

ПРИМЕР КОНСТРУИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА

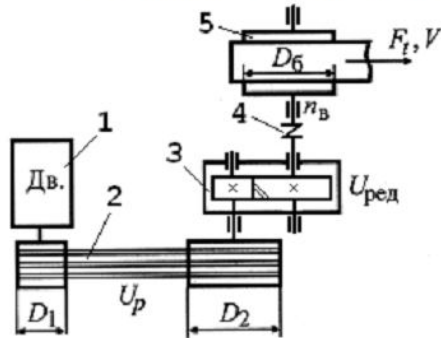
Задание: спроектировать и рассчитать валы редуктора, входящего в состав привода ленточного транспортера:

- выполнить кинематический и силовой расчеты, подобрать электродвигатель;
- определить основные геометрические параметры открытой передачи;
- определить основные геометрические параметры зубчатой передачи;
- определить нагрузки на валы редуктора, выполнить проектный и проверочный расчет валов;
- подобрать шпонки, муфту и подшипники;
- проверить шпоночное соединение на прочность, проверить подшипники на долговечность;
- выполнить чертеж общего вида редуктора с указанием габаритных, установочных и присоединительных размеров.

Редуктор одноступенчатый цилиндрический горизонтальный косозубый

1.1 Вычертим схему машинного агрегата в соответствии с техническим заданием карандашом.

Рис. 1.1. Чертеж кинематической схемы



- 1- электродвигатель;
- 2- плоскоременная передача;
- 3- редуктор;
- 4- муфта;
- 5- барабан ленточного транспортера

Исходные данные:

- окружная сила на барабане ленточного транспортера $F_t = 7,5 \text{ кН}$;
- рабочая скорость движения ленты $V = 2,5 \text{ м/с}$;
- диаметр ведущего барабана $D_b = 400 \text{ мм}$;
- редуктор цилиндрический горизонтальный косозубый с углом наклона зуба $\beta = 10^\circ$;
- материал валов и зубчатых колес – *сталь 40*, $\sigma_T = 350 \text{ МПа}$, $\sigma_B = 600 \text{ МПа}$; $[\sigma] = 70 \text{ МПа}$; $G = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}$.
- номинальная долговечность подшипников качения редуктора $L_h = 12000 \text{ ч.}$;
- допустимый угол закручивания валов $[\theta] = 0,02 \text{ рад/м}$.

1. Кинематический и силовой расчет привода. Выбор электродвигателя

1.2 Определим выходную мощность привода (входную мощность конвейера):

$$P_{\text{вых}} = F_t \cdot V = 7,5 \cdot 2,5 = 18,8 \text{ кВт.}$$

1.3 Определим общий КПД привода: $\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_n^3 \cdot \eta_m$, где

$\eta_{\text{оп}}$ – КПД открытой (ременной) передачи;

$\eta_{\text{зуб}}$ – КПД зубчатой передачи;

η_n – КПД опор валов (подшипников) – в конструкцию привода входит 3 пары подшипников;

η_m – КПД муфты.

Выберем средние значения КПД (см. Приложение 1): $\eta_{\text{оп}} = 0,97$;

$$\eta_{\text{зуб}} = 0,97;$$

$$\eta_n = 0,99;$$

$$\eta_m = 0,98.$$

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 0,98 = 0,89.$$

1.4 Определим требуемую мощность электродвигателя: $P_{\text{дв}} = P_{\text{вых}} / \eta_{\text{общ}} = 18,75 / 0,89 = 21,1 \text{ кВт}$.

1.5 Определим диапазон возможных значений общего передаточного числа привода (см. Приложение 2):

$$u_{\text{общ}}^{\text{min}} = u_{\text{оп}}^{\text{min}} \cdot u_{\text{зуб}}^{\text{min}} = 2 \cdot 3 = 6,0;$$

$$u_{\text{общ}}^{\text{max}} = u_{\text{оп}}^{\text{max}} \cdot u_{\text{зуб}}^{\text{max}} = 3 \cdot 5,6 = 16,8, \text{ где}$$

$u_{\text{оп}}$, $u_{\text{зуб}}$ – передаточные числа открытой (ременной) и зубчатой передачи.

1.6 Определим частоту вращения приводного вала конвейера (барабана):

$$n_{\text{вых}} = 60 \cdot 10^3 \cdot V / (\pi \cdot D_b) = 60 \cdot 10^3 \cdot 2,5 / (3,14 \cdot 400) = 119,4 \text{ об/мин.}$$

1.7 Определим диапазон возможных частот вращения электродвигателя:

$$n_{\text{дв}}^{\text{min}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{общ}}^{\text{min}} = 119,4 \cdot 6,0 = 716,6 \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{дв}}^{\text{max}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{общ}}^{\text{max}} = 119,4 \cdot 16,8 = 2006,4 \text{ об/мин.}$$

1.8 Выберем электродвигатель по каталогу (Приложение 4):

электродвигатель 4A180S4/1462

$$P_{\text{дв}} = 22,0 \text{ кВт};$$

$$n_{\text{дв}} = 1462,0 \text{ об/мин};$$

$$\omega_{\text{дв}} = (\pi \cdot n_{\text{дв}}) / 30 = (3,14 \cdot 1462) / 30 = 153,0 \text{ рад/сек}$$

1.9 Определим фактическое общее передаточное число привода и произведем его разбивку по ступеням:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{1462}{119,43} = 12,24.$$

Примем передаточное число зубчатой передачи (см. Приложение 2)

$$u_{\text{зуб}} = 5$$

Передаточное число ременной передачи: $u_{\text{он}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{зуб}}} = \frac{12,24}{5} = 2,45$. Примем $u_{\text{оп}} = 2,5$

(Внимание! Передаточное число зубчатой передачи должно быть больше передаточного числа ременной передачи).

Таким образом, $u_{\text{общ}} = u_{\text{он}} \cdot u_{\text{зуб}} = 2,5 \cdot 5 = 12,5$,

погрешность округления $\delta = \frac{|12,5 - 12,24|}{12,24} \cdot 100 = 2,1 < 3\%$ является допустимой ($\delta = \pm 3\%$).

1.10 Определим частоты и угловые скорости вращения валов привода ленточного транспортера.

Присвоим валам номера.

Вал 1 является валом ведущего шкива ременной передачи и валом двигателя. Частота и угловая скорость вращения вала 1:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1462 \text{ об/мин};$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = 153,0 \text{ рад/с.}$$

Вал 2 является валом ведомого шкива ременной передачи и быстроходным валом редуктора. Частота и угловая скорость вращения вала 2:

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{\text{он}}} = \frac{1462}{2,5} = 584,8 \text{ об/мин};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 584,8}{30} = 61,2 \text{ рад/сек.}$$

Вал 3 является тихоходным валом редуктора. Частота и угловая скорость вращения вала 3:

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{\text{зуб}}} = \frac{584,8}{5} = 117,0 \text{ об/мин};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 117,0}{30} = 12,2 \text{ рад/сек.}$$

Вал 4 является валом барабана ленточного транспортера. Частота и угловая скорость вращения вала 4:

$$n_4 = n_3 = 117,0 \text{ об/мин};$$

$$\omega_4 = \omega_3 = 12,2 \text{ рад/с.}$$

1.11 Определим мощности и вращающие моменты на валах привода ленточного транспортера.

Вал 1: $P_1 = P_{\text{дв}} = 22,0 \text{ кВт};$

$$T_1 = T_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}} = 22 \cdot 10^3 / 153,02 = 143,8 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вал 2: $P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{он}} \cdot \eta_n = 22,0 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 20,7 \text{ кВт};$

$$T_2 = P_2 / \omega_2 = 20,7 \cdot 10^3 / 61,2 = 338,1 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вал 3: $P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{зуб}} \cdot \eta_n = 20,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 19,9 \text{ кВт};$

$$T_3 = P_3 / \omega_3 = 19,9 \cdot 10^3 / 12,2 = 1623,3 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вал 4: $P_4 = P_3 \cdot \eta_m \cdot \eta_n = 19,9 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 19,3 \text{ кВт};$

$$T_4 = P_4 / \omega_4 = 19,3 \cdot 10^3 / 12,2 = 1575,0 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

1.12 Проверим правильность вычислений.

Рабочее усилие на барабане ленточного транспортера:

$$F_t = 2 \cdot T_4 / D_6 = 2 \cdot 1575,0 / 0,4 = 7875,0 \text{ Н} = 7,9 \text{ кН} > 7,5 \text{ кН}$$

Вычисления выполнены верно.

1.13 Полученные данные заносим в таблицу:

Табл. 1 Кинематические и силовые характеристики привода

№ вала	Характеристика вала	Частота вращения вала n , об/мин	Угловая скорость вращения вала ω , рад/сек	Вращающий момент на валу T , Н·м	Мощность на валу P , кВт	Передаточное число передачи
1	вал двигателя	1462,0	153,0	143,8	22,0	2,5
2	б/х вал редуктора	584,8	61,2	338,1	20,7	
3	т/х вал редуктора	117,0	12,2	1623,3	19,9	5
4	вал барабана			1575,0	19,3	

2. Определение геометрических параметров привода

2.1. Определим основные геометрические параметры ременной передачи.

Диаметр ведущего шкива ременной передачи определим по приближенной формуле:

$$D_1 = \sqrt[3]{30 \dots 40 \cdot T_1} \text{ мм, где } T_1 \text{ - вращающий момент на ведущем валу ременной передачи.}$$

$$D_1 = \sqrt[3]{30 \dots 40 \cdot 143,8} = 157,2 \dots 209,6 \text{ мм.}$$

Значение D_1 выбираем из стандартного ряда: 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

$$D_1 = 180 \text{ мм.}$$

Находим диаметр ведомого шкива: $D_2 = D_1 \cdot u_{on} \cdot (1 - \varepsilon) \text{ мм, где}$

u_{on} - передаточное число открытой передачи;

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ - коэффициент скольжения.

$$D_2 = 180 \cdot 2,5 \cdot 0,985 = 443,25 \text{ мм.}$$

Полученное значение D_2 округляем до ближайшего из стандартного ряда: $D_2 = 450 \text{ мм.}$

Находим фактическое передаточное число ременной передачи:

$$u_{on}^{\phi} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}, \quad u_{on}^{\phi} = \frac{450}{180 \cdot (1 - 0,015)} = 2,54.$$

Находим ориентировочное межосевое расстояние: $a \geq 1,5 \cdot (D_1 + D_2) \text{ мм.}$

$$a \geq 1,5 \cdot (180 + 450) = 945,0 \text{ мм.}$$

Находим расчетную длину ремня: $l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} \text{ мм.}$

$$l = 2 \cdot 945,0 + \frac{3,14}{2} \cdot (450 + 180) + \frac{(450 - 180)^2}{4 \cdot 945,0} = 2898,4 \text{ мм.}$$

Полученное значение l округляем до ближайшего из стандартного ряда чисел:

500; 550; 600; 700; 750; 800; 850; 900; 1000; 1050; 1150; 1200; 1250; 1300; 1400; 1450; 1500; 1600; 1700; 1800; 2000; 2500; 3000; 3500; 4000; 4500; 5000 мм.

$$l = 3000 \text{ мм.}$$

Уточняем значение межосевого расстояния a по стандартной длине l :

$$a = \frac{l}{8} \left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (D_2 + D_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (D_2 + D_1)]^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right\}.$$

$$a = \frac{1}{8} \cdot \left\{ 2 \cdot 2898,4 - 3,14 \cdot (450 + 180) + \sqrt{[2 \cdot 2898,4 - 3,14 \cdot (450 + 180)]^2 - 8 \cdot (450 - 180)^2} \right\} = 996,3 \text{ мм.}$$

Определим угол обхвата ремнем ведущего шкива (угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$):

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(D_2 - D_1)}{a} \text{ град.} \quad \alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{(450 - 180)}{996,3} = 164,6^\circ > 120^\circ.$$

Полученные данные заносим в таблицу.

Табл. 2 Геометрические параметры ременной передачи:

Параметр	Значение
Межосевое расстояние a , мм	996,3
Длина ремня l , мм	3000
Угол обхвата ведущего шкива α_1 , °	164,6
Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	180
Диаметр ведомого шкива D_2 , мм	450

2.2. Определим основные геометрические параметры зубчатой передачи.

Находим предварительное значение межосевого расстояния зубчатой передачи:

$$a'_w = K \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_B}{u}} \text{ мм, где}$$

$T_B = T_2$ — вращающий момент на быстроходном валу редуктора, Н·м;

u — передаточное число редуктора;

K — коэффициент, зависит от марки стали:

σ_T , МПа	Углеродистые стали		Легированные стали	
	300	800	600	950
Коэффициент K	12,0	9,0	7,5	6,0

Для указанной в задании стали 40, $\sigma_T = 350,0$ МПа.

Методом интерполяции находим $K=11,7$.

$$a'_w = 11,7 \cdot (5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{338,09}{5}} = 286,0 \text{ мм. Полученное значение } a'_w \text{ округляем до ближайшего}$$

по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$ (см. Приложение 3): $a'_w = 280$ мм.

Находим делительный диаметр колеса зубчатой передачи: $d_2 = \frac{2a_w \cdot u}{(u+1)}$, мм.

$$d_2 = \frac{2 \cdot 280 \cdot 5}{(5+1)} = 466,7 \text{ мм.}$$

Находим ширину венца колеса зубчатой передачи: $b_2 = \psi_a \cdot a_w$ мм,

где ψ_a — коэффициент ширины венца колеса, принимается из ряда стандартных чисел: 0,25; 0,315; 0,4; 0,5 в зависимости от положения колеса относительно опор:

- при симметричном расположении колеса — $\psi_a = 0,315 \dots 0,5$;
- при несимметричном расположении колеса — $\psi_a = 0,25 \dots 0,4$.

Так как колесо расположено симметрично относительно опор, принимаем $\psi_a = 0,4$

$$b_2 = 0,4 \cdot 280 = 112,0 \text{ мм.}$$

Округляем полученную ширину венца зубчатого колеса до ближайшего значения по ряду нормальных линейных размеров $Ra40$ (см. Приложение 3): $b_2 = 110$ мм.

Находим делительный диаметр шестерни зубчатой передачи: $d_1 = 2 \cdot a_w - d_2$ мм.

$$d_1 = 2 \cdot 280 - 466,7 = 93,3 \text{ мм.}$$

Находим ширину венца шестерни зубчатой передачи.

С целью перекрытия зубьев по длине для лучшей их приработки ширина венца шестерни выполняется на 2...4 мм больше ширины венца зубчатого колеса: $b_1 = b_2 + (2 \dots 4)$ мм.

$$b_1 = 110 + 4 = 114 \text{ мм.}$$

Полученные данные заносим в таблицу.

Табл. 3 Геометрические параметры зубчатой передачи:

Параметр		Значение
Межосевое расстояние a'_w , мм		280
Ширина зубчатого венца, мм:	шестерни b_1	114
	колеса b_2	110
Угол наклона зубьев β , °		10
Диаметр делительной окружности, мм:	шестерни d_1	93,3
	колеса d_2	466,7

3. Определение нагрузок на валы редуктора

3.1. Определим нагрузки на быстроходном валу редуктора (вал 2).

Нагрузки на быстроходном валу редуктора возникают в результате действия сил со стороны ременной передачи и сил, возникающих в зубчатом зацеплении.

3.1.1 Ориентировочно определим консольную нагрузку на быстроходный вал от ременной передачи.

Находим окружное усилие ременной передачи: $F_{тон} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{D_1} H$, где

T_1 — вращающий момент на ведущем валу ременной передачи, $H \cdot м$;

D_1 — диаметр ведущего шкива ременной передачи, $мм$.

$$F_{тон} = \frac{2 \cdot 143,8 \cdot 10^3}{180} = 1597,4 H.$$

Ориентировочно принимаем усилие ременной передачи, действующее на быстроходный вал редуктора: $F_n = 3 \cdot F_{тон} H$. $F_{нон} = 3 \cdot 1597,4 = 4792,3 H$.

Принимаем $F_{нон} = 4,8 кН$.

3.1.2 Ориентировочно определим нагрузки на быстроходный вал от зубчатой цилиндрической передачи.

Находим окружное усилие от зубчатой передачи: $F_{т1} = F_{т2} = \frac{2 \cdot T_T \cdot 10^3}{d_2} H$, где

$T_T = T_3$ — вращающий момент на тихоходном валу редуктора, $H \cdot м$;

d_2 — диаметр зубчатого колеса редуктора, $мм$.

$$F_{т1} = \frac{2 \cdot 1623,3 \cdot 10^3}{466,7} = 6956,7 H.$$

Принимаем $F_{т1} = 7,0 кН$.

Находим радиальное усилие от зубчатой передачи: $F_{r1} = \frac{F_{т1} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}$. $F_{r1} = \frac{7,0 \cdot 0,364}{0,985} = 2,6 кН$.

Находим осевое усилие от зубчатой передачи: $F_{a1} = F_{т1} \cdot \operatorname{tg} \beta$. $F_{a1} = 7,0 \cdot 0,176 = 1,2 кН$.

3.2. Определим нагрузки на тихоходном валу редуктора (вал 3).

3.2.1 Ориентировочно определим консольную нагрузку на тихоходный вал от муфты: $F_M = 125 \cdot \sqrt{T_T} H$

$$F_M = 125 \cdot \sqrt{1623,3} = 5036,3 H.$$

Принимаем $F_M = 5,0 кН$.

3.1.2 Определим нагрузки на тихоходный вал от зубчатой цилиндрической передачи.

Нагрузки на ведомый вал зубчатой передачи равны нагрузкам на ведущий вал.

$$F_{т2} = F_{т1}; \quad F_{r2} = F_{r1}; \quad F_{a2} = F_{a1}.$$

$$F_{т2} = 7,0 кН; \quad F_{r2} = 2,6 кН; \quad F_{a2} = 1,2 кН.$$

Полученные данные заносим в таблицу.

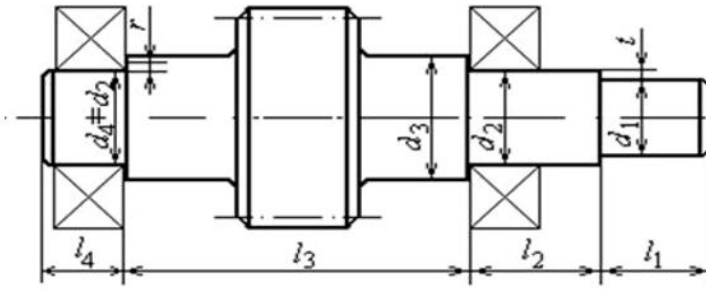
Табл. 4 Нагрузки на валы редуктора:

Вал редуктора	Консольная сила $F_{нон}$ и F_M , $кН$	Окружная сила F_t , $кН$	Радиальная сила F_r , $кН$	Осевая сила F_a , $кН$
Б/ходный вал	4,8	7,0	2,6	1,2
Т/ходный вал	5,0	7,0	2,6	1,2

4. Конструирование валов редуктора

4.1 Определение геометрических параметров ступеней быстроходного вала (вала-шестерни)

Рис. 2 Быстроходный вал одноступенчатого цилиндрического редуктора



Диаметр вала под ведомый шкив ременной передачи: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_B \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{338,1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 48 \text{ мм},$

где $T_B = T_2$ – вращающий момент на быстроходном валу редуктора, $H \cdot м$;
 $[\tau]_K$ – допускаемые касательные напряжения при кручении, $МПа$.

Так как шпоночная канавка под шкив ременной передачи ослабляет сечение вала, его диаметр увеличивают на 5...8%.

$$d_1 = 48 \cdot (1 + 0,065) = 51,12 \approx 53 \text{ мм (см. Приложение 3)}.$$

Диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник определяется по формуле:

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t = 53 + 2 \cdot 4,2 = 61,4 \text{ мм}.$$

Значения высоты буртика t , фаски r_{max} подшипника и величины фаски ступицы колеса f определяют в зависимости от диаметра ступени d :

d	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85	86...100
t	2	2,2	2,5	3,2	4,2	4,6	5,2	6,2
r_{max}	1,6	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	4
f	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5	3,0

Диаметр d_2 необходимо округлить до ближайшего большего стандартного диаметра внутреннего кольца подшипника (см. п. 4.3): $d_2 = 65 \text{ мм}$ (см. ГОСТ 8338-75).

Диаметр вала под шестерню определяется по формуле:

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 65 + 3,2 \cdot 3,5 = 76,2 \approx 80 \text{ мм (см. Приложение 3)}.$$

Диаметр вала под подшипник: $d_4 = d_2 = 65 \text{ мм}.$

Длина консольной части под шкив ременной передачи зависит от ширины обода шкива и, как правило, находится в пределах: $l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1.$

Так как в данном проекте расчет ременной передачи не производится, можно принять минимальное значение

$$l_1 = 1,2 \cdot d_1 = 1,2 \cdot 53 = 63,6 \approx 64 \text{ мм}.$$

Длина участка вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

$$l_2 \approx 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 65 = 97,5 \approx 98 \text{ мм}.$$

Длина участка вала под шестерню l_3 определяется графически на эскизной компоновке.

Длина участка вала под подшипник $l_4 = B_B = 33 \text{ мм}$ (см. п.4.3).

4.2 Определение геометрических параметров ступеней тихоходного вала

Диаметр вала под полумуфту: $d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{1623,3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 74 \text{ мм}.$

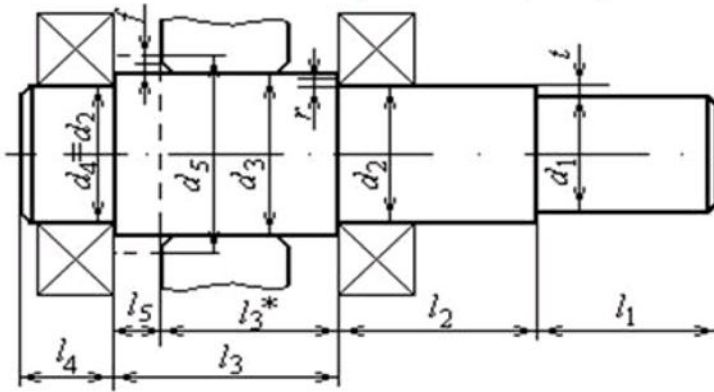
Диаметр d_1 необходимо округлить до ближайшего большего стандартного диаметра под полумуфту (см. п. 4.4): $d_1 = 75 \text{ мм}$ (см., например, ГОСТ 21425-93).

Диаметры вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипники:

$$d_2 = d_4 = d_1 + 2 \cdot t = 75 + 2 \cdot 5,2 = 85,4 \approx 90 \text{ мм (см. ГОСТ 8338-75)}.$$

Полученное значение округляется до ближайшего большего стандартного диаметра внутреннего кольца выбранного подшипника (см. п.4.3).

Рис. 3 Тихоходный вал одноступенчатого цилиндрического редуктора



Диаметр вала под колесо: $d_3 = d_2 + 3,2r = 90 + 3,2 \cdot 4,0 = 102,8 \approx 105$ мм (см. Приложение 3).

Диаметр вала под опорную ступень: $d_5 = d_3 + 3 \cdot f = 105 + 3 \cdot 2,5 = 112,5 \approx 120$ мм (см. Приложение 3).

Диаметр вала под подшипник: $d_4 = d_2 = 90$ мм

Опорную ступень можно заменить распорной втулкой. В этом случае диаметр рассчитывать не нужно.

Длина консольной части вала под полумуфту: $l_1 = (1 \dots 1,5) \cdot d_1 = 75 \dots 112,5 = 90$ мм.

Длина участка вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник:

$$l_2 \approx 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 90 = 112,5 \approx 113 \text{ мм.}$$

Длина участка вала под колесо l_3 и опорную ступень (если она предусмотрена конструкцией) l_5 определяется графически на эскизной компоновке.

Длина участка вала под подшипник: $l_4 = B_T = 30$ мм (см. п.4.3).

4.3 Предварительный выбор подшипников качения

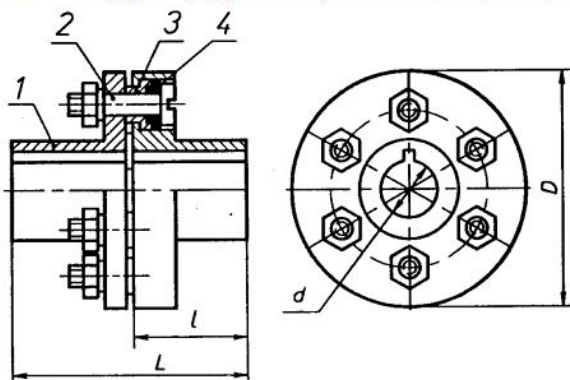
Согласно Табл. 3, $a_w = 280 > 200$ мм. В соответствии с рекомендациями выбираем для быстроходного вала подшипник 313 ГОСТ 8338-75 шариковый радиальный однорядный средней серии, для тихоходного вала подшипник 218 ГОСТ 8338-75 шариковый радиальный однорядный легкой серии. Данные заносим в таблицу

Табл. 5 Основные параметры подшипников:

Вал редуктора	Типоразмер подшипника	Геометрические размеры $d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемность C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_{r0} , кН
Быстроходный вал	313	65 x 140 x 33	92,3	56,0
Тихоходный вал	218	90 x 160 x 30	95,6	62,0

4.4 Предварительный выбор муфты

Рис 4. Муфта упругая втулочно-пальцевая (ГОСТ 21424-93)



1. полумуфта; 2. палец; 3. втулка

Согласно расчетам (см. п. 4.2), диаметр тихоходного вала под полумуфту: $d_1 = 75$ мм,

вращающий момент на тихоходном валу редуктора (см. табл. 1): $T_T = 1623,3$ Н·м.

Коэффициент перегрузки принимаем $K_p = 1,25$.

Определяем расчетный вращающий момент: $T_p = K_p \cdot T_T = 1,25 \cdot 1623,3 = 2029,1$ Н·м.

По ГОСТ 21424-93 выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую исполнения 1. Данные заносим в таблицу.

Табл. 6 Основные параметры муфты упругой втулочно-пальцевой исполнения 1 (ГОСТ 21425-93)

Момент T , Н·м	Угловая скорость ω , c^{-1} , не >	Отверстие, мм		Габаритные размеры, мм		Смещение осей валов, не >	
		d	l	D	L	радиальное Δr	угловое $\Delta \gamma$
2000	240	75	105	250	218	0,4	1^0

Таким образом, длина консольной части тихоходного вала под полумуфту $l_1 = l = 105$ мм.

4.5 Предварительный выбор шпонки

Подбираем призматическую шпонку для соединения зубчатого колеса с тихоходным валом.

Согласно расчетам (см. п. 4.2), диаметр тихоходного вала под колесо: $d_3 = 105 \text{ мм}$,

вращающий момент на тихоходном валу редуктора (см. табл. 1): $T_T = 1623,3 \text{ Н·м}$.

Длину ступицы зубчатого колеса принимаем равной ширине колеса $b_2 = 110 \text{ мм}$ (см. табл. 3). Нагрузка постоянная реверсивная.

По ГОСТ 23360–78 выбираем шпонку призматическую исполнения 1. Шпонка $28 \times 16 \times 100$ ГОСТ 23360–78.

Длину шпонки принимаем из ряда стандартных значений $l = 100 \text{ мм}$ ($< b_2 = 110 \text{ мм}$ – длина шпонки не должна превышать длину ступицы колеса). Данные заносим в таблицу.

Табл. 7 Основные параметры шпонки призматической (ГОСТ 23360 – 78)

Сечение шпонки $b \times h$, мм	Длина l , мм	Глубина паза вала t_1 , мм
28×16	100	10

4.6 Разработка чертежа общего вида редуктора

Выполняем эскизную компоновку редуктора на бумаге формата А1 с миллиметровой сеткой в масштабе 1:2. Построение чертежа общего вида подробно рассмотрено в [1, п. 7.5].

1. Наметим расположение проекций чертежа в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колес. Проведем оси проекций и осевые линии валов на межосевом расстоянии $a_w = 280 \text{ мм}$ (см. табл. 3) друг от друга.

2. Вычертим редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами, полученными в результате проектного расчета: $d_1 = 93,3 \text{ мм}$; $d_2 = 466,7 \text{ мм}$; $b_1 = 114 \text{ мм}$; $b_2 = 110 \text{ мм}$ (см. табл. 3). Так как в данной работе не производится расчет зубьев колеса и шестерни, высоту зуба примем условно

$$h = 0,1 \cdot d_1. \text{ Определим размер } L \text{ (рис. 5, а): } L = a_w + \frac{d_1 + d_2}{2} + h = 280 + \frac{93,3 + 466,7}{2} + 0,1 \cdot 93,3 = 569,3 \text{ мм}$$

3. Прочертим контур внутренней поверхности стенок корпуса редуктора с зазором x от вращающихся поверхностей колеса для предотвращения задевания: $x = \sqrt[3]{L} + 3 = \sqrt[3]{569,3} + 3 = 8,6 \approx 9 \text{ мм}$ ($> 8 \text{ мм}$).

Расстояние от оси шестерни до внутренней поверхности корпуса $f = D/2 + x = 140/2 + 9 = 79 \text{ мм}$, где $D = 140 \text{ мм}$ (см. табл. 5) – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала (см. рис. 5, б).

4. Вычертим ступени валов на соответствующих осях по размерам, полученным в проектном расчете валов (см. п. 4.1, 4.2) в последовательности от 3-й к 1-й.

Быстроходный вал: $d_1 = 53 \text{ мм}$; $d_2 = 65 \text{ мм}$; $d_3 = 80 \text{ мм}$; $d_4 = 65 \text{ мм}$.

$l_1 = 64 \text{ мм}$; $l_2 = 98 \text{ мм}$; $l_4 = 33 \text{ мм}$.

Тихоходный вал: $d_1 = 74 \text{ мм}$; $d_2 = 90 \text{ мм}$; $d_3 = 105 \text{ мм}$; $d_4 = 90 \text{ мм}$.

$l_1 = 90 \text{ мм}$; $l_2 = 113 \text{ мм}$; $l_4 = 30 \text{ мм}$.

Длина участков валов под колесо и шестерню l_3 получается конструктивно, как расстояние между противоположными стенками редуктора $l_3 = b_1 + 2 \cdot x = 114 + 2 \cdot 9 = 132 \text{ мм}$. Данные заносим в таблицу 8.

5. Вычерчиваем контуры подшипников и определяем расстояния l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов. Для радиального подшипника точка приложения реакции лежит в средней плоскости подшипника (см. рис. 6, б).

Для быстроходного вала: $l_B = L_B - B_B = l_3 + B_B = 132 + 33 = 165 \text{ мм}$.

Для тихоходного вала: $l_T = L_T - B_T = l_3 + B_T = 132 + 30 = 162 \text{ мм}$,

где B_B, B_T – ширина соответствующего подшипника (см. табл. 5).

6. Определяем точки приложения консольных сил:

а) на входном (быстроходном) валу силу давления F_n от ремённой передачи считают приложенной к середине выходного конца l_1 вала на расстоянии l_{on} от точки приложения реакции ближнего подшипника (см. рис. 6, б): $l_{on} = l_2 + 0,5 \cdot l_1 - 0,5 \cdot B_B = 98 + 0,5 \cdot 64 - 0,5 \cdot 33 = 146,5 \approx 147 \text{ мм}$, где B_B – ширина подшипника на быстроходном валу.

б) на выходном (тихоходном) валу сила давления муфты F_M приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что точка приложения силы F_M находится в торцевой плоскости выходного конца вала на расстоянии l_M от точки приложения реакции смежного подшипника (см. рис. 6, б).

$$l_M = l_2 + l_1 - 0,5 \cdot B_T = 113 + 90 - 0,5 \cdot 30 = 188 \text{ мм},$$

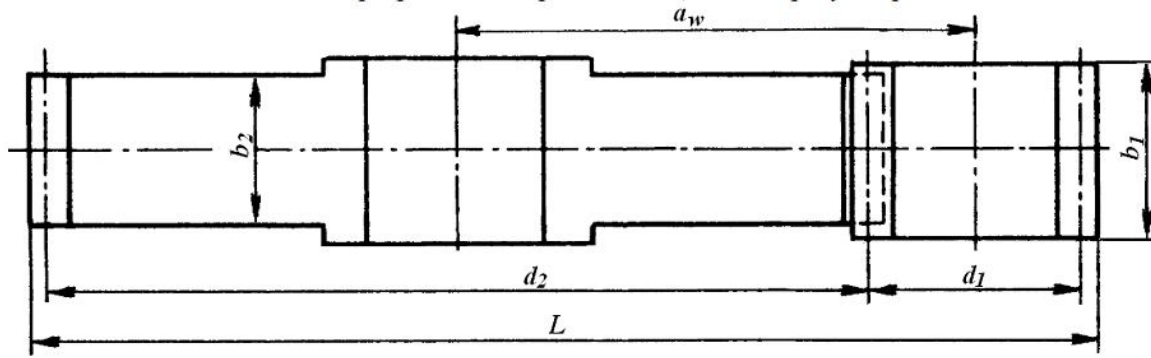
где B_T – ширина подшипника на тихоходном валу.

6. Строим вторую проекцию (рис. 6, а).

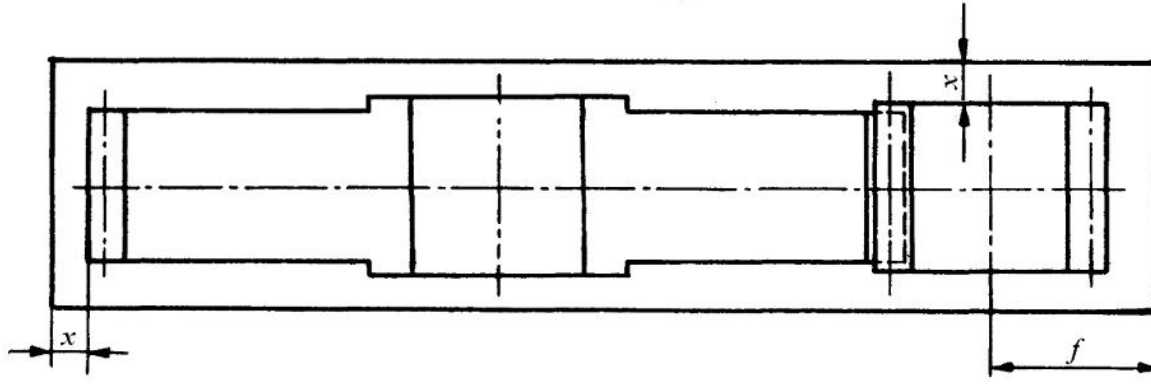
Расстояние между дном корпуса и поверхностью колеса $y \geq 4 \cdot x = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм}$.

Условный диаметр окружности вершин зубьев колеса: $da_2 = d_2 + 2 \cdot 0,1 \cdot d_1 = 466,7 + 2 \cdot 0,1 \cdot 33 = 473,3 \text{ мм}$

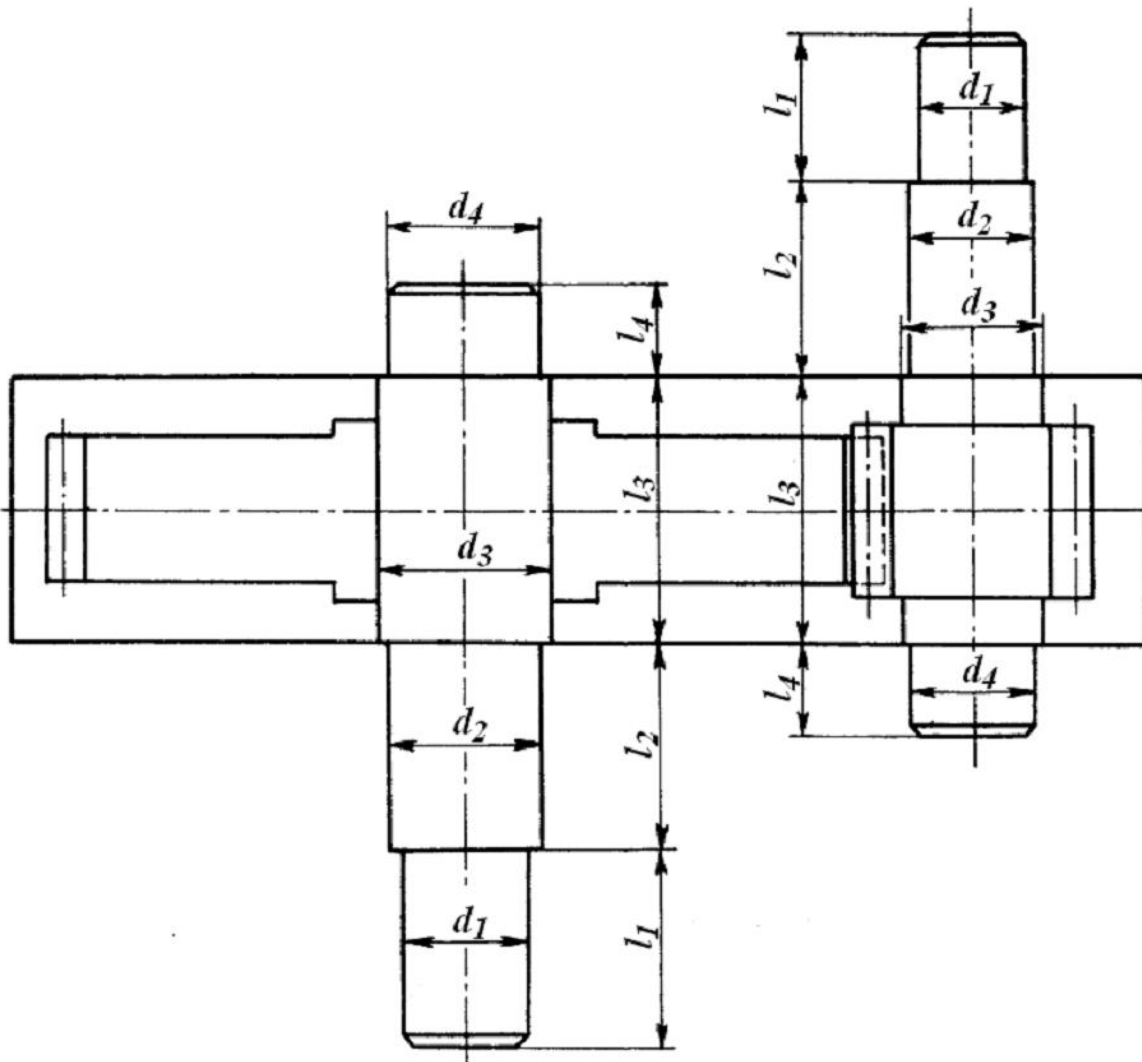
Рис. 5 Последовательность разработки чертежа общего вида редуктора



a)

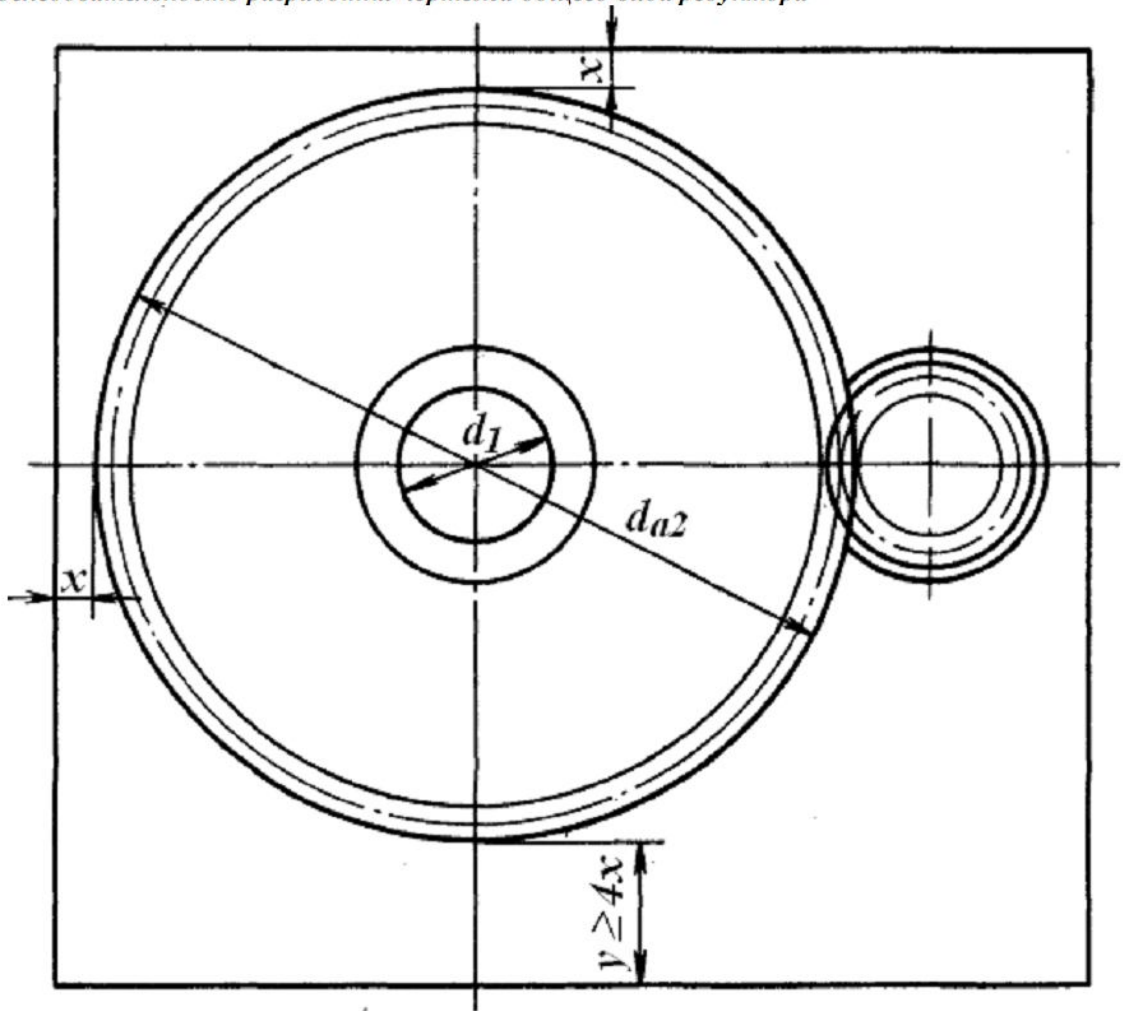


б)

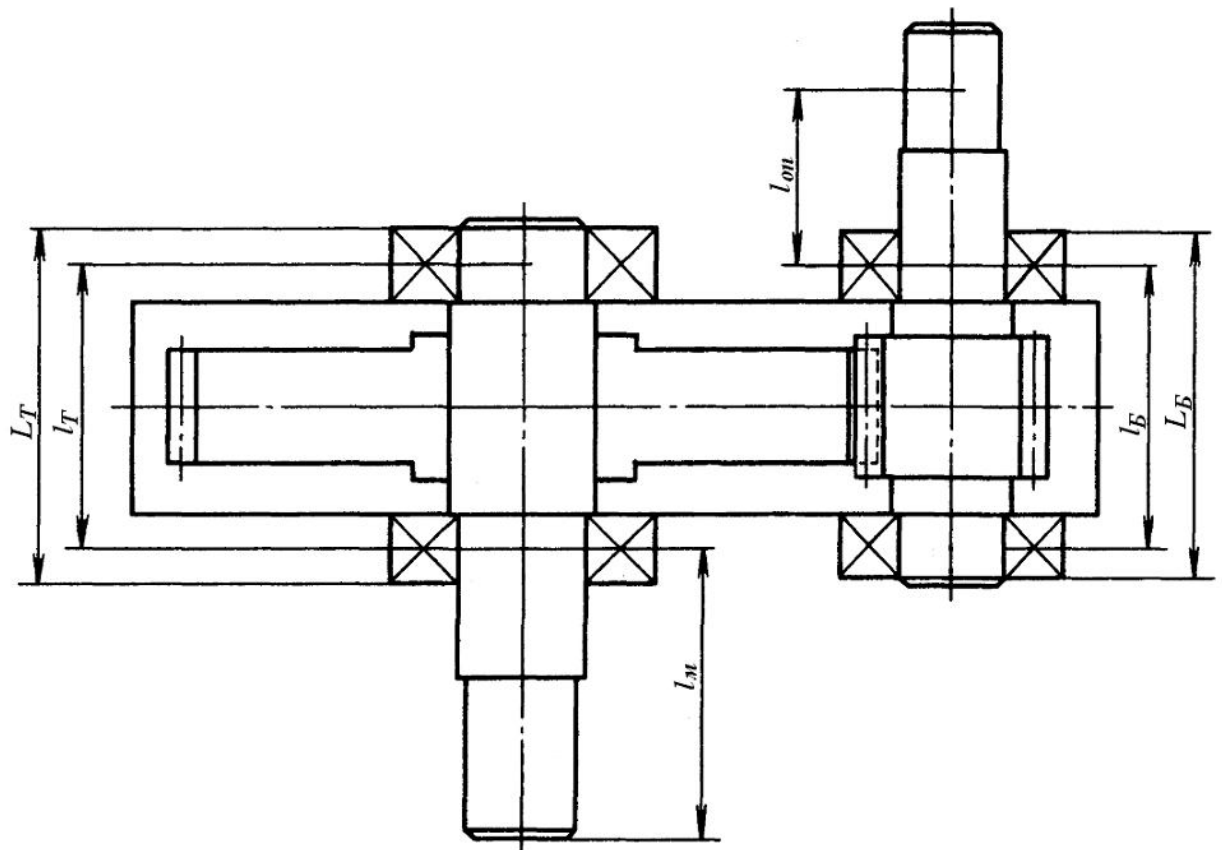


в)

Рис. 6 Последовательность разработки чертежа общего вида редуктора



a)



б)

Табл. 8 Основные параметры валов редуктора

Вал (материал-сталь 40) $\sigma_T = 350$ Мпа, $\sigma_B = 600$ Мпа, $[\sigma] = 70$ Мпа.	Размеры ступеней, мм				Подшипники			
	d_1	d_2	d_3	d_4	Типо- размер	$d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъемн ость C_r , кН	Статическая грузоподъемность C_{r0} , кН
l_1	l_2	l_3	l_4					
Быстроходный	53	65	80	65	313	65 x 140 x 33	92,3	56,0
	64	98	132	33				
Тихоходный	75	90	105	90	218	90 x 160 x 30	95,6	62,0
	90	113	132	30				

5. Проверочный расчет валов на статическую прочность

5.1 Расчет быстроходного вала

5.1.1 Определение реакций в опорах подшипников быстроходного вала

Вычертим расчетную схему вала в соответствии со схемой нагружения (рис. 7, а, б). Выпишем данные. Нагрузки на быстроходном валу редуктора были рассчитаны в п. 3.1 (табл. 4).

Силы F_{t1} , F_{r1} , F_{a1} , действующие в зацеплении зубчатой передачи, приложены в точке контакта зубьев шестерни и колеса на расстоянии $d_1 / 2$ от оси вала (d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, табл. 3).

Консольная сила F_{non} от ременной передачи считается приложенной по середине ширины шкива, то есть в центре консольной части вала.

Реакции опор R_A и R_B считаются приложенными по центру подшипника.

Расстояние между опор l_B и расстояние до места приложения консольной силы l_{on} находят из эскизной компоновки (см. п. 4.6).

Вычертим расчетную схему вала отдельно в вертикальной XOZ (рис. 7, в) и горизонтальной YOZ (рис. 7, д) проекциях.

Используя уравнения равновесия $\begin{cases} \sum M_{yA} = 0 \\ \sum M_{yB} = 0 \end{cases}$ и $\begin{cases} \sum M_{xA} = 0 \\ \sum M_{xB} = 0 \end{cases}$, найдем проекции реакций опор в соответствующих плоскостях.

1. Определяем проекции реакций опор в плоскости XOZ :

$$\sum M_A = F_{non} \cdot l_{on} + F_{a1} \cdot d_1 / 2 - F_{r1} \cdot l_B / 2 - R_{Bx} \cdot l_B = 0 ;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{non} \cdot l_{on} + F_{a1} \cdot d_1 / 2 - F_{r1} \cdot l_B / 2}{l_B} = \frac{4,8 \cdot 147 + 1,2 \cdot 93,3 / 2 - 2,6 \cdot 165 / 2}{165} = 3,31 \text{ кН} .$$

$$\sum M_B = F_{non} \cdot (l_{on} + l_B) - R_{Ax} \cdot l_B + F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{r1} \cdot l_B / 2 = 0 ;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{non} \cdot (l_{on} + l_B) + F_{a1} \cdot d_1 / 2 + F_{r1} \cdot l_B / 2}{l_B} = \frac{4,8 \cdot (147 + 165) + 1,2 \cdot 93,3 / 2 + 2,6 \cdot 165 / 2}{165} = 10,72 \text{ кН}$$

Проверим правильность вычислений: $\sum X_i = F_{non} - R_{Ax} + F_{r1} + R_{Bx} = 4,8 - 10,72 + 2,6 + 3,31 \approx 0$

2. Определяем проекции реакций опор в плоскости YOZ :

$$\sum M_A = F_{t1} \cdot l_B / 2 + R_{By} \cdot l_B = 0 ; \quad R_{By} = \frac{-F_{t1} \cdot l_B / 2}{l_B} = -7,0 / 2 = -3,5 \text{ кН} .$$

$$\sum M_B = -F_{t1} \cdot l_B / 2 + R_{Ay} \cdot l_B = 0 ; \quad R_{Ay} = \frac{F_{t1} \cdot l_B / 2}{l_B} = 7,0 / 2 = 3,5 \text{ кН} .$$

3. Проверим правильность вычислений: $\sum Y_i = R_{Ay} - F_{t1} - R_{By} = 3,5 - 7,0 + 3,5 = 0$.

4. Определяем суммарные реакции в опорах: $R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{10,72^2 + 3,5^2} = 11,3 \text{ кН} ;$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{3,31^2 + (-3,5)^2} = 4,8 \text{ кН} .$$

5.1.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов быстроходного вала

1. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y (рис. 7, в).

$$\text{Участок I: } 0 \leq z_1 \leq l_{on}; \quad M(z_1) = -F_{non} \cdot z_1$$

$$M(0) = 0; \quad M(l_{on}) = -F_{non} \cdot l_{on} = -4,8 \cdot 10^3 \cdot 0,147 = -705,6 \text{ Н}\cdot\text{м} .$$

Участок II: $0 \leq z_2 \leq l_B/2$; $M(z_2) = -F_{n, on} \cdot (l_{on} + z_1) + R_{Ax} \cdot z_2$
 $M_{(0)} = -F_{n, on} \cdot l_{on} = -4,8 \cdot 10^3 \cdot 0,147 = -705,6 \text{ Н}\cdot\text{м};$
 $M_{(l_B/2)} = -F_{n, on} \cdot (l_{on} + l_B/2) + R_{Ax} \cdot l_B/2 = -4,8 \cdot 10^3 \cdot (0,147 + 0,165 / 2) +$
 $+ 10,72 \cdot 10^3 \cdot 0,165 / 2 = -217,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Участок III: $l_B/2 \geq z_3 \geq 0$; $M(z_3) = -R_{Bx} \cdot z_3$
 $M_{(0)} = 0$; $M_{(l_B/2)} = -R_{Bx} \cdot l_B/2 = -3,31 \cdot 10^3 \cdot 0,165 / 2 = -273,1 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

(Скачок момента $M_{(l_B/2)}$ при переходе от II-ого к III-му участку должен быть примерно равен величине $F_{a1} \cdot d_1/2 = 1,2 \cdot 10^3 \cdot 93,3 \cdot 10^{-3} / 2 = 55,98 \text{ Н}\cdot\text{м}.)$

$$M_{(l_B/2)II} - M_{(l_B/2)III} = -217,6 - (-273,1) = 55,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \approx 55,98 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Строим эпюру M_y в масштабе $1:500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, г).

2. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X (рис. 7, д).

Участок I: $0 \leq z_1 \leq l_{on}$; $M(z_1) = 0.$
Участок II: $0 \leq z_2 \leq l_B/2$; $M(z_2) = -R_{Ay} \cdot z_2$
 $M_{(0)} = 0$; $M_{(l_B/2)} = -R_{Ay} \cdot l_B/2 = -3,5 \cdot 10^3 \cdot 0,165 / 2 = -288,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$
Участок III: $l_B/2 \geq z_3 \geq 0$; $M(z_3) = R_{By} \cdot z_3$
 $M_{(0)} = 0$; $M_{(l_B/2)} = R_{By} \cdot l_B/2 = -3,5 \cdot 10^3 \cdot 0,165 / 2 = -288,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Строим эпюру M_x в масштабе $1:500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, е).

3. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях вала: $M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2}$, где M_{ix} и M_{iy} – изгибающие моменты в опасных сечениях i в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно.

В опоре A : $M_{uA} = \sqrt{M_{xA}^2 + M_{yA}^2} = \sqrt{0^2 + 705,6^2} = 705,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

В шестерне E : $M_{uE} = \sqrt{M_{xE}^2 + M_{yE}^2} = \sqrt{288,2^2 + 273,1^2} = 397,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Наиболее нагруженное место быстроходного вала – опора A . $M_{u \max} = 705,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

4. Строим эпюру крутящих моментов.

$$M_k = M_z = (F_{t1} \cdot d_1) / 2 = (7,0 \cdot 10^3 \cdot 93,3 \cdot 10^{-3}) / 2 = 326,6 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Строим эпюру M_k в масштабе $1:500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, ж). Знак эпюры определяется направлением момента от окружной силы F_{t1} , если смотреть со стороны выходного конца вала.

5.1.3 Проверка статической прочности быстроходного вала

По четвертой («энергетической») теории прочности определяем эквивалентный момент в опасном сечении: $M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{\text{umax}}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} = \sqrt{705,6^2 + 0,75 \cdot 326,6^2} = 760,2 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

Находим осевой момент сопротивления сечения вала на опасном участке. Диаметр быстроходного вала на опасном участке (в опоре A) $d_2 = 65 \text{ мм}.$

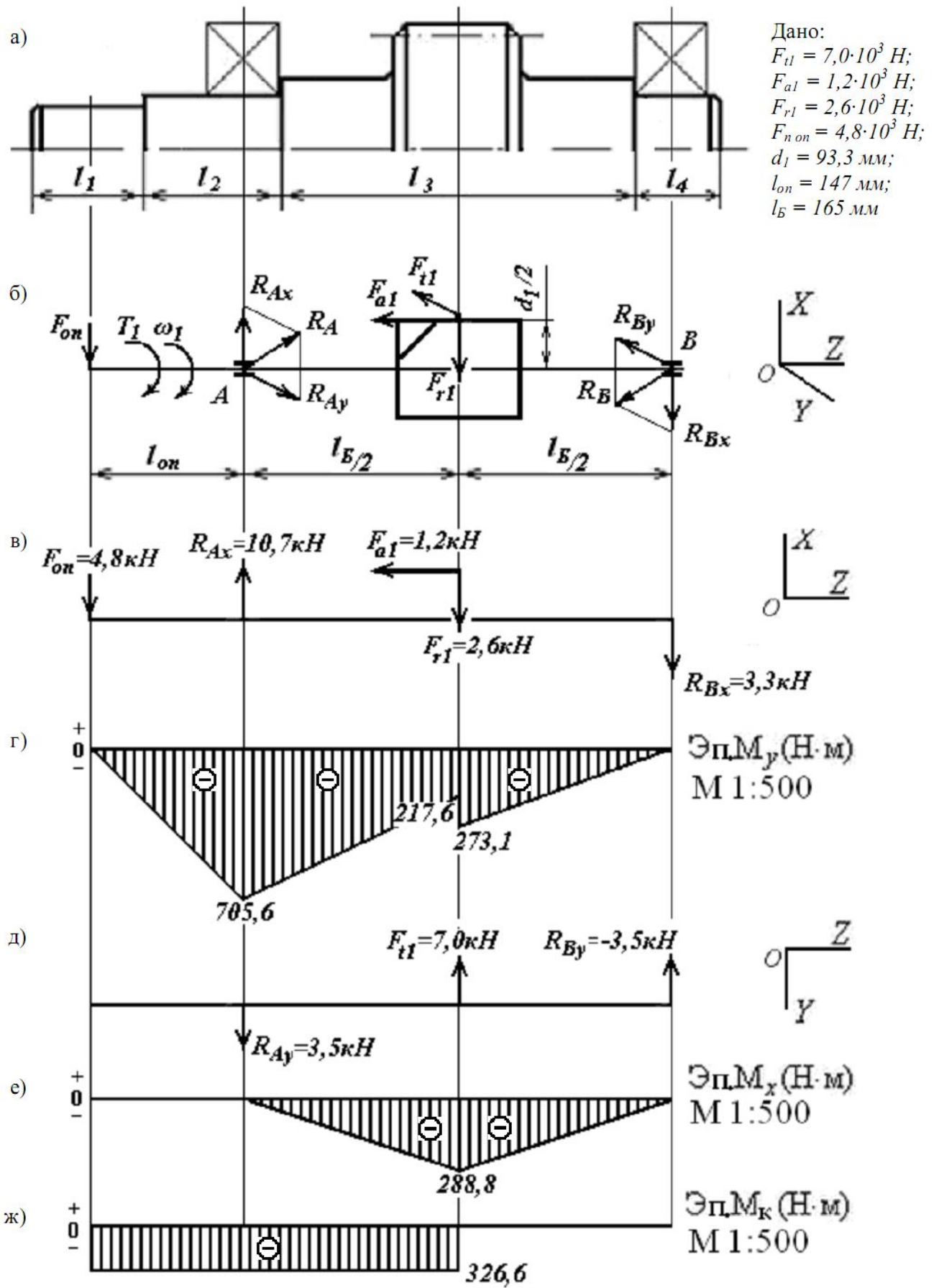
$$W_x = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_i^3 = 0,1 \cdot (65 \cdot 10^{-3})^3 = 27,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Находим эквивалентное напряжение в опасном сечении вала:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} = \frac{760,2}{27,5 \cdot 10^{-6}} = 27,6 \cdot 10^6 \text{ Па} = 27,6 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 70 \text{ МПа}.$$

Прочность быстроходного вала обеспечена.

Рис. 7 Расчетная схема быстроходного вала редуктора



5.2 Расчет тихоходного вала

5.2.1 Определение реакций в опорах подшипников тихоходного вала

Вычертим расчетную схему вала в соответствии со схемой нагружения (рис. 8, а, б). Выпишем данные. Нагрузки на тихоходном валу редуктора были рассчитаны в п. 3.2 (табл. 4).

Силы F_{t2} , F_{r2} , F_{a2} , действующие в зацеплении зубчатой передачи, приложены в точке контакта зубьев шестерни и колеса на расстоянии $d_2/2$ от оси вала (d_2 – диаметр делительной окружности колеса, табл. 3). Консольная сила F_m от полумуфты считается приложенной между полумуфтами, то есть на конце консольной части вала.

Реакции опор R_D и R_C считаются приложенными по центру подшипника.

Расстояние между опорами l_T и расстояние до места приложения консольной силы l_m находят из эскизной компоновки (см. п. 4.6).

Вычертим расчетную схему вала отдельно в вертикальной XOZ (рис. 8, в) и горизонтальной YOZ (рис. 8, д) проекциях.

Используя уравнения равновесия $\begin{cases} \sum M_{yC} = 0 \\ \sum M_{yD} = 0 \end{cases}$ и $\begin{cases} \sum M_{xC} = 0 \\ \sum M_{xD} = 0 \end{cases}$, найдем проекции реакций опор в соответствующих плоскостях.

1. Определяем проекции реакций опор в плоскости XOZ :

$$\begin{aligned} \sum M_C &= F_{r2} \cdot l_T / 2 + F_{a2} \cdot d_2 / 2 - R_{Dx} \cdot l_T = 0; \\ R_{Dx} &= \frac{F_{r2} \cdot l_T / 2 + F_{a2} \cdot d_2 / 2}{l_T} = \frac{2,6 \cdot 162 / 2 + 1,2 \cdot 466,7 / 2}{162} = 3,03 \text{ кН}; \\ \sum M_D &= -R_{Cx} \cdot l_T - F_{r2} \cdot l_T / 2 + F_{a2} \cdot d_2 / 2 = 0; \\ R_{Cx} &= \frac{-F_{r2} \cdot l_T / 2 + F_{a2} \cdot d_2 / 2}{l_T} = \frac{-2,6 \cdot 162 / 2 + 1,2 \cdot 466,7 / 2}{162} = 0,43 \text{ кН}. \end{aligned}$$

Проверим правильность вычислений: $\sum X_i = R_{Cx} + F_{r2} - R_{Dx} = 0,43 + 2,6 - 3,03 = 0$

2. Определяем проекции реакций опор в плоскости YOZ :

$$\begin{aligned} \sum M_C &= F_{t2} \cdot l_T / 2 + R_{Dy} \cdot l_T - F_m \cdot (l_T + l_m) = 0; \\ R_{Dy} &= \frac{F_m \cdot (l_T + l_m) - F_{t2} \cdot l_T / 2}{l_T} = \frac{5,0 \cdot (162 + 188) - 7,0 \cdot 162 / 2}{162} = 7,3 \text{ кН}; \\ \sum M_D &= R_{Cy} \cdot l_T - F_{t2} \cdot l_T / 2 - F_m \cdot l_m = 0; \\ R_{Cy} &= \frac{F_{t2} \cdot l_T / 2 + F_m \cdot l_m}{l_T} = \frac{7,0 \cdot 162 / 2 + 5,0 \cdot 188}{162} = 9,3 \text{ кН}. \end{aligned}$$

3. Проверим правильность вычислений: $\sum Y_i = -R_{Cy} + F_{t2} + R_{Dy} - F_m = -9,3 + 7,0 + 7,3 - 5,0 = 0$.

4. Определяем суммарные реакции в опорах: $R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{0,43^2 + 9,3^2} = 9,3 \text{ кН};$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3,03^2 + 7,3^2} = 7,9 \text{ кН}.$$

5.2.2 Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов тихоходного вала

1. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси Y (рис. 8, в).

$$\begin{aligned} \text{Участок I: } & 0 \leq z_1 \leq l_T/2; \quad M(z_1) = R_{Cx} \cdot z_1; \\ & M(0) = 0; \quad M(l_T/2) = R_{Cx} \cdot l_T/2 = 0,43 \cdot 10^3 \cdot 0,162 / 2 = 34,8 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

$$\text{Участок III: } l_m \geq z_3 \geq 0; \quad M(z_3) = 0.$$

$$\begin{aligned} \text{Участок II: } & l_T/2 \geq z_2 \geq 0; \quad M(z_2) = -R_{Dx} \cdot z_2; \\ & M(0) = 0; \quad M(l_T/2) = -R_{Dx} \cdot l_T/2 = -3,03 \cdot 10^3 \cdot 0,162 / 2 = -245,4 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

(Скачок момента $M_{(l_T/2)}$ при переходе от I-ого к II-му участку должен быть примерно равен величине $F_{a2} \cdot d_2/2 = 1,2 \cdot 10^3 \cdot 466,7 \cdot 10^{-3} / 2 = 280,02 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

$$M_{(l_T/2)I} - M_{(l_T/2)II} = 34,8 - (-245,4) = 280,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \approx 280,02 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Строим эпюру M_y в масштабе $M 1:500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 7, г).

2. Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси X (рис. 8, д).

$$\begin{aligned} \text{Участок I: } & 0 \leq z_1 \leq l_T/2; \quad M(z_1) = -R_{Cy} \cdot z_1 \\ & M_{(0)} = 0; \quad M_{(l_T/2)} = -R_{Cy} \cdot l_T/2 = -9,3 \cdot 10^3 \cdot 0,162 / 2 = -753,3 \text{ Н}\cdot\text{м}. \\ \text{Участок III: } & l_M \geq z_3 \geq 0; \quad M(z_3) = -F_M \cdot z_3 \\ & M_{(0)} = 0; \quad M_{(l_M)} = -F_M \cdot l_M = -5,0 \cdot 10^3 \cdot 0,188 = -940,0 \text{ Н}\cdot\text{м}. \\ \text{Участок II: } & l_T/2 \geq z_2 \geq 0; \quad M(z_2) = -F_M \cdot (l_M + z_2) + R_{Dy} \cdot z_2 \\ & M_{(0)} = -F_M \cdot l_M = -5,0 \cdot 10^3 \cdot 0,188 = -940,0 \text{ Н}\cdot\text{м}; \\ & M_{(l_T/2)} = -F_M \cdot (l_M + l_T/2) + R_{Dy} \cdot l_T/2 = -5,0 \cdot 10^3 \cdot (0,188 + 0,162 / 2) + \\ & \quad + 7,3 \cdot 10^3 \cdot 0,162 / 2 \approx -753,3 \text{ Н}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

Строим эпюру M_x в масштабе $1:500 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 8, е).

3. Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженных сечениях вала: $M_{i\Sigma} = \sqrt{M_{ix}^2 + M_{iy}^2}$, где M_{ix} и M_{iy} – изгибающие моменты в опасных сечениях i в вертикальной и горизонтальной плоскостях соответственно.

$$\text{В опоре } D: \quad M_{uD} = \sqrt{M_{xD}^2 + M_{yD}^2} = \sqrt{940,0^2 + 0^2} = 940,0 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

$$\text{В колесе } F: \quad M_{uF} = \sqrt{M_{xF}^2 + M_{yF}^2} = \sqrt{753,3^2 + (34,8 + 245,4)^2} = 803,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Наиболее нагруженное место тихоходного вала – опора D . $M_{u \max} = 940,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4. Строим эпюру крутящих моментов.

$$M_x = M_z = (F_{t2} \cdot d_2) / 2 = (7,0 \cdot 10^3 \cdot 466,7 \cdot 10^3) / 2 = 1633,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Строим эпюру M_k в масштабе $1:1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 8, ж).

Знак эпюры определяется направлением момента от окружной силы F_{t2} , если смотреть со стороны выходного конца вала.

5.2.3 Проверка статической прочности тихоходного вала

По четвертой («энергетической») теории прочности определяем эквивалентный момент в опасном сечении: $M_{\text{экр}} = \sqrt{M_{u \max}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} = \sqrt{940,0^2 + 0,75 \cdot 1633,5^2} = 1698,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Находим осевой момент сопротивления сечения вала на опасном участке. Диаметр тихоходного вала на опасном участке (в опоре D) $d_2 = 90 \text{ мм}$.

$$W_x = \frac{\pi \cdot d_i^3}{32} \approx 0,1 \cdot d_i^3 = 0,1 \cdot (90 \cdot 10^{-3})^3 = 72,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Находим эквивалентное напряжение в опасном сечении вала:

$$\sigma_{\text{экр}} = \frac{M_{\text{экр}}}{W_x} = \frac{1698,5}{72,9 \cdot 10^{-6}} = 23,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 23,3 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 70 \text{ МПа}.$$

Прочность тихоходного вала обеспечена.

5.3 Проверочный расчет валов на жесткость

1. Определяем полярный момент инерции быстроходного вала на опасном участке (в самой тонкой части вала): $J_p = \pi \cdot d^4 / 32 \approx 0,1 \cdot d_{\min}^4 = 0,1 \cdot (53 \cdot 10^{-3})^4 = 0,79 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4$,

где $d_{\min} = d_1 = 53 \text{ мм}$ (см. табл. 8)

Определяем максимальный относительный угол закручивания быстроходного вала θ_{\max} :

$$\theta_{\max} = \frac{M_k}{G \cdot J_p} = \frac{326,6}{8 \cdot 10^{10} \cdot 0,79 \cdot 10^{-6}} = 0,005 \text{ рад} / \text{м} \leq [\theta] = 0,02 \text{ рад} / \text{м}.$$

Жесткость быстроходного вала обеспечена.

2. Определяем полярный момент инерции тихоходного вала на опасном участке:

$$J_p = \pi \cdot d^4 / 32 \approx 0,1 \cdot d_{\min}^4 = 0,1 \cdot (75 \cdot 10^{-3})^4 = 3,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4,$$

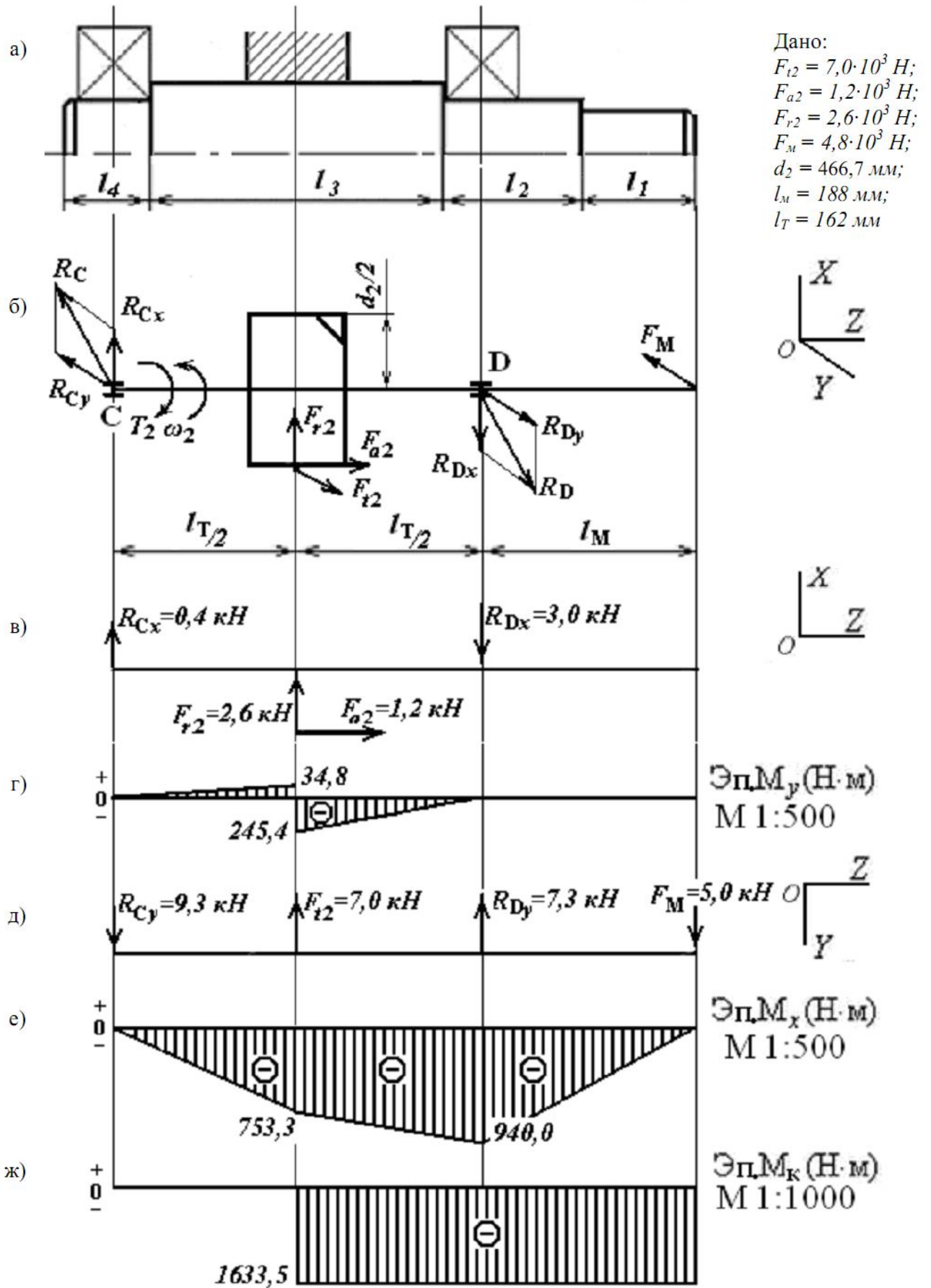
где $d_{\min} = d_1 = 75 \text{ мм}$ (см. табл. 8)

Определяем максимальный относительный угол закручивания тихоходного вала θ_{\max} :

$$\theta_{\max} = \frac{M_k}{G \cdot J_p} = \frac{1633,5}{8 \cdot 10^{10} \cdot 3,16 \cdot 10^{-6}} = 0,006 \text{ рад} / \text{м} \leq [\theta] = 0,02 \text{ рад} / \text{м}.$$

Жесткость тихоходного вала обеспечена.

Рис. 8 Расчетная схема тихоходного вала редуктора



6. Проверочный расчет подшипников качения

Проверим, удовлетворяют ли выбранные подшипники заданной долговечности:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p \geq L_h, \text{ где } L_h = 12000 \text{ ч.}$$

6.1 Проверка подшипников на быстроходном валу

Шариковый подшипник 313: $C_r = 92,3 \text{ кН}$ (см. табл. 5).

Радиальная сила в максимально нагруженной опоре: $R_r = R_A = 11,3 \text{ кН}$ (см. п. 5.1.1).

Частота вращения быстроходного вала: $n = 584,8 \text{ об/мин}$ (см. табл. 1).

Принимаем значения коэффициентов $V = 1;$ $K_B = 1,4;$ $K_T = 1;$

$$a_1 = 1; \quad a_2 = 0,7; \quad p = 3.$$

Рассчитываем эквивалентную нагрузку R_e по формуле: $R_e = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 11,3 \cdot 1,4 \cdot 1 = 15,8 \text{ кН}.$

(В данной курсовой работе параметры редукторов подобраны таким образом, что осевая сила в опоре значительно меньше радиальной, что позволяет использовать данную формулу).

Определяем фактическую долговечность подшипника (расчетный ресурс) в часах:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 584,8} \cdot \left(\frac{92,3}{15,8} \right)^3 = 3977 \text{ ч} < L_h = 12000 \text{ ч}.$$

Фактическая долговечность подшипника в три раза меньше заданной номинальной долговечности.

Возможны три варианта решения проблемы.

1. Применить подшипник того же типа *тяжелой серии 413* с параметрами $65 \times 160 \times 37$, $C_r = 119,3 \text{ кН}$
Это приведет к увеличению габаритов подшипникового узла, но не обеспечит необходимой

долговечности: $L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 584,8} \cdot \left(\frac{119,0}{15,8} \right)^3 = 8523 \text{ ч} < L_h = 12000 \text{ ч}.$

2. Увеличить диаметр посадочных мест подшипников. Необходимую долговечность обеспечит, например, шариковый подшипник *тяжелой серии 414* с параметрами $70 \times 180 \times 42$, $C_r = 143,0 \text{ кН}$, $C_{r0} = 105,0 \text{ кН}$

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 584,8} \cdot \left(\frac{143,0}{15,8} \right)^3 = 14790 \text{ ч} \geq L_h = 12000 \text{ ч}.$$

Этот вариант приемлем, однако помимо увеличения габаритов подшипникового узла, он приведет к изменению диаметров 2-й и 4-й ступеней быстроходного вала, а, следовательно, к необходимости пересчета всех остальных ступеней.

3. Применить подшипник другого типа – шариковый радиально-упорный или роликовый конический – при сохранении диаметра посадочных мест. Этот вариант предпочтителен, но требует более сложного расчета, выходящего за рамки данной работы.

Примем вариант 2. Размеры быстроходного вала, соответственно примут значения:

$$d_1 = 53 \text{ мм}; d_2 = 70 \text{ мм}; d_3 = 85 \text{ мм}; d_4 = 70 \text{ мм}.$$

$$l_B = 174 \text{ мм}; L_B = 216 \text{ мм}$$

6.2 Проверка подшипников на тихоходном валу

Шариковый подшипник 218: $C_r = 95,6 \text{ кН}$ (см. табл. 5).

Радиальная сила в максимально нагруженной опоре: $R_r = R_C = 9,3 \text{ кН}$ (см. п. 5.2.1).

Частота вращения тихоходного вала: $n = 117,0 \text{ об/мин}$ (см. табл. 1).

Рассчитываем эквивалентную нагрузку R_e : $R_e = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 9,3 \cdot 1,4 \cdot 1 = 13,0 \text{ кН}.$

Определяем фактическую долговечность подшипника (расчетный ресурс) в часах:

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C_r}{R_e} \right)^p = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 117,0} \cdot \left(\frac{95,6}{13,0} \right)^3 = 39656 \text{ ч} > L_h = 12000 \text{ ч}.$$

Подшипник пригоден.

7. Проверочный расчет шпоночного соединения

Для установки муфты на тихоходном валу в п. 4.5 была выбрана шпонка призматическая исполнения 1 (со скругленными торцами). Шпонка $28 \times 16 \times 100$ ГОСТ 23360–78 с глубиной паза вала $t_1 = 10$ мм (см. табл. 7). Вращающий момент на тихоходном валу редуктора $T_T = T_3 = 1623,3$ Н·м (см. табл. 1). Диаметр вала в месте присоединения полумуфты $d_1 = 75$ мм (см. табл. 8).

7.1 Проверка шпонки на прочность по смятию.

Определим окружную силу на муфте: $F_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T_T}{d_1} = \frac{2 \cdot 1623,3}{75 \cdot 10^{-3}} = 43,3 \cdot 10^3$ Н = 43,3 кН.

Определим площадь, по которой будет происходить смятие шпонки:

$$A_{\text{см}} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p = (0,94 \cdot 16 - 10) \cdot 72 = 362,9 \text{ мм}^2.$$

Здесь $l_p = l - b = 100 - 28 = 72$ мм – рабочая длина шпонки со скругленными торцами (l – полная длина шпонки, b , h , t_1 – ее стандартные размеры);

Определим напряжения смятия на шпонке: $\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{43,3 \cdot 10^3}{362,9 \cdot 10^{-6}} = 119,3 \cdot 10^6$ Па = 119,3 МПа $\leq [\sigma_{\text{см}}]$

При стальной ступице и спокойной нагрузке допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{см}}] = 110 \dots 190$ МПа. Условие прочности на смятие выполняется.

7.2 Проверка шпонки на прочность по срезу.

Определим площадь, по которой будет происходить срез шпонки: $A_{\text{ср}} = b \cdot l_p = 28 \cdot 72 = 2016$ мм².

Определим напряжения среза: $\tau_{\text{ср}} = \frac{F_t}{A_{\text{ср}}} = \frac{43,3 \cdot 10^3}{2016 \cdot 10^{-6}} = 21,5 \cdot 10^6$ Па = 21,5 МПа $\leq [\tau_{\text{ср}}]$

$[\tau_{\text{ср}}] = 60 \dots 100$ МПа – допускаемое напряжение на срез.

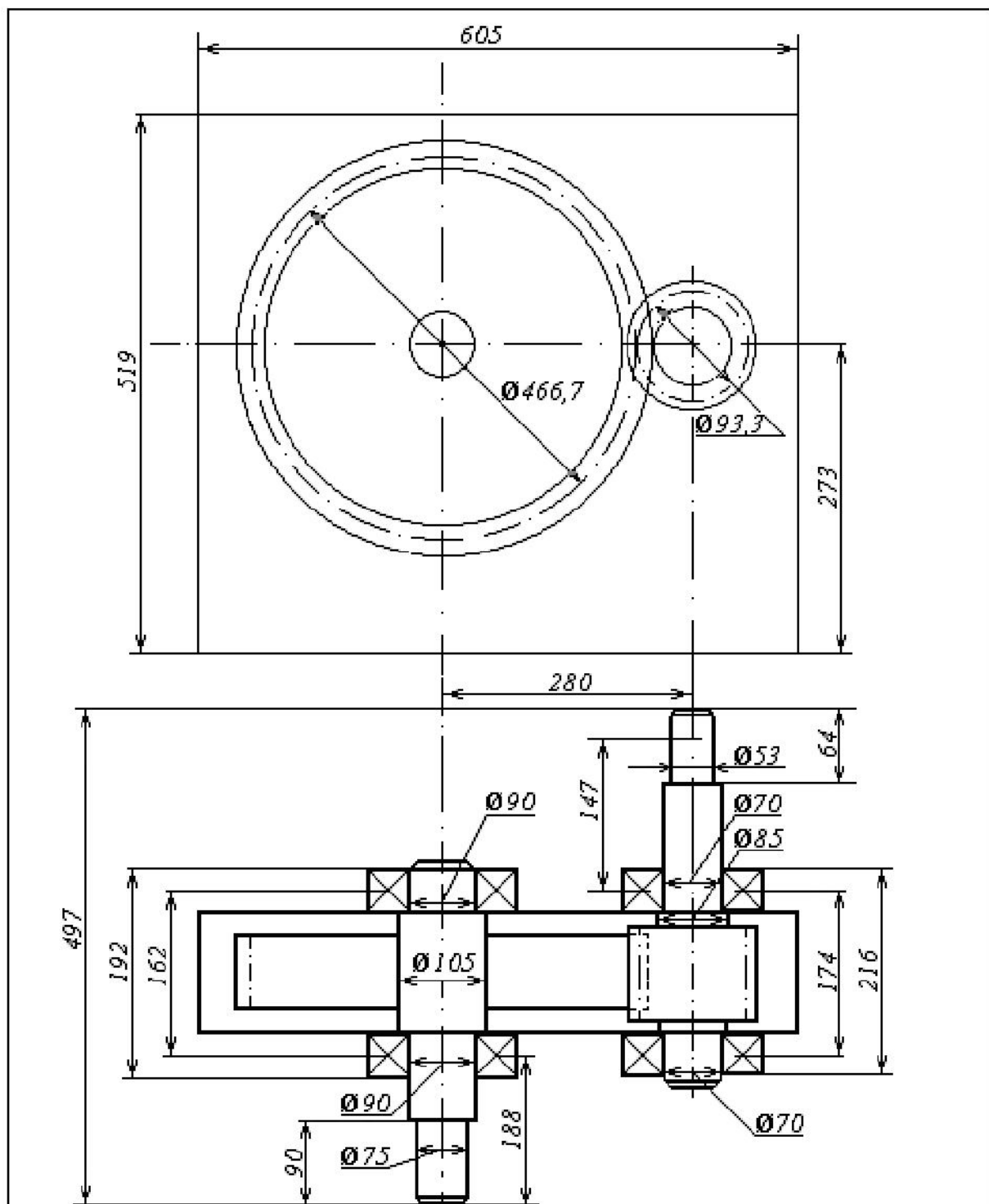
Условие прочности на срез выполняется.

Шпонка пригодна.

8. Строим окончательный вариант чертежа общего вида редуктора

См. рис. 9.

Рис. 9 Чертеж общего вида цилиндрического одноступенчатого редуктора



Вал (легированная сталь 40) $\sigma_T = 350$ МПа, $\sigma_B = 600$ МПа, $\sigma_{-1} = 70$ МПа.	Размеры ступеней, мм				Подшипники			
	d_1	d_2	d_3	d_4	Тип- размер	$d \times D \times B$, мм	Динамическая грузоподъем- ность C_d , кН	Статическая грузоподъемность C_s , кН
	l_1	l_2	l_3	l_4				
Быстроходный	53	70	85	70	414	70 x 180 x 42	143,0	105,0
Тихоходный	64	98	132	33	218	90 x 160 x 30	95,6	62,0
	90	113	132	30				

				<i>ДМ 003-Ц-К.00.00 ВО.</i>			
Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор цилиндрический одноступенчатый Общий вид	Лит.	Масса	Масштаб
Разработ.	Иванов И.П.				у		1:2
Проб.	Петров П.И.				Лист	Листов 1	
Н.контр.					ГНГэ-10-1, ГНФ		
Учб.							