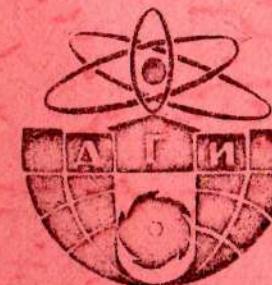


Бесплатно

Министерство образования Украины
Государственная горная академия



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

"ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОДНОСТАПЕНЧАТОГО
ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА"
по дисциплинам "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА" и
"ДЕТАЛИ МАШИН"
для студентов специальностей 17.01, 09.02

Днепропетровск
1993

Министерство образования Украины
Государственная горная академия

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к курсовому проекту
"ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОДНОСТЕПЕНЧАТОГО
ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА"
по дисциплинам "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА" и
"ДЕТАЛИ МАШИН"
для студентов специальностей 17.01, 09.02

Утверждено
на заседании кафедры
прикладной механики
Протокол №6 от 03.07.92

Днепропетровск
1993

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
 К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ
 "ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО
 ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА"
 ПО ЛИСЦЕПЛИНАМ "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА"
 "ДЕТАЛИ МАШИН"
 для студентов специальностей 17.01, 09.02/
 Сост. В.В.Калякин. - Днепропетровск: ГГА Украины,
 1993. - 48 с.

Составитель В.В.Калякин, канд.техн.наук, доц.

Ответственный за выпуск зав.кафедрой прикладной
механики В.В.Мишин, д-р техн.наук, проф.

I. ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

максимальный момент на выходном валу, Н·м	300
Частота вращения выходного вала, мин ⁻¹	45
Передаточное число.....	21
Наработка, часы.....	7000
Продолжительность включения ПВ=0,8	
Класс нагрузки Н0,63	
Нагрузка нереверсивная	
Входной вал соединен с электродвигателем муфтой МУРП; на консолях выходного вала возможна распорная сила.	

2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Мощность на выходном валу

$$P_2 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550} = \frac{300 \cdot 45}{9550} = 1,414 \text{ кВт.}$$

Мощность электродвигателя

$$P_{sg} = \frac{P_2}{Z_p \cdot Z_m},$$

где Z_p - коэффициент полезного действия редуктора. Предварительно принимаем $Z_p = 0,8$;

Z_m - коэффициент полезного действия муфты МУРП, принимаем 0,98.

$$P_{sg} = \frac{1,414}{0,8 \cdot 0,98} = 1,8 \text{ кВт.}$$

Частота вращения входного вала редуктора $n_1 = n_2 \cdot 21 = 45 \cdot 21 = 945 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 3.2 [5] принимаем электродвигатель 4А100 СУЗ.

Номинальная мощность $P_{sg} = 2,2 \text{ кВт.}$

Синхронная частота вращения $n_c = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Скольжение $S = 5,1\%$.

$$\frac{T_{nyc}}{T_n} = 2,0.$$

Номинальная частота вращения

$$n_H = n_c(1-S) = 1000 (1-0,051) \approx 950 \text{ мин}^{-1}.$$

Размеры электродвигателя 4А100БУЗ (в соответствии с обозначением на рис. I.1 по ГОСТ 19523-81, мм)

$$\begin{aligned} L &= 457; & L &= 395; & H &= 280; & D &= 235; \\ d &= 28; & d_1 &= 12; & l &= 60; & l_1 &= 63; \\ l_2 &= 140; & B &= 160; & h &= 100; & \text{масса } 42 \text{ кг.} \end{aligned}$$

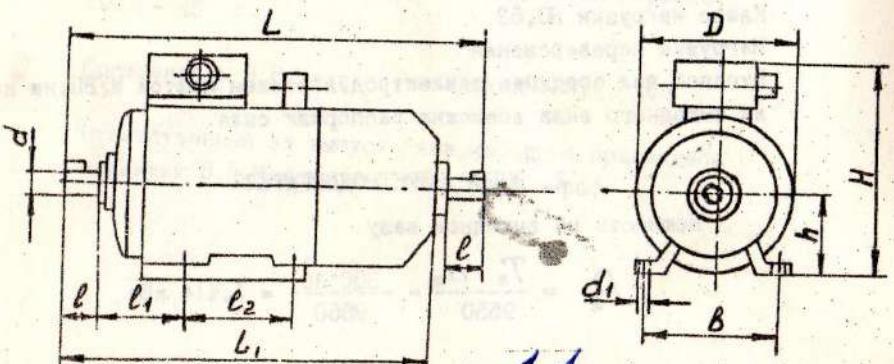


Рис. I.1.

3. РЕЖИМ РАБОТЫ

В червячной передаче всегда лимитирует червячное колесо, поэтому режим работы и расчетная нагрузка относятся к нему.

Коэффициент долговечности по контактной выносливости

$$K_{Hg} = K_{HE} \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_g}},$$

где N_2 - число циклов зуба колеса;

$$N_2 = 60 t_z \cdot n_z \cdot PV = 60 \cdot 7000 \cdot 45 \cdot 0,8 = 15,1 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

$$N_{HE} = 10 \cdot 10^6 [5];$$

$$K_{HE} = 0,63 \text{ (по заданному классу нагрузки);}$$

$$K_{Hg} = 0,63 \sqrt[3]{\frac{15,1 \cdot 10^6}{10 \cdot 10^6}} = 0,725.$$

Если в дальнейших расчетах для изготовления червячного колеса будет принята безоловянная бронза, латунь или чугун, то $K_{Hg} = 1$.

Коэффициент долговечности по изгибной выносливости

$$K_{FG} = K_{FE} \sqrt{\frac{N_2}{N_{FG}}},$$

где K_{FE} - коэффициент эквивалентности по изгибу. По заданному классу нагрузки из табл. 4.1 [2] находим $K_{FE} = 0,775$; $N_{FG} = 10^6$.

$$K_{FG} = 0,775 \sqrt{\frac{15,1 \cdot 10^6}{10^6}} = 1,04.$$

4. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для червяка принимаем сталь 20Х ГОСТ 4543-71, цементация с закалкой до твердости $HRC 56-63$.

Для выбора материала червячного колеса сначала определим скорость скольжения

$$U_{ck} = \frac{4 \pi}{10^5} \sqrt{T_{smax}} = \frac{4 \cdot 950}{10^5} \cdot \sqrt{300 \cdot 10^3} = 2,50 \text{ м/с.}$$

Определяем произведение $K_{HE} \cdot PV = 0,63 \cdot 0,8 = 0,504$.

По табл. 3.4 [5] требуется материал группы II - а или I-б

Из табл. 3.3 [5] принимаем для червячного колеса бронзу Бр. ОЮНІФІ ГОСТ. 613-65, способ отливки центробежный, $\bar{\sigma}_t = 285 \text{ МПа}$, $\bar{\sigma}_r = 165 \text{ МПа}$.

5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ

Из табл. 3.5 [5] $[\bar{\sigma}_h] = C_v \cdot 0,9 \bar{\sigma}_b$.

Коэффициент C_v , учитывающий интенсивность изнашивания материала, принимают в зависимости от скорости скольжения.

$$\text{При } U_{ck} = 2,5 \text{ м/с } C_v = 1,18.$$

$$[\bar{\sigma}_h] = 1,18 \cdot 0,9 \cdot 285 = 303 \text{ МПа.}$$

$$[\bar{\sigma}_b] = 0,25 \bar{\sigma}_t + 0,08 \bar{\sigma}_{bp} = 0,25 \cdot 165 + 0,08 \cdot 285 = 64 \text{ МПа.}$$

$$[\bar{\sigma}_{hmax}] = 4 \bar{\sigma}_t = 4 \cdot 165 = 660 \text{ МПа.}$$

$$[\bar{\sigma}_{fmax}] = 0,8 \bar{\sigma}_t = 0,8 \cdot 165 = 132 \text{ МПа.}$$

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ

Заходность червяка назначаем $\chi_1 = 2$

Предварительное значение межосевого расстояния

$$a' \geq 61 \sqrt{\frac{T_p'}{[G_n]^2}}$$

где $T_p' = T_{\max} \cdot K_{hg} \cdot K_h$; $K_{hg} = 0,725$.

Коэффициент концентрации нагрузки (предварительное значение)

$K_h' = 0,5 (K_h^0 + I)$; начальный коэффициент концентрации нагрузки

$K_h^0 = 1,1 [5]$;

$K_h' = 0,5 (1,1 + I) = 1,05$.

Расчетный момент $T_p' = 300 \cdot 10^3 \cdot 0,725 \cdot 1,05$.

$$a' = 61 \sqrt{\frac{300 \cdot 10^3 \cdot 0,725 \cdot 1,05}{303^2}} = 83,5 \text{ мм.}$$

Число зубьев колеса $\chi_2 = \chi_1 \cdot \eta = 2 \cdot 21 = 42$

Предварительное значение осевого модуля

$$m = (1,4..1,7) \frac{90}{42} = (3...3,64) \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение модуля $m = 3,15 \text{ мм.}$

Коэффициент диаметра червяка

$$q' = \frac{2a'}{m} - \chi_2 = \frac{2 \cdot 90}{3,15} - 42 = 15,1.$$

Принимаем стандартное значение $q = 12,5$.

Коэффициент смещения

$$x = \frac{1}{m} \left[a - \frac{m}{2} (\chi_1 + q) \right] = \frac{1}{3,15} \left[90 - \frac{3,15}{2} (42 + 12,5) \right] =$$

= 1,31.

Так как $x > 1$, то увеличиваем число зубьев колеса до $\chi_2 = 43$ и повторяем расчет.

$$x = \frac{1}{3,15} \left[90 - \frac{3,15}{2} (43 + 12,5) \right] = 0,821.$$

Фактическое передаточное число

$$\eta = \frac{\chi_2}{\chi_1} = \frac{43}{2} = 21,5.$$

Отклонение от заданного значения

$$\frac{21,5 - 21}{21} \cdot 100\% = 2,4\% < 4\%.$$

Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре

$$\gamma = \arctg \frac{\chi_1}{q} = \arctg \frac{2}{12,5} = 9^\circ 06'.$$

Угол подъема витка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = \arctg \frac{\chi_1}{q + 2x} = \frac{2}{12,5 + 2 \cdot 0,821} = 8^\circ 05'.$$

Длина шлифуемого червяка

$$B = B_1 + 4m;$$

$$B_1 = (12 + 0,1 \chi_2)m = (12 + 0,1 \cdot 43) \cdot 3,15 = 51,3 \text{ мм};$$

$$B_1 = 51,3 + 4 \cdot 3,15 = 63,9 \text{ мм. Принимаем } B_1 = 65 \text{ мм.}$$

Ширина венца червячного колеса

$$B_2 = 0,355 \cdot a = 0,355 \cdot 90 = 31,95 \text{ мм. Принимаем } B_2 = 32 \text{ мм.}$$

Фактическое контактное напряжение

$$\sigma_h = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{T_p}{d_{w1}}}.$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = m \cdot \chi_2 = 3,15 \cdot 43 = 135,45 \text{ мм.}$$

$$\text{Начальный диаметр червяка } d_{w1} = m (q + 2x) = 3,15 (12,5 + 2 \cdot 0,821) = 44,5 \text{ мм.}$$

Фактическая скорость скольжения

$$V_{ck} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 44,5 \cdot 950}{60 \cdot 1000 \cdot 8^0 05} = 2,24 \text{ м/с.}$$

По значению V_{ck} принимаем 8-ю степень точности. Коэффициент концентрации нагрузки $K_p = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta}\right)^3 (1-X)$,

где Θ - коэффициент деформации червяка: из табл. 7.4 [2] $\Theta = 121$; X - коэффициент режима; по табл. 3.6 [5] $X = 0,5$,

$$K_p = 1 + \left(\frac{43}{121}\right)^3 (1 - 0,5) \approx 1,02.$$

Коэффициент динамичности $K_v = 1,03$ [2]. Расчетный момент $T_p = T_{zmax} \cdot K_{hg} \cdot K_p \cdot K_v = 300 \cdot 10^3 \cdot 0,725 \cdot 1,02 \cdot 1,03 = 226 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

$$\sigma_n = \frac{480}{136} \sqrt{\frac{226 \cdot 10^3}{44,5}} = 252 \text{ МПа.}$$

Уточняем допускаемое напряжение $[\sigma_n]$ по фактической скорости скольжения $V_{ck} = 2,24 \text{ м/с.}$

$$[\sigma_n] = C_v \cdot 0,9 \sigma_b = 1,2 \cdot 0,9 \cdot 285 = 308 \text{ МПа.}$$

$\sigma_n < [\sigma_n]$. Условие прочности соблюдается.

Проверяем статическую контактную прочность

$$\sigma_{nmax} = \sigma_n \sqrt{\frac{T_{nuc}}{T_n \cdot K_{hg}}} = 252 \sqrt{\frac{2}{0,725}} = 358 \text{ МПа;}$$

$[\sigma_{nmax}] = 660 \text{ МПа, } \sigma_{nmax} < [\sigma_{nmax}]$. Условия прочности соблюдаются.

Проверяем прочность по изгибу зубьев колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{F2} \cdot \cos \gamma_w}{1,3 \cdot n_1 \cdot d_{w1}} \cdot F_{t2} \cdot K_{Fg} \cdot K_F,$$

где Y_{F2} - коэффициент формы зуба; для определения его находим эквивалентное число зубьев

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{43}{\cos^3 8^0 05} = 44,5.$$

Из [5] $Y_{F2} = 1,48$.

Окружная сила на колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_{zmax}}{d_2} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{135,45} = 4400 \text{ Н;}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1,48}{1,3 \cdot 3,15} \frac{8^0 05}{44,5} \cdot 4400 \cdot 1,04 = 1,008 \cdot 1,03 =$$

= 38 МПа.

$$[\sigma_{F2}] = 64 \text{ МПа.}$$

$38 < 64$. Условия прочности соблюдаются.

Проверяем статическую прочность зуба на изгиб

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_n \frac{T_{nuc}}{T_n \cdot K_{Fg}} = 38 \cdot \frac{2}{1,04} = 75 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_{Fmax}] = 132 \text{ МПа. } 75 < 132$. Условия прочности соблюдаются.

7. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Червяк

Делительный диаметр $d_1 = m q = 3,15 \cdot 12,5 = 39,37 \text{ мм.}$

Начальный диаметр $d_{w1} = m(q + 2x) = 3,15(12,5 + 2 \cdot 0,821) = 44,55 \text{ мм.}$

Диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2m = m(q + 2) = 3,15(12,5 + 2) = 45,67 \text{ мм.}$

Диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4m = m(q - 2,4) = 3,15(12,5 - 2,4) = 31,81 \text{ мм.}$

Делительный угол подъема витков $\gamma = \arctg \frac{q}{d_1} = \arctg \frac{2}{12,5} = 9^0 06'$.

Начальный угол подъема витков $\gamma_w = \arctg \frac{q}{d_{w1}} = \arctg \frac{2}{44,55} = 8^0 05'$.

Червячное колесо

Делительный диаметр $d_2 = m z_2 = 3,15 \cdot 43 = 135,45 \text{ мм.}$

Диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2m(1 + X) =$

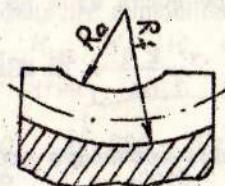
$$\psi_y = 0,065 \text{ на разбрзгивание масла } \psi_m = \psi_{1500} \frac{950}{1500} =$$

$$= 135,45 + 2 \cdot 3,15(1 + 0,62I) = 146,92 \text{ мм.}$$

$$\text{Наибольший диаметр колеса } d_{\text{max}} = d_{\text{d2}} + \frac{6m}{2,1 + 2} =$$

$$= 146,92 + \frac{6 \cdot 3,15}{2 + 2} = 161,65 \text{ мм.}$$

$$\text{Диаметр впадин } d_{f_2} = d_2 - 2m(1,2 - x) = 135,45 - 2 \cdot 3,15 \cdot (1,2 - 0,62I) = 133,1 \text{ мм.}$$



Радиусы закругления $R_a = 0,5d_1 - m = 0,5 \cdot 39,37 - 3,15 = 16,54 \text{ мм. Принимаем } R_a = 17 \text{ мм. Этот радиус проставляют на чертеже. } R_f = 0,5d_1 + 1,2m = 0,5 \cdot 39,37 + 1,2 \cdot 3,15 = 23,46 \text{ мм.}$

8. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

$$\eta = 1 - \psi_3 - \psi_m - \psi_y,$$

где ψ_3 - относительные потери в зацеплении и подшипниках; ψ_m - относительные потери на разбрзгивание масла; ψ_y - относительные потери в уплотнениях.

$$\psi_3 = 1 - \frac{t_g \gamma_w}{t_g (\gamma_w + \rho)},$$

где ρ - приведенный коэффициент трения, град.

При $U_{ck} = 2,24 \text{ м/с} \quad \rho \approx 1^{\circ}50'$ [5];

$$\psi_3 = 1 - \frac{8^{\circ}05'}{(8^{\circ}05' + 1^{\circ}50')} = 0,192.$$

Величина относительных потерь в уплотнениях [5]

$$= 0,03 \left(\frac{950}{1500} \right) \approx 0,019;$$

$$\eta = 1 - 0,192 - 0,065 - 0,019 = 0,725.$$

Ранее значение коэффициента полезного действия было принято равным 0,8. Его уменьшение к увеличению момента на входном валу и увеличению потребной мощности двигателя в $\frac{0,8}{0,725}$ раза, т.е. в 1,1 раза.

$$T_1 = T_2 / \eta \cdot \eta = 300 / 21,5 \cdot 0,725 = 19,25 \text{ Нм.}$$

$$P_{eg} = 1,8 \cdot 1,1 = 1,98 \text{ кВт.}$$

Так как $P_{eg}^H = 2,2 \text{ кВт, то применять другой электродвигатель нет нужды.}$

9. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РЕДУКТОРА

Температура масла в корпусе редуктора [5]

$$t_M = \frac{P_t (\psi_3 + \psi_y + \psi_m) 10^3}{K_t \cdot A (1 + \Theta)} \cdot K_{HE} \cdot PB + t_o \leq [t_M],$$

где P_t - мощность на червяке, кВт; K_t - коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/\text{м}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$; A - поверхность охлаждения, м^2 ; Θ - коэффициент, учитывающий отвод тепла через основание редуктора; $\Theta = 0,3$.

$$P_t = \frac{T_{\text{ макс}} \cdot n_2}{10^3 \cdot 9550 \cdot \eta} = \frac{300 \cdot 10^3 \cdot 45}{10^3 \cdot 9550 \cdot 0,725} = 1,95 \text{ кВт.}$$

$$K_t = 15 [2].$$

$A = 20 \cdot 0,09^{1,7} = 0,33 \text{ м}^2$; $t_o = 25^{\circ}\text{C}$ - температура окружающего воздуха.

$$t_M = \frac{1,95(0,192 + 0,065 + 0,019) 10^3}{15 \cdot 0,33(1 + 0,3)} \cdot 0,63 \cdot 0,8 + 25 = 67^{\circ}\text{C}$$

$$[t_M] = 95^{\circ}\text{C} [5]. 67 < 95. \text{ Условие соблюдено.}$$

10. ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА (рис.10)

Компоновку производим на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 в двух проекциях: вертикальный разрез по оси червяка и вертикальный разрез по оси выходного вала. На первой проекции, отложив межосевое расстояние $A = 90$ мм от плоскости разъема, проводим окружности колеса d_2 , d_{a2} , d_{f2} . Затем вычерчиваем червяк, при этом длину его по конструктивным соображениям увеличиваем с 65 до 70 мм, показываем диаметры d_1 , d_f , и d_{a1} . Ориентируемся на конструкцию червяка, показанную на рис. 8.108 [5]. Расстояние между червячным колесом и корпусом принимаем равным $\Delta = 8$ мм. На второй проекции проводим окружности диаметрами d_1 , d_f , d_{a1} , ширину венца колеса $B_2 = 32$ мм. Ширину ступицы принимаем равной $l_c = 40$ мм.

Определение (назначение) диаметров ступеней червяка и выходного вала.

Диаметр конца ("хвостовика") червяка

$$d_x > \sqrt[3]{\frac{16 T_r}{\pi [\tau]}} .$$

где T_r - крутящий момент на червяке. Значение T_r определено в п. 8; $T_r = 19250$ Н·мм; $[\tau]$ - заниженное значение допускаемых касательных напряжений, $[\tau] = 15$ МПа.

$$d_x = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 19250}{3,14 \cdot 15}} = 18,7 \text{ мм.}$$

Согласовываем значение d_x , с диаметрами вала ротора ($d = 28$ мм) и диаметром расточки муфты МУВП-3 по МН 2096-64 $d_n = 25,28$ мм; диаметр окружности пальцев $D_n = 82$ мм.

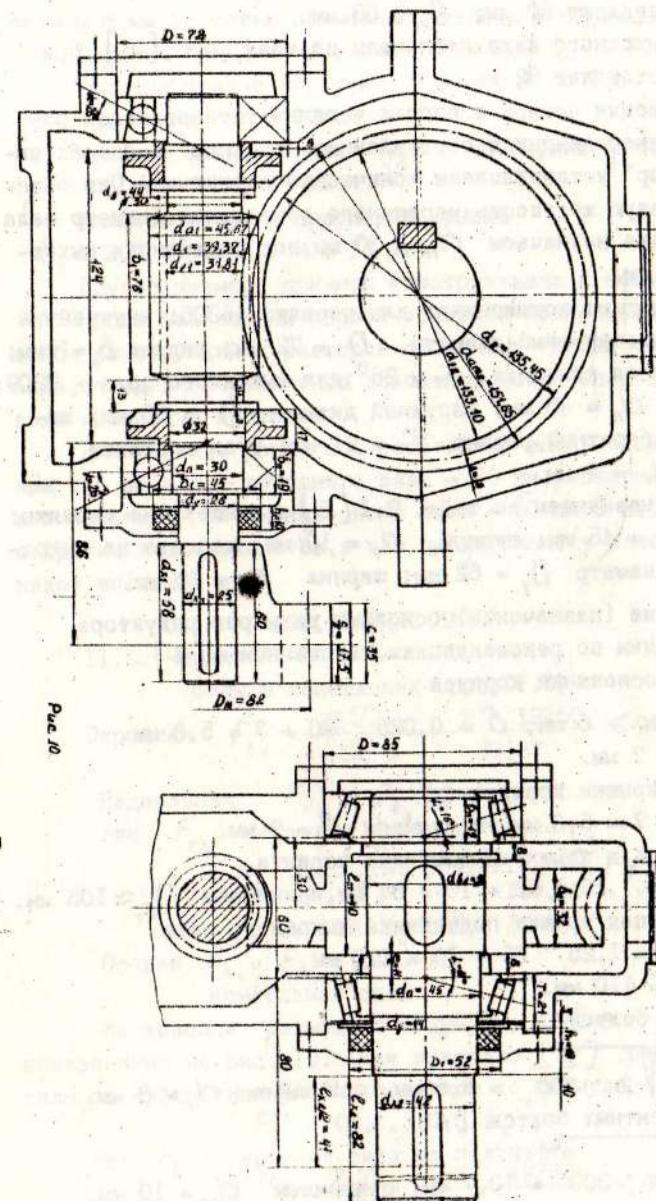
Указанная муфта передает значительно больший момент ($T_n = 130$ Н·м), однако муфты меньших типоразмеров трудно согласовать по диаметру расточки с диаметром вала ротора.

Таким образом, принимаем $d_{x_1} = 25$ мм.

Диаметр выходного вала:

$$d_{x_2} > \sqrt[3]{\frac{16 T_r}{\pi [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 300000}{3,14 \cdot 20}} = 42,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{x_2} = 42$ мм.



длину конца вала червяка принимаем на 2 мм меньше ширины полумуфты, которая составляет 60 мм; $d_{x_1} = 58$ мм.

Длину конца выходного вала назначаем по табл. 4.5 [5]. При $d_{x_2} = 42$ мм она составляет 82 мм.

С целью уменьшения потерь в опорах червяка устанавливаем радиально-упорные шарикоподшипники, поставленные "враспор". В опорах выходного вала "враспор" устанавливаем конические подшипники. Они обеспечивают хорошую осевую жесткость червячного зацепления. Диаметр вала под подшипники червяка назначаем $d_n = 30$ мм, под подшипники выходного вала $d_n = 45$ мм.

Принимаем следующие подшипники: для червяка 46306: внутренний диаметр $d_n = 30$ мм; наружный диаметр $D = 72$ мм; ширина $B_n = 19$ мм; фаска $\gamma = 2$ мм; угол контакта $\alpha = 26^\circ$; для выходного вала - 7209; внутренний диаметр $d_n = 45$ мм; наружный диаметр $D = 85$ мм; ширина $B_n = 19$ мм; габаритный размер $T = 21$ мм; угол контакта $\alpha = 16^\circ$, фаска $\gamma = 2$ мм.

Размеры манжет назначаем по табл. 2.1 [5]; манжета на червяке: наружный диаметр $D = 45$ мм; ширина $n_1 = 10$ мм; манжета на выходном валу: наружный диаметр $D_1 = 62$ мм; ширина $n_1 = 10$ мм.

Определение (назначение) основных размеров редуктора
Расчеты производим по рекомендациям, изложенным в [1].

Толщина стенки основания корпуса

$$\delta = 0,025\alpha + 3 \text{ мм} \geq 6 \text{ мм}; \delta = 0,025 \cdot 90 + 3 = 5,3 \text{ мм}.$$

Принимаем $\delta = 7$ мм.

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_1 = 0,9\delta = 0,9 \cdot 7 = 6,3 \text{ мм}, \text{ принимаем } \delta_1 = 7 \text{ мм.}$$

Диаметр бобышки под крышку подшипника червяка

$$D_{\delta_1} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 62 + 10 = 87 \text{ мм, принимаем } D_{\delta_1} \approx 105 \text{ мм.}$$

Диаметр бобышки под крышку подшипника выходного вала

$$D_{\delta_2} = 1,25D + 10 = 1,25 \cdot 85 + 10 = 115 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_{\delta_2} = 110$ мм.

Диаметр стяжных болтов

$$d_1 = \sqrt[3]{2T_2} = \sqrt[3]{2 \cdot 300} = 8,5 \text{ мм, принимаем } d_1 = 8 \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтев [4]

$$d_{\varphi} \approx \sqrt[3]{4T_2} = \sqrt[3]{4 \cdot 300} = 10,7 \text{ мм, принимаем } d_{\varphi} = 10 \text{ мм.}$$

Диаметр болтов для крепления крышек подшипников принимаем

равным 8 мм (с целью повышения степени унификации).

Толщина фундаментных лап $h = 2,0d_{\varphi} = 2,0 \cdot 10 = 20$ мм.

Толщина фланца корпуса $h_1 = 1,5\delta = 1,5 \cdot 7 = 10,5$ мм.

Принимаем $h_1 = 10$ мм.

Толщина крышки $h_2 = 9$ мм. Ширина фланца по разъему $K \approx 3d_1 = 3 \cdot 8 = 24$ мм.

Толщина ребра с проушиной крышки $h_3 = 2,0\delta_1 = 2 \cdot 7 = 14$ мм.

Другие размеры приняты конструктивно и показаны на рис. 10.

После завершения первой эскизной компоновки, в основном касающейся конструкции и размеров сборочных единиц червяка и выходного вала, определяем расчетное положение точек опор червяка и выходного вала известным способом.

Для червяка расчетное расстояние между опорами получилось равным 124 мм, а для выходного вала - 60 мм, расчетные длины консолей: для червяка - 86 мм; выходного вала - 80 мм. В итоге можно перейти к другим видам расчетов, в том числе расчету валов, подбору подшипников, шпонок и др.

II. РАСЧЕТ ВАЛОВ

II.1. Червяк

Силы в зацеплении (рис. II.1):

$$\text{Окружная } F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 19250}{39,37} = 978 \text{ Н.}$$

Радиальная $F_{R_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha$,

где F_{t_2} - окружная сила на колесе.

$$F_{t_2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{300 \cdot 10^3}{135,45} = 4430 \text{ Н.}$$

$$F_{R_1} = 4430 \operatorname{tg} 20^\circ = 1612 \text{ Н.}$$

Осевая $F_{A_1} = F_{t_2} = 4430 \text{ Н.}$

Консольная сила

На консоли размещена полумуфта МУВП-3 с основными размерами, показанными на рис. 10. Как известно [6], распорные консольные силы от муфты типа МУВП определяются по формуле

$$F_1 = (0,2 \dots 0,5)F_t,$$

где F_t - окружная сила на полумуфте

$$F_t^{(M)} = \frac{2T_1}{D_M} = \frac{2 \cdot 19250}{82} = 470 \text{ Н.}$$

$$F_1 = 0,4 \cdot 470 = 188 \text{ Н.}$$

Направление консольной силы произвольное, приложена она в сб-

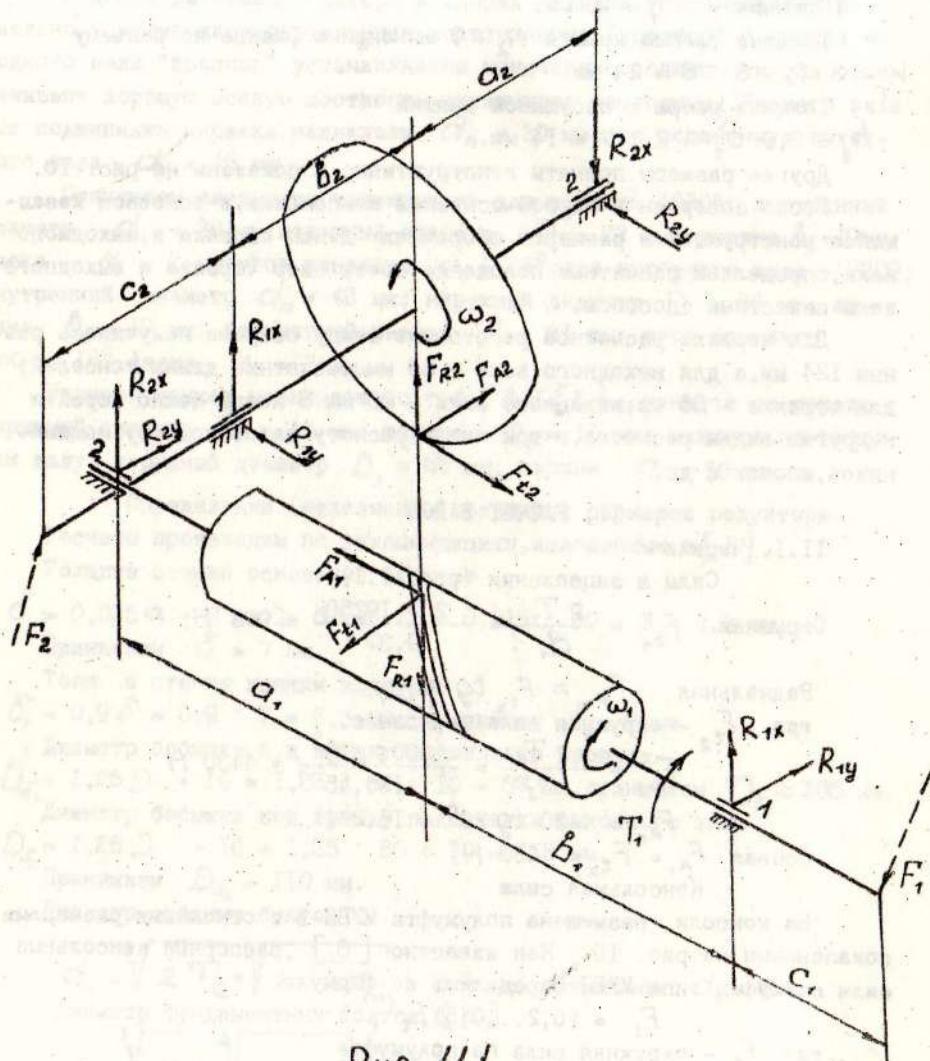


Рис. 11.1

16

чении, проходящем посередине полумуфты (рис. 10).

Расчетная схема, радиальные реакции на опорах, эпюры моментов (рис. II.2).

$$\sum M_1 = 0. - R_{2x}(a_1 + b_1) + F_{A_1} \frac{d_1}{2} + F_{R_1} B = 0.$$

$$R_{2x} = -\frac{F_{R_1} B + F_{A_1} \frac{d_1}{2}}{a_1 + b_1},$$

где $a_1 = 62$ мм; $b_1 = 62$ мм (п.10)

$$R_{2x} = \frac{1612 \cdot 62 + 4430 \frac{39,37}{2}}{62 + 62} = 1509 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2 = 0. R_{1x}(a_1 + b_1) - F_{R_1} a_1 + F_{A_1} \frac{d_1}{2} = 0.$$

$$R_{1x} = \frac{F_{R_1} a_1 - F_{A_1} \frac{d_1}{2}}{a_1 + b_1} =$$

$$= \frac{1612 \cdot 62 - 4430 \frac{39,37}{2}}{62 + 62} = 103 \text{ Н.}$$

Проверка $\sum F_l = 0. R_{1x} + R_{2x} - F_{R_1} = 103 + 1509 - 1612 = 0.$

Эпюра изгибающих моментов

$$M_{x max} = R_{2x} \cdot a_1 = 1509 \cdot 62 = 93558 \text{ Нмм.}$$

Определяем реакции R_{2y} и R_{1y} .

$$\text{Так как } a_1 = b_1, \text{ то } R_{2y} = R_{1y} = \frac{F_{t_1}}{2} = \frac{978}{2} = 489 \text{ Н.}$$

Эпюра изгибающих моментов M_y

$$M_{y max} = R_{2y} \cdot a_1 = 489 \cdot 62 = 30318 \text{ Нмм.}$$

Определяем реакции R_2^k и R_1^k от консольной силы F_1 .

$$\sum M_1 = 0. R_2^k(a_1 + b_1) - F_1 \cdot c_1 = 0,$$

где $c_1 = 86$ (п.10),

$$R_2^k = \frac{F_1 \cdot c_1}{a_1 + b_1} = \frac{188 \cdot 86}{62 + 62} = 130 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2 = 0. R_1^k(a_1 + b_1) - F_1(a_1 + b_1 + c_1) = 0.$$

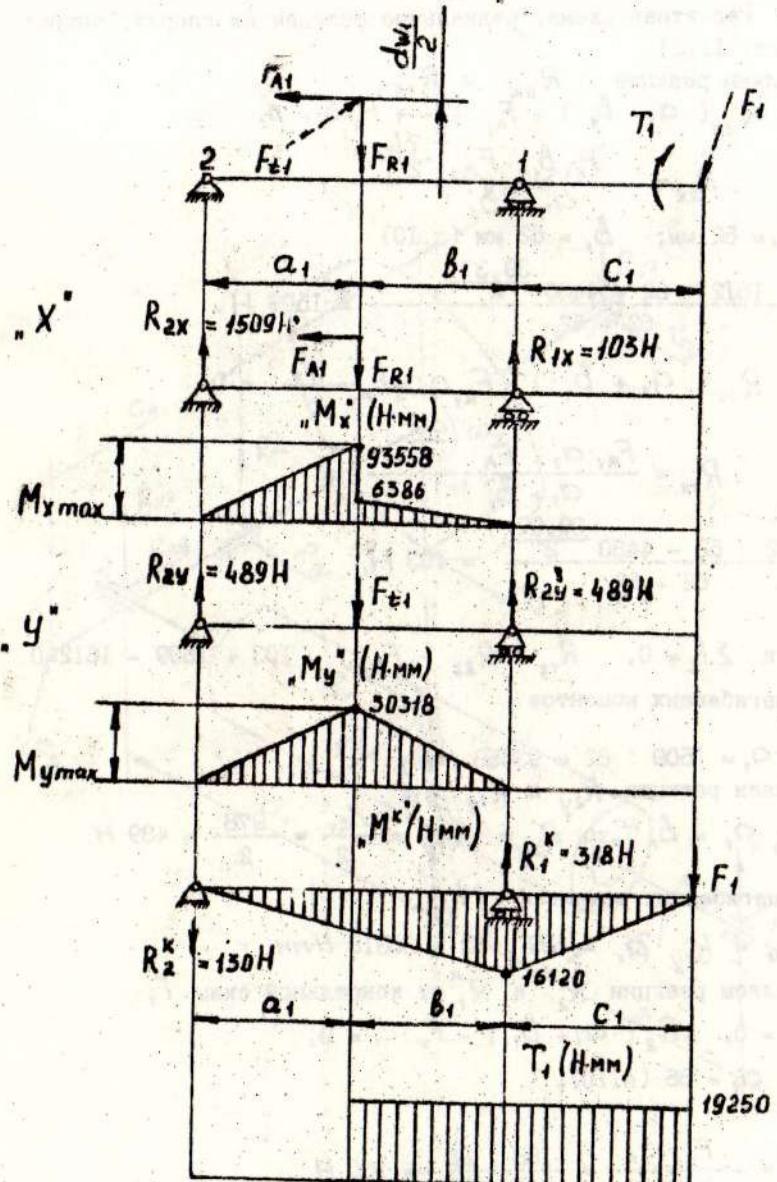


Рис. 11.2

$$R_1^k = \frac{F_1 (a_1 + b_1 + c_1)}{a_1 + b_1} = \frac{188(62 + 62 + 86)}{62 + 62} = 318 \text{ Н.}$$

Проверка $\sum F_i = 0$. $-R_2^k + R_1^k - F_1 = 130 + 318 - 188 = 0$.
Эпюра изгибающих моментов M^k

$$|M_{max}^k| = R_2^k (a_1 + b_1) = F_1 \cdot c_1 = 130(62 + 62) = 16120 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Эпюра крутящего момента T_1 представлена в виде прямоугольника; $T_1 = 19250 \text{ Н}\cdot\text{мм}$.

Расчет на прочность

Опасным (расчетным) сечением является среднее, проходящее через полюс зацепления

$$\sigma_{\text{экв},y} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{-14}],$$

где σ — результирующее нормальное напряжение $\sigma = \sigma_u + \sigma_c$;
 τ — напряжение кручения.

$$\sigma = \frac{M_u}{0.1 d_{f1}^3}; \quad \sigma_c = \frac{F_{A1}}{\frac{4}{3} d_{f1}^2}; \quad \tau = \frac{T_1}{0.2 d_{f1}^3},$$

где d_{f1} — диаметр окружности впадин червяка, $d_{f1} = 31.81 \text{ мм}$.

$$M_u = M_{x\max}^2 + M_{y\max}^2 + M^k = 93558^2 + 30318^2 + \frac{16120^2}{2} = 106400 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$\sigma_u = \frac{106400}{0.1 \cdot 31.81^3} = 33.1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_c = \frac{4430}{\frac{3.14}{4} \cdot 31.81^2} = 5.58 \text{ МПа};$$

$$\tau = \frac{19250}{0.2 \cdot 31.81^3} = 2.98 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{\text{экв},y} = \sqrt{(33.1 + 5.58)^2 + 3 \cdot 2.98^2} = 39 \text{ МПа.}$$

Для стали 20Х (цементация), из которой изготовлен червяк
 $\sigma_t = 400 \text{ МПа}, [\sigma_{-14}] = 65 \text{ МПа}[4.5]$. $39 < 65$. Условие прочности соблюдается.

Расчет на прочность для предупреждения пластических деформаций

$$\sigma_{эксп} = [6], \text{ где } \sigma_{эксп} = \alpha \sigma_{экб}.$$

$$\alpha = \frac{T_{пус}}{T_H} = 2,0 \text{ (п.2.3).}$$

$$\sigma_{эксп} = 2 \cdot 39 = 78 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_T [5].$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 400 = 320 \text{ МПа.}$$

$78 < 320$. Условие прочности соблюдается.

Расчет на жесткость

Прогиб червяка в опасном сечении при установке подшипников "враспор" определяем по формуле

$$f = \frac{\alpha_1^2 \beta_1^2 \sqrt{F_t^2 + F_R^2}}{3 E J (\alpha_1 + \beta_1)} + \frac{F_t \cdot \alpha_1 \cdot c_1 [(\alpha_1 + \beta_1)^2 - \alpha_1^2]}{6 E J (\alpha_1 + \beta_1)},$$

где J - приведенный осевой момент инерции сечения;

$$J_{np} = \frac{\pi d_{f_1}^4}{64} \cdot (0,375 + 0,625 - \frac{d_{f_1}}{d_{f_1}}) = \frac{3,14 \cdot 31,81^4}{64},$$

$$\cdot (0,375 + 0,625 - \frac{45,67}{31,81}) = 45217 \text{ мм}^4;$$

E - модуль упругости I-го рода, $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа.}$

$$f = \frac{62^2 \cdot 62^2 \sqrt{978^2 + 1612^2}}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45217(62 + 62)} + \frac{188 \cdot 62 \cdot (62+62) - 62^2}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 45217(62+62)} =$$

$$= 0,0096 \text{ мм} \approx 0,01 \text{ мм.}$$

Допускаемый прогиб $[f] = (0,01 \dots 0,005) m =$
 $= (0,01 \dots 0,005)3,15 = (0,03 \dots 0,016) \text{ мм.}$

$0,01 < 0,016$. Условие жесткости соблюдается.

II.2. Выходной вал

Силы в зацеплении

Окружная $F_{t_2} = 4430 \text{ Н. Радиальная } F_{R_2} = F_{R_1} = 1612 \text{ Н.}$

Осевая $F_{A_2} = F_{t_1} = 978 \text{ Н.}$

Консольная сила

Возможную консольную силу вычисляем по формуле

$$F_2 = 125 \sqrt{T_{2max}} [1,2].$$

$$F_2 = 125 \sqrt{300} = 2165 \text{ Н.}$$

Консольная сила F_2 имеет произвольное направление, приложена в сечении, проходящем через середину конца вала, т.е. $\ell_{x_2}/2$ (рис. II.10).

Расчетная схема, радиальные реакции на опорах, эпюры моментов (рис. II.3).

Определяем реакции R_{2x} и R_{1x} .

$$\sum M_1 = 0, -R_{2x}(\alpha_2 + \beta_2) + F_{A_2} \frac{c_2}{2} + F_{R_2} \beta_2 = 0,$$

где $\alpha_2 = \beta_2 = 30 \text{ мм}$ (п.10).

$$R_{2x} = \frac{F_{R_2} \beta_2 + F_{A_2} \frac{c_2}{2}}{\alpha_2 + \beta_2} = \frac{1612 \cdot 30 + 978 \frac{135,45}{2}}{30 + 30} = 1910 \text{ Н.}$$

$$\sum M_2 = 0, R_{1x}(\alpha_2 + \beta_2) - F_{R_2} \alpha_2 + F_{A_2} \frac{c_2}{2} = 0.$$

$$R_{1x} = \frac{F_{R_2} \alpha_2 - F_{A_2} \frac{c_2}{2}}{\alpha_2 + \beta_2} = \frac{1612 \cdot 30 - 978 \frac{135,45}{2}}{30 + 30} = 298 \text{ Н.}$$

На схеме меняем направление реакции R_{1x} на противоположное.

Проверка $\sum F_i = 0, R_{2x} - F_{R_2} = 1910 - 1612 - 298 = 0.$

Эпюра изгибающих моментов $M_{xmax} = R_{2x} \cdot \alpha_2 = 1910 \cdot 30 = 57300 \text{ Нм}$

$$M_{xmin} = R_{1x} \cdot \beta_2 = 298 \cdot 30 = -8940.$$

Определяем R_{2y} и R_{1y} . Так как $\alpha_2 = \beta_2$, то

$$R_{2y} = R_{1y} = \frac{F_{ta}}{2} = \frac{4430}{2} = 2215 \text{ Н.}$$

Эпюра изгибающих моментов

$$M_{ymax} = R_{2y} \cdot \alpha_2 = 2215 \cdot 30 = 66450 \text{ Нмм.}$$

Определяем реакции R_2^k и R_1^k , вызванные консольной силой

$$\sum M_2^k = 0, R_2^k(\alpha_2 + \beta_2) - F_2^k(\alpha_2 + \beta_2 + c_2) = 0.$$

$$R_2^k = \frac{F_2^k(\alpha_2 + \beta_2 + c_2)}{\alpha_2 + \beta_2} = \frac{2165(30 + 30 + 80)}{30 + 30} = 5050 \text{ Н.}$$

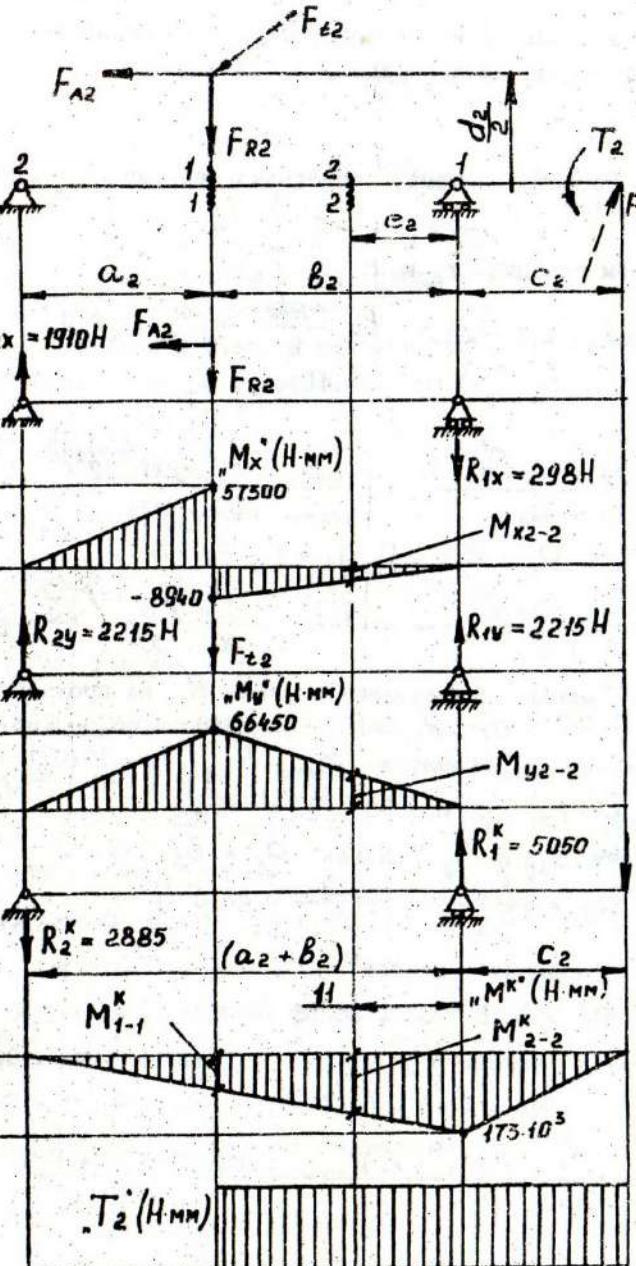


Рис. 11.3

$$(C = 80 \text{ мм} - \text{см. п.10}), \\ \sum M_1 = 0; R_2^K (a_2 + b_2) - F_2 \cdot C_2 = 0.$$

$$R_2^K = \frac{F_2 \cdot C_2}{a_2 + b_2} = \frac{2165 \cdot 80}{30 + 30} = 2885 \text{ H}.$$

$$\text{Проверка } \sum F_i = 0; -2885 + 5050 - 2165 = 0.$$

Эпюра изгибающих моментов

$$|M_{\text{max}}^K| = R_2^K (a_2 + b_2) = 2885(30 + 30) = 173000 \text{ Нмм}.$$

Эпюра изгибающего момента T_2 представлена в виде прямоугольника $T_2 = 300 \cdot 10^3 \text{ Нмм}$.

12. ПОДВОРЬЕ ПОДШИПНИКОВ

Дополнительные исходные данные: нагрузка спокойная, температура окружающей среды – до 60°C .

12.1. Подшипники червяка

Сравнение радиальных реакций на опорах червяка (рис. 11.2) показывает, что наиболее нагруженным будет подшипник 2.

Радиальная нагрузка

Подшипник 2

$F'_{r_2} = F_{r_2} \cdot K_{HE}$,
где F'_{r_2} – радиальная реакция на опоре 2 при действии максимального момента T_2 ;

K_{HE} – коэффициент эквивалентности; $K_{HE} = 0,63$.

$$F'_{r_2} = \sqrt{(R_{2x})^2 + (R_{2y})^2} + R_2^K = \sqrt{1509^2 + 489^2} + 160 = 1716 \text{ H}.$$

$$F_{r_2} = 1716 \cdot 0,63 = 1031 \text{ H}.$$

Подшипник 1

$$F_{r_1} = F'_{r_1} \cdot K_{HE};$$

$$F'_{r_1} = \sqrt{(R_{1x})^2 + (R_{1y})^2} + R_1^K = \sqrt{103^2 + 489^2} + 318 = 818 \text{ H}.$$

$$F_{r_1} = 818 \cdot 0,63 = 515 \text{ H}.$$

Внешняя осевая нагрузка

$F_{A1} = F'_{A1} \cdot K_{HE}$,
где F'_{A1} – внешняя осевая сила в зацеплении при действии максимального момента T_2 ; $F'_{A1} = 4430 \text{ H}$. $F_{A1} = 4430 \cdot 0,63 = 2791 \text{ H}$.

Для выбранного при эскизной компоновке подшипника №16306 из табл. 4.3 [5] выписываем значения базовых динамиче-

кой C и статической C_0 грузоподъемностей.

$$C = 25,5 \text{ кН}, \quad C_0 = 18,7 \text{ кН}.$$

Из табл. I2.26 [2] находим коэффициент осевого нагружения

$$e = 0,68.$$

Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок

$$S_1 = e \cdot F_{z1} = 0,68 \cdot 515 = 351 \text{ Н.}$$

$$S_2 = e \cdot F_{z2} = 0,68 \cdot 1081 = 735 \text{ Н.}$$

Из табл. 5.4 [5] определяем осевые силы на подшипники. Так как $S_1 < S_2$ и $F_{A1} > S_2 - S_1$, то $F_{A1} = S_1 = 351 \text{ Н.}$, а $F_{a2} = F_{a1} + F_{A1} = 351 + 2791 = 3142 \text{ Н.}$

Определяем отношение

$$\frac{F_{a2}}{VF_{z2}} = \frac{3142}{1 \cdot 1081} = 2,91.$$

По табл. I2.26 [2] находим коэффициенты радиальной нагрузки X и осевой Y : $X = 0,41$; $Y = 0,87$.

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник 2

$$P_{E2} = (VXF_{z2} + YF_{a2}) \cdot K_B \cdot K_t,$$

где K_B - коэффициент безопасности..

По табл. I2.27 [2] находим $K_B = 1$.

K_t - коэффициент, учитывающий температуру; так как $t < 100^\circ\text{C}$, то $K_t = 1$.

$$P_{E2} = (1 \cdot 0,41 \cdot 1081 + 0,87 \cdot 3142)1 \cdot 1 = 3176 \text{ Н.}$$

Определяем ресурс подшипника 2 в часах

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot P_{E2}} \left(-\frac{c}{P_{E2}} \right)^n = \frac{10^6}{60 \cdot 950} \frac{25600}{3176} = 9210 \text{ ч.}$$

Требуемый ресурс подшипника составляет

$$t_s \cdot \Pi_0 = 7000 \cdot 0,8 = 5600 \text{ ч.}$$

Выбранный подшипник №46306 обеспечивает его.

12.2. Подшипники выходного вала

Расчет производим по двум сперам, т.к. при анализе реакций на опорах (...II.2...) трудно установить, какая из них будет наиболее нагружена?

Радиальная нагрузка

Подшипник I

$$F_{z1} = F'_{z1} \cdot K_{HE}, \quad F'_{z1} = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} + R^K = \sqrt{298^2 + 2215^2} + 5050 = 7285 \text{ Н.}$$

$$F_{z1} = 7285 \cdot 0,63 = 4590 \text{ Н.}$$

Подшипник 2

$$F_{z2} = F'_{z2} \cdot K_{HE}, \quad F'_{z2} = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} + R^K = \sqrt{1910^2 + 2215^2} + 2885 = 5810 \text{ Н.}$$

$$F_{z2} = 5810 : 0,63 = 3660 \text{ Н.}$$

Внешняя осевая нагрузка

$$F_{A2} = F'_{A2} \cdot K_{HE} = 978 \cdot 0,63 = 616 \text{ Н.}$$

Для выбранного при эскизной компоновке подшипника №7209 из табл. 4.3 [5] выписываем значения базовых динамической C и статической C_0 грузоподъемностей, а также факторы нагрузки e , Y .

$$C = 47,7 \text{ кН}; \quad C_0 = 33,4 \text{ кН}; \quad e = 0,41; \quad Y = 1,45.$$

Определяем осевые составляющие радиальных нагрузок на подшипники I и 2.

$$S_1 = 0,83e F_{z1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 4590 = 1562 \text{ Н.}$$

$$S_2 = 0,83e F_{z2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 3660 = 1245 \text{ Н.}$$

Из табл. 5.4 [5] определяем осевые нагрузки на подшипники

Так как $S_1 > S_2$ и $F_{A2} > 0$, то

$$F_{a2} = S_1 = 1562 \text{ Н.}, \quad F_{a1} = F_{a2} + F_A = 1562 + 616 = 2178 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник I

$$P_{E1} = (VXF_{z1} + YF_{a1}) K_B K_t.$$

Определяем отношение

$$\frac{F_{a1}}{VF_{z1}} = \frac{1562}{1 \cdot 4590} = 0,34.$$

$\frac{F_{a1}}{VF_{z1}} < e$. По табл. I2.26 [2] находим $X = 1$, $Y = 0$.

$$P_{E1} = (1 \cdot 1 \cdot 4590 + 0 \cdot 1562)1 \cdot 1 = 4590 \text{ Н.}$$

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку на подшипник 2

$$P_{E2} = (VX F_{z2} + Y F_{a2}) K_b K_t.$$

Определяем отношение $\frac{F_{a2}}{V F_{z2}} = \frac{2178}{3660} = 0,595$.

$\frac{F_{a2}}{V F_{z2}} > e$. По табл. I2.26 в [2] находим $X = 0,4$; $Y = 1,45$.

$$P_{E2} = (1 \cdot 0,4 \cdot 3660 + 1,45 \cdot 2178) I \cdot I = 4622 \text{ Н.}$$

Так как $P_{E2} > P_{Er}$, то расчетный ресурс оцениваем по подшипнику 2.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \left(\frac{c}{P_{E2}} \right)^n = \frac{10^6}{60 \cdot 45} \left(\frac{47700}{4622} \right)^{3,33} = 880000 \text{ ч.}$$

Так как $L_{10h} \gg 5600$, то целесообразно оценить возможность замены подшипника 7209 более легким, в том числе и с диаметром $d_h = 40 \text{ мм}$, однако последнее приведет к изменению конструкции вала и возможно только после его уточненного расчета.

13. ПОДБОР ШПОНКИ

Принимаем призматические шпонки исполнения I по ГОСТу 23360 - 78.

Поперечные сечения шпонок $B \times h$ выбираем в зависимости от диаметра вала по табл. 5.2 [5]. Длины шпонок назначаем в зависимости от длины посадочной ступени вала из эскизной компоновки (п. 10).

Шпонку проверяем на смятие [5].

Допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{cm}] = 100 - 120 \text{ МПа}$ [5]. $[\sigma_{cm}]_{max} = 160 \text{ МПа}$ [5] при спокойной нагрузке.

Шпонка на конце червяка

Диаметр хвостовика $d_{x1} = 25 \text{ мм}$, $B \times h = 8 \times 7 \text{ мм}$.

Глубина паза вала $t_1 = 4,0 \text{ мм}$; глубина паза втулки 3,3 мм; фаска $(0,16 + 0,25) \times 45^\circ$; $\ell = 52 \text{ мм}$.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 T_1}{d_{x1}(h - t_1)\ell_p} \leq [\sigma_{cm}],$$

где ℓ_p - расчетная длина шпонки,

$$\ell_p = \ell - B = 52 - 8 = 44 \text{ мм};$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 19250}{25(7 - 4)44} = 11,7 \text{ МПа.}$$

II,7 < 100. Условие прочности соблюдается.

Итак, принимаем шпонку 8x7x 52 ГОСТ 23360 - 78.

Шпонка для соединения вала с колесом

$$d_{x2} = 50 \text{ мм}; B \times h = 14 \times 9 \text{ мм.}$$

Глубина паза вала $t_1 = 5,5 \text{ мм}$; глубина паза втулки $t_2 = 3,8 \text{ мм}$; фаска $(0,25 + 0,4) \times 45^\circ$; $\ell = 36 \text{ мм}$; $\ell_p = 36 - 14 = 22 \text{ мм}$.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 T_2}{d_{x2}(h - t_1)} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{50(9 - 5,5)22} = 155 \text{ МПа.}$$

155 < 160. Условие прочности соблюдается, но можно поставить и две шпонки сечением $B \times h = 12 \times 8$.

Итак, принимаем шпонку 14x9x36 ГОСТ 23360 - 78.

Шпонка на конце выходного вала

$d_{x2} = 42 \text{ мм}$; $B \times h = 12 \times 8 \text{ мм}$; глубина паза вала $t_1 = 5,0 \text{ мм}$; глубина паза втулки $t_2 = 3,3 \text{ мм}$; фаска $(0,25 + 0,4) \times 45^\circ$; $\ell = 70 \text{ мм}$; $\ell_p = 70 - 12 = 58 \text{ мм}$.

$$\sigma_{cm} = \frac{2 T_2}{d_{x2}(h - t_1)\ell_p} = \frac{2 \cdot 300 \cdot 10^3}{42(8 - 5) \cdot 58} = 82 \text{ МПа.}$$

82 < 100. Условие прочности соблюдается.

Итак, принимаем шпонку 12x8x70 ГОСТ 23360 - 78.

14. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВЫХОДНОГО ВАЛА

Производим после выполнения сборочного чертежа редуктора (рис. 15.1) и рабочего чертежа выходного вала.

На основании анализа эпюр изгибающих и крутящих моментов можно сделать вывод, что наиболее опасными являются сечение I-I, проходящее через середину червячного колеса, и сечение 2-2, проходящее через галтель у распорного кольца подшипника I и отстоящее от расчетной точки опоры этого подшипника на II мм (рис. 10).

Расчетный коэффициент запаса прочности [5]

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где S_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

S_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

$$S_{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_1}{\frac{K_b}{E_b} \bar{\sigma}_v + \psi_b \bar{\sigma}_m};$$

$$S_t = \frac{\bar{\tau}_1}{\frac{K_t}{E_t} \bar{\tau}_v + \psi_t \bar{\tau}_m},$$

где $\bar{\sigma}_1$ и $\bar{\tau}_1$ - пределы выносливости соответственно для изгиба и кручения при симметричных циклах.

Выходной вал изготовлен из стали 40Х, для которой

$$\bar{\sigma}_1 = 0,43 \bar{\sigma}_{bp} = 0,43 \cdot 650 = 280 \text{ МПа};$$

$$\bar{\tau}_1 \approx 0,6 \bar{\sigma}_1 = 0,6 \cdot 280 = 168 \text{ МПа}.$$

$$\bar{\sigma}_v = \bar{\sigma}_u = \frac{M_u}{W_v};$$

$$M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2};$$

$$\bar{\sigma}_m = \frac{F_m}{A},$$

где A - площадь опасного сечения. Для выходного вала можно принять $\bar{\sigma}_m = 0$.

$$\bar{\tau}_v = \bar{\tau}_m = \frac{I}{2} \frac{T_2}{W_p},$$

где W_p - полярный момент сопротивления рассчитываемого сечения. Значения коэффициентов

$\frac{K_b}{E_b}$, $\frac{K_t}{E_t}$, ψ_b и ψ_t принимаем по рекомендациям, изложенным в [2,5].

$$[S] = 2,5 + 3.$$

Сечение I - I

$$K_b = 1,75 [2]; \quad K_t = 1,7 [2].$$

$$\epsilon_b = \epsilon_t = 0,7 [2].$$

$$\bar{\sigma}_v = \bar{\sigma}_u = \frac{\sqrt{M_{x,I}^2 + M_{y,I}^2 + M_{z,I}^2}}{W_{\text{нетто}}},$$

где $M_{x,I} = M_{x,\max}$; $M_{y,I} = M_{y,\max}$ - изгибающие моменты в сечении I - I (п. II.2.);

$M_{z,I}$ - изгибающий момент в сечении I - I, вызванный консольной силой F_z (п. II.2.).

$$\text{При } A_2 = b_2 \quad M_{z,I} = 0,5 M_{\max};$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2 d} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 50^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5(50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 10740 \text{ мм}^3;$$

$$\bar{\sigma}_v = \frac{\sqrt{57300^2 + 66450^2} + 0,5 \cdot 173 \cdot 10^3}{10740} = 16,23 \text{ МПа};$$

$$S_{\sigma} = \frac{280}{1,75 \cdot 16,23} = 6,9;$$

$$\bar{\tau}_v = \bar{\tau}_m = \frac{I}{2} \frac{T_2}{W_p \text{нетто}}, \text{ где}$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2 d} =$$

$$= \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5(50 - 5,5)^2}{2 \cdot 50} = 23000 \text{ мм}^3;$$

$$\bar{\tau}_v = \bar{\tau}_m = \frac{I}{2} \frac{300 \cdot 10^3}{23 \cdot 10^3} = 6,52 \text{ МПа};$$

$$S_t = \frac{168}{1,7 \cdot 6,52 + 0,1 \cdot 6,52} = 10,2;$$

$$S = \frac{6,9 \cdot 10^2}{6,9^2 + 10,2^2} = 5,7.$$

5,7 > 3. Условие прочности соблюдается.

Сечение 2 - 2

Принимаем радиус галтели $\gamma = 1,5 \text{ мм}$.

По табл. II.2 [2] при $\frac{d_{82}}{d_n} = \frac{50}{45} = 1,11$ и

$$\frac{\gamma}{d_n} = 0,033 \text{ и } \bar{\sigma}_{bp} = 650 \text{ МПа} \text{ находим значение } K_b = 2,2; \\ K_t = 1,45.$$

По табл. II.6 [2] $\epsilon_b = \epsilon_t = 0,71$.

Из геометрии эпюры моментов (п. II.2) определяем значение $M_{x,2-2}$, $M_{y,2-2}$ и $M_{z,2-2}$ в сечении 2 - 2.

$$M_{x2-2} = 8940 \frac{II}{30} = 3278 \text{ Нм};$$

$$M_{y2-2} = 66450 \frac{II}{30} = 24365 \text{ Нм};$$

$$M_{2-2}^k = 173 \cdot 10^3 \frac{60 - II}{60} = 141283 \text{ Нм};$$

$$\sigma_v = \sigma_u = \sqrt{\frac{M_x^2 + M_y^2}{W_x}} + M^k =$$

$$= \frac{\sqrt{3278^2 + 24365^2} + 141283}{3,14 \cdot 45^3} = 18,55 \text{ МПа};$$

$$S_\sigma = \frac{280}{\frac{2,2}{0,7I} \cdot 18,55} = 4,87;$$

$$T_r = T_m = \frac{1}{2} \frac{T_2}{W_p} = \frac{1}{2} \frac{300 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 45^3} = 8,39 \text{ МПа};$$

$$S_r = \frac{168}{\frac{1,45}{0,7I} \cdot 8,39 + 0,1 \cdot 8,39} = 9,35;$$

$$S = \frac{4,87 \cdot 9,35}{4,87^2 + 9,35^2} = 4,32.$$

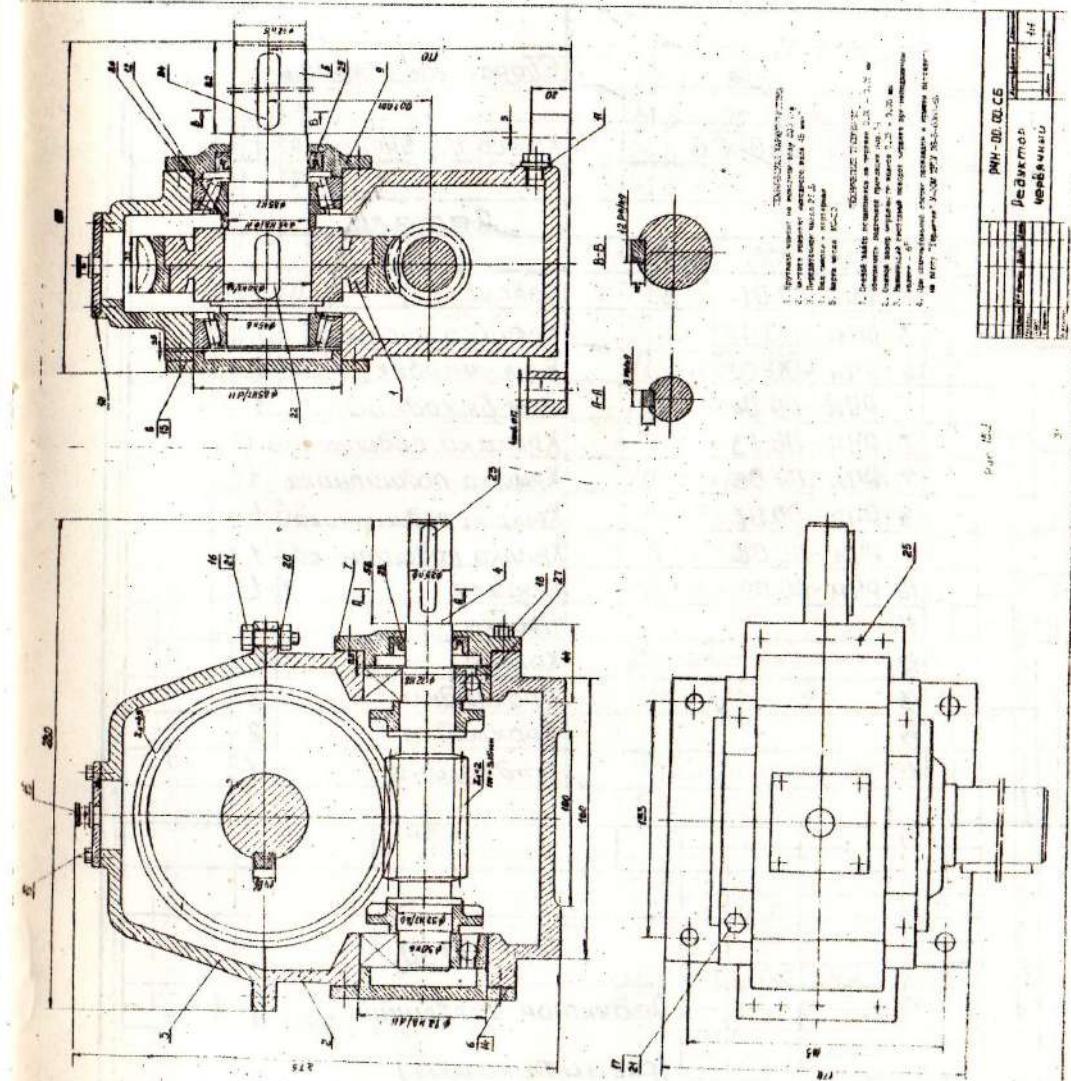
4,32 > 3. Условие прочности соблюдается.

15. РАСЧЕТ ДОПУСКОВ ФОРМЫ И РАСПОЛОЖЕНИЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ [3,5]

На рис. 15.1 приведены сборочный чертеж редуктора и спецификация.

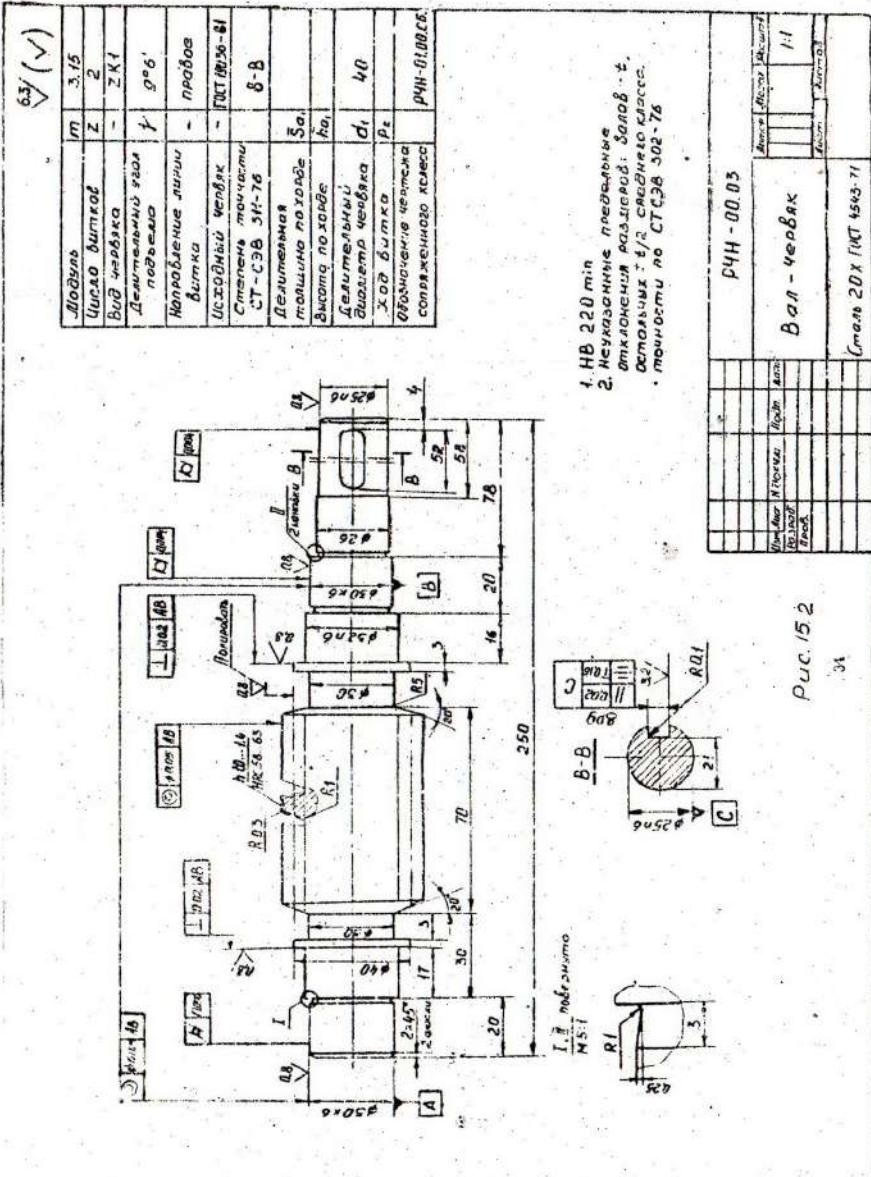
15.1. Червяк (рис. 15.2)

I. Допуск соосности посадочных поверхностей подшипников на диаметре $\Phi 30 \text{ К6}$ определяем по табл. 7.4 [5]. Группа подшипников - 2 (шариковые радиально-упорные) $T_{\phi} = 0,025 \text{ мм}$.



Формат	Зона	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справка №					
Документация					
Расчетно-пояснительная записка					
РЧН - 00.00СБ			Сборочный чертеж	1	
Сборочные единицы					
1 РЧН - 01.00СБ			Колесо червячное	1	
Детали					
2 РЧН - 00.01			Корпус	1	
3 РЧН - 00.02			Крышка корпуса	1	
4 РЧН - 00.03			Вал - червяк	1	
5 РЧН - 00.04			Вал выходной	1	
6 РЧН - 00.05			Крышка подшипника	1	
7 РЧН - 00.06			Крышка подшипника	1	
8 РЧН - 00.07			Крышка подшипника	1	
9 РЧН - 00.08			Крышка подшипника	1	
10 РЧН - 00.09			Крышка	1	
11			Пробка	1	
12			Кольцо	1	
13			Прокладка	2	
14			Прокладка	2	
15			Отдачина	1	
РЧН - 00.00					
Изделие и дата	Пометка				
Состав					
Год					
И. сант.					
II. сантр.					
Угол					
Редуктор червячный (спецификация)					
Листер	Лист	Листов			
1	1	2			
38					

Формат	Зона	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
Справка №					
Стандартные изделия					
Болт ГОСТ 7805-70					
16			M 8 × 30.58	6	
17			M 8 × 109.58	4	
18			M 8 × 36.58	24	
19			M 6 × 15.58	4	
Гайка ГОСТ 5945-70					
20			M 8.5	10	
Шайба 865Г ГОСТ 64027					
21					
Шпонка ГОСТ 23360-78					
22			14 × 9 × 36	1	
23			8 × 7 × 52	1	
24			12 × 8 × 70	1	
Штифт 4×20 ГОСТ 3120-70					
25					
Подшипник N7209 ГОСТ 333-79					
26					
Подшипник N46506 ГОСТ 831-75					
27					
Манжета 25 × 45 ГОСТ 8752-79					
28					
Манжета 44 × 62 ГОСТ 8752-79					
29					



2. Допуск цилиндричности посадочных поверхностей подшипников $T_H = 0,3 t$, где t - допуск размера ($d_n = 30$ мм). Допуск на размер $\Phi 30 K 6$ для 6-го квалитета по табл. 7.3 [5] равен 13 мкм.

$$T_H = 0,3 \cdot 0,013 = 0,0039 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_H = 0,004$ мм.

3. Допуск цилиндричности конца червяка $T_H = 0,3 t = 0,3 \cdot 0,013 = 0,0039$ мм.

Принимаем $T_H = 0,004$ мм.

4. Допуск перпендикулярности T_1 поверхности буртика с маслоразбрызгающим кольцом на диаметре $d_{\delta} = 40$ мм. Так как подшипники шариковые радиально-упорные, то степень точности по табл. 7.2 будет 8.

$$\text{По табл. 7.5 [5]} T_1 = 0,020 \text{ мм.}$$

5. Допуск параллельности шпоночного паза $T_u = 0,6 t_{\text{шп}}$, где $t_{\text{шп}}$ - допуск ширины шпоночного паза для размера 8 Р 9.

$$\text{По табл. 7.3 [5]} t_{\text{шп}} = 0,036 \text{ мм.}$$

$$T_u = 0,6 \cdot 0,036 = 0,022 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_u = 0,02$ мм.

6. Допуск симметричности шпоночного паза

$$T_{\pm} = 4 t_{\text{шп}} = 4 \cdot 0,036 = 0,144 \text{ мм}$$

Принимаем $T_{\pm} = 0,16$ мм.

15.2. Червячное колесо (рис. 15.3)

I. Допуск цилиндричности посадочной поверхности на вал диаметром $\Phi 50 H 7$.

$$T_H = 0,3 t,$$

где t - допуск размера $\Phi 50 H 7$.

Допуск на размер 50 мм для 7-го квалитета $t = 0,025$ мм

$$T_H = 0,3 \cdot 0,025 = 0,0075 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_H = 0,008$ мм.

2. Допуск перпендикулярности торцов ступицы на диаметре $d_{cr} = 85$ мм.

Отношение $\frac{e_{cr}}{d} = \frac{40}{50} = 0,8$. Для 3-й группы подшипников (конические) степень точности по табл. 7.2 [5] будет 6-я.

$$\text{По табл. 7.5 [5]} T_1 = 0,01 \text{ мм.}$$

3. Допуск параллельности шпоночного паза $T_u = 0,6 t_{\text{шп}}$

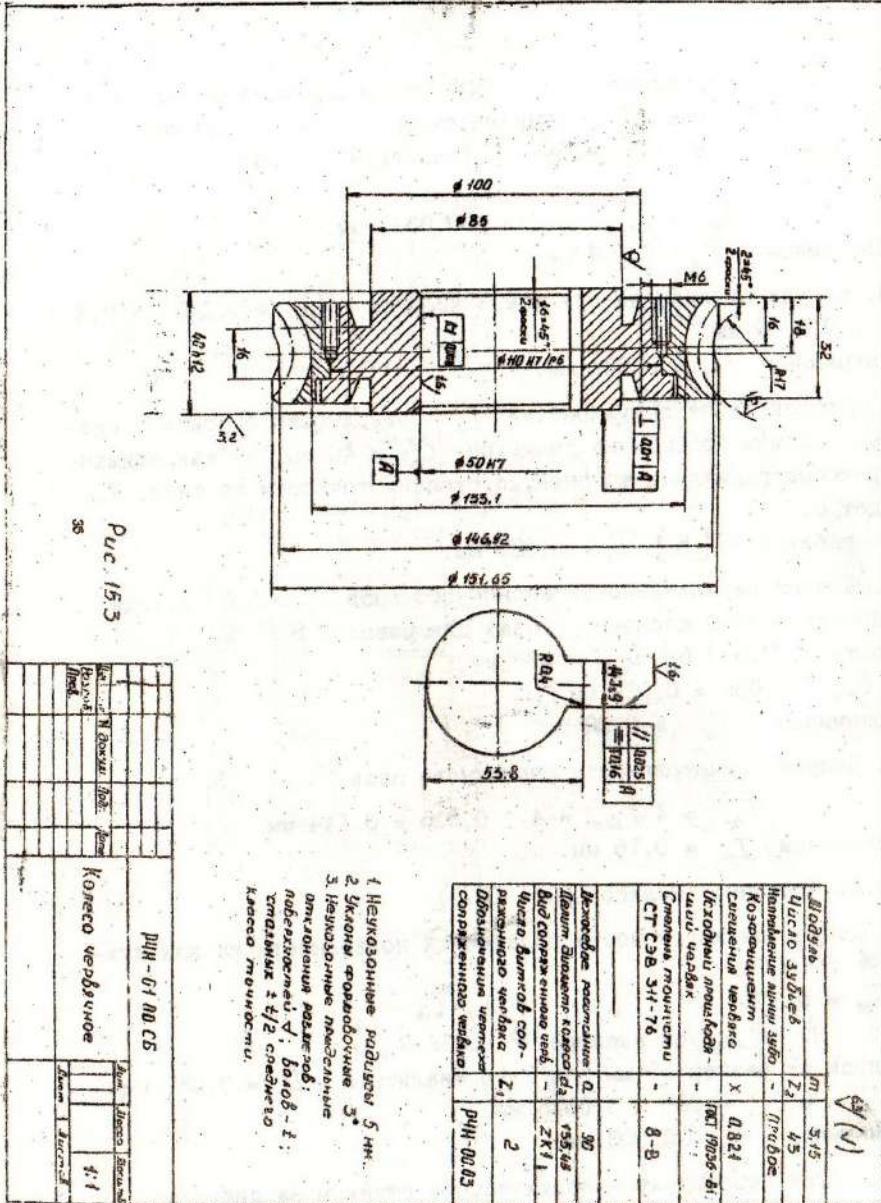


Рис. 15.3

где t_{wn} - допуск ширины шпоночного паза; для размера 14 Р 9
 $t_{wn} = 0,043 \text{ мм.}$

$$T_H = 0,6 \cdot 0,043 = 0,0258 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_H = 0,025 \text{ мм.}$

4. Допуск симметричности шпоночного паза

$$T_{\pm} = 4 \cdot t_{wn} = 4 \cdot 0,043 = 0,172 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_{\pm} = 0,16 \text{ мм.}$

15.3. Нижняя часть корпуса (рис. 15.4)

Расчет допусков производим по рекомендациям, изложенным в [3]:

1. Допуски плоскости по ГОСТ 16162 - 78: основания

$$K - T_a = 0,05/100 \text{ мм/мм} [3],$$

на плоскость разъема - $T_a = 0,01/100 \text{ мм/мм} [3]$.

2. Допуск параллельности плоскости разъема и плоскости

$$T_H = 0,05/100 \text{ мм/мм} [3].$$

3. Допуск перпендикулярности общей оси двух отверстий для подшипников выходного вала относительно торцевых поверхностей определяем по табл. 7.5 [5] из условия, что размер (диаметр фланца крышки) составляет 100 мм, степень точности допуска для конических подшипников - 6 [3]. $T_1 = 0,016 \text{ мм.}$

4. Допуск перпендикулярности общей оси двух отверстий для подшипников червяка относительно торцевых поверхностей определяем по табл. 7.5 [5] из условия, что размер (диаметр фланца крышки) составляет 105 мм, степень точности допуска для шариковых радиально-упорных подшипников - 8 [3]. $T_1 = 0,04 \text{ мм.}$

5. Допуск цилиндричности отверстий под подшипники качения определяем по формуле $T_H = 0,3t$, где t - допуск диаметра отверстия, определяемый по табл. 7.3 [5].

$$\text{Для } \Phi 72 H 7 \quad T_H = 0,3 \cdot 0,03 = 0,009 \text{ мм.}$$

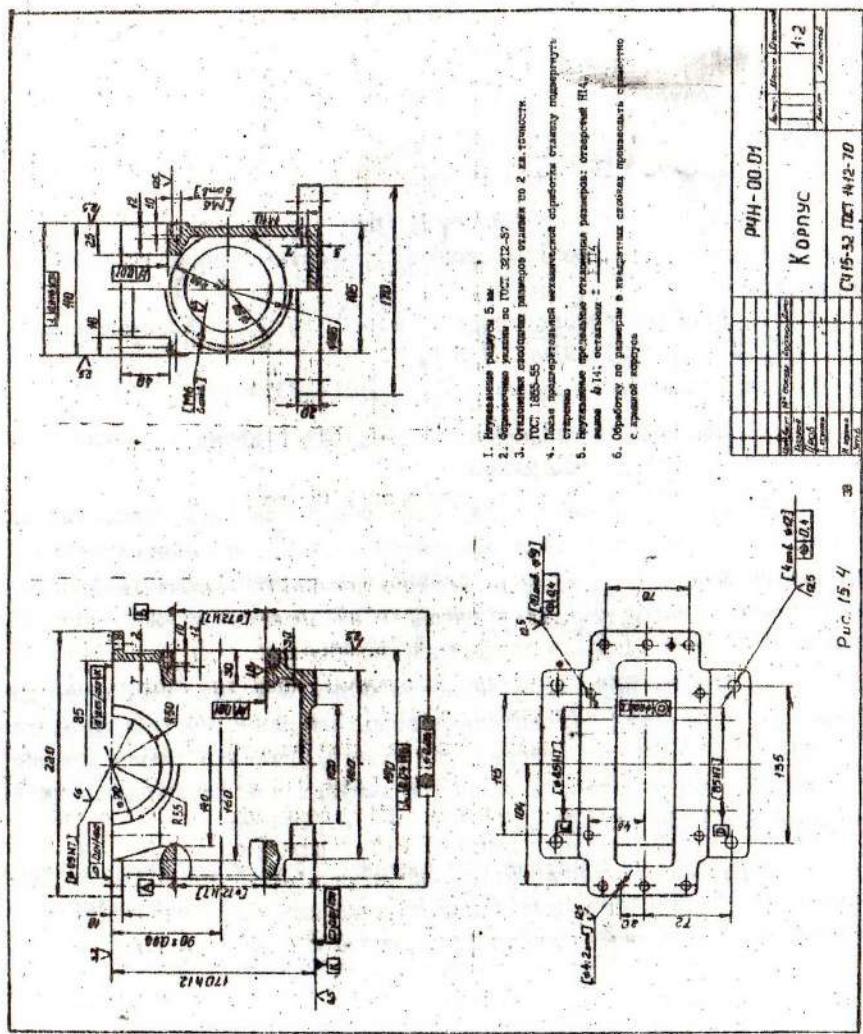
Принимаем $T_H = 0,01 \text{ мм.}$

$$\text{Для } \Phi 85 H 7 \quad T_H = 0,3 \cdot 0,035 = 0,0105 \text{ мм.}$$

Принимаем $T_H = 0,01 \text{ мм.}$

6. Допуск соосности отверстий под подшипники в диаметральном выражении. Для отверстий под подшипники червяка (шариковые радиально-упорные) степень точности допуска соосности будет 8 [3].

По табл. 7.4 [5] для $\Phi 72 H 7 \quad T_{\phi} = 0,06 \text{ мм.}$



для $\Phi 85 H 7 \quad T_{\phi} = 0,06 \text{ мм.}$

7. Позиционный допуск отверстий в основании корпуса вычисляем по формуле

$$T_{\phi} = 0,2(d_{\text{отв}} - d_b),$$

где $d_{\text{отв}}$ - диаметр отверстий; $d_{\text{отв}} = 12 \text{ мм};$
 d_b - диаметр фундаментного болта; $d_b = 10 \text{ мм};$

$$T_{\phi} = 0,2(12 - 10) = 0,4 \text{ мм.}$$

8. Позиционный допуск отверстий по фланцу

$$T_{\phi} = 0,4(d_{\text{отв}} - d_b) = 0,4(9 - 8) = 0,4 \text{ мм.}$$

16. СМАЗКА РЕДУКТОРА

Применяем картерную смазку, так как рабочая скорость на червяке менее 2,5 м/с. В качестве материала принимаем авиационное масло МС-20, имеющее кинематическую вязкость $20,5 \cdot 10^{-6} \text{ мм}/\text{с.}$

Для повышения коэффициента полезного действия уровень масла должен быть на выше центра нижнего тела качения подшипника, при этом на червяке устанавливаются брызговики, подавшие масло в зацепление.

Смазывание подшипников выполняется за счет масляного тумана тем же авиационным маслом.

Общий объем масляной ванны составляет $\sim 1 \text{ л.}$

Список литературы

1. Методические указания к проектированию одноступенчатого цилиндрического редуктора по дисциплине "Детали машин" для студентов специальностей 17.01, 09.02 / Сост. В.В.Колякин. - Днепропетровск: ДГИ, 1990.- 101 с.

2. Проектирование механических передач: Учеб.-справ. пособие /С.А.Чернявский, Г.А.Снесарь, Б.С.Козинцов и др. - М.: Машиностроение, 1984.- 560 с.

3. Дунаев Л.Ф., Лоликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Выш. шк., 1985, - 16 с.

4. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н.Кудрявцев, Ю.А.Державец, И.И.Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н.Кудрявцева: Учеб. пособие для студентов машиностроительных специальностей вузов. - Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984.- 400 с.

5. Методические указания к проектированию одноступенчатого червячного редуктора по дисциплине "Детали машин" для студентов специальностей 12.01 и 17.01 /Сост. В.В.Колякин. - Днепропетровск: ДГИ, 1989.- 97 с.

6. Иванов М.И. Детали машин. Учебник для вузов. Изд. 3-е, доп. и перераб. - М.: Выш. шк., 1976. - 399 с.

СОДЕРЖАНИЕ

I. Исходные данные	3
2. Выбор электродвигателя	3
3. Режим работы	4
4. Материалы червячной передачи	5
5. Допускаемое напряжение	5
6. Определение основных параметров передачи	6
7. Геометрический расчет червячной передачи	9
8. Определение коэффициента полезного действия	10
9. Тепловой расчет редуктора	11
10. Эскизная компоновка редуктора (рис. 10).	12
II. Расчет валов	15
II.1. Червяк	15
II.2. Выходной вал.	20
12. Подбор подшипников	23
13. Подбор шпонок	26
14. Уточненный расчет выходного вала	27
15. Расчет допусков формы и расположения поверхностей [3,5].	30
15.1. Червяк	30
15.2. Червячное колесо	33
15.3. Нижняя часть корпуса	35
16. Смазка редуктора	37
Список литературы	37

Составитель

Виктор Васильевич Каллякин

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

"ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО

ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА"

ПО ДИСЦИПЛИНАМ "ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА" И

"ДЕТАЛИ МАШИН"

для студентов специальностей 17.01, 09.02

Редактор С.С.Графская

Редакционно-издательский отдел

Подписано в печать 03.09.93. Формат 60x84x16.

Бум. тип. №1. Обс.печ. Усл.печ. л. 2,7.

Уч.-изд. л. 2,7. Тираж 150 экз. Заказ 314.

Бесплатно.

Ротапринт ГГА Украины

320600, ГСП, г. Днепропетровск-27, пр. К. Маркса, 19.