

Министерство сельского хозяйства РФ
Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Инженерно-технологический факультет

Кафедра механики и основ конструирования

В.В. Никитин, В.В. Варывдин

РАСЧЕТ КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

*Методическое пособие для студентов
инженерно – технологического факультета
специальностей:*

- 110301 «Механизация сельского хозяйства»;
- 110303 «Механизация переработки с/х продукции»;
- 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»;
- 190207 «Машины и оборудование природообустройства»;
- 271300 «Пищевая инженерия малых предприятий».

Брянск – 2010

УДК 621.81 (076.1)
ББК 34.44
Н 62

Никитин В.В. Расчет курсового проекта по деталям машин: методическое пособие для студентов инженерно – технологического факультета специальностей: 110301 «Механизация сельского хозяйства»; 110303 «Механизация переработки с/х продукции»; 110304 «Технология обслуживания и ремонта машин в АПК»; 190207 «Машины и оборудование природообустройства»; 271300 «Пищевая инженерия малых предприятий» / В.В. Никитин, В.В. Варывдин. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2010. – с 76.

В методическом пособии приведен пример расчета курсового проекта по деталям машин для самостоятельного выполнения студентами. Приводится графическая часть курсового проекта и справочные данные, необходимые для его расчета.

Рецензент: д.т.н., профессор Купреенко А.И., зав. кафедрой ТО-ЖиПП.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического факультета Брянской государственной сельскохозяйственной академии, протокол № 3 от 10.09. 2010 года.

© Брянская ГСХА, 2010
© Никитин В.В., 2010
© Варывдин В.В., 2010

ВВЕДЕНИЕ

Курс деталей машин завершает цикл общетехнических дисциплин и обязывает студента активно использовать знания из ряда предыдущих дисциплин для решения инженерных задач. Так для определения усилий, действующих на звенья механизма, потерь на трение, исследования кинематики необходимы сведения из курсов теоретической механики и ТММ; расчеты прочности и деформаций базируются на данных курса сопротивления материалов. Выбор материалов деталей машин, вида термообработки, способа изготовления, рациональных форм, назначение размеров и их точности основывается на сведениях из курсов материаловедения, технологии материалов и т.д.

Учебный курс деталей машин преподают на инженерных факультетах всех вузов, включая сельскохозяйственные. Им завершается общетехническая подготовка студентов. Именно выполняя свой первый проект, будущий инженер приобретает навыки конструирования техники. Конструирование представляет собой творческий поиск оптимального варианта структурного синтеза механизма (машины), материалов, форм и размеров деталей, а также установление взаимосвязи различных элементов для реализации требований технического задания с учетом достижений науки и техники и возможностей промышленности.

В основу методики работы над проектом положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность, как сдачи отдельных задач, так и защиты проекта.

Значение курса деталей машин можно выразить так: «Нельзя построить ни одну машину, не умея конструировать, рассчитывать и изготавливать ее детали».

Предлагаемое методическое пособие предназначено для выполнения курсового и дипломных проектов, но может быть использовано и в реальной производственной деятельности инженеров, занимающихся конструированием, эксплуатацией и ремонтом сельскохозяйственной техники.

ЗАДАНИЕ: Спроектировать привод к цепному транспортеру для бахчевых культур.

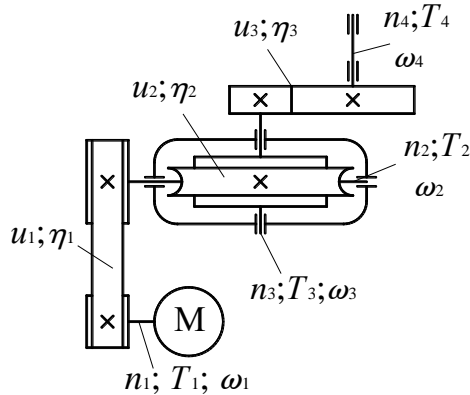


Рисунок 1 – Схема привода транспортера

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_4)=5 \text{ кВт}$ – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_4)=4 \text{ с}^{-1}$ – угловая скорость на выходном валу привода;

да;

$L_h=10000 \text{ ч}$ – срок службы привода.

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{5 \cdot 10^3}{4} = 1250 \text{ Нм.}$$

1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta_{\text{общ}}},$$

где $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода;

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^2,$$

где η_1 – КПД ременной передачи, равный 0,95...0,97;

η_2 – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

η_3 – КПД открытой цилиндрической передачи, равный 0,93...0,95;

η_n – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [приложение, табл. 1], [1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем $\eta_1=0,97$; $\eta_2=0,85$; $\eta_3=0,95$; $\eta_n=0,99$.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,77.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{5 \cdot 10^3}{0,77} = 6493,51 \text{ Вт} = 6,49 \text{ кВт}.$$

1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ112М2У3 мощностью $P_{\text{дв}}=P_1=7,5 \text{ кВт}$, частотой вращения $n_{\text{дв}}=n_1=2900 \text{ мин}^{-1}$ [приложение, табл. 3], [1, стр. 406, табл. К9].

1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_4},$$

где n_4 – частота вращения на выходном валу привода, мин^{-1} .

$$n_4 = \frac{\omega_4 \cdot 30}{\pi} = \frac{4 \cdot 30}{3,14} = 38,2 \text{ мин}^{-1};$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{2900}{38,2} = 75,92.$$

1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3,$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

u_2 – передаточное число червячной передачи;

u_3 – передаточное число открытой цилиндрической передачи.

Принимаем $u_2=12,5$; $u_3=3$ [приложение, табл. 2], [1, стр. 45, табл. 2.3]. Следовательно, передаточное число ременной передачи составит

$$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2 \cdot u_3} = \frac{75,92}{12,5 \cdot 3} = 2,02.$$

1.6 Угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1},$$

где ω_1 – угловая скорость на быстроходном валу привода, c^{-1} .

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,69 \text{ } c^{-1};$$

$$T_1 = \frac{6493,51}{303,69} = 21,38 \text{ } Нм;$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n = 21,38 \cdot 2,02 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 41,47 \text{ } Нм;$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{303,69}{2,02} = 150,34 \text{ } c^{-1};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 41,47 \cdot 12,5 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 436,21 \text{ } Нм;$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{150,34}{12,5} = 12,03 \text{ } c^{-1};$$

$$T_4 = T_3 \cdot u_3 \cdot \eta_3 = 436,21 \cdot 3 \cdot 0,95 = 1243,2 \text{ } Нм;$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{u_3} = \frac{12,03}{3} = 4,01 \text{ } c^{-1}.$$

Расчет величин T_4 и ω_4 одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_4|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta T = \frac{|1250 - 1243,2|}{1250} \cdot 100\% = 0,54\% < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta\omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_4|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\omega = \frac{|4 - 4,01|}{4} \cdot 100\% = 0,25\% < 5\%.$$

2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью ≥ 45 HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [1, стр. 52, табл. 3.1].

2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_3 \cdot u_2}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_3},$$

где T_3 – вращающий момент на валу червячного колеса, Hm ;
 ω_3 – угловая скорость на валу червячного колеса, c^{-1} ;
 u_2 – передаточное число червячной передачи.

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 12,03 \cdot 12,5}{10^3} \cdot \sqrt[3]{436,21} = 4,9 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем сравнительно дешевую бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение $\sigma_B = 530 \text{ Н/мм}^2$; предел текучести $\sigma_T = 245 \text{ Н/мм}^2$ [приложение, табл. 5], [1, стр. 57, табл. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные $[\sigma]_H$ и изгибные $[\sigma]_F$ напряжения [приложение, табл. 6], [1, стр. 58, табл. 3.6].

а) При твердости витков червяка ≥ 45 HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 4,9 = 177,5 \text{ Н/мм}^2.$$

б) Для нереверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где K_{FL} – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где N – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h,$$

где L_h – срок службы привода, ч.

$$N = 573 \cdot 12,03 \cdot 10000 = 68,93 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если $N < 10^6$, то его принимают равным 10^6 . Если $N > 25 \cdot 10^7$, то N принимают равным $25 \cdot 10^7$ [1, стр. 58].

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{68,93 \cdot 10^6}} = 0,62;$$

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,62 = 64,26 \text{ Н / мм}^2.$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса, Н/мм^2 .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{436,21 \cdot 10^3}{177,5^2}} = 146,47 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров. Принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$ [приложение, табл. 8] [1, стр. 60, табл. 4.1].

2.6 Выбрать число витков червяка [1, стр. 74]

Так как $u_2 = 12,5$; то $z_1 = 4$.

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 4 \cdot 12,5 = 50.$$

При необходимости полученное значение z_2 округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 40 \dots 60$ [1, стр. 74].

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{140}{50} = 4,2 \dots 4,76 \text{ мм.}$$

Полученное значение m округлим в большую сторону до стандартного. Принимаем $m = 5 \text{ мм}$ [1, стр. 75].

2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212 \dots 0,25) \cdot z_2 = (0,212 \dots 0,25) \cdot 50 = 10,6 \dots 12,5.$$

Полученное значение q округлим до стандартного. Принимаем $q=12,5$ [1, стр. 75].

2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left(\frac{140}{5} \right) - 0,5 \cdot (12,5 + 50) = -3,25 \text{ мм.}$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение x допускается до $-1 \leq x \leq +1$. Если при расчете x это условие не выполняется, то следует варьировать значениями q и z_2 .

Так как условие не выполняется, то принимаем $q=8$ [1, стр. 75]. Тогда коэффициент смещения инструмента будет равен

$$x = \left(\frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left(\frac{140}{5} \right) - 0,5 \cdot (8 + 50) = -1 \text{ мм.}$$

2.11 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_2

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{50}{4} = 12,5; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|12,5 - 12,5|}{12,5} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

2.12 Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 5 \cdot (8 + 50 + 2 \cdot (-1)) = 140 \text{ мм.}$$

2.13 Основные геометрические размеры передачи:

а) Для червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 8 = 40 \text{ мм;}$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 5 \cdot (8 + 2 \cdot (-1)) = 30 \text{ мм;}$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 5 = 50 \text{ мм;}$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 40 - 2,4 \cdot 5 = 28 \text{ мм;}$$

- угол подъема линии витков по делительному цилиндру

$$\gamma = \operatorname{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{4}{8}\right) = 26,57^\circ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5|x| + z_1) \cdot m + C,$$

где x – коэффициент смещения. Так как $x < 0$, то $C=0$ [1, стр.

76].

$$b_1 = (10 + 5,5|-1| + 4) \cdot 5 + 0 = 97,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1=98 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 250 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + (-1)) = 250 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 250 - 2 \cdot 5 \cdot (1,2 - (-1)) = 228 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 250 + \frac{6 \cdot 5}{4 + 2} = 255 \text{ мм};$$

- ширина венца

Так как $z_1=4$, то

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 140 = 44,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2=45 \text{ мм}$ [приложение, табл. 21], [1, стр. 326, табл. 13.15].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 40 - 5 = 15 \text{ мм};$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 5 = 26 \text{ мм};$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{45}{50 - 0,5 \cdot 5} = 0,95;$$

$$\delta = \arcsin(0,95) = 71,81^\circ; 2\delta = 143,62^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где γ – делительный угол подъема линии витков, град;

φ – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_3 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{12,5 \cdot 12,03 \cdot 40}{2 \cdot \cos 26,57 \cdot 10^3} = 3,36 \text{ м/с.}$$

При скорости скольжения $v_s = 3,36 \text{ м/с}$ угол трения равен $\varphi = 1,78^\circ$ [приложение, табл. 11], [1, стр. 77, табл. 4.9].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 26,57}{\operatorname{tg}(26,57 + 1,78)} = 0,93.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где F_{t2} – окружная сила на колесе, Н;

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 436,21 \cdot 10^3}{250} = 3489,68 \text{ Н};$$

K – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{12,03 \cdot 250}{2 \cdot 10^3} = 1,5 \text{ м/с.}$$

Так как $v_2 < 3 \text{ м/с}$, то $K = 1$ [1, стр. 77].

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{3489,68}{40 \cdot 250}} \cdot 1 = 200,85 \text{ Н/мм}^2.$$

Величину допускаемых контактных напряжений $[\sigma]_H$ уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [приложение, табл. 6], [1, стр. 58, табл. 3.6]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,36 = 216 \text{ Н/мм}^2.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{200,85 - 216}{216} \cdot 100\% = -7,01\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускается недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 15% и перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить межосевое расстояние передачи a_w и повторить расчет.

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F = 64,26 \text{ Н / мм}^2,$$

где Y_{F2} – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{\cos^3 26,57} = 70.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса $z_{v2}=70$ коэффициент формы зуба колеса равен $Y_{F2}=1,37$ [приложение, табл. 18], [1, стр. 78, табл. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,37 \cdot \frac{3489,68}{45 \cdot 5} \cdot 1 = 14,87 \text{ Н / мм}^2.$$

При проверочном расчете σ_F получаются меньше $[\sigma]_F$, так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбрать материал зубчатой передачи

С целью повышения нагрузочной способности передачи и снижения ее габаритных размеров считаем, что шестерня и колесо изготавливаются из одного материала – сталь 40Х улучшенная, твердостью $\leq 350 \text{ HB}$, разность средних твердостей $\text{HB}_{3cp} - \text{HB}_{4cp} = 20 \dots 50$ [1, стр. 52, табл. 3.1].

Определим механические характеристики для стали 40Х [приложение, табл. 4], [1, стр. 53, табл. 3.2]:

а) для шестерни – твердость 269...302 HB_3 , предел выносливости $\sigma_B=900 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T=750 \text{ Н/мм}^2$;

б) для колеса – твердость 235...262 HB_4 , предел выносливости $\sigma_B=790 \text{ Н/мм}^2$, предел текучести $\sigma_T=640 \text{ Н/мм}^2$.

3.2 Средняя твердость зубьев шестерни и колеса равна

$$HB_{3cp} = \frac{269+302}{2} = 285,5; \quad HB_{4cp} = \frac{235+262}{2} = 248,5.$$

3.3 Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни $[\sigma]_{H3}$ и колеса $[\sigma]_{H4}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где N_{HO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

а) Для шестерни

$$N_3 = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h,$$

где ω_3 – угловая скорость на валу шестерни, c^{-1} ;

L_h – срок службы привода, ч.

$$N_3 = 573 \cdot 12,03 \cdot 10000 = 68,93 \cdot 10^6 \text{ циклов};$$

б) Для колеса

$$N_4 = 573 \cdot \omega_4 \cdot L_h,$$

где ω_4 – угловая скорость на валу колеса, c^{-1} ;

$$N_4 = 573 \cdot 4,01 \cdot 10000 = 22,98 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

При средней твердости зубьев шестерни $HB_{3cp}=285,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO3}=22,54 \cdot 10^6$ циклов; при средней твердости зубьев колеса $HB_{4cp}=248,5$ число циклов перемены напряжений равно $N_{HO4}=16,31 \cdot 10^6$ циклов [приложение, табл. 7], [1, стр. 55, табл. 3.3].

Так как $N_3 > N_{HO3}$ и $N_4 > N_{HO4}$, то $K_{HL3}=1$ и $K_{HL4}=1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{HO3} = 1,8 \cdot HB_{3cp} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ Н / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{HO4} = 1,8 \cdot HB_{4cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ Н / мм}^2.$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{H3} = K_{HL3} \cdot [\sigma]_{HO3} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ Н / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{H4} = K_{HL4} \cdot [\sigma]_{HO4} = 1 \cdot 514,3 = 514,3 \text{ Н / мм}^2.$$

3.4 Определить допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни $[\sigma]_{F3}$ и колеса $[\sigma]_{F4}$. Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где N_{FO} – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Для всех сталей $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$ циклов;

N – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (определено в пункте 3.3).

Так как $N_3 > N_{FO3}$ и $N_4 > N_{FO4}$, то $K_{FL3} = 1$ и $K_{FL4} = 1$.

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом [1, стр. 52, табл. 3.1]:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{FO3} = 1,03 \cdot HB_{3cp} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,07 \text{ Н / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{FO4} = 1,03 \cdot HB_{4cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ Н / мм}^2.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{F3} = K_{FL3} \cdot [\sigma]_{FO3} = 1 \cdot 294,07 = 294,07 \text{ Н / мм}^2;$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{F4} = K_{FL4} \cdot [\sigma]_{FO4} = 1 \cdot 255,96 = 255,96 \text{ Н / мм}^2.$$

3.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_3^2 \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K_a=49,5$;

ψ_a – коэффициент ширины венца колеса, равный $0,2 \dots 0,25$ для шестерни, консольно расположенной относительно опор. Принимаем $\psi_a=0,2$;

u_3 – передаточное число открытой цилиндрической передачи;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом, $H/мм^2$. Поскольку $[\sigma]_{H3} > [\sigma]_{H4}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_H = 514,3 H/мм^2$;

T_4 – вращающий момент на приводном валу рабочей машины, $Нм$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$.

$$a_w = 49,5 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1243,2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 3^2 \cdot 514,3^2} \cdot 1} = 272,65 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 6636-69 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения. Принимаем $a_w=260 \text{ мм}$ [приложение, табл. 21], [1, стр. 326, табл. 13.15].

3.6 Определить модуль зацепления

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_4 \cdot 10^3}{d_4 \cdot b_4 \cdot [\sigma]_F},$$

где K_m – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K_m=6,8$;

d_4 – делительный диаметр колеса, $мм$;

b_4 – ширина венца колеса, $мм$;

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, $H/мм^2$. Поскольку $[\sigma]_{F3} > [\sigma]_{F4}$, то менее прочным является колесо. Следовательно $[\sigma]_F = 255,96 H/мм^2$.

$$d_4 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_3}{u_3 + 1} = \frac{2 \cdot 260 \cdot 3}{3 + 1} = 390 \text{ мм.}$$

$$b_4 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 260 = 52 \text{ мм};$$

$$m = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 1243,2 \cdot 10^3}{390 \cdot 52 \cdot 255,96} = 3,26 \text{ мм}.$$

Так как передача открытая, то расчетное значение модуля следует увеличить на 30% из-за интенсивного изнашивания зубьев, т.е.

$$m = 3,26 \cdot 1,3 = 4,24 \text{ мм}.$$

Полученное значение модуля m округлим в большую сторону до стандартного. Принимаем $m=5 \text{ мм}$ [1, стр. 62].

3.7 Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_{\Sigma} = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 260}{5} = 104.$$

При необходимости полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.

3.8 Число зубьев шестерни

$$z_3 = \frac{z_{\Sigma}}{1 + u_3} = \frac{104}{1 + 3} = 26.$$

При необходимости полученное значение округлить до ближайшего целого числа. Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_3 \geq 18$.

3.9 Число зубьев колеса

$$z_4 = z_{\Sigma} - z_3 = 104 - 26 = 78.$$

3.10 Определить фактическое передаточное число u_{ϕ} и проверить его отклонение Δu от заданного u_3

$$u_{\phi} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{78}{26} = 3; \quad \Delta u = \frac{|u_{\phi} - u_3|}{u_3} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|3 - 3|}{3} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

3.11 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_3 + z_4) \cdot m}{2} = \frac{(26 + 78) \cdot 5}{2} = 260 \text{ мм}.$$

3.12 Основные геометрические параметры передачи

а) Для шестерни

- делительный диаметр

$$d_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 26 = 130 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 130 + 2 \cdot 5 = 140 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f3} = d_3 - 2,4 \cdot m = 130 - 2,4 \cdot 5 = 118 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_3 = b_4 + (2...4) \text{ мм} = 52 + (2...4) \text{ мм} = 54...56 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_3 = 56 \text{ мм}$ [приложение, табл. 21], [1, стр. 326, табл. 13.15].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_4 = m \cdot z_4 = 5 \cdot 78 = 390 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 390 + 2 \cdot 5 = 400 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f4} = d_4 - 2,4 \cdot m = 390 - 2,4 \cdot 5 = 378 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_4 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 260 = 52 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_4 = 52 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам [1, стр. 326, табл. 13.15].

3.13 Проверить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_3 + d_4)}{2} = \frac{(130 + 390)}{2} = 260 \text{ мм}.$$

Известно, что при проектировании открытых передач конструктора, как правило, ограничиваются расчетом зубьев на их изгиб [3, 4]. Однако в качестве примера рассмотрим методику расчета зубьев передачи и на контактную прочность.

3.14 Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_4 \cdot b_4}} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \leq [\sigma]_H = 514,3 \text{ Н / мм}^2,$$

где K – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач $K=436$;

F_t – окружная сила в зацеплении, H ;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{H\alpha}=1$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев $K_{H\beta}=1$;

K_{Hv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_4 \cdot 10^3}{d_4} = \frac{2 \cdot 1243,2 \cdot 10^3}{390} = 6375,38 \text{ Н}.$$

Окружная скорость на колесе

$$v_4 = \frac{\omega_4 \cdot d_4}{2 \cdot 10^3} = \frac{4,01 \cdot 390}{2 \cdot 10^3} = 0,78 \text{ м / с}.$$

Для скорости колеса равной $v_4=0,78 \text{ м/с}$ соответствует 9 степень точности передачи [1, стр. 64, табл. 4.2]. Тогда коэффициент динамической нагрузки составит $K_{Hv}=1,05$ [приложение, табл. 9], [1, стр. 64, табл. 4.3].

Следовательно, контактные напряжения будут равны

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{6375,38 \cdot (3 + 1)}{390 \cdot 52}} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,05 = 501 \text{ Н / мм}^2 < 514,3 \text{ Н / мм}^2.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{501 - 514,3}{514,3} \cdot 100\% = -2,6\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускаемая недогрузка передачи ($\sigma_H < [\sigma]_H$) не более 10% и перегрузка ($\sigma_H > [\sigma]_H$) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса b_4 . Если

эта мера не даст должного результата, то необходимо изменить межосевое расстояние a_w и повторить весь расчет передачи.

3.15 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F4} = Y_{F4} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{F_t}{b_4 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F4} = 255,96 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F4} \cdot \frac{Y_{F3}}{Y_{F4}} \leq [\sigma]_{F3} = 294,07 \text{ Н / мм}^2,$$

где $K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес $K_{F\alpha}=1$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес $K_{F\beta}=1$;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

Y_{F3} и Y_{F4} – коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса;

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес $Y_{\beta}=1$.

При числе зубьев шестерни $z_3=26$ и колеса $z_4=78$ коэффициенты формы зуба соответственно равны $Y_{F3}=3,88$ и $Y_{F4}=3,61$ [приложение, табл. 10], [1, с. 67, табл. 4.4].

При скорости колеса $v_4=0,78 \text{ м/с}$ и 9 степени точности передачи коэффициент динамической нагрузки равен $K_{Fv}=1,13$ [приложение, табл. 9], [1, с. 64, табл. 4.3].

Тогда напряжения изгиба составят

$$\sigma_{F4} = 3,61 \cdot 1 \cdot \frac{6375,38}{52 \cdot 5} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,13 = 100,03 \text{ Н / мм}^2 < 255,96 \text{ Н / мм}^2;$$

$$\sigma_{F3} = 100,03 \cdot \frac{3,88}{3,61} = 107,51 \text{ Н / мм}^2 < 294,07 \text{ Н / мм}^2.$$

При проверочном расчете σ_F значительно меньше $[\sigma]_F$ и это допустимо. Если $\sigma_F > [\sigma]_F$ свыше 5%, то надо увеличить модуль m , соответственно пересчитать число зубьев шестерни z_3 и колеса z_4 и повторить проверочный расчет на изгиб.

4 РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Выбор сечения ремня

При мощности двигателя $P_{дв}=7,5$ кВт и частоте вращения $n_{дв}=2900$ мин⁻¹ по номограмме принимаем клиновой ремень нормального сечения «А» [1, стр. 86, рис. 5.2].

4.2 Определить минимально допустимый диаметр ведущего шкива

Для выбранного сечения ремня «А» минимально допустимый диаметр шкива равен $d_{1min}=90$ мм [1, стр. 87, табл. 5.4].

4.3 Задать расчетным диаметром ведущего шкива

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы диаметром несколько большего размера в сравнении с минимально допустимым. Принимаем $d_1=100$ мм [1, стр. 448, табл. К40].

4.4 Определить диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где u_1 – передаточное число ременной передачи;

ε – коэффициент скольжения, равный 0,01...0,02. Принимаем $\varepsilon=0,02$.

$$d_2 = 100 \cdot 2,02 \cdot (1 - 0,02) = 197,96 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра округлим до ближайшего стандартного размера $d_2=200$ мм [1, стр. 448, табл. К40].

4.5 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_1

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 2,04; \Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 3\%;$$

$$\Delta u = \frac{|2,04 - 2,02|}{2,02} \cdot 100\% = 1\% < 3\%.$$

4.6 Определить ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота сечения ремня, мм. Для нормального сечения ремня «А» его высота равна $h=8$ мм [приложение, табл. 20], [1, стр. 440, табл. К31].

$$a = 0,55 \cdot (100 + 200) + 8 = 173 \text{ мм.}$$

4.7 Определить расчетную длину ремня

$$l = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} =$$
$$= 2 \cdot 173 + \frac{3,14}{2} \cdot (200 + 100) + \frac{(200 - 100)^2}{4 \cdot 173} = 831,69 \text{ мм.}$$

Полученное значение l округлить до ближайшего большего стандартного размера. Принимаем $l=900$ мм [1, стр. 440, табл. К31].

4.8 Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине ремня

$$a = \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} =$$
$$= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 900 - 3,14(200 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 900 - 3,14 \cdot (200 + 100)]^2 - 8 \cdot (200 - 100)^2} \right\} =$$
$$= 208,5 \text{ мм.}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения a на $0,01l$ для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив. Кроме того, для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения a на $0,025l$.

4.9 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{200 - 100}{208,5} = 152,66^\circ.$$

Угол α_1 должен быть $\geq 120^\circ$.

4.10 Определить скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} ;

$[v]$ – допустимая скорость, м/с . Для клиновых ремней она равна $[v]=25 \text{ м/с}$.

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 2900}{60 \cdot 10^3} = 15,18 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с.}$$

4.11 Определить частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v \cdot 10^3}{l} \leq [U],$$

где $[U]$ – допускаемая частота пробегов, $[U]=30 \text{ c}^{-1}$.

$$U = \frac{15,18 \cdot 10^3}{900} = 16,87 \text{ c}^{-1} < 30 \text{ c}^{-1}.$$

4.12 Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, кВт ;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;

C_α – коэффициент угла обхвата на ведущем шкиве;

C_l – коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой;

C_z – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи.

Для нормального сечения ремня «А» при его скорости $v=15,18 \text{ м/с}$ допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем равна $[P_0]=2,08 \text{ кВт}$ [приложение, табл. 13], [1, стр. 89, табл. 5.5].

Поправочные коэффициенты C определим, исходя, из данных, полученных при расчете передачи, условий и режимов ее работы [приложение, табл. 12], [1, с. 82, табл. 5.2]:

$C_p=0,9$ – так как привод, работает с умеренными колебаниями;

$C_\alpha=0,93$ – при угле обхвата $\alpha_1=152,66^\circ$;

$C_l=0,98$ – при отношении рабочей длины ремня к базовой равно $0,92$;

$C_z=0,85$ – при ориентировочном количестве ремней $z=6$.

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, составит

$$[P_n] = 2,08 \cdot 0,9 \cdot 0,93 \cdot 0,98 \cdot 0,85 = 1,45 \text{ кВт}.$$

4.13 Определить количество клиновых ремней

$$z = \frac{P_1}{[P_n]},$$

где P_1 – мощность на валу электродвигателя, кВт.

$$z = \frac{7,5}{1,45} = 5,17.$$

Принимаем $z=5$.

4.14 Определить силу предварительного натяжения

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 7,5 \cdot 0,98}{5 \cdot 15,18 \cdot 0,93 \cdot 0,9} = 98,34 \text{ Н}.$$

4.15 Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{15,18} = 494,07 \text{ Н}.$$

4.16 Определить силы натяжения ведущей и ведомой ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z} = 98,34 + \frac{494,07}{2 \cdot 5} = 147,75 \text{ Н};$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z} = 98,34 - \frac{494,07}{2 \cdot 5} = 48,93 \text{ Н}.$$

4.17 Определить силу давления ремня на вал

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 98,34 \cdot 5 \cdot \sin \frac{152,66}{2} = 955,54 \text{ Н}.$$

4.18 Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где σ_1 – напряжение растяжения, Н/мм²;

σ_u – напряжения изгиба, Н/мм²;

σ_v – напряжения от центробежных сил, Н/мм²;

$[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм². Для клиновых ремней $[\sigma]_p = 10 \text{ Н/мм}^2$.

Напряжение растяжения

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A},$$

где A – площадь поперечного сечения ремня, мм². Для нормального сечения ремня «А» площадь его поперечного сечения равна $A = 81 \text{ мм}^2$ [приложение, табл. 20], [1, стр. 440, табл. К31].

$$\sigma_1 = \frac{98,34}{81} + \frac{494,07}{2 \cdot 5 \cdot 81} = 1,82 \text{ Н / мм}^2.$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{h}{d_1},$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для резиновых ремней, Н/мм^2 . Он равен $E_u=80\dots100 \text{ Н/мм}^2$. Принимаем $E_u=80 \text{ Н/мм}^2$.

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 \text{ Н / мм}^2.$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6},$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м^3 . Для клиновых ремней плотность материала $\rho=1250\dots1400 \text{ кг/м}^3$. Принимаем $\rho=1250 \text{ кг/м}^3$.

$$\sigma_v = 1250 \cdot 15,18^2 \cdot 10^{-6} = 0,29 \text{ Н / мм}^2.$$

Тогда максимальные напряжения в сечении ведущей ветви будут равны

$$\sigma_{\max} = 1,82 + 6,4 + 0,29 = 8,51 \text{ Н / мм}^2 < 10 \text{ Н / мм}^2.$$

Если при расчете получится $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$, то следует увеличить диаметр d_1 ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи.

5 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ (для случая, когда задание содержит цепную передачу вместо открытой зубчатой)

5.1 Определить шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3 \cdot K_9}{v \cdot z_3 \cdot [p_u]}},$$

где T_3 – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора), Нм ;
 v – число рядов цепи. Для однорядных цепей $v=1$;

K_3 – коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи;

$$K_3 = K_\delta \cdot K_c \cdot K_\Theta \cdot K_{pez} \cdot K_p,$$

где K_δ – коэффициент динамической нагрузки. Считаем, что передача работает равномерно, тогда $K_\delta=1$;

K_c – коэффициент, учитывающий способ смазки. Считаем, что смазывание цепи периодическое, тогда $K_c=1,5$;

K_Θ – коэффициент, учитывающий расположение передачи по отношению к горизонту. Считаем, что передача расположена под углом к горизонту $\Theta \leq 60^\circ$, тогда $K_\Theta=1$;

K_{pez} – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Считаем, что регулировка межосевого расстояния осуществляется путем передвижения опор, тогда $K_{pez}=1$;

K_p – коэффициент, учитывающий режим работы передачи. Считаем, что привод работает в одну смену, тогда $K_p=1$ [приложение, табл. 14], [1, стр. 93, табл. 5.7];

$$K_3 = 1 \cdot 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,5;$$

$[p_u]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, $H/мм^2$, зависящее от частоты вращения ведущей звездочки

$$n_3 = \frac{\omega_3 \cdot 30}{\pi} = \frac{12,03 \cdot 30}{3,14} = 114,94 \text{ мин}^{-1}.$$

Ориентируясь на шаг цепи $p=19,05\dots 25,4$ мм и частоту вращения ведущей звездочки $n_3=114,94 \text{ мин}^{-1}$ допускаемое давление в шарнирах цепи составит $[p_u] = 32,84 \text{ Н/мм}^2$ [приложение, табл. 15], [1, стр. 94, табл. 5.8];

z_3 – число зубьев меньшей звездочки;

$$z_3 = 29 - 2 \cdot u_3,$$

где u_3 – передаточное число цепной передачи.

$$z_3 = 29 - 2 \cdot u_3 = 29 - 2 \cdot 3 = 23.$$

При необходимости полученное значение z_3 округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом ведомой звездочки z_4 обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

Тогда шаг цепи составит

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{436,21 \cdot 10^3 \cdot 1,5}{1 \cdot 23 \cdot 32,84}} = 26,69 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага цепи округлим до ближайшего большего стандартного значения. На основании ГОСТ 13568-81 принимаем цепь ПР-31,75-8900, для которой [приложение, табл. 19], [1, стр. 441, табл. К32]:

$p=31,75$ мм – шаг цепи;

$d_1=9,53$ мм – диаметр валика;

$q=3,8$ кг – масса одного метра цепи;

$F_p=8900$ даН= 89000 Н – разрушающая нагрузка цепи;

$A=260$ мм² – площадь проекции опорной поверхности шарнира [2, стр. 135, табл. 8.1].

5.2 Определить число зубьев ведомой звездочки

$$z_4 = z_3 \cdot u_3 = 23 \cdot 3 = 69.$$

При необходимости полученное значение z_4 округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено $z_4 \leq 120$.

5.3 Определить фактическое передаточное число u_ϕ и проверить его отклонение Δu от заданного u_3

$$u_\phi = \frac{z_4}{z_3} = \frac{69}{23} = 3; \quad \Delta u = \frac{|u_\phi - u_3|}{u_3} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|3 - 3|}{3} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

5.4 Определить оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50) \cdot p,$$

где p – стандартный шаг цепи, мм.

$$a = (30 \dots 50) \cdot 31,75 = 952,5 \dots 1587,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $a=952,5$ мм.

Тогда межосевое расстояние в шагах составит

$$a_p = \frac{a}{p} = \frac{952,5}{31,75} = 30.$$

5.5 Определить число звеньев цепи

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{z_4 + z_3}{2} + \frac{[(z_4 - z_3)/2 \cdot \pi]^2}{a_p} =$$
$$= 2 \cdot 30 + \frac{69 + 23}{2} + \frac{[(69 - 23)/2 \cdot 3,14]^2}{30} = 107,79.$$

Полученное значение округлить до целого четного числа.

Принимаем $l_p=108$.

5.6 Уточнить межосевое расстояние в шагах

$$a_p = 0,25 \left\{ l_p - 0,5 \cdot (z_4 + z_3) + \sqrt{[l_p - 0,5 \cdot (z_4 + z_3)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_4 - z_3}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right\} =$$
$$= 0,25 \left\{ 108 - 0,5 \cdot (69 + 23) + \sqrt{[108 - 0,5 \cdot (69 + 23)]^2 - 8 \cdot \left(\frac{69 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 30,11.$$

Полученное значение a_p не округлять до целого числа.

5.7 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a = a_p \cdot p = 30,11 \cdot 31,75 = 956 \text{ мм.}$$

Значение a не округлять до целого числа, так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на $0,01a$.

5.8 Определить длину цепи

$$l = l_p \cdot p = 108 \cdot 31,75 = 3429 \text{ мм.}$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

5.9 Определить диаметры звездочек

Диаметр делительной окружности:

- ведущей звездочки

$$d_{\partial 3} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_3}\right) = 31,75 / \sin\left(\frac{180^\circ}{23}\right) = 233,17 \text{ мм;}$$

- ведомой звездочки

$$d_{\partial 4} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_4}\right) = 31,75 / \sin\left(\frac{180^\circ}{69}\right) = 697,58 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = p \left(K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где $K=0,7$ – коэффициент высоты зуба;

K_z – коэффициент числа зубьев;

λ – геометрическая характеристика зацепления.

$$\lambda = \frac{p}{d_1} = \frac{31,75}{9,53} = 3,33;$$

где d_1 – диаметр ролика шарнира цепи, мм.

- ведущей звездочки

$$K_{z3} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_3} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{23} \right) = 7,28;$$

$$D_{e3} = p \left(K + K_{z3} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 31,75 \cdot \left(0,7 + 7,28 - \frac{0,31}{3,33} \right) = 250,41 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$K_{z4} = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{z_4} \right) = \operatorname{ctg} \left(\frac{180^\circ}{69} \right) = 21,95;$$

$$D_{e4} = p \left(K + K_{z4} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 31,75 \cdot \left(0,7 + 21,95 - \frac{0,31}{3,33} \right) = 716,18 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин

- ведущей звездочки

$$D_{i3} = d_{\partial 3} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 3}} \right) = 233,17 - \left(9,53 - 0,175\sqrt{233,17} \right) = 226,61 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$D_{i4} = d_{\partial 4} - \left(d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 4}} \right) = 697,58 - \left(9,53 - 0,175\sqrt{697,58} \right) = 692,67 \text{ мм}.$$

5.10 Проверить частоту вращения меньшей звездочки

$$n_3 \leq [n_3],$$

где $[n_3]$ – допускаемая частота вращения, мин^{-1} .

$$[n_3] = \frac{15 \cdot 10^3}{p} = \frac{15 \cdot 10^3}{31,75} = 472,44 \text{ мин}^{-1};$$

$$114,94 \text{ мин}^{-1} < 472,44 \text{ мин}^{-1}.$$

5.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек

$$U \leq [U],$$

где U – расчетное число ударов цепи, c^{-1} ;

$[U]$ – допускаемое число ударов, c^{-1} .

$$U = \frac{4 \cdot z_3 \cdot n_3}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 23 \cdot 114,94}{60 \cdot 108} = 1,63 c^{-1};$$

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{31,75} = 16 c^{-1};$$

$$1,63 c^{-1} < 16 c^{-1}.$$

5.12 Определить фактическую скорость цепи

$$v = \frac{z_3 \cdot p \cdot n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 31,75 \cdot 114,94}{60 \cdot 10^3} = 1,4 \text{ м/с}.$$

5.13 Определить окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = \frac{P_3 \cdot 10^3}{v},$$

где P_3 – мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора), кВт .

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = 436,21 \cdot 12,03 = 5247,61 \text{ Вт} = 5,25 \text{ кВт};$$

$$F_t = \frac{5,25 \cdot 10^3}{1,4} = 3750 \text{ Н}.$$

5.14 Проверить давление в шарнирах цепи

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_2}{A} \leq [p_u],$$

где A – площадь проекции опорной поверхности шарнира, мм^2 ;

$[p_u]$ – допускаемое давление в шарнирах цепи, Н/мм^2 .

$$p_u = \frac{3750 \cdot 1,5}{260} = 21,64 \text{ Н/мм}^2.$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи уточним в соответствии с фактической скоростью цепи. Так как $v=1,4 \text{ м/с}$, то $[p_u]=23,4 \text{ Н/мм}^2$ [приложение, табл. 16], [1, стр. 94].

$$21,64 \text{ Н/мм}^2 < 23,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Если при проверочном расчете это условие не выполняется, то необходимо взять цепь с большим шагом и повторить расчет передачи.

5.15 Проверить прочность цепи

$$S \geq [S],$$

где S – расчетный коэффициент запаса прочности;
 $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v} \geq [S],$$

где F_p – разрушающая нагрузка цепи, H ;

F_t – окружная сила, передаваемая цепью, H ;

F_0 – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви, H ;

K_d – коэффициент динамической нагрузки;

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, H .

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви равно

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g,$$

где K_f – коэффициент провисания, для горизонтальных передач $K_f=6$;

q – масса одного метра цепи, $кг$;

a – межосевое расстояние, $м$;

g – ускорение свободного падения, $g=9,81 м/с^2$.

$$F_0 = 6 \cdot 3,8 \cdot \frac{956}{10^3} \cdot 9,81 = 213,83 H.$$

Натяжение цепи от центробежных сил составит

$$F_v = q \cdot v^2 = 3,8 \cdot 1,4^2 = 7,45 H.$$

Тогда расчетный коэффициент запаса прочности равен

$$S = \frac{89000}{3750 \cdot 1 + 213,83 + 7,45} = 22,41.$$

При шаге цепи $p=31,75 мм$ и частоте вращения меньшей звездочки $n_3=114,94 мин^{-1}$ допускаемый коэффициент запаса прочности равен $[S]=7,92$ [приложение, табл. 17], [1, стр. 97, табл. 5.9].

$$22,41 > 7,92.$$

Условие прочности выполняется.

5.16 Сила давления цепи на вал

$$F_{on} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0,$$

где K_g – коэффициент, учитывающий наклон линии центров к горизонту. Так как передача расположена под углом $\Theta=0\dots40^\circ$, то $K_g=1,15$ [приложение, табл. 10], [1, стр. 93, табл. 5.7].

$$F_{on} = 1,15 \cdot 3750 + 2 \cdot 213,83 = 4740,16 \text{ Н.}$$

6 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d и длину l (рисунок 2).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными: $[\tau]_к=10\dots20 \text{ Н/мм}^2$. При этом меньшие значения $[\tau]_к$ – для быстроходного вала, большие $[\tau]_к$ – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где T – вращающий момент, Нм ;

W_p – полярный момент сопротивления, мм^3 ;

$[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, Н/мм^2 .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где d – диаметр вала, мм .

6.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал червяка)

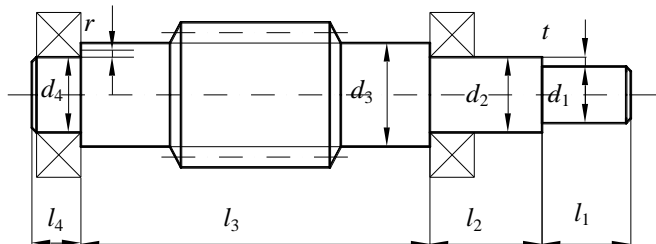


Рисунок 2 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под элемент открытой передачи [1, стр. 112, табл. 7.1]

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T_2 – вращающий момент на валу червяка, $Нм$;
 $[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, $Н/мм^2$. Для быстроходных валов $[\tau]_к = 10 Н/мм^2$.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{41,47 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 27,47 \text{ мм.}$$

Не зависимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

где $d_{\text{дв}}$ – диаметр вала электродвигателя, $мм$. Для выбранного электродвигателя диаметр его вала составляет $d_{\text{дв}} = 32 \text{ мм}$ [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 32 = 25,6 \dots 38,4 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1 = 30 \text{ мм}$ [приложение, табл. 21], [1, с. 326, табл. 13.15].

Длина ступени под элемент открытой передачи

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot 30 = 36 \dots 45 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1 = 45 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где t – высота буртика, мм.

При диаметре первой ступени вала $d_1=30$ мм высота буртика равна $t=2,2$ мм [1, стр. 113, табл. 7.1].

$$d_2 = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм.}$$

Принимаем конический роликовый подшипник средней широкой серии – 7607 [1, стр. 115, табл. 7.2], схема установки 3 враспор, у которого $d_2=35$ мм; $D_1=80$ мм; $T_1=33$ мм; $C_r=76$ кН; $e=0,296$; $Y=2,026$ [1, стр. 438, табл. К29].

длина ступени

$$l_2 = 1,5 \cdot d_2 = 1,5 \cdot 35 = 52,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=52$ мм [1, стр. 326, табл. 13.15].

Под червяк

диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника, мм.

При диаметре второй ступени вала $d_2=35$ мм координата фаски подшипника составляет $r=2,5$ мм [1, стр. 113, табл. 7.1].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

длина ступени (рисунок 3) [1, стр. 128, рис. 7.7]

$$l_3 = d_{ам2} - 2 \cdot T_1 = 255 - 2 \cdot 33 = 189 \text{ мм.}$$

Под подшипник

диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 = 33 \text{ мм.}$$

6.2 Эскизная компоновка редуктора [1, стр. 128, рис. 7.7]

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние l_B и l_T между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления элемента открытой передачи на расстоянии l_{on} от реакции смежного подшипника (рисунок 3).

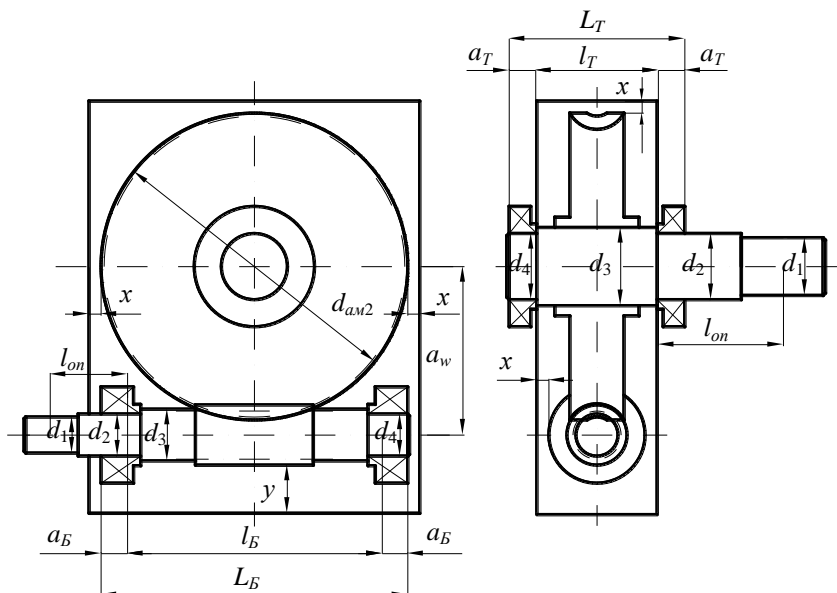


Рисунок 3 – Эскизная компоновка червячного редуктора

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рисунок 3)

$$l_B = L_B - 2 \cdot a_B = d_{am2} - 2 \cdot a_B,$$

где d_{am2} – наибольший диаметр червячного колеса, мм. Величина данного параметра определена в пункте 2.13;

a_B – величина смещения реакции подшипника, мм.

Величина смещения реакции для конического роликового подшипника равна

$$a_B = 0,5 \left(T_1 + \frac{d_2 + D_1}{3} \cdot e \right) = 0,5 \left(33 + \frac{35 + 80}{3} \cdot 0,296 \right) = 22 \text{ мм.}$$

Тогда расстояние между точками приложения реакций опор будет равно

$$l_B = 255 - 2 \cdot 22 = 211 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_B = 210$ мм.

Расстояние приложения реакции открытой ременной передачи до смежного подшипника (рисунок 3)

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + [l_2 - (T_1 - a_B)] = \frac{45}{2} + [52 - (33 - 22)] = 64 \text{ мм.}$$

6.3 Силы в зацеплении червячной передачи [1, стр. 100, табл. 6.1]

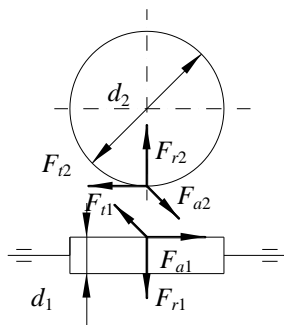


Рисунок 4 – Схема сил в зацеплении червячной передачи

Окружная сила
на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1},$$

где T_2 – вращающий момент на валу червяка, $Нм$;
 d_1 – делительный диаметр червяка (рисунок 4), $мм$. Величина данного параметра определена в пункте 2.13.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 41,47 \cdot 10^3}{40} = 2073,5 \text{ Н;}$$

на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2},$$

где T_3 – вращающий момент на валу червячного колеса, $Нм$;
 d_2 – делительный диаметр червячного колеса (рисунок 4), $мм$. Величина данного параметра определена в пункте 2.13.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 436,21 \cdot 10^3}{250} = 3489,68 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол зацепления, град. В расчетах принимаем $\alpha=20^\circ$.

$$F_{r1} = F_{r2} = 3489,68 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1270,14 \text{ H.}$$

Осевая сила на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 3489,68 \text{ H};$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2073,5 \text{ H.}$$

Консольная сила от клиноременной передачи

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 98,34 \cdot 5 \cdot \sin \frac{152,66}{2} = 955,54 \text{ H.}$$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{a1}=3489,68 \text{ H}$; $F_{r1}=1270,14 \text{ H}$;
 $F_{t1}=2073,5 \text{ H}$; $F_{on}=955,54 \text{ H}$; $l_B=210 \text{ мм}$; $l_{on}=64 \text{ мм}$; $d_1=40 \text{ мм}$.

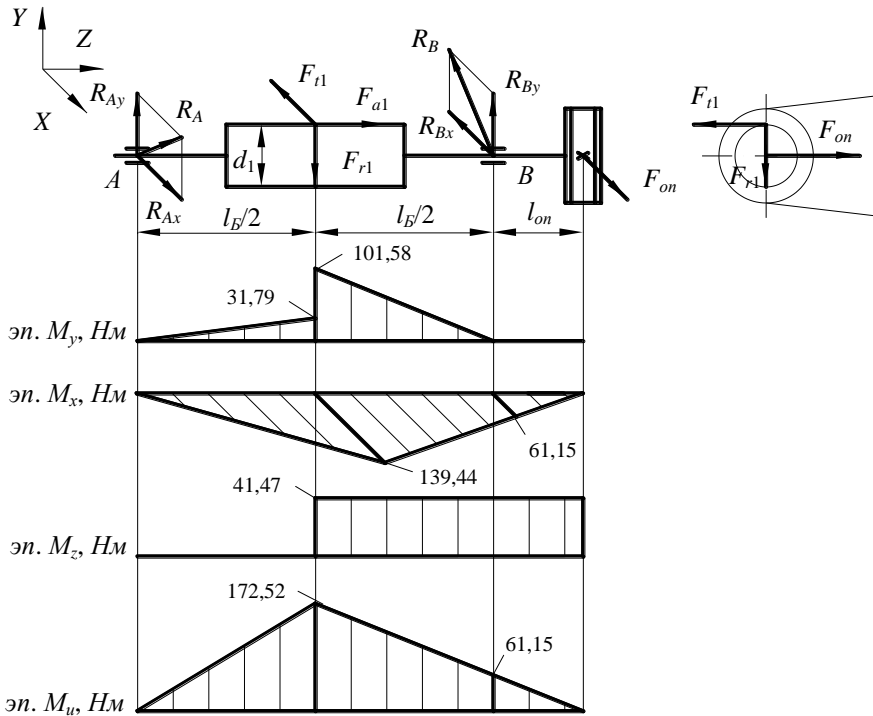


Рисунок 5 – Схема нагружения быстроходного вала и построения эпюр изгибающих моментов

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1270,14 \cdot \frac{210}{2} + 3489,68 \cdot \frac{40}{2}}{210} = 967,42 \text{ H.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1270,14 \cdot \frac{210}{2} - 3489,68 \cdot \frac{40}{2}}{210} = 302,72 \text{ H.}$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0;$

$$302,72 - 1270,14 + 967,42 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{1y} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{2y} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 302,72 \cdot \frac{210}{2 \cdot 10^3} = 31,79 \text{ Hм.}$$

$$M_{3y} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{2y} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 967,42 \cdot \frac{210}{2 \cdot 10^3} = 101,58 \text{ Hм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_{on} \cdot (l_{on} + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{on} \cdot (l_{on} + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{955,54 \cdot (64 + 210) - 2073,5 \cdot \frac{210}{2}}{210} = 210 \text{ H.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{on} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{on} \cdot l_{on}}{l_B} = \frac{2073,5 \cdot \frac{210}{2} + 955,54 \cdot 64}{210} = 1327,96 \text{ H.}$$

Проверка: $\sum F_x = 0; R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_{on} = 0;$
 $1327,96 - 2073,5 - 210 + 955,54 = 0; 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1327,96 \cdot \frac{210}{2 \cdot 10^3} = -139,44 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_{on} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = -955,54 \cdot \frac{64}{10^3} = -61,15 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_{\kappa} = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{2073,5 \cdot 40}{2 \cdot 10^3} = 41,47 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1327,96^2 + 302,72^2} = 1361,76 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{210^2 + 967,42^2} = 989,95 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-139,44)^2 + 101,58^2} = 172,52 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-61,15)^2 + 0^2} = 61,15 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + T_2^2} = \sqrt{172,52^2 + 41,47^2} = 177,43 \text{ Нм.}$$

Диаметр вала в опасном сечении

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где $[\sigma]_{-1}$ – допускаемые напряжения, Н/мм^2 . Для стали 40Х с закалкой ТВЧ $[\sigma]_{-1} = 90 \text{ Н/мм}^2$ [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{177,43 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90}} = 27,01 \text{ мм} < d_{f1} = 28 \text{ мм}.$$

6.4 Проверочный расчет подшипников [1, стр. 140]

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности C_{rp} , H , с базовой C_r , H , или базовой долговечности L_{10h} , $ч$, с требуемой L_h , $ч$, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

m – показатель степени: $m=3$ – для шариковых подшипников, $m=3,33$ – для роликовых подшипников;

a_1 – коэффициент надежности. При безотказной работе $a_1=1$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7 \dots 0,8$ – для шариковых подшипников; $a_{23}=0,6 \dots 0,7$ – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник, то принимаем $a_{23}=0,7$;

L_h – срок службы привода, $ч$;

n_2 – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (вала червяка), $мин^{-1}$.

$$n_2 = \frac{\omega_2 \cdot 30}{\pi} = \frac{150,34 \cdot 30}{3,14} = 1436,37 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки $X=0,4$ [1, стр. 141, табл. 9.1];

Y – коэффициент осевой нагрузки (величина данного параметра принята в пункте 6.1);

V – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце $V=1$;

R_r – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника, H ;

R_a – осевая нагрузка подшипника, H ;

K_B – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника $L_h=10000$ ч коэффициент безопасности равен $K_B=1,1$ [1, стр. 145, табл. 9.4];

K_T – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до $100^\circ C$ температурный коэффициент равен $K_T=1$ [1, стр. 147, табл. 9.5].

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1}; \quad R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где e – коэффициент влияния осевого нагружения (величина данного параметра принята в пункте 6.1);

R_{r1}, R_{r2} – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника (R_A, R_B), H .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 1361,76 = 334,56 H;$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot 0,296 \cdot 989,95 = 243,21 H.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как $R_{s1} > R_{s2}$, то $R_{a1} = R_{s1} = 334,56 H$;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a1} = 334,56 + 3489,68 = 3824,24 H.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{334,56}{1 \cdot 1361,76} = 0,246 < e; \quad \frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{3824,24}{1 \cdot 989,95} = 3,863 > e.$$

Тогда эквивалентную динамическую нагрузку определим следующим образом

$$R_{E1} = 1 \cdot 1361,76 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1497,94 \text{ Н};$$

$$R_{E2} = (0,4 \cdot 1 \cdot 989,95 + 2,026 \cdot 3824,24) \cdot 1,1 \cdot 1 = 8958,28 \text{ Н}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{np} = 8958,28 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 1436,37 \cdot \frac{10000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} = 75901,18 \text{ Н} < 76000 \text{ Н}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1436,37} \cdot \left(\frac{76000}{8958,28} \right)^{3,33} = 10043,42 \text{ ч} > 10000 \text{ ч}.$$

Выбранный подшипник пригоден.

6.5 Проверочный расчет быстроходного вала [1, стр. 267]

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов.

Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

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

где S_{σ} , S_{τ} – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S]=1,6 \dots 2,1$.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала червячной передачи является диаметр впадин червяка d_f , то

проверочный расчет вала выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}; \quad S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где $(\sigma_{-1})_D$ и $(\tau_{-1})_D$ – пределы выносливости в расчетном сечении вала, $H/мм^2$;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, $H/мм^2$.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, $H/мм^2$. Для стали 40X предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1}=410 H/мм^2$ [1, стр. 53, табл. 3.2];

$(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y}; \quad (K_{\tau})_D = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_s=900 H/мм^2$ коэффициенты концентрации напряжений равны $K_{\sigma}=1,65$; $K_{\tau}=1,45$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре впадин червяка равном $d_{f1}=28 мм$ коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40X $K_d=0,77$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_s=900 \text{ Н/мм}^2$ коэффициент влияния шероховатости $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При $\sigma_s=900 \text{ Н/мм}^2$ и закалке червяка ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения $K_s=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,65}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,76;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,45}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,59.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,76} = 232,95 \text{ Н / мм}^2;$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,59} = 149,56 \text{ Н / мм}^2.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм ;

$W_{\text{нетто}}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, мм^3 .

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32},$$

где d_{f1} – диаметр витков впадин червяка, мм . Данная величина определена в пункте 2.13.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{32} = 2154,04 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_a = \frac{172,52 \cdot 10^3}{2154,04} = 80,09 \text{ Н / мм}^2.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_\kappa \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где $W_{\text{рнетто}}$ – полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм^3 ;

M_k – крутящий момент, равный вращающему моменту на червячном валу, Нм .

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{3,14 \cdot 28^3}{16} = 4308,08 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \frac{41,47 \cdot 10^3}{2 \cdot 4308,08} = 4,81 \text{ Н / мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{232,95}{80,09} = 2,91; \quad S_\tau = \frac{149,56}{4,81} = 31,09.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{2,91 \cdot 31,09}{\sqrt{2,91^2 + 31,09^2}} = 1,99 > 1,6.$$

Условие прочности выполняется.

Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (пункт 6.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

6.6 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

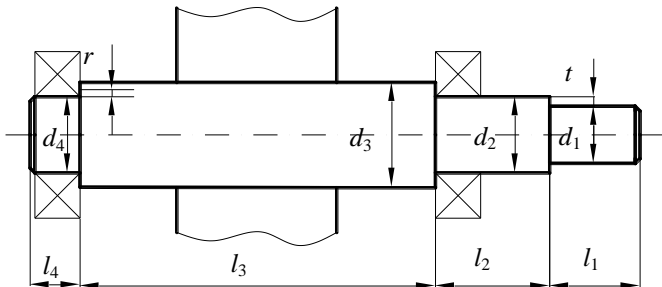


Рисунок 6 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под элемент открытой цилиндрической передачи [1, стр. 112, табл. 7.7]

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где T_3 – вращающий момент на валу червячного колеса, $Hм$;
 $[\tau]_к$ – допускаемые напряжения кручения, $H/мм^2$. Для тихоходных валов $[\tau]_к=20 H/мм^2$.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{436,21 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 47,78 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_1=48 \text{ мм}$ [1, стр. 437, табл. К29].

Длина ступени под элемент открытой цилиндрической передачи

$$l_1 = (1,0...1,5) \cdot d_1 = (1,0...1,5) \cdot 48 = 48...72 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_1=70 \text{ мм}$ [1, стр. 437, табл. К29].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где t – высота буртика, $мм$.

При диаметре первой ступени вала $d_1=48 \text{ мм}$ высота буртика равна $t=2,8 \text{ мм}$ [1, стр. 113, табл. 7.1].

$$d_2 = 48 + 2 \cdot 2,8 = 53,6 \text{ мм.}$$

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – 7211 [1, стр. 115, табл. 7.2], схема установки 3 враспор, у которого $d_2=55 \text{ мм}$; $D_2=100 \text{ мм}$; $T_2=23 \text{ мм}$; $C_r=57,9 \text{ кН}$; $e=0,41$; $Y=1,46$ [1, стр. 437, табл. К29].

длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 55 = 68,75 \text{ мм.}$$

Принимаем $l_2=70 \text{ мм}$ [1, стр. 326, табл. 13.15].

Диаметр вала под червячное колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника, $мм$.

При диаметре второй ступени вала $d_2=55 \text{ мм}$ координата фаски подшипника составляет $r=3 \text{ мм}$ [1, стр. 113, табл. 7.1].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 55 + 3,2 \cdot 3 = 64,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_3=65 \text{ мм}$ [1, стр. 437, табл. К29].

Длина ступени вала под червячное колесо (рисунок 3)

$$l_3 = D_1 + 2 \cdot x,$$

где x – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем $x=10 \text{ мм}$.

$$l_3 = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$$

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 55 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = T_2 = 23 \text{ мм.}$$

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = D_1 + 2 \cdot x + 2 \cdot T_2 = 80 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 23 = 146 \text{ мм.}$$

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рисунок 3) [1, стр. 128, рис. 7.7]

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T,$$

где a_T – величина смещения реакции для конического редуктора, мм.

Величина смещения реакции равна

$$a_T = 0,5 \cdot \left(T_2 + \frac{d_2 + D_2}{3} \cdot e \right) = 0,5 \cdot \left(23 + \frac{55 + 100}{3} \cdot 0,41 \right) = 22 \text{ мм.}$$

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рисунок 3)

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T = 146 - 2 \cdot 22 = 102 \text{ мм.}$$

Расстояние приложения реакции открытой ременной передачи до смежного подшипника (рисунок 3)

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + [l_2 - (T_2 - a_T)] = \frac{70}{2} + [70 - (23 - 22)] = 104 \text{ мм.}$$

6.7 Силы в зацеплении открытой цилиндрической передачи [1, стр. 100, табл. 6.2].

Для учета всех внешних сил действующих как на тихоходный вал редуктора, так и на его подшипники определим консоль-

ную нагрузку от открытой цилиндрической передачи (рисунок 7). При этом считаем, что передача прямозубая и расположена в горизонтальной плоскости.

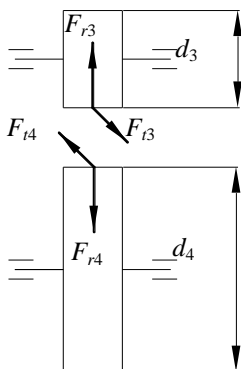


Рисунок 7 – Схема сил в зацеплении открытой цилиндрической передачи

Окружная сила на шестерне и колесе

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot T_4 \cdot 10^3}{d_4},$$

где d_4 – делительный диаметр колеса (рисунок 7), мм. Величина данного параметра определена в пункте 3.12.

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot 1243,2 \cdot 10^3}{390} = 6375,38 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне и колесе

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t4} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол зацепления, град. В расчетах принимаем угол зацепления равный $\alpha=20^\circ$.

$$F_{r3} = F_{r4} = 6375,38 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 2320,45 \text{ Н.}$$

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: $F_{a2}=2073,5 \text{ Н}$; $F_{r2}=1270,14 \text{ Н}$; $F_{t2}=3489,68 \text{ Н}$; $F_{r3}=2320,45 \text{ Н}$; $F_{t3}=6375,38 \text{ Н}$; $l_T=102 \text{ мм}$; $l_{on}=104 \text{ мм}$; $d_2=250 \text{ мм}$.

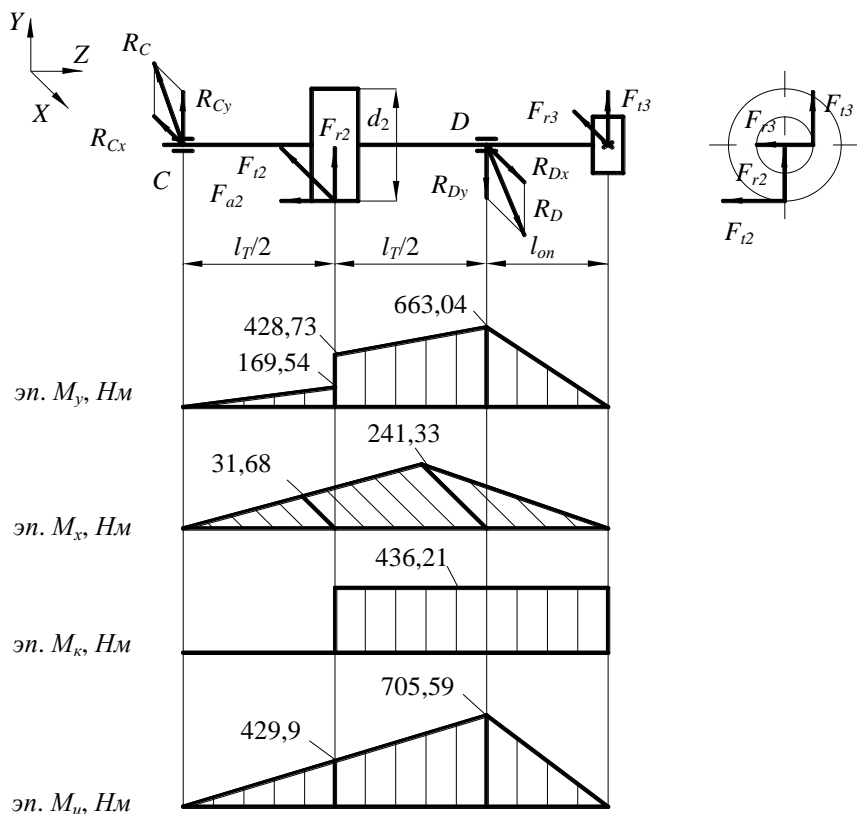


Рисунок 8 – Схема нагружения тихоходного вала и построения эпюр изгибающих моментов

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -F_{r3} \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Dy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r3} \cdot (l_{on} + l_T) + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$

$$= \frac{6375,38 \cdot (104 + 102) + 1270,14 \cdot \frac{102}{2} - 2073,5 \cdot \frac{250}{2}}{102} = 10969,78 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad R_{Cy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{t3} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{t3} \cdot l_{on} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$

$$= \frac{6375,38 \cdot 104 - 1270,14 \cdot \frac{102}{2} - 2073,5 \cdot \frac{250}{2}}{102} = 3324,26 \text{ H.}$$

Проверка: $\sum F_y = 0; \quad R_{Cy} + F_{r2} - R_{Dy} + F_{t3} = 0;$
 $3324,26 + 1270,14 - 10969,78 + 6375,38 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{y1} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 3324,26 \cdot \frac{102}{2 \cdot 10^3} = 169,54 \text{ Hм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{y3} = F_{t3} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 6375,38 \cdot \frac{104}{10^3} = 663,04 \text{ Hм.}$$

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2 \cdot 10^3} = 3324,26 \cdot \frac{102}{2 \cdot 10^3} + 2073,5 \cdot \frac{250}{2 \cdot 10^3} = 428,73 \text{ Hм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -F_{r3} \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{r3} \cdot (l_{on} + l_T) + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} =$$

$$= \frac{2320,45 \cdot (104 + 102) + 3489,68 \cdot \frac{102}{2}}{102} = 6431,24 \text{ H.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{r3} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{r3} \cdot l_{on} - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{2320,45 \cdot 104 - 3489,68 \cdot \frac{102}{2}}{102} = 621,11 \text{ H.}$$

Проверка: $\sum F_x = 0; -R_{Cx} - F_{t2} + R_{Dx} - F_{r3} = 0;$
 $-621,11 - 3489,68 + 6431,24 - 2320,45 = 0; 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OX

$$M_{x1} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{x2} = R_{Cx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 621,11 \cdot \frac{102}{2 \cdot 10^3} = 31,68 \text{ Hм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{x3} = F_{r3} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 2320,45 \cdot \frac{104}{10^3} = 241,33 \text{ Hм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_k = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{3489,68 \cdot 250}{2 \cdot 10^3} = 436,21 \text{ Hм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{621,11^2 + 3324,26^2} = 3381,79 \text{ H.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{6431,24^2 + 10969,78^2} = 12716,01 \text{ H.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{31,68^2 + 428,73^2} = 429,9 \text{ Hм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{663,04^2 + 241,33^2} = 705,59 \text{ Hм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Hм.}$$

6.8 Проверочный расчет подшипников

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где C_r – базовая динамическая грузоподъемность, H ;

R_E – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

m – показатель степени: $m=3,33$ – для роликовых подшипников;

a_1 – коэффициент надежности. При безотказной работе $a_1=1$;

a_{23} – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшипника $a_{23}=0,7\dots 0,8$ – для шариковых подшипников; $a_{23}=0,6\dots 0,7$ – для роликовых подшипников;

n_3 – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (вала червячного колеса), мин^{-1} .

$$n_3 = \frac{\omega_3 \cdot 30}{\pi} = \frac{12,03 \cdot 30}{3,14} = 114,94 \text{ мин}^{-1}.$$

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s3} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r3} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 3381,79 = 1150,82 \text{ H};$$

$$R_{s4} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r4} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 12716,01 = 4327,26 \text{ H}.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, с. 148, т. 9.6]

Так как $R_{s4} > R_{s3}$, то $R_{a3} = R_{s3} = 1150,82 \text{ H}$;

$$R_{a4} = R_{a3} + F_{a2} = 1150,82 + 2073,5 = 3224,32 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a3}}{V \cdot R_{r3}} = \frac{1150,82}{1 \cdot 3381,79} = 0,34 < e; \quad \frac{R_{a4}}{V \cdot R_{r4}} = \frac{3224,32}{1 \cdot 12716,01} = 0,25 < e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка для наиболее нагруженного подшипника равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 12716,01 \cdot 1,1 \cdot 1 = 13987,61 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_3 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r;$$

$$C_{rp} = 13987,61 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 114,94 \cdot \frac{10000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} = 55513,61 \text{ H} < 57900 \text{ H}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 114,94} \cdot \left(\frac{57900}{13987,61} \right)^{3,33} = 11504,54 \text{ ч} > 10000 \text{ ч}.$$

Выбранный подшипник пригоден.

6.9 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала червячной передачи является диаметр посадки вала под подшипник d_2 (рисунок б), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y}; \quad (K_\tau)_D = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где K_σ и K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

K_F – коэффициент влияния шероховатости;

K_y – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При $\sigma_s=900 \text{ Н/мм}^2$ коэффициенты концентрации напряжений равны $K_\sigma=1,8$; $K_\tau=1,55$ [1, стр. 271, табл. 11.2].

При $d_2=55 \text{ мм}$ коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х $K_d=0,67$ [1, стр. 272, табл. 11.3].

При $\sigma_s=900 \text{ Н/мм}^2$ коэффициент влияния шероховатости $K_F=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке с $\sigma_s=900 \text{ Н/мм}^2$ и коэффициент влияния поверхности упрочнения $K_y=1,5$ [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left(\frac{1,8}{0,67} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{2,4} = 1,33;$$

$$(K_\tau)_D = \left(\frac{1,55}{0,67} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{2,4} = 1,17.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D}, \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где σ_{-1} и $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, $H/мм^2$.

Для стали 40Х предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет $\sigma_{-1} = 410 H/мм^2$ [1, стр. 53, табл. 3.2].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,33} = 308,27 H / мм^2;$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,17} = 203,25 H / мм^2.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a}; \quad S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, $H/мм^2$;

σ_a и τ_a – амплитуда нормальных и касательных напряжений, $H/мм^2$.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{нетто}},$$

где M – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, $Нм$;

$W_{нетто}$ – осевой момент сопротивления сечения вала, $мм^3$.

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где d_2 – диаметр вала под подшипник, $мм$. Данная величина определена в пункте 6.5.

$$W_{нетто} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16637,5 мм^3.$$

$$\sigma_a = \frac{705,59 \cdot 10^3}{16637,5} = 42,41 H / мм^2.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где $W_{\text{нетто}}$ – полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм^3 ;

M_k – крутящий момент, равный вращающему моменту на валу червячного колеса, Нм .

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 33275 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_a = \frac{436,21 \cdot 10^3}{2 \cdot 33275} = 6,55 \text{ Н / мм}^2.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{308,27}{42,41} = 7,27; \quad S_\tau = \frac{203,25}{6,55} = 25,6.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

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

где $[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, $[S]=1,6 \dots 2,1$.

$$S = \frac{7,27 \cdot 25,6}{\sqrt{7,27^2 + 25,6^2}} = 6,97 > 1,6.$$

Условие прочности выполняется.

7 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Целью теплового расчета – проверка температуры масла в редукторе t_m , которая не должна превышать допускаемой $[t]_M=80 \dots 95^\circ\text{C}$

$$t_m \leq [t]_M.$$

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = t_6 + \frac{P_2 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A},$$

где t_e – температура воздуха вне корпуса редуктора, град,
 $t_e=20^\circ\text{C}$;

P_2 – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

η – коэффициент полезного действия червячного редуктора, определен в пункте 2.14;

$K_t=9\dots 17\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$ – коэффициент теплопередачи. Принимаем $K_t=17\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$;

A – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора, м^2 . При $a_w=140\text{ мм}$ площадь теплоотдающей поверхности равна $A=0,43\text{ м}^2$ [1, стр. 274, табл. 11.6].

Мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 41,47 \cdot 150,34 = 6234,6 \text{ Вт.}$$

$$t_m = 20 + \frac{6234,6 \cdot (1 - 0,93)}{17 \cdot 0,43} = 88,23^\circ\text{C} < 95^\circ\text{C}.$$

Условие выполняется.

8 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где F_t – окружная сила на колесе, Н. Данная величина определена в пункте 6.2;

$A_{см}$ – площадь смятия, мм^2 ;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие, $\text{Н}/\text{мм}^2$. При спокойной нагрузке $[\sigma_{см}]=110\dots 190\text{ Н}/\text{мм}^2$.

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где l_p – рабочая длина шпонки, мм;

$$l_p = l - b,$$

где l – полная длина шпонки, мм;

b, h, t_1 – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала, мм.

При $d_3=65$ мм ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны $b=18$ мм; $h=11$ мм; $t_1=7$ мм [1, стр. 449, табл. К42].

Считаем, что шпонка на валу червячного колеса установлена со скругленными торцами. Ее полная длина составляет 63 мм [1, стр. 450, табл. 42]. Тогда рабочая длина шпонки будет равна

$$l_p = 63 - 18 = 49 \text{ мм.}$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 49 = 150,3 \text{ мм}^2.$$

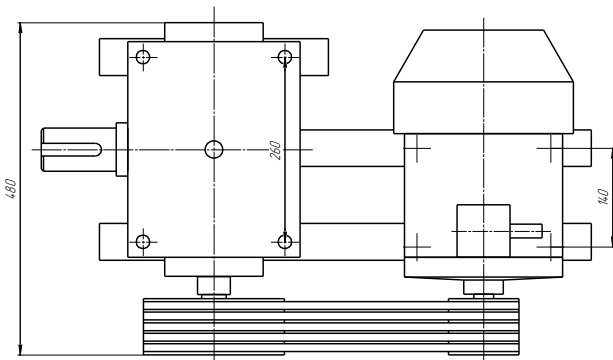
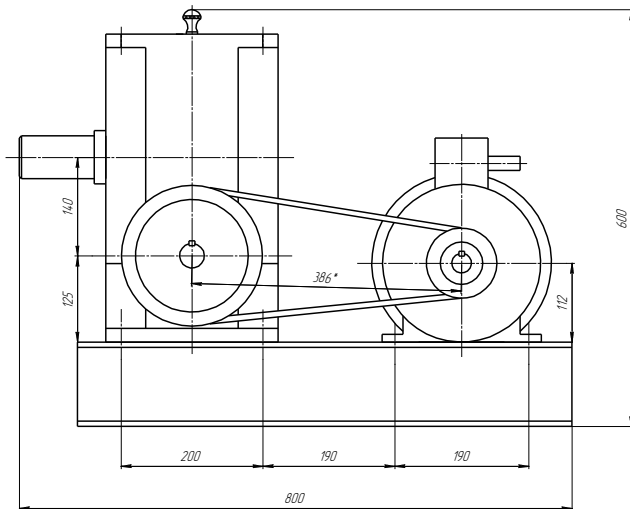
Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{3489,68}{150,3} = 23,22 < [\sigma_{см}] = 110 \text{ Н / мм}^2.$$

Условие выполняется.

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунках 9-12. Здесь межосевое расстояние ременной передачи (рисунк 9) уточнено по стандартной длине ремня $l=1250$ мм (пункт 4.8).

ИДПМ-4.90.009.000В0



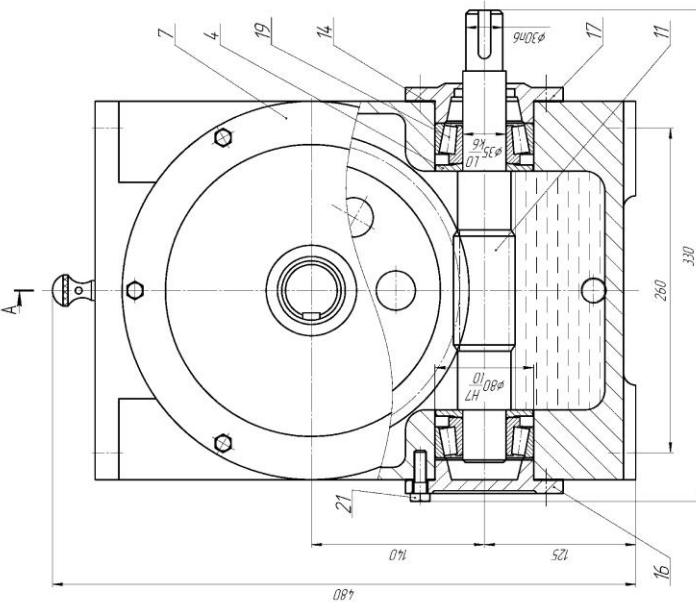
Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4АМ112М2У3 ТУ 16-510.810-81, $P_{\text{ном}}=7,5$ кВт, $n_{\text{об}}=2900$ мин⁻¹.
2. Редуктор червячный $U=12,5$, $a_w=140$ мм, $T_{\text{ном}}=4,35$ Нм.
3. Передаточное число ременной передачи $U=2,02$.

ИДПМ 4.90.009.000В0			
№	У	И	И
1	1	1	1
2	1	1	1
3	1	1	1
4	1	1	1
5	1	1	1
6	1	1	1
7	1	1	1
8	1	1	1
9	1	1	1
10	1	1	1
11	1	1	1
12	1	1	1
13	1	1	1
14	1	1	1
15	1	1	1
16	1	1	1
17	1	1	1
18	1	1	1
19	1	1	1
20	1	1	1
21	1	1	1
22	1	1	1
23	1	1	1
24	1	1	1
25	1	1	1
26	1	1	1
27	1	1	1
28	1	1	1
29	1	1	1
30	1	1	1
31	1	1	1
32	1	1	1
33	1	1	1
34	1	1	1
35	1	1	1
36	1	1	1
37	1	1	1
38	1	1	1
39	1	1	1
40	1	1	1
41	1	1	1
42	1	1	1
43	1	1	1
44	1	1	1
45	1	1	1
46	1	1	1
47	1	1	1
48	1	1	1
49	1	1	1
50	1	1	1
51	1	1	1
52	1	1	1
53	1	1	1
54	1	1	1
55	1	1	1
56	1	1	1
57	1	1	1
58	1	1	1
59	1	1	1
60	1	1	1
61	1	1	1
62	1	1	1
63	1	1	1
64	1	1	1
65	1	1	1
66	1	1	1
67	1	1	1
68	1	1	1
69	1	1	1
70	1	1	1
71	1	1	1
72	1	1	1
73	1	1	1
74	1	1	1
75	1	1	1
76	1	1	1
77	1	1	1
78	1	1	1
79	1	1	1
80	1	1	1
81	1	1	1
82	1	1	1
83	1	1	1
84	1	1	1
85	1	1	1
86	1	1	1
87	1	1	1
88	1	1	1
89	1	1	1
90	1	1	1
91	1	1	1
92	1	1	1
93	1	1	1
94	1	1	1
95	1	1	1
96	1	1	1
97	1	1	1
98	1	1	1
99	1	1	1
100	1	1	1

Рисунок 9 – Общий вид привода

ЭЦ.002.602.067.ИЭЦДМ



- Технические требования**
1. Пример для сборки;
 2. Редуктор заполняется маслом индустриальное И-Т-Д-220 ГОСТ 17479-81;
 3. Допускается эксплуатация редуктора с отклонением от горизонтального положения на угол до 5°. При этом должен быть обеспечен свободный слив масла.
- Вспомогательный для сборки и обслуживания Углооб червячный

- Техническая характеристика**
1. Передаточное число редуктора 0,4-2,5;
 2. Вращающий момент на выходной валу: 1-4,35 Нм;
 3. Частота вращения выходной вала 0-14,26 мин⁻¹.

ИЗМ. №	ИЗМ. ДАТА	ИЗМ. СОДЕРЖАНИЕ	ИЗМ. ПОДПИСАНИЕ	ИЗМ. ИНИЦИАЛЫ
1				
2				
3				
4				
5				
6				
7				
8				
9				
10				
11				
12				
13				
14				
15				
16				
17				
18				
19				
20				
21				
22				
23				

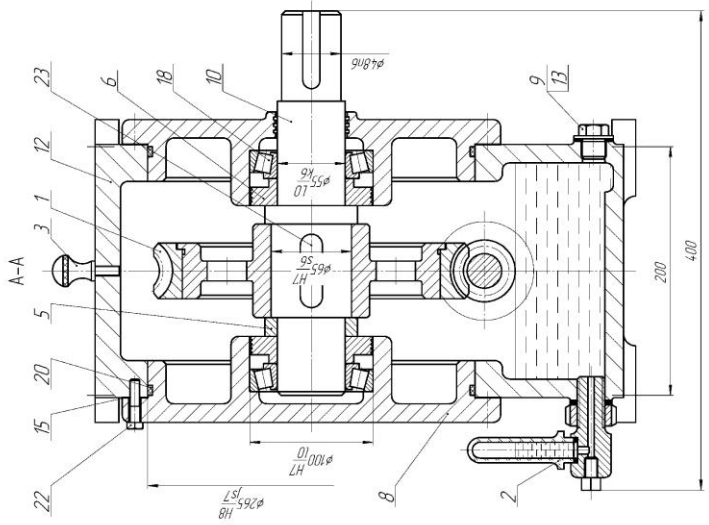


Рисунок 10 – Сборочный чертёж червячного редуктора

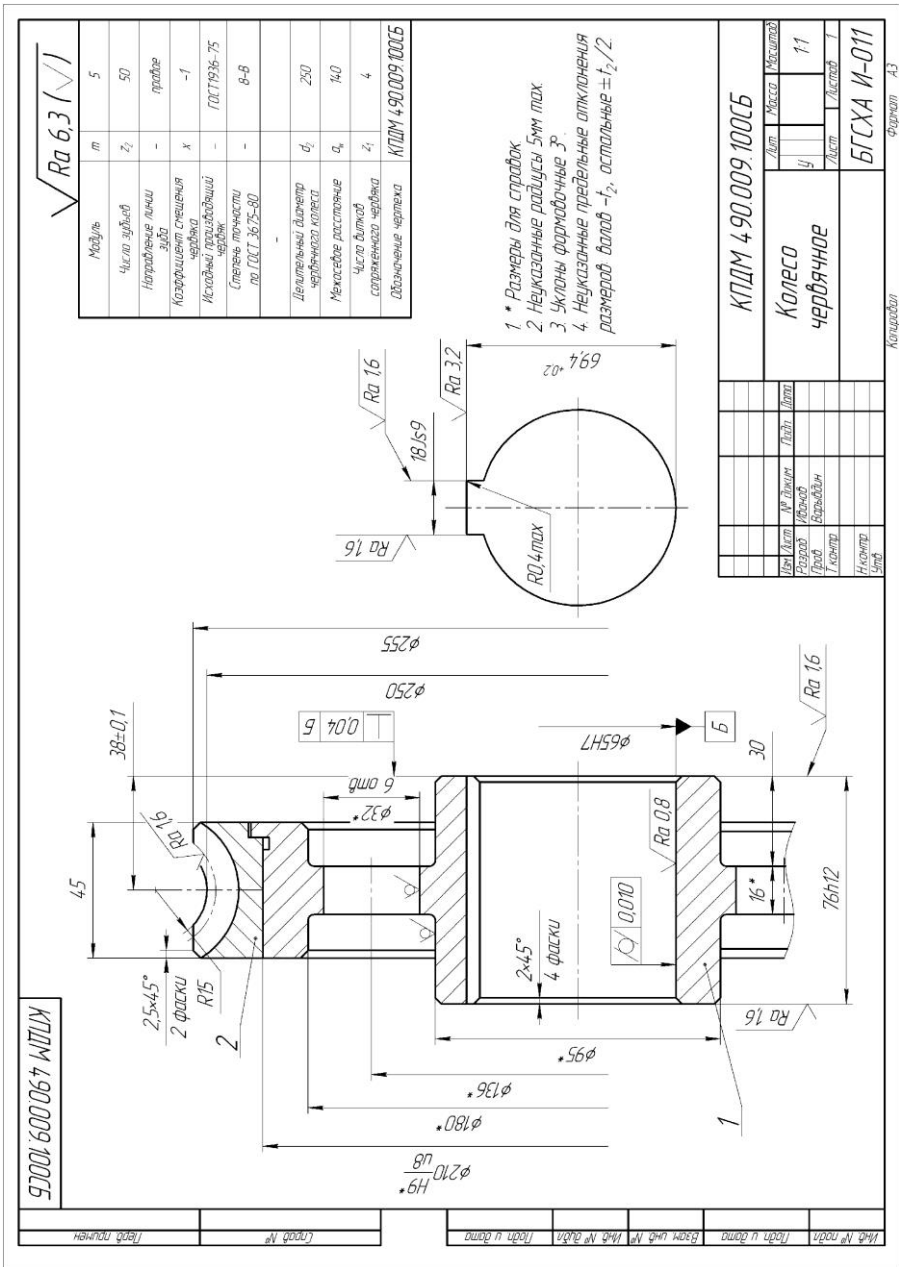


Рисунок 11 – Рабочий чертеж червячного колеса

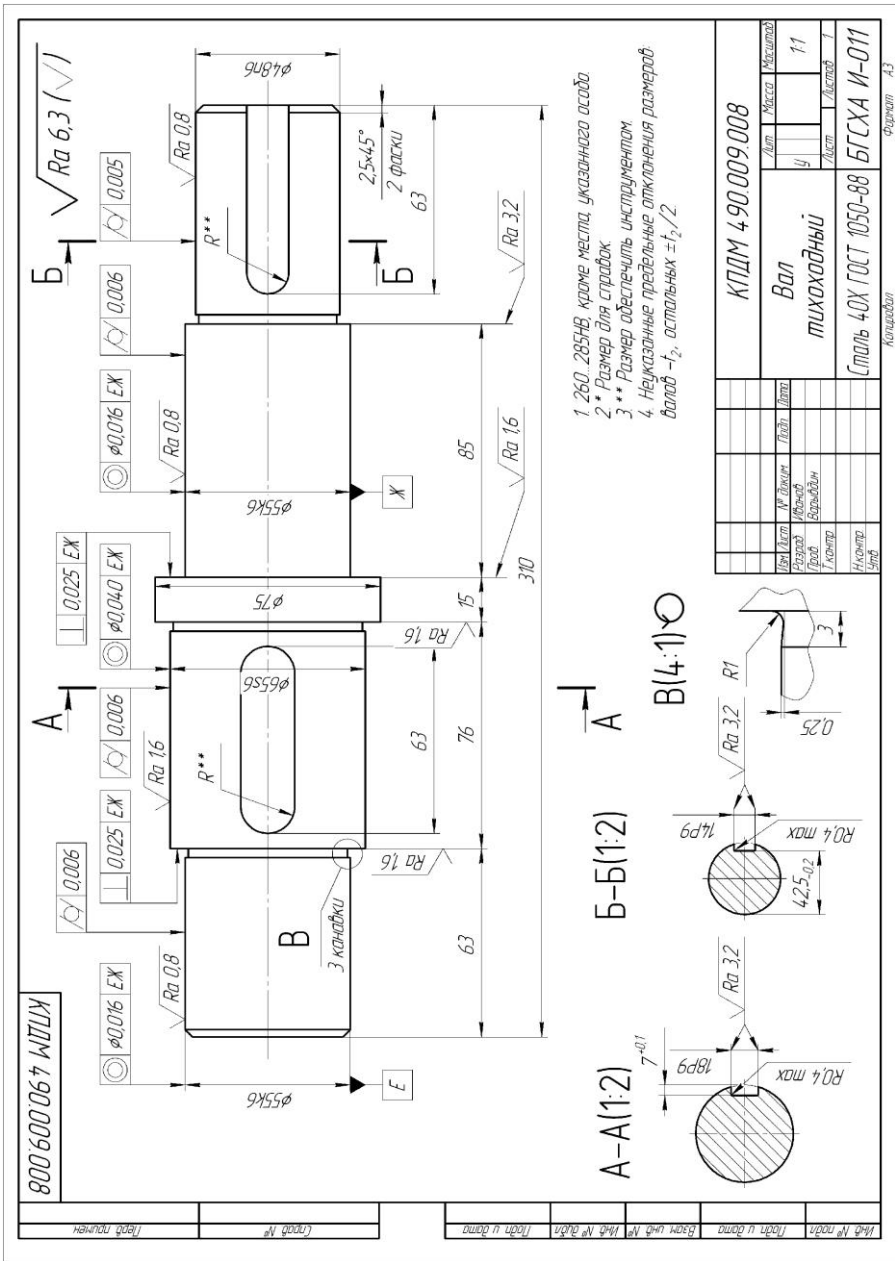


Рисунок 12 – Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
<i>Документация</i>							
A1			КПДМ 4.90.009.000СБ	Сборочный чертеж			
<i>Сборочные единицы</i>							
A3	1		КПДМ 4.90.009.100	Колесо червячное	1		
	2		КПДМ 4.90.009.200	Маслоуказатель	1		
<i>Детали</i>							
	3		КПДМ 4.90.009.001	Ручка-отдушина	1		
	4		КПДМ 4.90.009.002	Кольцо мазеудерживающее	2		
	5		КПДМ 4.90.009.003	Кольцо	1		
	6		КПДМ 4.90.009.004	Кольцо мазеудерживающее	2		
	7		КПДМ 4.90.009.005	Крышка редуктора	1		
	8		КПДМ 4.90.009.006	Крышка редуктора	1		
	9		КПДМ 4.90.009.007	Правка	1		
A3	10		КПДМ 4.90.009.008	Вал тихоходный	1		
	11		КПДМ 4.90.009.009	Червяк	1		
	12		КПДМ 4.90.009.010	Корпус редуктора	1		
	13		КПДМ 4.90.009.011	Прокладка	2		
	14		КПДМ 4.90.009.012	Прокладка	2		
	15		КПДМ 4.90.009.013	Прокладка	2		
КПДМ 4.90.009.000							
Изм./Лист		№ докум.		Подл.		Дата	
Разработ.		Иванов					
Проект.		Варыков					
Н.контр.							
Утв.							
Редуктор червячный				Лит.			Лист
						1	2
БГСХА И-011							
Копировал				Формат А4			

Рисунок 13 – Спецификация на червячный редуктор

Изм./Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Ид. № лист	Подп. и дата	Взам. инв. №	Ид. № докум.	Подп. и дата	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
									А4						
													Стандартные изделия		
											16		Крышка 21-80 ГОСТ 18511-73	1	
											17		Крышка 11-80x35 ГОСТ 18513-73	1	
											18		Подшипник 7211 ГОСТ 27365-73	2	
											19		Подшипник 7607 ГОСТ 27365-73	2	
											20		Кольцо 255-270-85-2-4 ГОСТ 9833-73	2	
											21		Болт М10-8gx35 ГОСТ 7798-70	8	
											22		Болт М8-8gx35 ГОСТ 7798-70	12	
											23		Шпанка ГОСТ 23360-78 18x11x63	1	
										КПДМ 490.009.000					Лист
															2
										Копировал					Формат А4

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1 – Значения КПД механических передач (без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при передаточном числе u :		
свыше 30	0,70...0,75	-
от 14 до 30	0,80...0,85	-
от 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

Таблица 2 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66):						
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.						
Закрытые червяные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):						
1-й ряд	10	12,5	16	20	25	31,5
2-й ряд	11,2	14	18	22,4	28	35,5
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.						
Открытая зубчатая передачи: 3...7.						
Цепные передачи: 2...4.						
Ременные передачи (все типы): 2...3.						

Таблица 3 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения

$P_{\text{ном}}$, кВт	Синхронная частота вращения, мин^{-1}									
	3000		1500		1000		750		Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин^{-1}
	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин^{-1}	Тип двигателя	$n_{\text{ном}}$, мин^{-1}		
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680		
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675		
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700		
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90Л8У3	700		
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У3	700		
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У3	700		
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У3	700		
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700		
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У3	720		
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У3	720		
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У3	730		

Таблица 4 – Механические характеристики марок сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Вид заготовки	D _{предл.} мм	S _{предл.} мм	ТО	Твердость заготовки		σ _B	σ _T	σ ₋₁
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры	Н	Н	163...192 НВ		550	270	235
40	»	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	»	Любые размеры	Н	Н	179...207 НВ		600	320	260
45	»	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	»	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	»	200	125	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	»	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	»	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC	269...302НВ	900	750	410
40ХН	»	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	»	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	750	420
35ХМ	»	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	»	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры	Н	Н	163...207 НВ		550	270	235
40Л	»	»	»	Н	147 НВ		520	295	225
45Л	»	315	200	У	207...235 НВ		680	440	285
40ГЛ	»	315	200	У	235...262 НВ		850	600	365

Таблица 5 – Материалы червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения $v_S, м/с$
			$H/мм^2$		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	
З		145	80		
II	БрА10ЖЗМц1,5	К	550	360	2...5
		З	450	300	
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	
		К	500	230	
	ЛЦ23А6ЖЗМц2	З	425	195	
		Ц	500	330	
III	СЧ18	К	450	295	<2
		З	400	260	
III	СЧ15	З	355	-	<2
		З	315	-	

Таблица 6 – Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, $H \leq 350 HB$	Червяк закален при нагреве ТВЧ, $H \geq 45 HRC$	Нереверсивная передача	Ревверсивная передача
I	$K_{HL}C_v 0,75\sigma_B$	$K_{HL}C_v 0,9\sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \cdot K_{FL}$	$0,16\sigma_B K_{FL}$
II	$250-25v_S$	$300-25v_S$		
III	$175-35v_S$	$200-35v_S$	$0,12\sigma_{ВИ} K_{FL}$	$0,075\sigma_{ВИ} K_{FL}$

Таблица 7 – Значения числа циклов $N_{НО}$

Средняя твердость поверхностей зубьев	$HВ_{ср}$	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	$HRC_{ср}$	-	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{НО}, млн. циклов$		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица 8 – Главный параметр одноступенчатых редукторов

Цилиндрические редукторы							
Масса редуктора, кг	45	60	70	85	110	140	
Межосевое расстояние, мм	100	125	140	160	180	200	
Конические редукторы							
Масса редуктора, кг	23	30	40	60	80	120	
Внешний делительный диаметр колеса, мм	$u=2...2,28$	125	140	160	180	200	224
	$u=3,15...3$	160	180	200	224	250	280
Червячные редукторы							
Масса редуктора, кг	30	60	70	90	120	170	
Межосевое расстояние, мм	80	100	125	140	160	180	

Таблица 9 – Значения коэффициентов K_{Hv} и K_{Fv} при $N \leq 350$

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость v , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	K_{Hv}	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	K_{Fv}	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	K_{Hv}	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	K_{Hv}	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	K_{Fv}	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	K_{Hv}	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	K_{Fv}	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

Таблица 10 – Коэффициент формы зуба Y_{F3} и Y_{F4}

z или z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F	z_v	Y_F
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	∞	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

Таблица 11 – Значение угла трения φ

$v_s,$ $м/с$	φ	$v_s,$ $м/с$	φ	$v_s,$ $м/с$	φ
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Таблица 12 – Значения поправочных коэффициентов C

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями			со значительными колебаниями		ударная и резко неравномерная	
C_p	1	0,9			0,8		0,7	
Коэффициент угла обхвата a_1 на меньшем шкиве C_a								
Угол обхвата $a_1,$ <i>град</i>		180	170	160	150	140	130	120
C_a	плоский ремень	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	клиновой ремень	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня l_p к базовой l_0								
Отношение l_p/l_0			0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
C_l	клиновой ремень нормального сечения		0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	клиновой ремень узкого сечения		0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z								
Ожидаемое число ремней z			2...3		4...5		6	
C_z			0,95		0,90		0,85	

Таблица 13 – Допускаемая приведенная мощность [P_0], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, l_0 , мм	d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

Таблица 14 – Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи			Коэффициент	
			обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная		K_d	1
	Переменная или толчкообразная			1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами		$K_{рез}$	1
	Нажимными звездочками			0,8
	Нерегулируемые передачи			1,25
Положение передачи	Наклон линии центров к горизонту, град	$\Theta=0...40$	K_ϵ	1,15
		$\Theta=40...90$		1,05
		$\Theta \leq 60$	K_Θ	1
		$\Theta > 60$		1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне)		K_c	0,8
	Капельный			1
	Периодический			1,5
Режим работы	Односменная		K_p	1
	Двухсменная			1,25
	Трехсменная			1,5

Таблица 15 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, H/mm^2

Шаг цепи, мм	При частоте вращения меньшей звездочки, $мин^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица 16 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, H/mm^2

v , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u]$, H/mm^2	32	28	25	21	17	14	12	10

Таблица 17 – Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z=15...30$

Шаг цепи, мм	Частота вращения меньшей звездочки, $мин^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

Таблица 18 – Коэффициент формы зуба Y_{F2} червячного колеса

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Таблица 19 – Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР (ГОСТ 13568-75)

* – размер для справок;
1 – звено соединительное;
2 – звено переходное.

Цепь	p , мм	b_3 , мм	d_3 , мм	d_1 , мм	$A_{\text{отн}}$, мм ²	$F_{\text{раз}}$, даН	q , кг
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	28	910	0,45
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	40	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	50	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	55	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	71	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,94	105	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,92	180	6000	2,6
ПР-31,75-8900-2	31,75	19,05	19,05	9,53	260	8900	3,8
ПР-38,1-12700-2	38,1	25,4	22,23	11,10	395	12700	5,5
ПР-44,45-17240-2	44,45	25,4	25,7	12,70	475	17240	7,5
ПР-50,8-22700-2	50,8	31,75	28,58	14,27	645	22700	9,7

Таблица 20 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

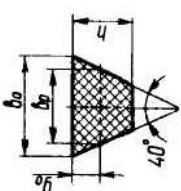
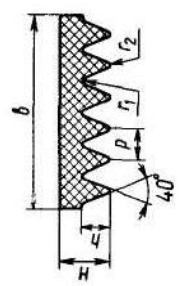
Основные размеры, мм								
	Обозначение сечения ремня							
	Нормальное сечение		Узкое сечение		Поликлиновое сечение			
	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b_p	8,5	14	8,5	11	14	-	-	-
b_0	10	17	10	13	17	-	-	-
y_0	2,1	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-	-
h	6	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Площадь сечения A , мм ²	47	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Предельное значение l , мм	400-	800-	630-	800-	1250-	400-	1250-	2000-
	2500	6300	3550	4500	8000	2000	6000	6000
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Таблица 21 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636—69), мм

Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205
			8,5			42	44				
	9,0	9,0	9,2		45	45	46		220	220	230
		9,5	9,8			48	49		240	240	
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	
			10,5			53	55				
	11	11	11,2		56	56	58		280	280	270
		11,5	11,8			60	62		300	300	
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
			13			67					
	14	14	13,5		71	71	70		360	360	350
		15	14,5			75	73		380	380	
			15,5				78				370
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
			17			85					
	18	18	18,5		90	90	92		450	450	460
		19	19,5			95	98		480	490	
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515
			21			105					
	22	22	21,5		110	110	108		560	560	545
		24	23,0			120	112		600	600	
							115				580
							118				
25	25	25		125	125	125		630	630	630	615
						130					
	28	28	27		140	140	135		710	710	690
		30	29			150	145		750	750	
											730
32	32	32	31	160	160	160	155	800	800	800	775
			33			170	165				
	36	36	35		180	180	175		900	900	875
		38	37			190	185		950	950	
			39				195				975

ЛИТЕРАТУРА

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. – Калининград: Янтарный сказ, 2005. – 456 с.
2. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М.Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. – М.: Высш. школа, 1982. – 351 с.
4. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2009. – 183 с.
5. Решетов Д.Н. Детали машин: Атлас конструкций. – М., 1989.
6. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Проектирование механических передач. Учебное пособие для самостоятельной работы студентов. – Брянск: Изд-во Брянской ГСХА, 2010. – 103 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
1 Кинематический расчет привода.....	4
2 Расчет закрытой червячной передачи.....	7
3 Расчет открытой зубчатой передачи.....	12
4 Расчет клиноременной передачи.....	20
5 Расчет цепной передачи.....	24
6 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	31
Проверочный расчет подшипников.....	39
Проверочный расчет валов.....	41
7 Тепловой расчет червячного редуктора.....	55
8 Проверочный расчет шпонок.....	55
Приложения.....	63
Литература.....	74

Учебное издание

Никитин Виктор Васильевич
Варывдин Владимир Васильевич

РАСЧЕТ КУРСОВОГО ПРОЕКТА
ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН

Редактор Осипова Е.Н.

Компьютерный набор и верстка Никитина В.В.

Подписано в печать 24.10.2010 г. Формат 60 x 84 1/16.

Бумага печатная. Усл. п. л. 4,42. Тираж 100 экз. Изд. № 1789.

Издательство Брянской государственной сельскохозяйственной академии
243365, Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино.