принимаем $\omega_v = 7$ (т.к. ω_v не превышает величину ω_{vmax});

$$\omega_{tP} = \frac{F_t}{b} K_{F\beta} = \frac{1000 P_1}{v b} K_{F\beta} = \frac{1000 \cdot 2,61}{1,31 \cdot 36} \cdot 1,48 = 81,9 \frac{\text{Н}}{\text{мм}};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\omega_v}{\omega_{cp}} = 1 + \frac{7}{81,9} = 1,09.$$

Остальные данные см. проектировочный расчет.

$$\sigma_F = 3,8 \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 2,61 \cdot 1,48 \cdot 1,09}{500 \cdot 62,50 \cdot 2,5 \cdot 36 \cdot 0,72} = 151 \text{ МПа.}$$

$151 < 205$ – изгибная выносливость обеспечена.

Проверка на контактную прочность при действии максимальных перегрузок

Расчетное условие:

$$\sigma_{H \max} \leq [\sigma]_{H \max}$$

Максимальное контактное напряжение

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{\text{пер}}},$$

где $\sigma_H = 460$ МПа (см. выше);

$K_{\text{пер}}$ - коэффициент перегрузки,

$$K_{\text{пер}} = \left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} \right)_{\text{дв}} \cdot \frac{P_{\text{дв.кат}}}{P_{\text{дв.потр}}} = 2,2 \cdot \frac{3}{2,78} = 2,37$$

$$\sigma_{H \max} = 460 \cdot \sqrt{2,37} = 708 \text{ МПа.}$$

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \sigma_{\text{в}} = 2,8 \cdot 550 = 1540 \text{ МПа}$$

$708 < 1540$ – контактная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

Проверка на изгибную прочность при действии максимальных перегрузок

Расчетное условие:

$$\sigma_{F \max} \leq [\sigma]_{F \max}$$

Максимальное изгибное напряжение

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F K_{\text{пер}},$$

где $\sigma_F = 151$ МПа (см. выше);

$K_{\text{пер}} = 2,37$ (см. выше)

$$\sigma_{F \max} = 151 \cdot 2,37 = 358 \text{ МПа.}$$

Допускаемое изгибное напряжение

$$[\sigma]_{F \max} = 2,75 \sigma_{\text{в}} = 2,75 \cdot 250 = 688 \text{ МПа,}$$

$358 < 688$ – изгибная прочность при действии максимальных перегрузок обеспечена.

4 Расчет клиноременной передачи

Исходные данные

мощность на ведущем шкиве $P = 2,78$ кВт;

частота вращения ведущего шкива $n = 700$ мин⁻¹;

передаточное число $U = 1,4$;

количество смен работы – 2.

Момент на ведущем шкиве

$$T_1 = 9550 \frac{P}{n} = \frac{9550 \cdot 2,78}{700} = 37,93 \text{ Н·м.}$$

В соответствии с моментом принимаем для передачи ремень УО ГОСТ 1284-68

$B_p = 8,5$ мм; $B_{p.max} = 10$ мм; $h = 8$ мм; $y_0 = 2$ мм; $F_p = 0,56$ см²; $D_{min} = 63$ мм.

Назначение диаметра меньшего шкива

Рекомендуется принимать диаметр меньшего шкива на 2...3 ступени выше минимально допустимого $D_{min} = 63$ мм по ряду стандартных значений диаметров шкивов, во избежание резкого снижения долговечности ремня

Назначаем $d_1 = 90$ мм.

Диаметр большего шкива

$d_2 \approx U d_1 = 1,4 \cdot 90 = 126$ мм.

Назначаем $d_2 = 125$ мм.

$$U_{\phi} = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

где ε - коэффициент скольжения, $\varepsilon = 0,02$ (для передач клиновыми кордтканевыми ремнями);

$$U_{\phi} = \frac{125}{90(1-0,02)} = 1,42;$$

$$\Delta U\% = \frac{|U_n - U_{\phi}|}{U_n} \cdot 100\% = \frac{|1,4 - 1,42|}{1,4} \cdot 100\% = 1,43\%$$

$$[\Delta U\%] = 4\%.$$

Назначение межосевого расстояния

$a_0 \approx 1,4 d_2 = 1,4 \cdot 125 = 175$ мм;

$$\Delta_1 = \pi \frac{d_2 + d_1}{2} = \pi \frac{125 + 90}{2} = 337,55;$$

$$\Delta_2 = \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right)^2 = \left(\frac{125 - 90}{2} \right)^2 = 306,25;$$

$$\ell_{\phi} = 2a_0 + \Delta_1 + \frac{\Delta_2}{a_0} = 2 \cdot 175 + 337,55 + \frac{306,25}{175} = 689,3 \text{ мм};$$

Принимается $\ell = 710$ мм.

Межосевое расстояние

$$a = \frac{1}{4} \left((\ell - \Delta_1) + \sqrt{(\ell - \Delta_1)^2 - 8\Delta_2} \right) = \frac{1}{4} \left((710 - 337,55) + \sqrt{(710 - 337,55)^2 - 8 \cdot 306,25} \right) = 185,4 \text{ мм}$$

Пределы регулирования межосевого расстояния

$$a_{min} = a - 0,01 \ell = 185,4 - 0,01 \cdot 710 = 178,3 \text{ мм (178 мм)};$$

$$a_{max} = a + 0,025 \ell = 185,4 + 0,025 \cdot 710 = 203,15 \text{ мм (204 мм)};$$

При назначенном межосевом расстоянии должны выполняться условия

$$\alpha_1 \geq [\alpha_1]; 1000 \frac{v}{\ell} \leq 20$$

Угол обхвата ремнем меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} 60^\circ = 180^\circ - \frac{125 - 90}{185,4} 60^\circ = 169^\circ > 110^\circ, \text{ условие выполняется};$$

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 700}{60 \cdot 1000} = 3,30 \text{ м/с};$$

$$1000 \frac{v}{\ell} = 1000 \cdot \frac{3,30}{710} = 4,6 < 20, \text{ условие выполняется.}$$

Допускаемая мощность на один ремень

$$[P]_1 = P_0 K_\alpha K_\ell K_p,$$

где P_0 – мощность, передаваемая одним клиновым ремнем при $U=1$, $\alpha_1=180^\circ$, длине ℓ_0 и спокойной односменной работе;

K_α – коэффициент угла обхвата ремнем меньшего шкива;

K_ℓ – коэффициент длины ремня;

K_p – коэффициент режима работы.

$$P_0 = 1,01 \text{ кВт}; \ell_0 = 1600 \text{ мм};$$

$$K_\alpha = 0,98;$$

$$K_\ell = 0,8;$$

$$K_p = 0,68;$$

$$[P]_1 = 1,01 \cdot 0,98 \cdot 0,8 \cdot 0,68 = 0,54 \text{ кВт.}$$

Потребное число ремней

$$z = \frac{P}{[P]_1} = \frac{2,78}{0,54} = 5,15.$$

С поправкой на число ремней

$$z' = \frac{z}{K_z},$$

где K_z – коэффициент числа ремней, $K_z=0,9$;

$$z' = \frac{5,15}{0,9} = 5,72.$$

Принимается для передачи $z = 6$.

Размеры для вычерчивания профиля шкива

$$c = 2,5 \text{ мм}; e = 10 \text{ мм}; t = 12 \text{ мм}; S = 8 \text{ мм}; \varphi = 38^\circ;$$

Ширина обода шкива

$$b_{\text{ш}} = (z-1)t + 2S = (6-1) \cdot 12 + 2 \cdot 8 = 76 \text{ мм, по ряду Ra20 (ГОСТ 6639-69) } b_{\text{ш}} = 80 \text{ мм.}$$

Усилие, действующее на валы в передаче

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2},$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня;

$$S_0 = \frac{780P}{v K_\alpha K_p} + qz v^2,$$

где q – масса одного метра длины клинового ремня;

K_p – коэффициент режима, но всегда для односменной работы;

v – скорость ремня;

$$q = 0,18 \text{ кг/м};$$

$$K_p = 0,78;$$

$$v = 3,30 \text{ м/с (см. выше)}$$

$$S_0 = \frac{780 \cdot 2,78}{3,30 \cdot 0,98 \cdot 0,78} + 0,18 \cdot 6 \cdot 3,30^2 = 871,38 \text{ Н};$$

$$Q = 2S_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 871,38 \cdot \sin \frac{169}{2} = 1735 \text{ Н}.$$

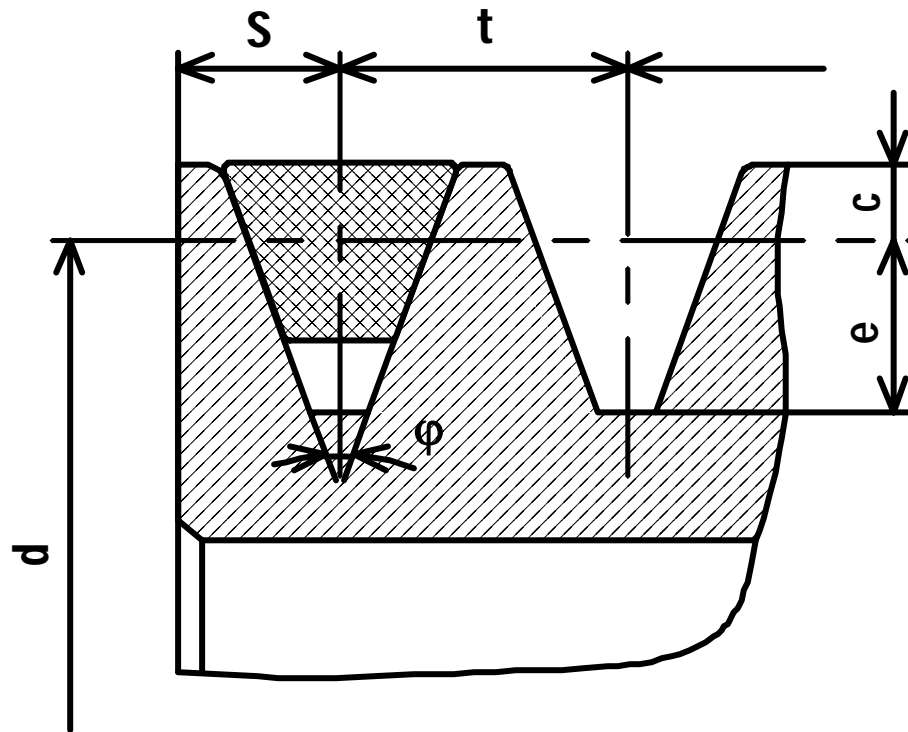


Рисунок 2 – Эскиз профиля шкива

5 Проектировочный расчет валов

входной вал

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{50420}{0,2 \cdot 20}} = 23,3 \text{ мм};$$

Принимаем диаметр под подшипник $d_p = 35 \text{ мм}$ (с учетом действия на вал силы натяжения ременной передачи $Q = 1735 \text{ Н}$);

выходной вал

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{193290}{0,2 \cdot 20}} = 36,4 \text{ мм};$$

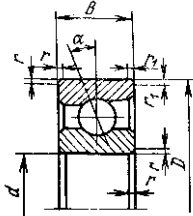
Принимаем диаметр под подшипник $d_p = 45 \text{ мм}$ (с учетом размещения на валу муфты);

6 Выбор подшипников

входной вал

Принимаем шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец № 46307 ГОСТ 831-75

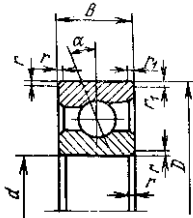
$d=35$ мм; $D=80$ мм; $B=21$ мм; $C=33400$ Н; $C_0=25200$ Н;



выходной вал

Принимаем шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец № 36209 ГОСТ 831-75

$d=45$ мм; $D=85$ мм; $B=19$ мм; $C=32300$ Н; $C_0=25600$ Н;



7 Проверочный расчет валов, подшипников, шпонок

Проверочный расчет валов

Основные критерии работоспособности валов - прочность и жесткость. Прочность валов определяют размером и характером напряжений, возникающих под влиянием сил, действующих со стороны установленных на них деталей машин. В общем случае в валах возникает напряжение изгиба (от поперечных сил), нормальные напряжения растяжения-сжатия (от осевых сил) и касательные напряжения кручения (от вращающего момента), т.е. вал находится в условиях сложного напряженно состояния. Нормальные напряжения, а иногда и касательные, изменяются циклически, поэтому основной причиной разрушения валов является усталость материалов.

Для валов различают усталостную прочность при номинальных нагрузках (выносливость) и статическую прочность при пиковых нагрузках. Из-за опасности усталостного разрушения валы рассчитывают на усталостную прочность. Валы, работающие с перегрузками, рассчитывают не только на сопротивление усталости, но и на статическую прочность.

Для расчета валов составляем расчетную схему (см. рис.). При этом принимаем, что детали передают валу силы и моменты посередине своей ширины. Собственную массу вала и массу установленных на нем деталей, а также силы трения, возникающие в опорах, не учитываем.

входной вал

1 Назначаем материал вала

К материалам машинных валов предъявляются требования достаточной прочности, жесткости, ударной вязкости при минимальной чувствительности к концентрации

напряжения. Этим требованиям отвечают малоуглеродистые стали марок Ст. 5, Ст. 6 (ГОСТ 380-88), среднеуглеродистые стали - Сталь 35, Сталь 45 (ГОСТ 1050-88), легированные стали - 40Х, 40ХН, 20Х, 12ХН3А, 18ХГТ, 30ХГТ (ГОСТ 4543-88). Для изготовления вала назначаем материал Сталь 40Х ГОСТ 4543-88:

- предел прочности по нормальным напряжениям $\sigma_B = 730$ МПа;
- предел текучести по нормальным напряжениям $\sigma_T = 500$ МПа;
- предел текучести по касательным напряжениям $\tau_T = 280$ МПа;
- предел выносливости по нормальным напряжениям при симметричном цикле для образца $\sigma_{-1} = 320$ МПа;
- предел выносливости по касательным напряжениям при симметричном цикле для образца $\tau_{-1} = 200$ МПа.

2 Определяем силы, действующие на вал

К этим силам относятся силы, возникающие в деталях передач и от веса этих деталей, внешние силы на валу от действия шкивов, звездочек, муфт

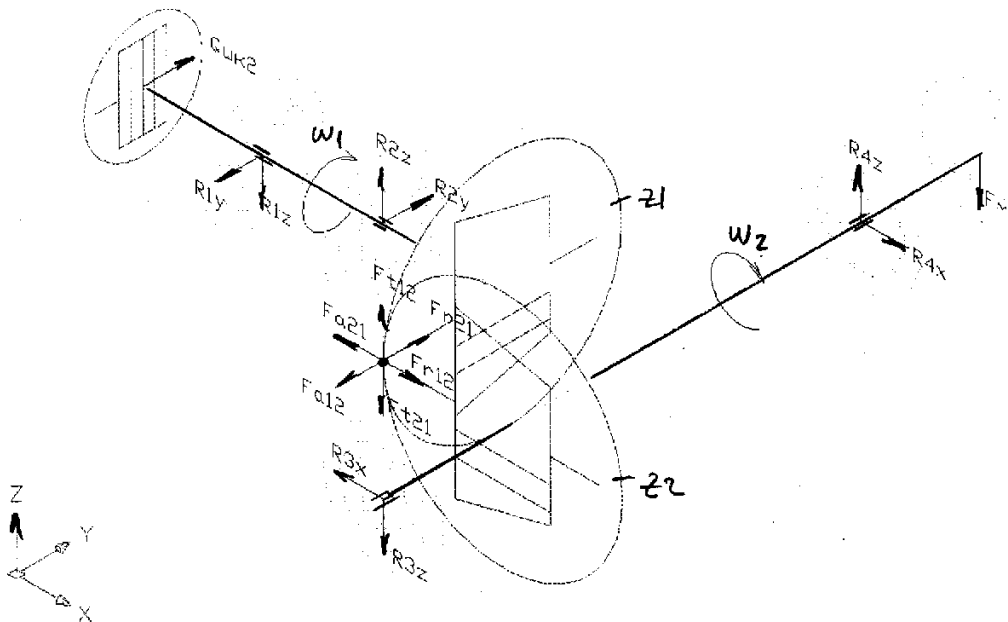


Рисунок - Расчетная схема

2.1 Рассчитываем силы в зацеплении конической прямозубой передачи

- окружная сила $F_{t21} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 49,85}{0,0625} = 1595,2$ Н;

- радиальная сила $F_{r21} = F_{t21} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1595,2 \cdot 0,364 \cdot 0,9701 = 563,26$ Н;

- осевая сила $F_{a21} = F_{t21} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1595,2 \cdot 0,364 \cdot 0,2426 = 140,85$ Н;

где α - угол зацепления в нормальном сечении, $\alpha = 20^\circ$;

δ_1 - половина угла при вершине делительного конуса зубчатого колеса, $\delta_1 = 14,04^\circ$.

2.4 Рассчитываем силу, действующую со стороны шкива

Со стороны шкива на вал действует изгибающая сила от натяжения ременной передачи $Q_{шк2} = 1735$ Н (см. расчет ременной передачи)

3 Расчет опорных реакций и изгибающих моментов

Расчетная схема вала приведена на рисунке.

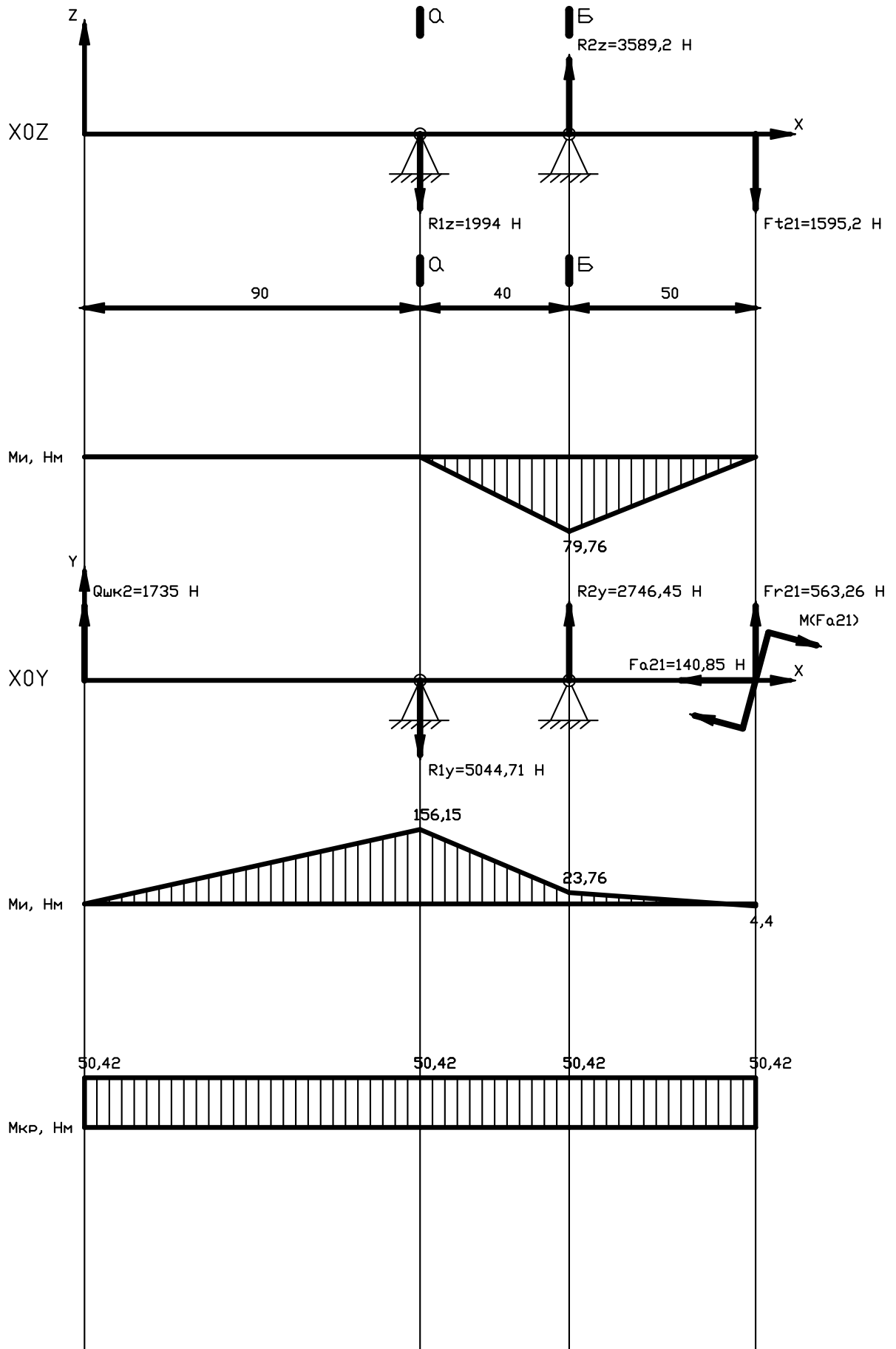


Рисунок - Расчетная схема и эпюры нагружения входного вала

3.1 Вертикальная плоскость

составляем ур-е равновесия относительно опоры 1:

$$\Sigma M_1 = +Ft21 \cdot 90 - R2z \cdot 40 = 0$$

откуда

$$R2z = (+Ft21 \cdot 90) / 40;$$

$$R2z = (+1595,2 \cdot 90) / 40 = 3589,2 \text{ Н};$$

составляем ур-е равновесия относительно опоры 2:

$$\Sigma M_2 = +Ft21 \cdot 50 - R1z \cdot 40 = 0$$

откуда

$$R1z = (+Ft21 \cdot 50) / 40;$$

$$R1z = (+1595,2 \cdot 50) / 40 = 1994 \text{ Н};$$

проверка: $\Sigma Z = -Ft21 - R1z + R2z = -1595,2 - 1994 + 3589,2 = 0$,

следовательно расчет выполнен правильно.

рассчитываем изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{и2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и1} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и2} = -R1z \cdot 0,04 = -1994 \cdot 0,04 = -79,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и2} = -R1z \cdot 0,09 + R2z \cdot 0,05 = -1994 \cdot 0,09 + 3589,2 \cdot 0,05 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

3.2 Горизонтальная плоскость

составляем ур-е равновесия относительно опоры 1:

$$\Sigma M_1 = -Fr21 \cdot 90 + Fa21 \cdot 31,25 - R2y \cdot 40 + Q_{шк2} \cdot 90 = 0$$

откуда

$$R2y = (-Fr21 \cdot 90 + Fa21 \cdot 31,25 + Q_{шк2} \cdot 90) / 40;$$

$$R2y = (-563,26 \cdot 90 + 140,85 \cdot 31,25 + 1735 \cdot 90) / 40 = 2746,45 \text{ Н};$$

составляем ур-е равновесия относительно опоры 2:

$$\Sigma M_2 = -Fr21 \cdot 50 + Fa21 \cdot 31,25 - R1y \cdot 40 + Q_{шк2} \cdot 130 = 0$$

откуда

$$R1y = (-Fr21 \cdot 50 + Fa21 \cdot 31,25 + Q_{шк2} \cdot 130) / 40;$$

$$R1y = (-563,26 \cdot 50 + 140,85 \cdot 31,25 + 1735 \cdot 130) / 40 = 5044,71 \text{ Н};$$

проверка: $\Sigma Y = +Fr21 - R1y + R2y + Q_{шк2} = +563,26 - 5044,71 + 2746,45 + 1735 = 0$,

следовательно расчет выполнен правильно.

рассчитываем изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{и2} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и1} = +Q_{шк2} \cdot 0,09 = +1735 \cdot 0,09 = 156,15 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и2} = -R1y \cdot 0,04 + Q_{шк2} \cdot 0,13 = -5044,71 \cdot 0,04 + 1735 \cdot 0,13 = 23,76 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{и2} = -R1y \cdot 0,09 + R2y \cdot 0,05 + Q_{шк2} \cdot 0,18 = -5044,71 \cdot 0,09 + 2746,45 \cdot 0,05 + 1735 \cdot 0,18 = -4,4$$

Н·м;

$$M_{и2}' = +Fa21 \cdot 0,03125 - R1y \cdot 0,09 + R2y \cdot 0,05 + Q_{шк2} \cdot 0,18 = +140,85 \cdot 0,03125 - 5044,71 \cdot 0,09 + 2746,45 \cdot 0,05 + 1735 \cdot 0,18 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

4 Определяем опасные сечения

сечение (а-а)

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{и_{верт.}}^2 + M_{и_{гор.}}^2} = \sqrt{0^2 + 156,15^2} = 156,15 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T = 50,42 \text{ Н}\cdot\text{м}; F_a = 140,85 \text{ Н};$$

конц-я напряж-я обусл-на посадкой с гарантированным натягом

$$d_{п} = 35 \text{ мм}.$$

сечение (б-б)

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{и\text{верт.}}^2 + M_{и\text{гор.}}^2} = \sqrt{79,76^2 + 23,76^2} = 83,22 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T = 50,42 \text{ Н}\cdot\text{м}; F_a = 140,85 \text{ Н};$$

конц-я напряж-я обусл-на посадкой с гарантированным натягом
 $d_{\Pi} = 35 \text{ мм}$.

5 Проверочные расчеты

Часто разрушение валов носит усталостный характер, поэтому расчет валов на усталость является основным. Он сводится к определению действительных коэффициентов запаса прочности S для предположительно опасных сечений вала и сравнения их с допускаемым коэффициентом запаса прочности $[S]$.

Условие прочности $S \geq [S]$

Запас прочности S при совместном действии нормальных и касательных напряжений может быть рассчитан по формуле:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}}$$

где S_{σ} - запас прочности по нормальным напряжениям, $S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}$;

S_{τ} - запас прочности по касательным напряжениям, $S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$;

σ_a, τ_a - переменные составляющие циклов напряжений;

σ_m, τ_m - постоянные составляющие циклов напряжений.

Так как внешние нагрузки по положению относительно вала неизменны

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и\Sigma}}{W}; \quad \sigma_m = \sigma_p(\text{сж}) = \frac{4F_a}{\pi d^2}.$$

Так как режим работы вала не реверсивный

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{кр}}{2} = \frac{T}{2W_K}$$

где W и W_K - момент сопротивления сечения при изгибе и кручении соответственно.

Суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении определяются по формулам

$$K_{\sigma D} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + K_F - 1 \right)}{K_V}; \quad K_{\tau D} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + K_F - 1 \right)}{K_V};$$

где K_{σ}, K_{τ} - эффективные коэффициенты концентрации при изгибе и кручении;

$K_{d\sigma}, K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности;

K_V - коэффициент влияния упрочнения.

Как правило, выполняется также проверка на статическую прочность при максимальных перегрузках. Расчет ведется в предположении, что во время кратковременных перегрузок напряжения во всех сечениях вала возрастают сравнительно с напряжениями номинального нагружения.

$$\text{Условие прочности: } \sigma_{\text{экв. max}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{\text{max}}^2} \leq [\sigma]$$

Проверочный расчет на выносливость в сечении (а-а)

- эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении

$$K_{\sigma} = 3,6; K_{\tau} = 2,5;$$

- коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

$$K_{d\sigma} = 0,76; K_{d\tau} = 0,76;$$

- коэффициент влияния шероховатости поверхности

$$K_F = 1,1 \text{ (при шероховатости } Ra=2,5);$$

- коэффициент влияния упрочнения

$$K_V = 1 \text{ (поверхностное упрочнение не предусмотрено);}$$

- суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{3,6}{0,76} + 1 - 1}{1} = 4,84; K_{\tau D} = \frac{\frac{2,5}{0,76} + 1 - 1}{1} = 3,39;$$

- момент сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 0,035^3 = 4,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_K = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 0,035^3 = 8,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

- переменные и составляющие циклов напряжений

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и\Sigma}}{W} = \frac{156,15}{4,29 \cdot 10^{-6}} = 36,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \sigma_{p(сж)} = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 140,85}{\pi \cdot 0,035^2} = 0,15 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_K} = \frac{50,42}{2 \cdot 8,58 \cdot 10^{-6}} = 2,94 \text{ МПа};$$

- коэффициенты ψ_{σ} , ψ_{τ}

для легированных сталей: $\psi_{\sigma} = 0,25$; $\psi_{\tau} = 0,15$;

- коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{320}{4,84 \cdot 36,4 + 0,25 \cdot 0,15} = 1,82;$$

- коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{200}{3,39 \cdot 2,94 + 0,15 \cdot 2,94} = 19,22;$$

- общий коэффициент запаса прочности (отношение предельного напряженного состояния к действительному)

$$S = \frac{1,82 \cdot 19,22}{\sqrt{1,82^2 + 19,22^2}} = 1,81;$$

О работоспособности вала судят по выполнению расчетного условия $S \geq [S]$

$[S] = 1,7 \dots 2,5$ - требуемый коэффициент запаса для обеспечения прочности

$1,81 > 1,7$ - следовательно, выносливость вала в сечении (а-а) обеспечена.

Проверочный расчет на статическую прочность при максимальных перегрузках в сечении (а-а)

- коэффициент перегрузки в пиковых значениях нагрузки

$$K_{пер} \geq \frac{\sigma_T K_{\sigma}}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{500 \cdot 3,6}{320 \cdot 0,76} = 7,4;$$

Принимаем $K_{пер} = 7,4$;

- максимальное значение нормальных напряжений

$$\sigma_{\max} = K_{\text{пер}}(\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р(сж)}}) = 7,4(36,4 + 0,15) = 270,47 \text{ МПа};$$

- максимальные значение касательных напряжений

$$\tau_{\max} = K_{\text{пер}}\tau_{\text{кр}} = 2K_{\text{пер}}\tau_{\text{а}} = 2 \cdot 7,4 \cdot 2,94 = 43,51 \text{ МПа};$$

- эквивалентное максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{экрв. max}} = \sqrt{270,47^2 + 3 \cdot 43,51^2} = 280,77 \text{ МПа};$$

- допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8\sigma_{\text{т}} = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа};$$

О работоспособности вала судят по выполнению расчетного условия $\sigma_{\text{экрв. max}} \leq [\sigma]$

$280,77 < 400$ - следовательно, статическая прочность вала в сечении (а-а) обеспечена.

Проверочный расчет на выносливость в сечении (б-б)

- эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении

$$K_{\sigma} = 3,6; K_{\tau} = 2,5;$$

- коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

$$K_{d\sigma} = 0,76; K_{d\tau} = 0,76;$$

- коэффициент влияния шероховатости поверхности

$$K_{\text{F}} = 1,1 \text{ (при шероховатости } R_a = 2,5);$$

- коэффициент влияния упрочнения

$$K_{\text{V}} = 1 \text{ (поверхностное упрочнение не предусмотрено);}$$

- суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{3,6}{0,76} + 1 - 1}{1} = 4,84; K_{\tau D} = \frac{\frac{2,5}{0,76} + 1 - 1}{1} = 3,39;$$

- момент сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 0,035^3 = 4,29 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_{\text{к}} = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 0,035^3 = 8,58 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

- переменные и составляющие циклов напряжений

$$\sigma_{\text{а}} = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}\Sigma}}{W} = \frac{83,22}{4,29 \cdot 10^{-6}} = 19,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\text{м}} = \sigma_{\text{р(сж)}} = \frac{4F_{\text{а}}}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 140,85}{\pi \cdot 0,035^2} = 0,15 \text{ МПа};$$

$$\tau_{\text{а}} = \tau_{\text{м}} = \frac{T}{2W_{\text{к}}} = \frac{50,42}{2 \cdot 8,58 \cdot 10^{-6}} = 2,94 \text{ МПа};$$

- коэффициенты ψ_{σ} , ψ_{τ}

для легированных сталей: $\psi_{\sigma} = 0,25$; $\psi_{\tau} = 0,15$;

- коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{320}{4,84 \cdot 19,4 + 0,25 \cdot 0,15} = 3,41;$$

- коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{200}{3,39 \cdot 2,94 + 0,15 \cdot 2,94} = 19,22;$$

- общий коэффициент запаса прочности (отношение предельного напряженного состояния к действительному)

$$S = \frac{3,41 \cdot 19,22}{\sqrt{3,41^2 + 19,22^2}} = 3,36;$$

О работоспособности вала судят по выполнению расчетного условия $S \geq [S]$
 $[S] = 1,7 \dots 2,5$ - требуемый коэффициент запаса для обеспечения прочности
 $3,36 > 1,7$ - следовательно, выносливость вала в сечении (б-б) обеспечена.

Проверочный расчет на статическую прочность при максимальных перегрузках в сечении (б-б)

- коэффициент перегрузки в пиковых значениях нагрузки

$$K_{\text{пер}} \geq \frac{\sigma_T K_\sigma}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{500 \cdot 3,6}{320 \cdot 0,76} = 7,4;$$

Принимаем $K_{\text{пер}} = 7,4$;

- максимальное значение нормальных напряжений

$$\sigma_{\text{max}} = K_{\text{пер}} (\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{p(сж)}}) = 7,4 (19,4 + 0,15) = 144,67 \text{ МПа};$$

- максимальные значение касательных напряжений

$$\tau_{\text{max}} = K_{\text{пер}} \tau_{\text{кр}} = 2 K_{\text{пер}} \tau_a = 2 \cdot 7,4 \cdot 2,94 = 43,51 \text{ МПа};$$

- эквивалентное максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{эkv.max}} = \sqrt{144,67^2 + 3 \cdot 43,51^2} = 163,12 \text{ МПа};$$

- допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 500 = 400 \text{ МПа};$$

О работоспособности вала судят по выполнению расчетного условия $\sigma_{\text{эkv.max}} \leq [\sigma]$

$163,12 < 400$ - следовательно, статическая прочность вала в сечении (б-б) обеспечена.

выходной вал

1 Назначаем материал вала

Для изготовления вала назначаем материал Сталь 45 ГОСТ 1050-88:

$$\sigma_B = 600 \text{ МПа}; \sigma_T = 220 \text{ МПа}; \tau_T = 340 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 250 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 150 \text{ МПа}.$$

2 Определяем силы, действующие на вал

2.1 Рассчитываем силы в зацеплении конической прямозубой передачи

$$\text{- окружная сила } Ft_{12} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 193,29}{0,25} = 1546,32 \text{ Н};$$

$$\text{- радиальная сила } Fr_{12} = Ft_{12} \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_2 = 1546,32 \cdot 0,364 \cdot 0,2426 = 136,54 \text{ Н};$$

$$\text{- осевая сила } Fa_{12} = Ft_{12} \text{tg } \alpha \cdot \sin \delta_2 = 1546,32 \cdot 0,364 \cdot 0,9701 = 546 \text{ Н};$$

где α - угол зацепления в нормальном сечении, $\alpha = 20^\circ$;

δ_2 - половина угла при вершине делительного конуса зубчатого колеса, $\delta_2 = 75,96^\circ$.

2.4 Рассчитываем силу, действующую со стороны зубчатой муфты

$$F_{M1} = 0,3 F'_M = 0,3 \cdot 1528 = 458,4 \text{ Н},$$

где F'_M - окружное усилие на делительном диаметре муфты,

$$F'_M = \frac{T_M}{d_M} = \frac{191}{0,125} = 1528 \text{ Н}.$$

3 Расчет опорных реакций и изгибающих моментов

Расчетная схема вала приведена на рисунке.

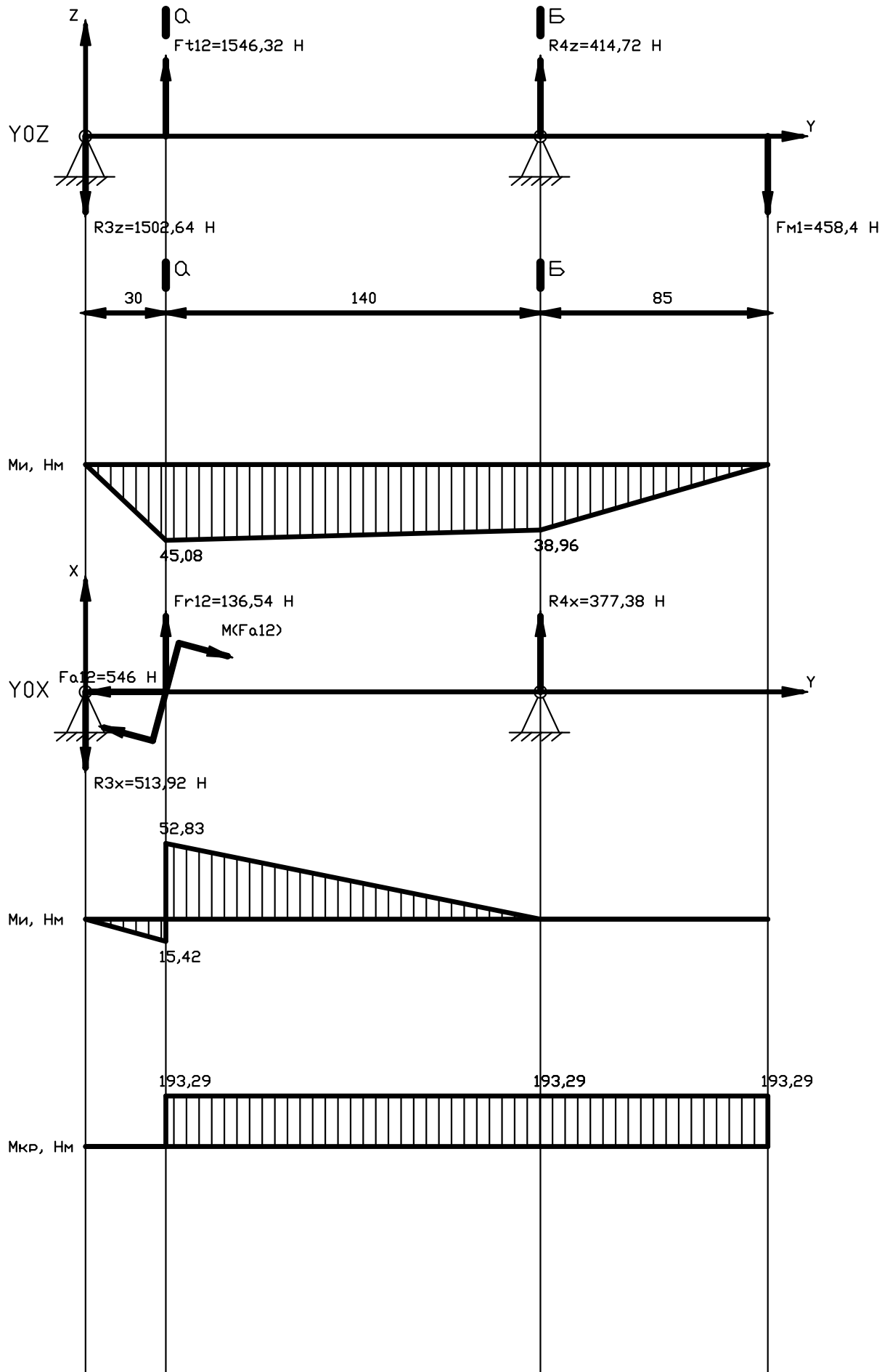


Рисунок - Расчетная схема и эпюры нагружения выходного вала

3.1 Вертикальная плоскость

составляем ур-е равновесия относительно опоры 3:

$$\Sigma M_3 = -F_t 12 \cdot 30 - R_{4z} \cdot 170 + F_{M1} \cdot 255 = 0$$

откуда

$$R_{4z} = (-F_t 12 \cdot 30 + F_{M1} \cdot 255) / 170;$$

$$R_{4z} = (-1546,32 \cdot 30 + 458,4 \cdot 255) / 170 = 414,72 \text{ Н};$$

составляем ур-е равновесия относительно опоры 4:

$$\Sigma M_4 = +F_t 12 \cdot 140 - R_{3z} \cdot 170 + F_{M1} \cdot 85 = 0$$

откуда

$$R_{3z} = (+F_t 12 \cdot 140 + F_{M1} \cdot 85) / 170;$$

$$R_{3z} = (+1546,32 \cdot 140 + 458,4 \cdot 85) / 170 = 1502,64 \text{ Н};$$

проверка: $\Sigma Z = +F_t 12 - R_{3z} + R_{4z} - F_{M1} = +1546,32 - 1502,64 + 414,72 - 458,4 = 0$,

следовательно расчет выполнен правильно.

рассчитываем изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{i3} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i2} = -R_{3z} \cdot 0,03 = -1502,64 \cdot 0,03 = -45,08 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i4} = +F_t 12 \cdot 0,14 - R_{3z} \cdot 0,17 = +1546,32 \cdot 0,14 - 1502,64 \cdot 0,17 = -38,96 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i1} = +F_t 12 \cdot 0,225 - R_{3z} \cdot 0,255 + R_{4z} \cdot 0,085 = +1546,32 \cdot 0,225 -$$

$$1502,64 \cdot 0,255 + 414,72 \cdot 0,085 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

3.2 Горизонтальная плоскость

составляем ур-е равновесия относительно опоры 3:

$$\Sigma M_3 = -F_r 12 \cdot 30 + F_a 12 \cdot 125 - R_{4x} \cdot 170 = 0$$

откуда

$$R_{4x} = (-F_r 12 \cdot 30 + F_a 12 \cdot 125) / 170;$$

$$R_{4x} = (-136,54 \cdot 30 + 546 \cdot 125) / 170 = 377,38 \text{ Н};$$

составляем ур-е равновесия относительно опоры 4:

$$\Sigma M_4 = +F_r 12 \cdot 140 + F_a 12 \cdot 125 - R_{3x} \cdot 170 = 0$$

откуда

$$R_{3x} = (+F_r 12 \cdot 140 + F_a 12 \cdot 125) / 170;$$

$$R_{3x} = (+136,54 \cdot 140 + 546 \cdot 125) / 170 = 513,92 \text{ Н};$$

проверка: $\Sigma X = +F_r 12 - R_{3x} + R_{4x} = +136,54 - 513,92 + 377,38 = 0$,

следовательно расчет выполнен правильно.

рассчитываем изгибающие моменты в сечениях:

$$M_{i3} = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i2} = -R_{3x} \cdot 0,03 = -513,92 \cdot 0,03 = -15,42 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i2}' = +F_a 12 \cdot 0,125 - R_{3x} \cdot 0,03 = +546 \cdot 0,125 - 513,92 \cdot 0,03 = 52,83 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i4} = +F_r 12 \cdot 0,14 + F_a 12 \cdot 0,125 - R_{3x} \cdot 0,17 = +136,54 \cdot 0,14 + 546 \cdot 0,125 - 513,92 \cdot 0,17 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{i1} = +F_r 12 \cdot 0,225 + F_a 12 \cdot 0,125 - R_{3x} \cdot 0,255 + R_{4x} \cdot 0,085 = +136,54 \cdot 0,225 + 546 \cdot 0,125 -$$

$$513,92 \cdot 0,255 + 377,38 \cdot 0,085 = 0 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

4 Определяем опасные сечения

сечение (а-а)

$$M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{i\text{верт.}}^2 + M_{i\text{гор.}}^2} = \sqrt{45,08^2 + 52,83^2} = 69,45 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T = 193,29 \text{ Н}\cdot\text{м}; F_a = 546 \text{ Н};$$

конц-я напряж-я обусл-на наличием шпоночной канавки

$$d_B = 50 \text{ мм}; b \times h = 14 \times 9; t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

сечение (б-б)

$$M_{и\Sigma} = \sqrt{M_{и\text{верт.}}^2 + M_{и\text{гор.}}^2} = \sqrt{38,96^2 + 0^2} = 38,96 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T = 193,29 \text{ Н}\cdot\text{м}; F_a = 546 \text{ Н};$$

конц-я напряж-я обусл-на посадкой с гарантированным натягом
 $d_{\Pi} = 45 \text{ мм}$.

5 Проверочные расчеты

Проверочный расчет на выносливость в сечении (а-а)

- эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении

$$K_{\sigma} = 1,75; K_{\tau} = 1,5;$$

- коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

$$K_{d\sigma} = 0,81; K_{d\tau} = 0,7;$$

- коэффициент влияния шероховатости поверхности

$$K_F = 1,1 \text{ (при шероховатости } R_a = 2,5);$$

- коэффициент влияния упрочнения

$$K_V = 1 \text{ (поверхностное упрочнение не предусмотрено);}$$

- суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{1,75}{0,81^{+1-1}}}{1} = 2,26; K_{\tau D} = \frac{\frac{1,5}{0,7^{+1-1}}}{1} = 2,24;$$

- момент сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W = 0,1d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = 0,1 \cdot 0,05^3 - \frac{0,014 \cdot 0,0055 \cdot (0,05 - 0,0055)^2}{2 \cdot 0,05} = 10,98 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

где b - ширина шпоночного паза, $b = 14 \text{ мм}$;

t - глубина шпоночного паза на валу, $t = 5,5 \text{ мм}$;

$$W_K = 0,2d^3 - \frac{bt(d-t)^2}{2d} = 0,2 \cdot 0,05^3 - \frac{0,014 \cdot 0,0055 \cdot (0,05 - 0,0055)^2}{2 \cdot 0,05} = 23,48 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

- переменные и составляющие циклов напряжений

$$\sigma_a = \sigma_{и} = \frac{M_{и\Sigma}}{W} = \frac{69,45}{10,98 \cdot 10^{-6}} = 6,33 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \sigma_p(\text{сж}) = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 546}{\pi \cdot 0,05^2} = 0,28 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_K} = \frac{193,29}{2 \cdot 23,48 \cdot 10^{-6}} = 4,12 \text{ МПа};$$

- коэффициенты ψ_{σ} , ψ_{τ}

для среднеуглеродистых сталей: $\psi_{\sigma} = 0,2$; $\psi_{\tau} = 0,1$;

- коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{250}{2,26 \cdot 6,33 + 0,2 \cdot 0,28} = 17,41;$$

- коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{150}{2,24 \cdot 4,12 + 0,1 \cdot 4,12} = 15,56;$$

- общий коэффициент запаса прочности (отношение предельного напряженного состояния к действительному)

$$S = \frac{17,41 \cdot 15,56}{\sqrt{17,41^2 + 15,56^2}} = 11,6;$$

11,6 > 1,7 - следовательно, выносливость вала в сечении (а-а) обеспечена.

Проверочный расчет на статическую прочность при максимальных перегрузках в сечении (а-а)

- коэффициент перегрузки в пиковых значениях нагрузки

$$K_{\text{пер}} \geq \frac{\sigma_T K_{\sigma}}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{340 \cdot 1,75}{250 \cdot 0,81} = 2,94;$$

Принимаем $K_{\text{пер}} = 3$;

- максимальное значение нормальных напряжений

$$\sigma_{\text{max}} = K_{\text{пер}} (\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р(сж)}}) = 3(6,33 + 0,28) = 19,83 \text{ МПа};$$

- максимальное значение касательных напряжений

$$\tau_{\text{max}} = K_{\text{пер}} \tau_{\text{кр}} = 2 K_{\text{пер}} \tau_{\text{а}} = 2 \cdot 3 \cdot 4,12 = 24,72 \text{ МПа};$$

- эквивалентное максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{эkv.max}} = \sqrt{19,83^2 + 3 \cdot 24,72^2} = 47,19 \text{ МПа};$$

- допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ МПа};$$

47,19 < 272 - следовательно, статическая прочность вала в сечении (а-а) обеспечена.

Проверочный расчет на выносливость в сечении (б-б)

- эффективные коэффициенты концентрации напряжения при изгибе и кручении

$$K_{\sigma} = 2,4; \quad K_{\tau} = 1,8;$$

- коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения

$$K_{d\sigma} = 0,83; \quad K_{d\tau} = 0,72;$$

- коэффициент влияния шероховатости поверхности

$$K_F = 1,1 \text{ (при шероховатости } R_a = 2,5);$$

- коэффициент влияния упрочнения

$$K_v = 1 \text{ (поверхностное упрочнение не предусмотрено);}$$

- суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе и кручении

$$K_{\sigma D} = \frac{\frac{2,4}{0,83} + 1 - 1}{1} = 2,99; \quad K_{\tau D} = \frac{\frac{1,8}{0,72} + 1 - 1}{1} = 2,6;$$

- момент сопротивления сечения при изгибе и кручении

$$W = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 0,045^3 = 9,11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_K = 0,2 d^3 = 0,2 \cdot 0,045^3 = 18,22 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 ;$$

- переменные и составляющие циклов напряжений

$$\sigma_a = \sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}\Sigma}}{W} = \frac{38,96}{9,11 \cdot 10^{-6}} = 4,28 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = \sigma_{\text{р(сж)}} = \frac{4F_a}{\pi d^2} = \frac{4 \cdot 546}{\pi \cdot 0,045^2} = 0,34 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_K} = \frac{193,29}{2 \cdot 18,22 \cdot 10^{-6}} = 5,3 \text{ МПа};$$

- коэффициенты ψ_{σ} , ψ_{τ}

для среднеуглеродистых сталей: $\psi_{\sigma} = 0,2$; $\psi_{\tau} = 0,1$;

- коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{250}{2,99 \cdot 4,28 + 0,2 \cdot 0,34} = 19,43;$$

- коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{150}{2,6 \cdot 5,3 + 0,1 \cdot 5,3} = 10,48;$$

- общий коэффициент запаса прочности (отношение предельного напряженного состояния к действительному)

$$S = \frac{19,43 \cdot 10,48}{\sqrt{19,43^2 + 10,48^2}} = 9,22;$$

9,22 > 1,7 - следовательно, выносливость вала в сечении (б-б) обеспечена.

Проверочный расчет на статическую прочность при максимальных перегрузках в сечении (б-б)

- коэффициент перегрузки в пиковых значениях нагрузки

$$K_{\text{пер}} \geq \frac{\sigma_T K_{\sigma}}{\sigma_{-1} K_{d\sigma}} = \frac{340 \cdot 2,4}{250 \cdot 0,83} = 3,93;$$

Принимаем $K_{\text{пер}} = 4$;

- максимальное значение нормальных напряжений

$$\sigma_{\text{max}} = K_{\text{пер}} (\sigma_{\text{и}} + \sigma_{\text{р(сж)}}) = 4(4,28 + 0,34) = 18,48 \text{ МПа};$$

- максимальные значение касательных напряжений

$$\tau_{\text{max}} = K_{\text{пер}} \tau_{\text{кр}} = 2 K_{\text{пер}} \tau_{\text{а}} = 2 \cdot 4 \cdot 5,3 = 42,4 \text{ МПа};$$

- эквивалентное максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{эkv.max}} = \sqrt{18,48^2 + 3 \cdot 42,4^2} = 75,73 \text{ МПа};$$

- допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 340 = 272 \text{ МПа};$$

75,73 < 272 - следовательно, статическая прочность вала в сечении (б-б) обеспечена.

Расчет подшипников на долговечность

Расчетное условие: $L_{0h} \geq L_{\text{нтрeб}}$

где L_{0h} - долговечность, которую может выработать подшипник;

$L_{\text{нтрeб}}$ - долговечность, заданная в техническом задании.

Расчет подшипников входного вала

Тип подшипников, на которых установлен вал:

опора 1: 46307 - шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец ГОСТ 831-75 $C=33400 \text{ Н}$; $C_0=25200 \text{ Н}$;

опора 2: 46307 - шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец ГОСТ 831-75 $C=33400 \text{ Н}$; $C_0=25200 \text{ Н}$;

Рассчитываем нагрузки, действующие в опорах

$$F_{R1} = \sqrt{F_{R1z}^2 + F_{R1y}^2} = \sqrt{1994^2 + 5044,71^2} = 5424,49 \text{ Н};$$

$$F_{R2} = \sqrt{F_{R2z}^2 + F_{R2y}^2} = \sqrt{3589,2^2 + 2746,45^2} = 4519,44 \text{ Н};$$

Опора 1 является более нагруженной, по ней и ведем дальнейший расчет.

Рассчитываем долговечность подшипника в млн.об.

$$P_3 = F_{R1} \cdot V \cdot K_T \cdot K_B = 5424,49 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 8136,74 \text{ Н};$$

где F_{R1} - суммарная нагрузка на подшипник;

$V=1$, так как вращается внутреннее кольцо подшипника;

K_T - коэффициент, учитывающий рабочую температуру нагрева подшипника, $K_T=1$ (до 100°C);

K_σ - коэффициент безопасности, $K_\sigma=1,5$.

$$L_{\text{млн.об}} = \left(\frac{C}{P_3}\right)^\alpha a_1 a_{23} = \left(\frac{33400}{8136,74}\right)^3 \cdot 1 \cdot 0,75 = 321,87 \text{ млн.об}$$

где C - динамическая грузоподъемность подшипника;

a_1 - коэффициент, учитывающий вероятность отказов, для степени надежности $S=0,9$, $a_1=1$;

$a_{23}=0,75$ - для шарикоподшипников;

$\alpha=3$ - для шарикоподшипников;

Рассчитываем долговечность подшипника в часах с повышенной гарантией рабочего ресурса

$$L_{h0} = \frac{L_{\text{млн.об}} 10^6}{60n} = \frac{321,87 \cdot 10^6}{60 \cdot 500} = 10729 \text{ ч}$$

где n - частота вращения вала;

$$L_{\text{нтреб}} = (4000+2000+2000) = 8000 \text{ ч}$$

$L_{h0} < L_{\text{нтреб}}$ - подшипник годен.

Расчет подшипников выходного вала

Тип подшипников, на которых установлен вал:

опора 3: 36209 - шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец ГОСТ 831-75 $C=32300$ Н; $C_0=25600$ Н;

опора 4: 36209 - шарикоподшипники радиально-упорные однорядные со скосом на одном из колец ГОСТ 831-75 $C=32300$ Н; $C_0=25600$ Н;

Рассчитываем нагрузки, действующие в опорах

$$F_{R3} = \sqrt{F_{R3z}^2 + F_{R3x}^2} = \sqrt{1502,64^2 + 513,92^2} = 1588,09 \text{ Н};$$

$$F_{R4} = \sqrt{F_{R4z}^2 + F_{R4x}^2} = \sqrt{414,72^2 + 377,38^2} = 560,72 \text{ Н};$$

Опора 3 является более нагруженной, по ней и ведем дальнейший расчет.

Рассчитываем долговечность подшипника в млн.об.

$$P_3 = F_{R3} \cdot V \cdot K_T \cdot K_\sigma = 1588,09 \cdot 1 \cdot 1,5 \cdot 1 = 2382,13 \text{ Н};$$

$$L_{\text{млн.об}} = \left(\frac{C}{P_3}\right)^\alpha a_1 a_{23} = \left(\frac{32300}{2382,13}\right)^3 \cdot 1 \cdot 0,75 = 1869,7 \text{ млн.об}$$

$a_1=1$; $a_{23}=0,75$; $\alpha=3$

Рассчитываем долговечность подшипника в часах с повышенной гарантией рабочего ресурса

$$L_{h0} = \frac{L_{\text{млн.об}} 10^6}{60n} = \frac{1869,7 \cdot 10^6}{60 \cdot 125} = 249293,33 \text{ ч}$$

$$L_{\text{нтреб}} = (4000+2000+2000) = 8000 \text{ ч}$$

$L_{h0} > L_{\text{нтреб}}$ - подшипник годен.

Расчет соединений, передающих крутящий момент
Выполним расчет основных соединений, передающих крутящий момент между валом и посаженной на нем деталью

Соединения на входном валу

- расчет шпоночного соединения (в1 - шк2)

Исходные данные: $T=50,42$ Н·м; $d=25$ мм; $L_{ст}=35$ мм.

Назначаем материал шпонки: Сталь 6, $\sigma_{сТ}=330$ МПа.

По ГОСТ 23360-78 устанавливаем размеры призматической шпонки: $b \times h=8 \times 7$; $L=28$ мм.

Рассчитываем смятие на рабочей грани шпонки

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot L_p \cdot K} = \frac{2000 \cdot 50,42}{25 \cdot 20 \cdot 2,8} = 72,03 \text{ МПа,}$$

где $K=0,4h=0,4 \cdot 7=2,8$ мм;

$$L_p = L - b = 28 - 8 = 20 \text{ мм;}$$

Рассчитываем допускаемое напряжение смятия

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{[S]} = \frac{330}{2} = 165 \text{ МПа,}$$

где $[S]$ - принятый коэффициент запаса прочности, $[S]=2$;

σ_T - предел текучести для материала шпонки, $\sigma_T=330$ МПа.

$\sigma_{см} < [\sigma_{см}] = 165$ МПа, следовательно, шпоночное соединение работоспособно.

Соединения на выходном валу

- расчет шпоночного соединения (в2 - z2)

Исходные данные: $T=193,29$ Н·м; $d=50$ мм; $L_{ст}=42$ мм.

Назначаем материал шпонки: Сталь 6, $\sigma_{сТ}=330$ МПа.

По ГОСТ 23360-78 устанавливаем размеры призматической шпонки: $b \times h=14 \times 9$; $L=36$ мм.

Рассчитываем смятие на рабочей грани шпонки

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot L_p \cdot K} = \frac{2000 \cdot 193,29}{50 \cdot 22 \cdot 3,6} = 97,62 \text{ МПа,}$$

$\sigma_{см} < [\sigma_{см}] = 165$ МПа, следовательно, шпоночное соединение работоспособно.

- расчет шпоночного соединения (в2 - m1)

Исходные данные: $T=191$ Н·м; $d=40$ мм; $L_{ст}=55$ мм.

Назначаем материал шпонки: Сталь 6, $\sigma_{сТ}=330$ МПа.

По ГОСТ 23360-78 устанавливаем размеры призматической шпонки: $b \times h=12 \times 8$; $L=50$ мм.

Рассчитываем смятие на рабочей грани шпонки

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot T}{d \cdot L_p \cdot K} = \frac{2000 \cdot 191}{40 \cdot 38 \cdot 3,2} = 78,54 \text{ МПа,}$$

$\sigma_{см} < [\sigma_{см}] = 165$ МПа, следовательно, шпоночное соединение работоспособно.

8 Выбор муфты

Муфта зубчатая

Муфтами называют устройства, с помощью которых соединяют между собой валы или валы с находящимися на них деталями для передачи вращающего момента. В таких соединениях муфты, как правило, должны обеспечить не только передачу крутящего

момента, но и иметь возможность компенсировать различного рода смещения геометрических осей соединяемых валов. Осевые и радиальные смещения валов, а также их угловой перекося возникают в результате упругих деформаций деталей под нагрузкой и в результате неточностей изготовления и сборки узлов. В реальных соединениях валов все эти виды смещений наблюдаются одновременно. В данном случае применяется зубчатая муфта. Зубчатые муфты - наиболее распространенный вид жестких компенсирующих муфт. Они применяются для соединения горизонтальных соосных валов и способны компенсировать незначительные по величине любые смещения осей валов и в любом их сочетании. Достоинствами зубчатых муфт являются: высокая нагрузочная способность при сравнительно небольших габаритах; способность компенсации любых смещений осей валов; технологичность изготовления - использование для нарезки зубьев нормального зуборезного инструмента.

К недостаткам муфта можно отнести: сравнительно низкую стойкость из-за быстрого износа и разрушения зубьев; отсутствие упруго-демпфирующих свойств.

На работу муфты существенно влияют толчки, удары и колебания, обусловленные характером работы приводимой в движение машины. Поэтому выбор муфты производят не по номинальному моменту на валу машины, а по расчетному:

$$T_p = k_p T = 2,37 \cdot 191 = 452,67 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где T - номинальный вращающий момент на валу машины,
 k_p - коэффициент перегрузки, $k_p = 2,37$ (см. предыдущие расчеты).

Кроме того, при выборе муфты учитываются диаметры концов сопрягаемых валов. Принимаем зубчатую муфту типа МЗ (для непосредственного соединения валов) по ГОСТ 5006-55 со следующими параметрами:

$$T_{\text{НОМ}} = 710 \text{ Н}\cdot\text{м}; d = 40 \text{ мм};$$

$$A = 49 \text{ мм}; D = 170 \text{ мм}; D_1 = 110 \text{ мм}; D_2 = 55 \text{ мм}; L = 115 \text{ мм}; B = 34 \text{ мм}; l = 55 \text{ мм}; c = 2,5 \text{ мм}; c_1 = 11 \text{ мм}; e = 12 \text{ мм}; n = 6300 \text{ об/мин}.$$

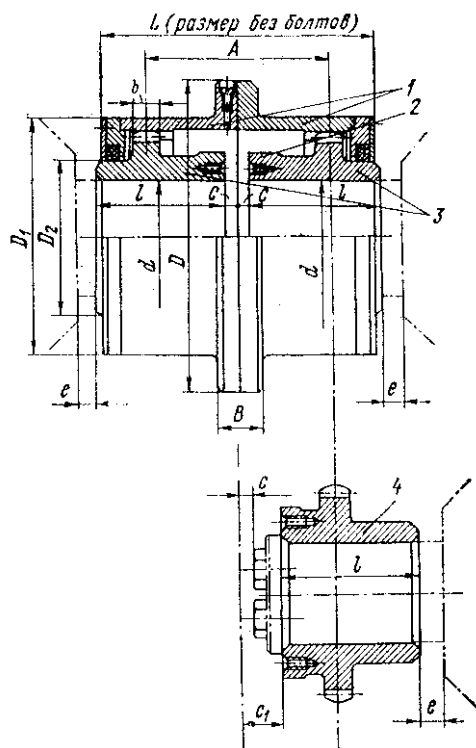


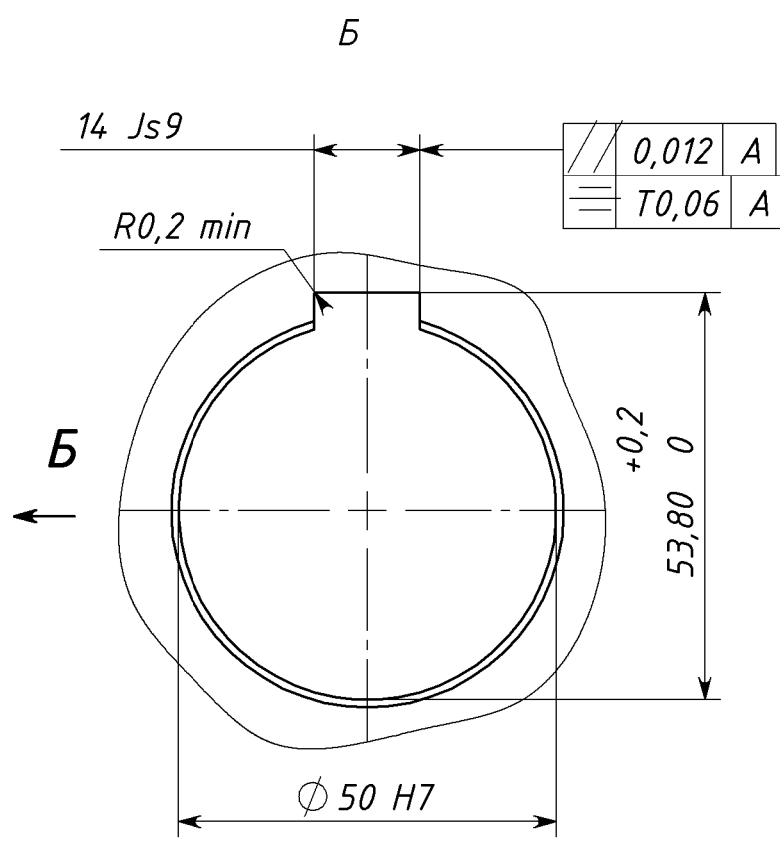
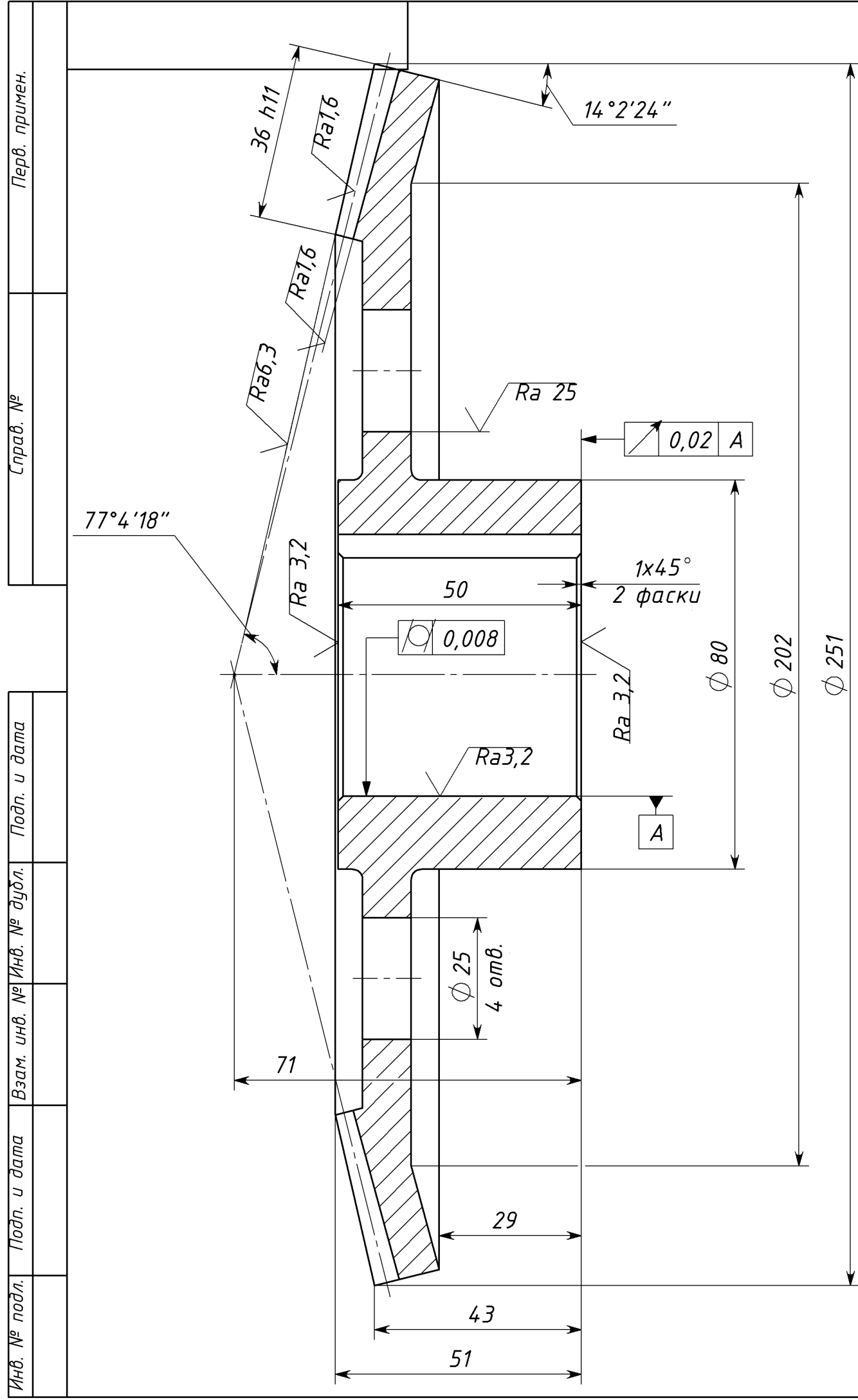
Рисунок - Муфта зубчатая (МЗ)

Конструкция муфты (см. рис.): муфта состоит из двух обойм с внутренними зубьями 1, находящимися в непосредственном зацеплении с зубчатыми втулками с наружными зубьями. Последние имеют несколько исполнений: с цилиндрической расточкой 3 (исполнение Н), с цилиндрической расточкой и торцовым креплением по валу 4 (исполнение Т), с конусной расточкой 5 (исполнение К). В конструкции муфты также предусмотрен бурт для проверки соосности валов. Поверхности нужных зубьев обточены на окружности выступов по сфере, по этой поверхности центрируются обоймы.

Материал втулок и обойм (поковки) - сталь 40 ГОСТ 1050-88; при больших диаметрах вала ($d > 80 \dots 140$ мм) - стальное литье марки 45Л группа II ГОСТ 977-65.

Список литературы

- 1 Расчеты деталей машин: Справ. пособие/А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш. шк., 1986. – 400 с.: ил.
- 2 Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. – 2-е изд., перераб. и доп. – Выш. шк., 1990.- 399 с., ил.
- 3 В.С. Поляков, И.Д. Барабаш, О.А. Ряховский Справочник по муфтам. Л., «Машиностроение», 1974, 352 с.



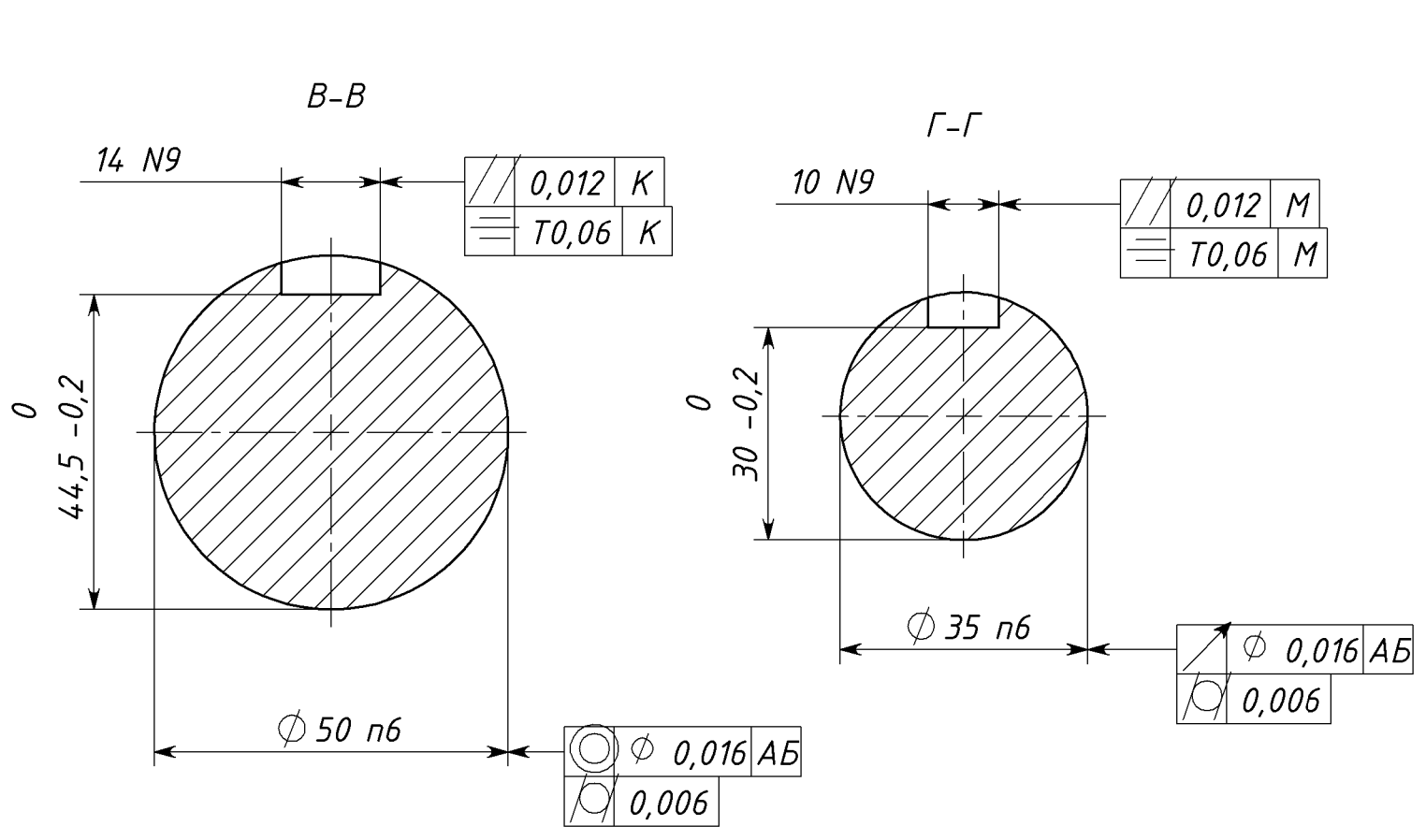
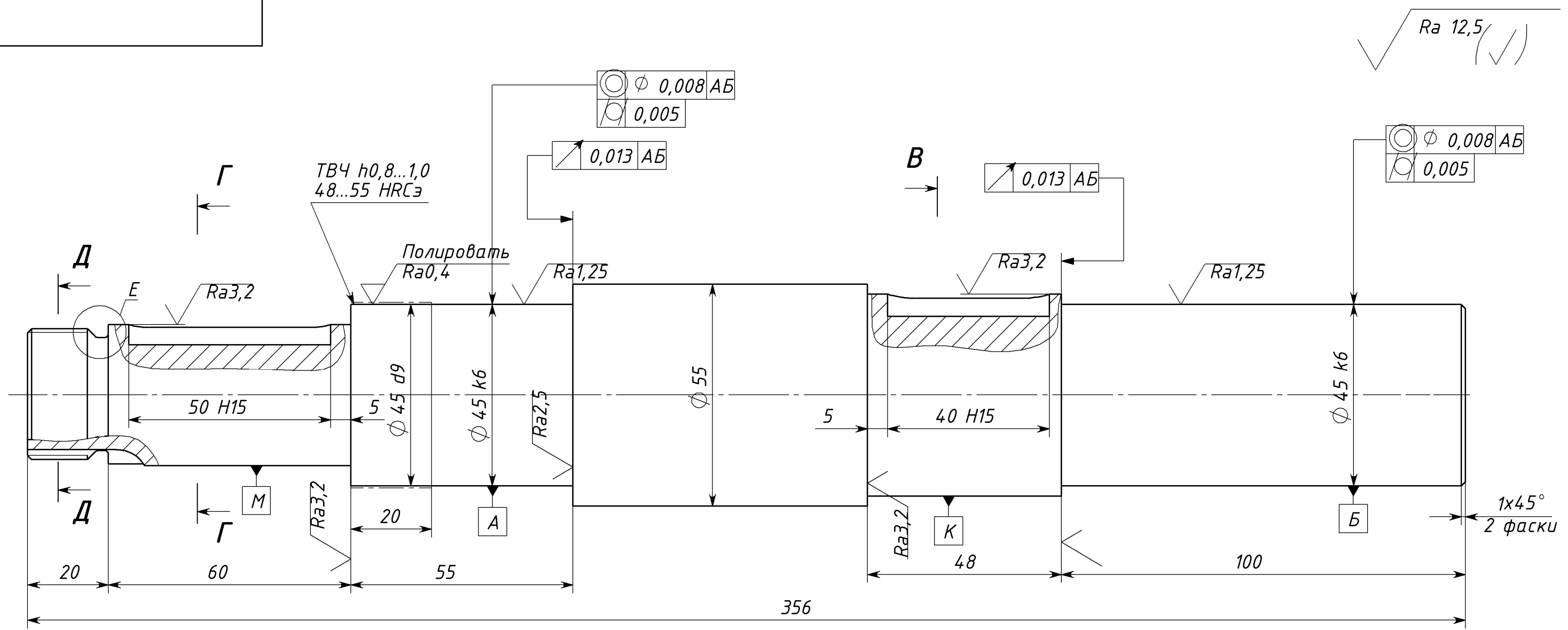
1. 230...250 НВ
2. H14, h14, ±IT14/2
3. Профильные и торцевые кромки зубьев скруглить радиусом R0,25...1,2
4. Радиусы скруглений 2 мм тах

Изм.	Лист	№ докум	Подп	Дата	Колесо зубчатое	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							5.0	1:1
Пров.						Лист 1	Листов 1	
Т. контр.								
Н. контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			
Утв.					Копировал			Формат А3

Внешний окружной модуль	m_e	2,5
Число зубьев	z	100
Тип зуба	-	Прямой
Исходный контур	-	ГОСТ 16202-81
Коэффициент смещения	x_e	0
Коэффициент изменения толщины зуба	x_t	0
Угол делительного конуса	d	75°57'04"
Степень точности	-	9-B
Размеры зуба в измерительном сечении	-	
Межосевой угол передачи	S	90°
Средний окружной модуль	m_m	2,15
Внешнее конусное расстояние	R_e	128,85
Среднее конусное расстояние	R	110,85
Средний делительный диаметр	d	250
Угол конуса впадин	df	74°45'04"
Внешняя высота зуба	h_e	5,2
Обозначение чертежа сопряженного колеса	-	

√ Ra 6,3 (✓)

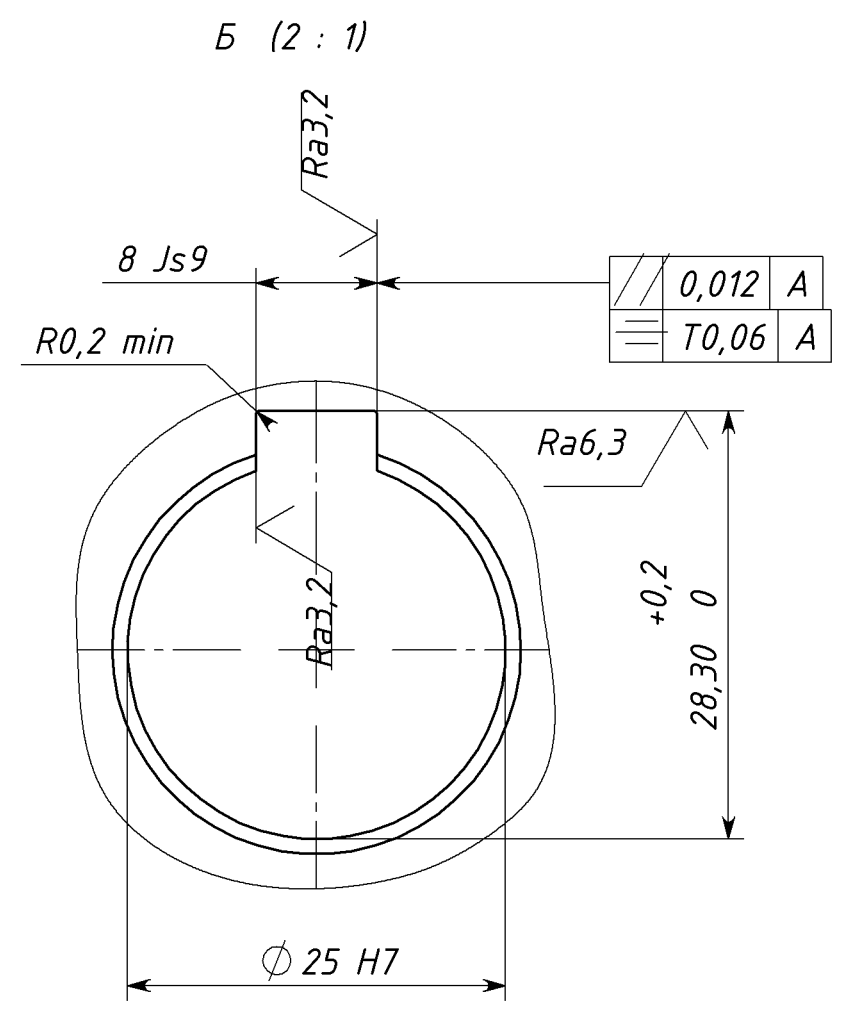
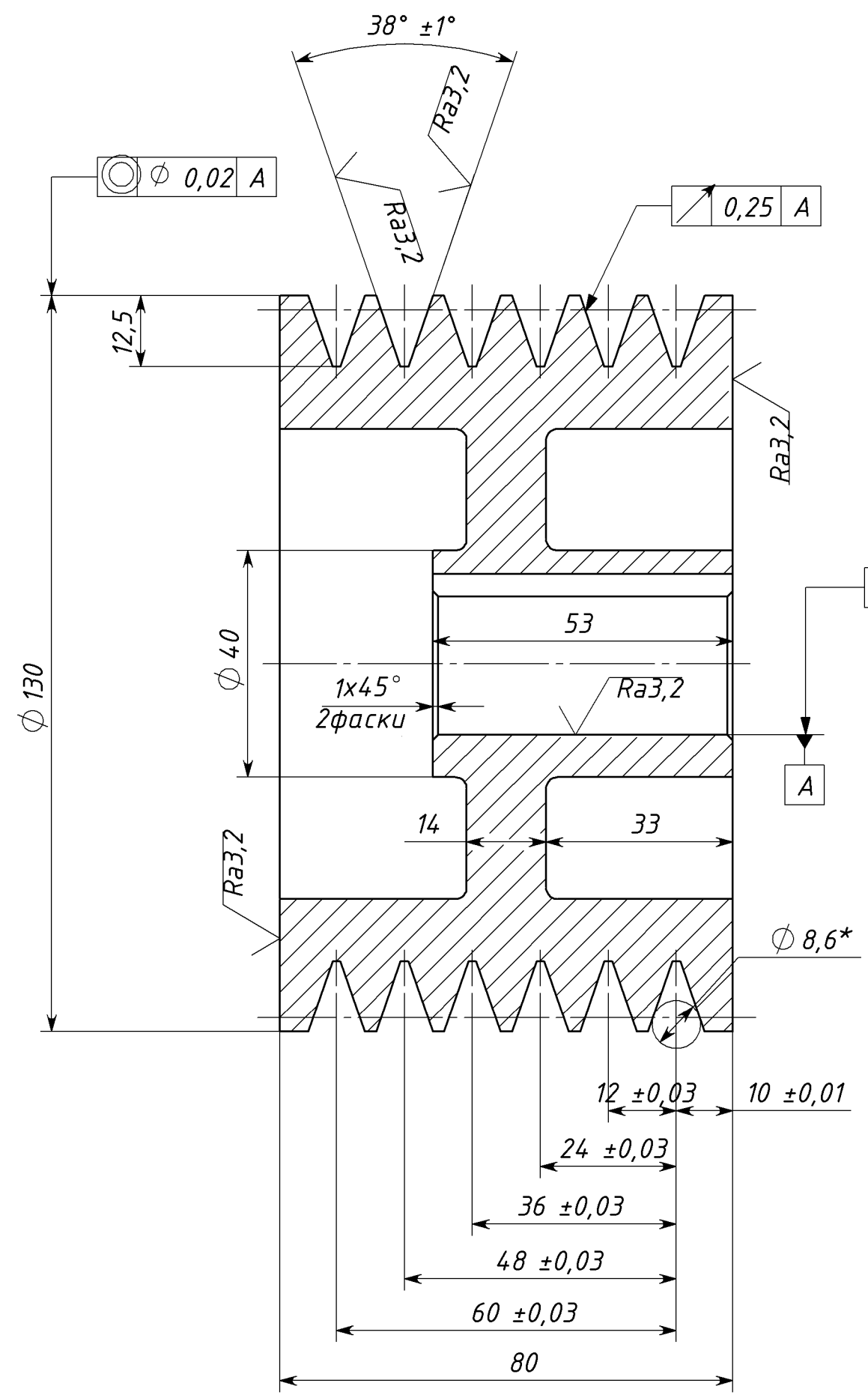
Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Взам. инв. № Инв. № дубл.
Подп. и дата
Инв. № подл.



- 192...240 HB
- H14, h14, $\pm IT14/2$
- Допуск непостоянства диаметра подшипниковых шеек $\phi 45k6$ в продольном и поперечном сечении 0,008 мм

Изм.	Лист	№ докум	Подп	Дата	Вал	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							4.56	1:1
Пров.						Лист 1	Листов 1	
Т. контр.								
Н. контр.					Сталь 45 ГОСТ 1050-88			
Утв.						Копировал		Формат А3

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата	Справ. №	Перв. примен.



- *Размер для справок
- H14, h14, ±IT14/2
- Неуказанные радиусы 3...5 мм

Изм.	Лист	№ докум	Подп	Дата	Шкив	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.							1.5	1:1
Пров.						Лист 1	Листов 1	
Т. контр.								
Н. контр.					АМц ГОСТ 4784-97			
Утв.						Копировал		Формат А3