

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ  
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТОМСКИЙ  
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Энергетический институт

Кафедра атомных и тепловых  
электрических станций



**Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине  
«Механика»**

Привод вальцевого кристаллизатора

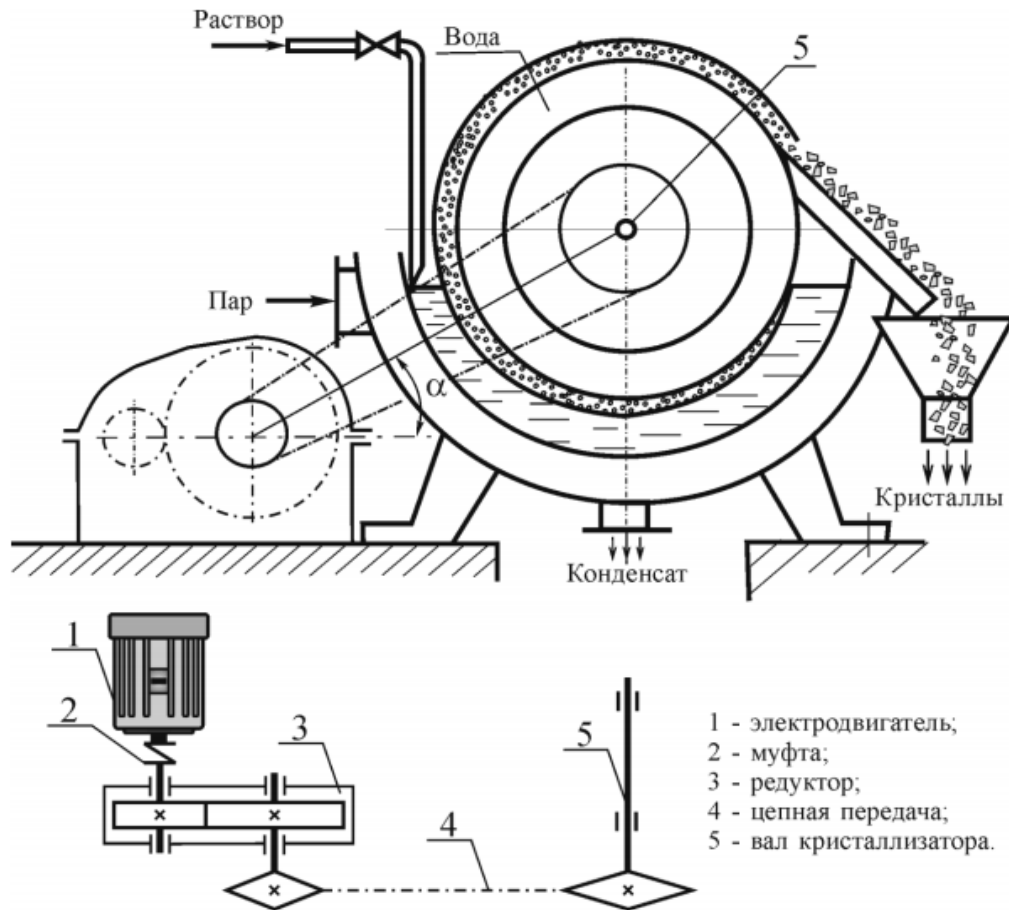
Работу выполнила  
студентка группы 5Б2А \_\_\_\_\_ Черкасова М.А

Руководитель \_\_\_\_\_ Дробчик В.В.

Томск 2014

### Задание:

По заданной схеме спроектировать привод вальцового кристаллизатора.



### Исходные данные:

мощность на валу кристаллизатора  $P_{в.к.к.} = 4,0$  кВт ;

частота вращения вала кристаллизатора  $n_{в.к.к.} = 120$  об/мин;

срок службы привода 25 тыс. часов ;

коэффициент безопасности  $K_b = 1,3$ ;

угол наклона цепной передачи  $\alpha = 20^\circ$

привод реверсивный, нагрузка постоянная.

## **Содержание:**

<b>Введение</b> .....	4;
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.....	5;
2. Расчет зубчатых колес редуктора.....	6;
3. Предварительный расчет валов редуктора.....	10;
4. Конструктивные размеры шестерни и колеса.....	11;
5. Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	11;
6. Расчет цепной передачи.....	12;
7. Нагрузка на валы.....	15;
8. Первый этап компоновки редуктора.....	18;
9. Проверка долговечности подшипников.....	18;
10. Проверка прочности шпоночных соединений.....	23;
11. Второй этап компоновки редуктора.....	23;
12. Уточненный расчет валов.....	24;
13. Посадки основных деталей редуктора.....	28;
14. Выбор сорта масла.....	35;
15. Сборка редуктора.....	35;
<b>Заключение</b> .....	37;
<b>Список литературы</b> .....	38.

## **Введение:**

Пояснительная записка составлена в соответствии с техническим заданием на курсовой проект по дисциплине «Механика» на тему «Привод».

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата, и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с ведущим. Редуктор состоит из корпуса, в котором помещаются элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т. д.

Редукторы классифицируют по следующим основным признакам: типы передачи, числу ступеней, типу зубчатых колес, относительному расположению валов в пространстве, особенностям кинематической схемы.

Основные требования, предъявляемые к создаваемой машине: высокая производительность, надежность, технологичность, ремонтпригодность, минимальные габариты и масса, удобство эксплуатации, экономичность, техническая эстетика. Все эти требования учитывают в процессе проектирования и конструирования.

Привод составлен из асинхронного двигателя, одноступенчатого цилиндрического редуктора, открытой ременной передачи. Редуктор является горизонтальным.

Основные цели проекта:

- овладеть техникой разработки конструкторских документов на различных стадиях проектирования;
- приобрести навыки самостоятельного решения инженерно – технических задач и умение анализировать полученные результаты;
- научиться работать со стандартами, различной инженерной, учебной и справочной литературой (каталогами, атласами, классификаторами ЕСКД);

## 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет

- Определяем требуемую мощность электродвигателя:

$\eta_1 = 0,98$  – КПД муфты

$\eta_2 = 0,975$  – КПД зубчатой закрытой передачи (редуктора)

$\eta_3 = 0,99$  – КПД пары подшипников (3 пары)

$\eta_4 = 0,91$  – КПД цепной передачи

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_1 * \eta_2 * \eta_3^3 * \eta_4 = 0,98 * 0,975 * 0,99^3 * 0,91 = 0,84$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{тр}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{4,0}{0,84} = 4,8 \text{ кВт}$$

- Выбор электродвигателя:

Выбираем электродвигатель на 5,5 кВт

При выборе первого из указанных двигателей с  $n_c = 3000$  об/мин возникнут затруднения в реализации большого передаточного числа порядка 100; двигатель с  $n_c = 750$  об/мин имеет большие габариты и массу; предпочтительнее двигатели с  $n_c = 1500$  об/мин.

номинальная частота вращения вала двигателя:

$$n_{\text{НОМ}} = n_c (1 - s) = 1500 * (1 - 34/100) = 1444,5 \text{ об/мин}$$

- передаточное отношение привода:

$$i_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{ВЫХ}}}{n_{\text{ДВ}}} = \frac{1444,5}{120} = 12,04$$

$$i_{\text{пр}} = i_{\text{зуб}} * i_{\text{цеп}} \quad (1)$$

принимая передаточное отношение зубчатой передачи  $i_{\text{зуб}} = 5$ , тогда по формуле (1) получаем:

$$i_{\text{цеп}} = \frac{i_{\text{пр}}}{i_{\text{зуб}}} = \frac{12,04}{5} = 2,41$$

примем передаточное отношение цепной передачи  $i_{цеп} = 2,4$ , тогда

$$i_{пр}^* = i_{зуб} * i_{цеп} = 5 * 2,4 = 12$$

отклонение от расчетного передаточного отношения:

$$\delta_{\%} = \frac{|i_{пр}^* - i_{пр}|}{i_{пр}^*} = \frac{|12 - 12,04|}{12} = 0,33\% < 3\%$$

- **Определим количество оборотов валов:**

$$n_{дв} = 1444,5 \text{ об/мин}$$

$$\omega_{дв} = \frac{\pi * n_{дв}}{30} = \frac{3,14 * 1444,5}{30} = 151 \text{ с}^{-1}$$

$$n_1 = n_{дв} = 1444,5 \text{ об/мин}$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 151 \text{ с}^{-1}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{зуб}} = \frac{1444,5}{5} = 288,9 \text{ об/мин}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi * n_2}{30} = \frac{3,14 * 288,9}{30} = 30,24 \text{ с}^{-1}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{цеп}} = \frac{288,9}{2,4} = 120,37 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi * n_3}{30} = \frac{3,14 * 120,37}{30} = 12,59 \text{ с}^{-1}$$

- **Крутящие моменты на валах:**

$$T_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{4,8 * 10^3}{151,19} = 31,75 \text{ Н*м}$$

на ведущем валу

$$T_1 = T_{дв} * \eta_1 = 31,75 * 0,98 = 31,12 \text{ Н*м}$$

на ведомом валу

$$T_2 = T_1 * i_{зуб} * \eta_2 * \eta_3 = 31,12 * 5 * 0,975 * 0,99 = 150,17 \text{ Н*м}$$

$$T_3 = T_2 * i_{цеп} * \eta_4 * \eta_5 = 150,17 * 2,4 * 0,91 * 0,99 = 324,69 \text{ Н*м}$$

## 2. Расчет зубчатых колес редуктора:

Выбираем материалы со средними механическими характеристиками:

- для шестерни – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость НВ 230;

- для колеса – сталь 45, термическая обработка – улучшение, твердость HB 200;

Допускаемы контактные напряжения:

$K_{HL} = 1$  – коэффициент долговечности;

$[S_H] = 1,1$ ;

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 0,45 * ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$$

- для шестерни  $[\sigma_{H1}] = \frac{(2 * HB1 + 70) * K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 * 230 + 70) * 1}{1,1} \approx 482$  МПа
- для колеса  $[\sigma_{H2}] = \frac{(2 * HB2 + 70) * K_{HL}}{[S_H]} = \frac{(2 * 200 + 70) * 1}{1,1} \approx 428$  МПа

Расчетное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma_H] = 0,45 * (482 + 428) = 410 \text{ МПа.}$$

Требуемое условие :  $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{H2}]$  выполнено.

Примем  $K_{H\beta} = 1,25$ , а коэффициент ширины венца для косозубых колес по межосевому расстоянию  $\psi_{ba} = 0,4$ ,  $K_a = 43$ ,  $u_p = 5$  (по ГОСТ 2185-66)

Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев рассчитываем по формуле

$$a_w = K_a * (u+1) \sqrt[3]{\frac{T_2 * K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 * u^2 * \psi_{ba}}} = 43 * (5+1) \sqrt[3]{\frac{150,17 * 10^3 * 1,25}{410^2 * 5^2 * 0,4}} \approx 124 \text{ мм}$$

ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66:

$$a_w = 125 \text{ мм.}$$

Нормальный модуль зацепления принимаем по следующей рекомендации:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) * 125 = 1,25 \div 2,5 \text{ мм;}$$

Принимаем по ГОСТ 2185-60\*  $m_n = 2$  мм;

Примем предварительно наклон зубьев  $\beta = 12^\circ$  и определим числа зубьев шестерни и колеса:

$$z_1 = \frac{2 * a_w * \cos \beta}{(u+1) * m_n} = \frac{2 * 125 * \cos 12^\circ}{(5+1) * 2} = 20,38$$

Принимаем  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = z_1 * u = 20,38 * 5 = 102$ .

Уточненное значение угла наклона зубьев

$$\cos\beta = \frac{(z_1+z_2)*m_n}{2*a_w} = \frac{(20+102)*2}{2*125} = 0,976;$$

$$\text{Тогда } \beta = 12^\circ 58'$$

Основные размеры шестерни и колеса:

- Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} * z_1 = \frac{2}{0,976} * 20 = 40,98 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} * z_2 = \frac{102}{0,976} * 102 = 209,02 \text{ мм};$$

принимаем  $d_1 = 41 \text{ мм}$ ,  $d_2 = 209 \text{ мм}$ .

$$\text{Проверка: } a_w = \frac{d_1+d_2}{2} = 125 \text{ мм};$$

- Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 41 + 2*2 = 45 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 209 + 2*2 = 214 \text{ мм};$$

- Диаметры впадин

$$d_{f1} = d_1 + 2,5 m_n = 41 + 2,5*2 = 36 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 + 2,5 m_n = 209 + 2,5*2 = 204 \text{ мм};$$

- Ширина колеса  $b_2 = \psi_{ba} * a_w = 0,4*125 = 50 \text{ мм}$ ;

- ширина шестерни  $b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 55 \text{ мм}$ .

Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{55}{41} = 1,341;$$

Окружная скорость колес и степень точности передачи

$$v = \frac{\omega_1 * d_1}{2} = \frac{151 * 41}{2 * 10^3} = 3,09 \text{ м/с}.$$

При  $v = 3,09 \text{ м/с}$  для косозубых колес принимаем 8ю степень точности.

Коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\beta} * K_{H\alpha} * K_{Hv}$$

$$K_{H\beta} \approx 1,155, \quad K_{H\alpha} \approx 1,08, \quad K_{Hv} = 1,0.$$



Тогда  $K_H = 1,155 * 1,08 * 1 = 1,245$

Проверим контактные напряжения по формуле:

$$\sigma_H = \frac{270}{aw} * \sqrt{\frac{T_2 * K_H * (u+1)^3}{b^2 * u^2}} = \frac{270}{125} * \sqrt{\frac{150,17 * 10^3 * 1,245 * (5+1)^3}{50 * 25}} = 388,24 \text{ МПа} < [\sigma_H].$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная } F_t = \frac{2 * T_1}{d_1} = \frac{2 * 31,12 * 10^3}{41,67} = 1494 \text{ Н};$$

$$\text{радиальная } F_r = F_t * \frac{tg \alpha}{\cos \beta} = 1494 * \frac{tg 20^\circ}{\cos 12^\circ 58'} = 557 \text{ Н};$$

$$\text{осевая } F_a = F_t * tg \beta = 1494 * tg 14^\circ 98' = 333 \text{ Н};$$

$$F_M = 50 \sqrt{T_1} = 50 * \sqrt{31,12} = 279 \text{ Н}.$$

Проверяем зубья на выносливость по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = \frac{F_t * K_F * Y_F * Y_\beta * K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F].$$

коэффициент нагрузки  $K_F = K_{F\beta} * K_{Fv} = 1,33 * 1,3 = 1,73$

$Y_F$  - коэффициент, учитывающий форму зуба и зависящий от эквивалентного числа зубьев  $z_0$ :

- у шестерни  $z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{20}{0,976^3} \approx 22$ ;

- у колеса  $z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{102}{0,976^3} \approx 110$ ;

$$Y_{F1} = 3,96 \text{ и } Y_{F2} = 3,6$$

Допускаемое напряжение:  $[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim } b}^0}{[S_F]}$

Для стали 45 улучшенной при твердости  $HB \leq 350$ :

- для шестерни  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8HB = 1,8 * 230 = 415 \text{ МПа}$ ;
- для колеса  $\sigma_{F \text{ lim } b}^0 = 1,8 * 200 = 360 \text{ МПа}$ .

$[S_F] = [S_F]'$   $[S_F]''$  – коэффициент безопасности

$[S_F]' = 1,75$ ,  $[S_F]'' = 1$  (для поковок и штамповок), следовательно  $[S_F] = 1,75$ .

Допускаемы напряжения:

- для шестерни  $[\sigma_{F1}] = \frac{415}{1,75} = 237$  МПа;
- для колеса  $[\sigma_{F2}] = \frac{360}{1,75} = 206$  МПа.

Находим отношения  $\frac{\sigma_F}{Y_F}$ :

- для шестерни  $\frac{237}{3,88} = 61,1$  МПа;
- для колеса  $\frac{206}{3,6} = 57,5$  МПа.

Определяем коэффициенты  $Y_\beta$  и  $K_{F\alpha}$ :

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1 - \frac{12,58}{140} = 0,91;$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\varepsilon_\alpha} = 0,92$$

Проверим прочность зуба колеса по формуле

$$\sigma_{F2} = \frac{Ft * K_F * Y_F * Y_\beta * K_{F\alpha}}{b2m_n} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1494 * 1,73 * 3,6 * 0,91 * 0,92}{55 * 1,75} \approx 81 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 206 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

### 3. Предварительный расчет валов редуктора

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

- *Ведущий вал:*

диаметр выходного конца при допускаемом напряжении  $[\tau_k] = 25$  МПа:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{16 T k_1}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 31,12 * 10^3}{\pi * 25}} \approx 18,5 \text{ мм}$$

Т.к. вал редуктора соединен муфтой с валом электродвигателя, то необходимо согласовать диаметры ротора  $d_{дв}$  и вала  $d_{B1}$ . У выбранного электродвигателя диаметр вала может быть 32 мм. Следовательно, выбираем муфту УВП и принимаем  $d_{B1} = 32$  мм. Тогда  $d_{п1} = 35$  мм.

- *Ведомый вал:*

Учитывая влияние изгиба вала от натяжения цепи, принимаем  $[\tau_k] = 20$  МПа.

Диаметр выходного конца вала:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{16 T k_2}{\pi [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 150,17 * 10^3}{\pi * 20}} \approx 33,7 \text{ мм}$$

принимаем  $d_{B2} = 34$  мм. Тогда:

$$d_{п2} = 40 \text{ мм}, d_{к2} = 44 \text{ мм}, d_6 = 48 \text{ мм}.$$

#### 4. Конструктивные размеры шестерни и колеса:

Шестерню выполняем за одно целое с валом:  $d_1 = 41$  мм,  $d_{a1} = 45$  мм,  $b_1 = 55$  мм.

Колесо кованое:  $d_2 = 209$  мм,  $d_{a2} = 214$  мм,  $b_2 = 50$  мм.

Диаметр ступицы  $d_{ст} = 1,6 d_{к2} = 1,6 * 44 = 70$  мм, длина ступицы  $l_{ст} = (1,2 \div 1,5) * d_{к2} = (1,2 \div 1,5) * 44 = 53 \div 66$  мм, принимаем  $l_{ст} = 60$  мм.

Толщина обода  $\delta_o = (2,5 \div 4) m_n = (2,5 \div 4) * 2 = 5 \div 8$  мм, принимаем  $\delta_o = 8$  мм.

Толщина диска  $C = 0,3$ ,  $b_2 = 0,3 * 50 = 15$  мм.

#### 5. Конструктивные размеры корпуса редуктора:

Толщина стенок корпуса и крышки:  $\delta = 0,025a + 1 = 0,025 * 125 + 1 = 4$  мм, принимаем  $\delta = 8$  мм;  $\delta_1 = 0,02a + 1 = 0,02 * 125 + 1 = 3,5$  мм, принимаем  $\delta_1 = 8$  мм.

*Толщина фланцев поясов корпуса и крышки:*

верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5\delta = 1,5 * 8 = 12 \text{ мм}, b_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 * 8 = 12 \text{ мм};$$

нижнего пояса корпуса

$r = 2,3\delta = 2,35 * 8 = 19$  мм; принимаем  $r = 20$  мм.

Диаметр болтов:

- фундаментных  $d_1 = (0,03 \div 0,036) * a + 12 = (0,03 \div 0,036) 125 + 12 = 15 \div 16,5$  мм; принимаем болты с резьбой М16;
- крепящих крышку с корпусом у подшипников  $d_2 = (0,7 \div 0,75) d_1 = (0,7 \div 0,75) * 16 = 11 \div 12$  мм, принимаем болты с резьбой М12;

- соединяющих крышку с корпусом  $d_3 = (0,5 \div 0,6) d_1 = (0,5 \div 0,6) * 16 = 8 \div 10$  мм, принимаем болты с резьбой М10.

## 6. Расчет цепной передачи:

Выбираем приводную роликовую однорядную цепь.

Вращающий момент на ведущей звездочке

$$T_3 = T_2 = 150,17 * 10^3 \text{ Н*мм.}$$

Передачное число было принято ранее

$$i_{ц} = 2,41.$$

Число зубьев:

- ведущей звездочки  $z_3 = 31 - 2 i_{ц} = 31 - 2 * 2,41 \approx 26, 2$ ;
- ведомой звездочки  $z_4 = z_3 * i_{ц} = 26 * 2,41 = 62, 7$ ;

Принимаем

$$z_3 = 26 \text{ и } z_4 = 63.$$

Тогда фактическое

$$i_{ц} = \frac{z_4}{z_3} = \frac{63}{26} = 2,42.$$

Отклонение

$$\frac{2,41 - 2,42}{2,41} = 0,415 \%, \text{ что допустимо.}$$

Расчетный коэффициент нагрузки:

$$K_3 = k_D k_a k_H k_p k_{см} k_{п} = 1 * 1 * 1 * 1,25 * 1 = 1,25, \text{ где}$$

$k_D = 1$  – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

$k_a = 1$  – учитывает влияние межосевого расстояния;

$k_H = 1$  – учитывает влияние угла наклона линии центров;

$k_p = 1,25$  при периодическом регулировании натяжения цепи;

$k_{см} = 1$  при непрерывной смазке,

$k_{п} = 1$ , при односменной работе.

Для определения шага цепи нужно знать допускаемое давление  $[p]$  в шарнирах цепи. Эту величину задаем ориентировочно. Ведущая звездочка имеет частоту вращения  $n_2 = \frac{\omega_2 * 30}{\pi} = \frac{30,24 * 30}{3,14} \approx 289$  об/мин.

Среднее значение допускаемого давления при  $n_2 \approx 300$  об/мин  $[p] = 20$  МПа.

Шаг однорядной цепи ( $m=1$  – число рядов):

$$t \geq 2,8^3 \sqrt{\frac{T_3 K_3}{z_3 [p]}} = 2,8^3 \sqrt{\frac{150,17 * 10^3 * 1,25}{26 * 20}} \approx 19 \text{ мм.}$$

Подбираем цепь ПР – 19,05-31,80 по ГОСТ 13568-75, имеющую  $t = 19,05$  мм, разрушающую нагрузку  $Q \approx 31,8$  кН; массу  $q = 1,9$  кг/м;  $A_{оп} = 105,8$  мм<sup>2</sup>.

Скорость цепи

$$v = \frac{z_3 t n_2}{60 * 10^3} = \frac{26 * 19,05 * 289}{60 * 10^3} = 2,39 \text{ м/с.}$$

Окружная сила

$$F_{тц} = \frac{T_2 \omega_2}{v} = \frac{150,17 * 30,24}{2,39} = 1900 \text{ Н}$$

Проверяем давление в шарнире

$$p = \frac{F_{тц} K_3}{A_{оп}} = \frac{1900 * 1,25}{105,8} = 22,4 \text{ МПа.}$$

Уточняем допускаемое давление  $[p] = 22[1 + 0,01(z_3 - 17)] = 22[1 + 0,01(26 - 17)] = 23,98$  МПа. Условие  $p < [p]$  выполнено.

Определяем число звеньев по формуле

$$L_t = 2a_t + 0,5z_{\Sigma} + \Delta^2 / a_t$$

$$a_t = a_{ц} / t = 50,$$

$$z_{\Sigma} = z_3 + z_4 = 26 + 63 = 89;$$

$$\Delta = \frac{z_4 - z_3}{2\pi} = \frac{63 - 26}{2 * 3,14} = 5,89.$$

Тогда

$$L_t = 2 * 50 + 0,5 * 89 + 5,89^2 / 50 = 145,19.$$

Округлим до четного числа  $L_t = 146$ .

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи

$$a_{ц} = 0,25t[L_t - 0,5 z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5 z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2}] = 0,25*19,05*[146 - 0,5*89 + \sqrt{(146 - 0,5 * 89)^2 - 8 * 5,89^2}] = 960 \text{ мм.}$$

Для свободного провисания цепи предусматривается возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е на  $960*0,004 \approx 4$  мм.

Определяем диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_{д3} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{26}} = 159 \text{ мм}, \quad d_{д4} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_4}} = \frac{19,05}{\sin \frac{180}{63}} = 382 \text{ мм.}$$

Определяем диаметры наружных окружностей звездочек:

$$D_{e3} = t \left( \operatorname{ctg} \frac{180}{z_3} + 0,7 \right) - 0,3d_1, \text{ т.к. } d_1 = 11,91 \text{ мм, диаметр ролика цепи,}$$

тогда

$$D_{e3} = 19,05 \left( \operatorname{ctg} \frac{180}{26} + 0,7 \right) - 0,3*11,91 = 166,92 \text{ мм;}$$

$$D_{e4} = 19,05 \left( \operatorname{ctg} \frac{180}{63} + 0,7 \right) - 0,3*11,91 = 391,91 \text{ мм;}$$

Силы, действующие на цепь

- окружная  $F_{тц} = 1900 \text{ Н}$
- от центробежных сил  $F_v = qv^2 = 1,9*2,39^2 \approx 11 \text{ Н}$
- от провисания  $F_f = 9,81 k_f q a_{ц} = 9,81*1,5*0,96 * 1,9 = 27 \text{ Н,}$

Расчетная нагрузка на валы:

$$F_{ц} = 2F_f + F_{тц} = 1900 + 2*27 = 1954 \text{ Н.}$$

Проверяем коэффициент запаса прочности:

$$s = \frac{Q}{F_{тц} k_d + F_v + F_f} = \frac{31,8*10^3}{1900*1 + 11 + 27} = 16,4.$$

условие  $s > [s] \approx 8,4$  выполнено.

*Размеры ведущей звездочки:*

- ступица  $d_{ст} = 55 \text{ мм, } l_{ст} = (51 \div 54) \text{ мм, принимаем } l_{ст} = 50 \text{ мм}$
- толщина диска  $0,93 B_{вн} = 0,93*12,7 \approx 12 \text{ мм.}$

## 7. Нагрузка на валы

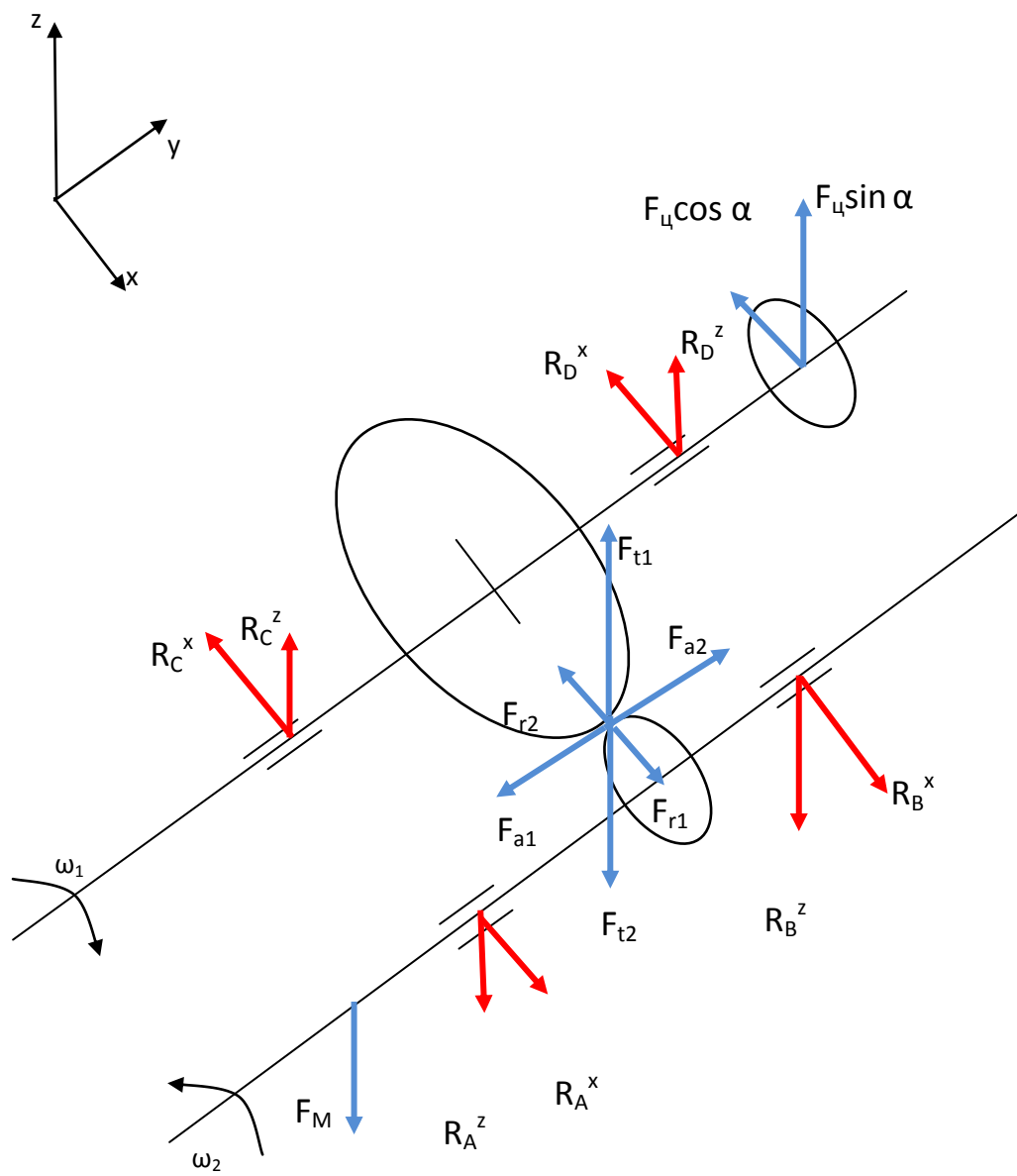


Рис 1.

## Реакции опор:

- ведущий вал

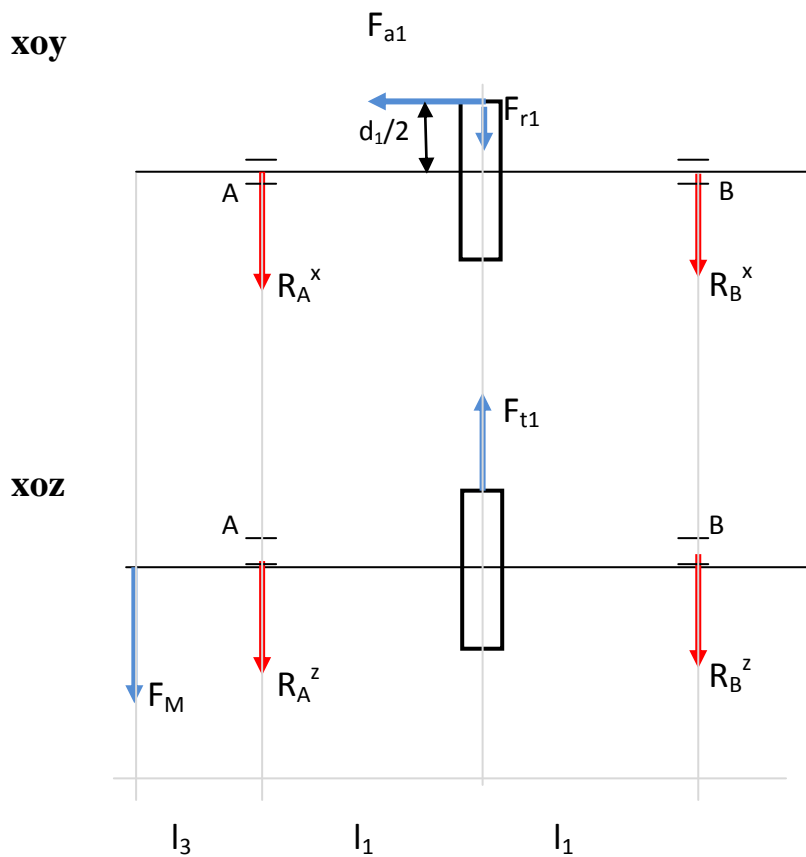


Рис 2.

## $xOy$

$$\Sigma M_A = -F_{r1} * l_1 + F_{a1} * d_1 / 2 - R_B^x * 2l_1 = 0$$

$$\Sigma M_B = F_{r1} * l_1 + F_{a1} * d_1 / 2 + R_A^x * 2l_1 = 0$$

$$R_B^x = \frac{F_{a1} * \frac{d_1}{2} - F_{r1} * l_1}{2 * l_1}$$

$$R_A^x = \frac{-F_{a1} * \frac{d_1}{2} - F_{r1} * l_1}{2 * l_1}$$

## $xOz$

$$\Sigma M_A = F_M * l_3 + F_{t1} * l_1 - R_B^z * 2l_1 = 0$$

$$\Sigma M_B = -F_{t1} * l_1 + F_M * (2 * l_1 + l_3) + R_A^z * 2l_1 = 0$$

$$R_B^z = \frac{F_M * l_3 + F_{t1} * l_1}{2 * l_1}$$

$$R_A^z = \frac{-F_M * (2 * l_1 + l_3) + F_{t1} * l_1}{2 * l_1}$$



• **ВЕДОМЫЙ ВАЛ:**

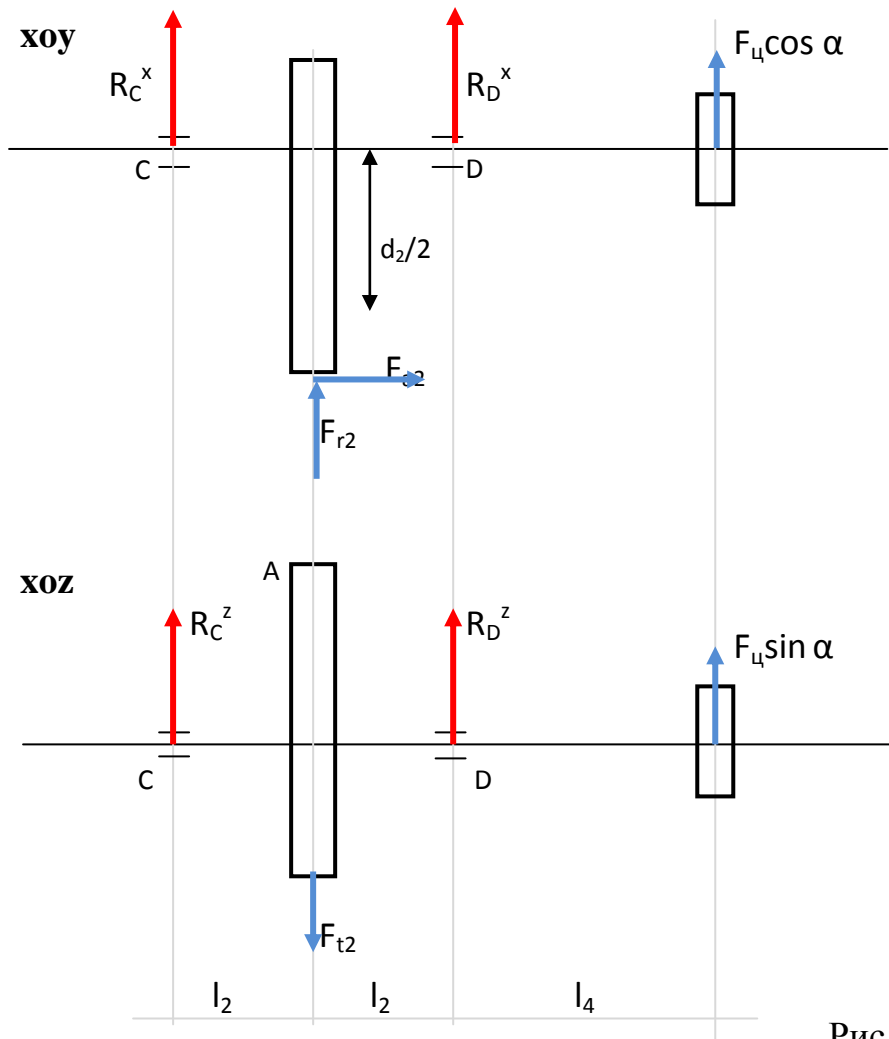


Рис.3

**xOy**

$$\Sigma M_C = F_{r2} * l_2 + F_{a2} * d_2/2 + R_D^x * 2l_2 + F_u \cos \alpha * (2l_2 + l_4) = 0$$

$$R_D^x = \frac{-F_{r2} * l_2 - F_{a2} * d_2/2 - F_u \cos \alpha * (2l_2 + l_4)}{2 * l_2}$$

$$\Sigma M_D = -F_{r2} * l_2 + F_{a2} * d_2/2 - R_C^x * 2l_2 + F_u \cos \alpha * l_4 = 0$$

$$R_C^x = \frac{-F_{r2} * l_2 + F_{a2} * d_2/2 + F_u \cos \alpha * l_4}{2 * l_2}$$

**xOz**

$$\Sigma M_C = -F_{t2} * l_2 + R_D^z * 2l_2 + F_u \sin \alpha * (2l_2 + l_4) = 0$$

$$R_D^z = \frac{F_{t2} * l_2 - F_u \sin \alpha * (2l_2 + l_4)}{2 * l_2}$$

$$\Sigma M_D = F_{t2} * l_2 - R_C^z * 2l_2 + F_u \sin \alpha * l_4 = 0$$

$$R_C^z = \frac{F_{t2} * l_2 + F_u \sin \alpha * l_4}{2 * l_2}$$

## 8. Первый этап компоновки редуктора:

а) Принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса

$$A_1 = 1,2\delta = 9,6 \text{ мм};$$

б) Принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса  $A = \delta = 8 \text{ мм};$

в) Принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса  $A = \delta = 8 \text{ мм};$

Выбираем шарикоподшипники однорядные легкой серии:

Условное обозначение	d	D	B	Грузоподъемность, кН	
	Мм			C	C <sub>0</sub>
207	35	72	17	25,5	13,7
208	40	80	18	32,0	17,8

Применяем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазе удерживающие кольца.

Измерим расстояние от оси валов редуктора, до оси подшипников

$$l_1 = 60,6 \text{ мм}, \text{ примем } l_1 = 61 \text{ мм}.$$

Глубина гнезда подшипника  $l_r = 1,5B$ , тогда  $l_r = 1,5*18 = 27 \text{ мм}$

## 9. Проверка долговечности подшипников

- Ведущий вал:

Из предыдущих расчетов имеем  $F_t = 1494 \text{ Н}; F_r = 557 \text{ Н}; F_a = 333 \text{ Н}, l_1 = 61 \text{ мм}, d_1 = 41 \text{ мм}, l_3 = 61 \text{ мм}, F_M = 279 \text{ Н}.$

*Реакции опор:*

в плоскости  $XOY$

$$R_B^x = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{333 \cdot \frac{41}{2} - 557 \cdot 61}{2 \cdot 61} = -222,545 \text{ Н (меняем направление)}$$

$$R_A^x = \frac{-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{t1} \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{-333 \cdot \frac{41}{2} - 557 \cdot 61}{2 \cdot 61} = -334,455 \text{ Н (аналогично)}$$

в плоскости  $XOZ$

$$R_B^z = \frac{F_M \cdot l_3 + F_{t1} \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{279 \cdot 61 + 1494 \cdot 61}{2 \cdot 61} = 886,5 \text{ Н};$$

$$R_A^z = \frac{-F_M \cdot (2 \cdot l_1 + l_3) + F_{t1} \cdot l_1}{2 \cdot l_1} = \frac{-279 \cdot (2 \cdot 61 + 61) + 1494 \cdot 61}{2 \cdot 61} = 328,5 \text{ Н};$$

Проверим:

$$\Sigma F = R_A^x + R_B^x + F_t = 334,455 + 222,545 - 557 = 0;$$

$$\Sigma F = F_t - R_A^z - R_B^z - F_M = 1494 - 279 - 886,5 - 328,5 = 0.$$

Суммарные реакции:

$$P_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{328,5^2 + 334,455^2} = 468,8 \text{ Н};$$

$$P_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{222,545^2 + 886,5^2} = 914 \text{ Н. (рис 4.)}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре (B). Намечаем радиальные шариковые подшипники 207 легкой серии.

$P_a = F_a = 333 \text{ Н}$ ,  $V=1$  (вращается внутреннее кольцо), коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров  $K_\delta = 1,3$ ,  $K_T = 1$ .

Отношение  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{333}{13700} = 0,024$ ,  $e \approx 0,20$ .

Отношение  $\frac{P_a}{P_{rA}} = \frac{333}{914} = 0,364 > e$ ,  $X = 0,56$  и  $Y = 2,1$ .

Тогда эквивалентная нагрузка:

$$P_\Sigma = (XV P_{rA} + Y P_a) K_\delta K_T = (0,56 \cdot 914 + 2,1 \cdot 333) \cdot 1,3 \cdot 1 \approx 1575 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_\Sigma}\right)^3 = \left(\frac{25500}{1575}\right)^3 \approx 4244 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{4244 \cdot 10^6}{60 \cdot 1444,5} = 48970 \text{ ч} \approx 49 \cdot 10^3 \text{ ч}$$

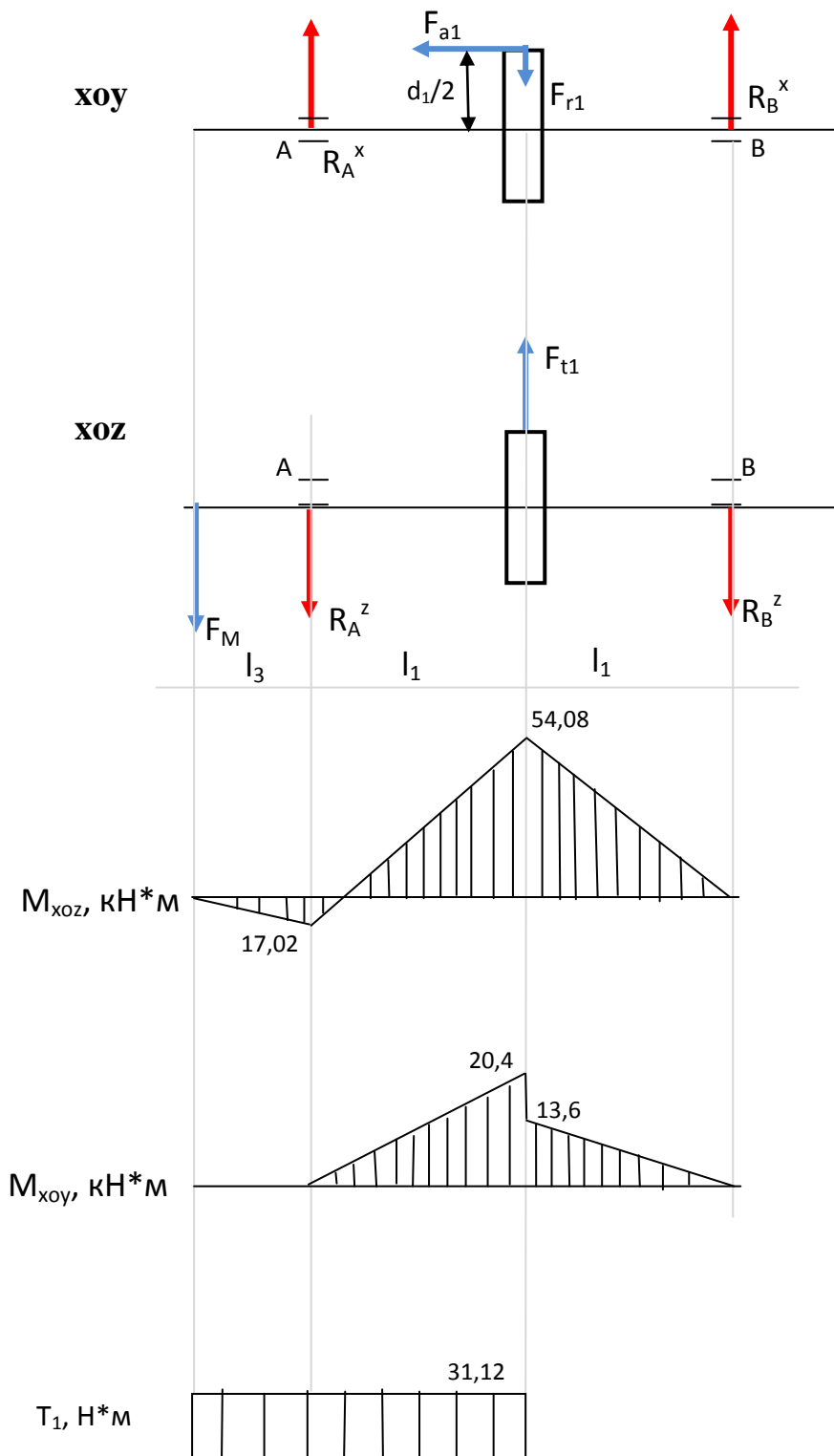


Рис 4.

- Ведомы вал:

Несет те же нагрузки, как и ведущий:  $F_t = 1494$  Н;  $F_r = 557$  Н;  $F_a = 333$  Н,  $l_2 = 61$  мм,  $d_2 = 209$  мм,  $l_4 = 61$  мм.

Нагрузка на вал от цепной передачи  $F_{ц} = 1954$  Н, составляющие этой нагрузки:  $F_{ц} \cos \alpha = 1836,2$  Н  $F_{ц} \sin \alpha = 668,3$  Н, где угол наклона цепной передачи  $\alpha = 20^\circ$ .

Реакции опор:

В плоскости XOY

$$R_D^x = \frac{-F_{t2} * l_2 - F_{a2} * d_2 / 2 - F_{II} \cos \alpha * (2 * l_2 + l_4)}{2 * l_2} = \frac{-557 * 61 - 333 * 209 / 2 - 1836,16 * (2 * 61 + 61)}{2 * 61} = -3318 \text{ Н}$$

(меняем направление)

$$R_C^x = \frac{-F_{t2} * l_2 + F_{a2} * d_2 / 2 + F_{II} \cos \alpha * l_4}{2 * l_2} = \frac{-557 * 61 + 333 * 209 / 2 + 1836,16 * 61}{2 * 61} = 924,8 \text{ Н};$$

В плоскости XOZ

$$R_D^z = \frac{F_{t2} * l_2 - F_{II} \sin \alpha * (2 * l_2 + l_4)}{2 * l_2} = \frac{1494 * 61 - 668,3 * (2 * 61 + 61)}{2 * 61} = -255,45 \text{ Н (меняем направление);}$$

$$R_C^z = \frac{F_{t2} * l_2 + F_{II} \sin \alpha * l_4}{2 * l_2} = \frac{1494 * 61 + 668,3 * 61}{2 * 61} = 1081,15;$$

Проверим:

$$\Sigma F = R_C^x - R_D^x + F_{II} \cos \alpha + F_t = 924,8 - 3318 + 1836,2 + 557 = 0;$$

$$\Sigma F = R_C^z - R_D^z + F_{II} \sin \alpha - F_t = 1081,15 - 255,45 + 668,3 - 1494 = 0.$$

Суммарные реакции:

$$P_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cz}^2} = \sqrt{924,8^2 + 1081,15^2} = 1422,7 \text{ Н};$$

$$P_{rD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dz}^2} = \sqrt{3318^2 + 255,45^2} = 3327,8 \text{ Н. (рис.5)}$$

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре (D). Шариковые радиальные подшипники 208 легкой серии.

$P_a = F_a = 333 \text{ Н}$ ,  $V=1$  (вращается внутреннее кольцо), коэффициент безопасности для приводов ленточных конвейеров  $K_\delta = 1,3$ ,  $K_T = 1$ .

Отношение  $\frac{F_a}{C_0} = \frac{333}{17800} = 0,019$ ,  $e \approx 0,21$ .

Отношение  $\frac{P_a}{P_{rD}} = \frac{333}{3327,8} = 0,1 < e$ ,  $X=1$  и  $Y=0$ .

Тогда эквивалентная нагрузка:

$$P_\Sigma = P_{rD} V K_\delta K_T = 3327,8 * 1,3 * 1 \approx 4326 \text{ Н.}$$

Расчетная долговечность, млн. об:

$$L = \left(\frac{C}{P_\Sigma}\right)^3 = \left(\frac{32000}{4326}\right)^3 \approx 405 \text{ млн. об.}$$

Расчетная долговечность, ч:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n} = \frac{405 \cdot 10^6}{60 \cdot 288,9} = 23364 \text{ ч} \approx 23 \cdot 10^3 \text{ ч.}$$

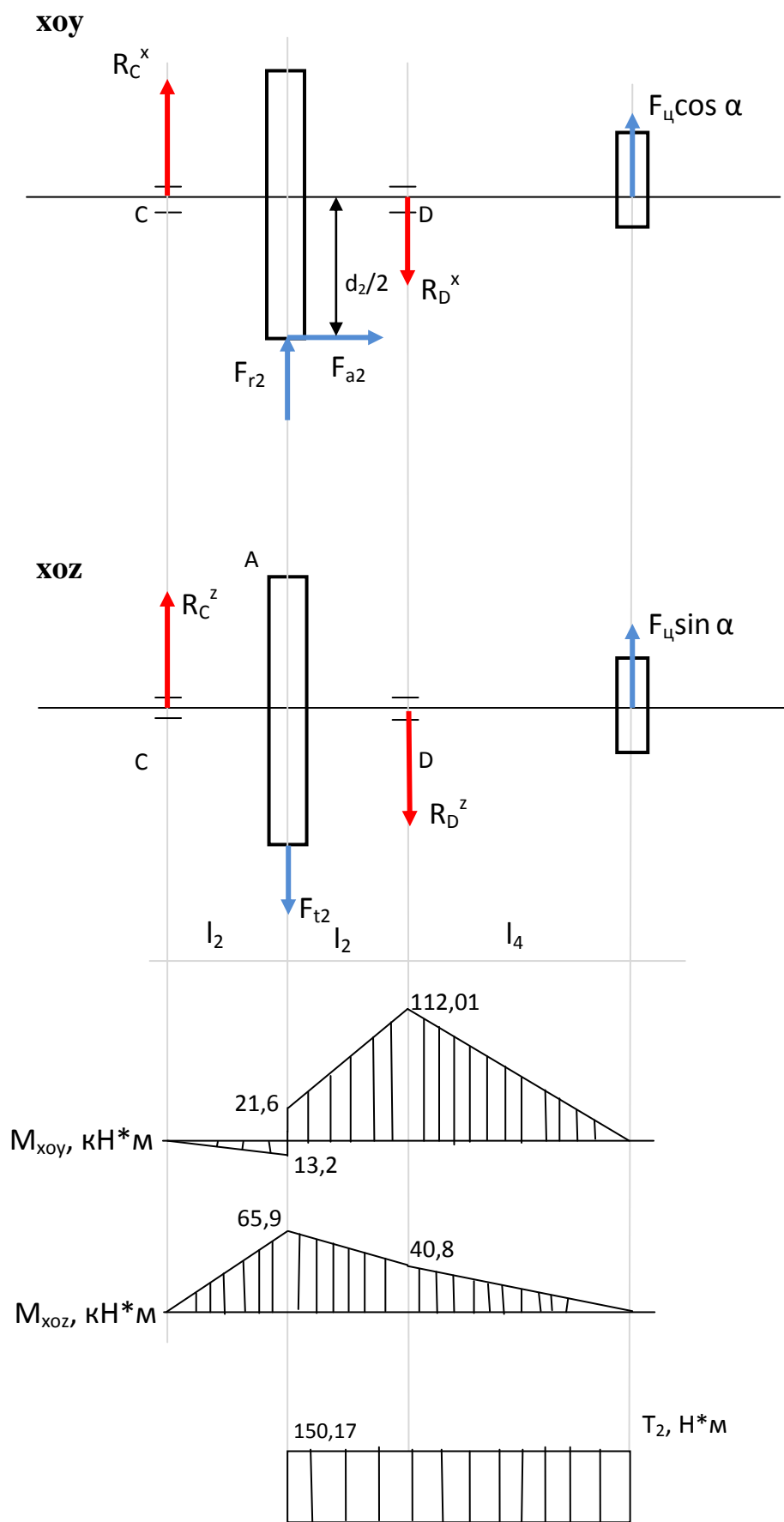


Рис 5.

## 10. Проверка прочности шпоночных соединений:

Шпонки призматические со скругленными торцами. Материал шпонок – сталь 45 нормализованная.

Напряжение смятия и условие прочности вычисляем по формуле:

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2T}{d*(h-t_1)*(l-b)} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Допускаемое напряжение смятия при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100 \div 120$  МПа.

- Ведущий вал

$d_{\text{В1}} = 32$  мм;  $b \times h = 10 \times 8$  мм; глубина паза вала  $t_1 = 5,0$  мм;

длина шпонки  $l = 45$  мм; момент на ведущем валу  $T_1 = 31,12 \cdot 10^3$  Н\*мм.

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2 \cdot 31,12 \cdot 10^3}{32 \cdot (8-5) \cdot (45-10)} = 18,52 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

- Ведомый вал

1.  $d = 44$  мм,  $b \times h = 12 \times 8$  мм, глубина паза вала  $t_1 = 5,0$  мм; длина шпонки  $l = 50$  мм; момент на ведущем валу  $T_2 = 150,17 \cdot 10^3$  Н\*мм.

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2 \cdot 150,17 \cdot 10^3}{44 \cdot (8-5) \cdot (50-14)} = 63,20 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

2.  $d = 34$  мм,  $b \times h = 10 \times 8$  мм, глубина паза вала  $t_1 = 5,0$  мм; длина шпонки  $l = 36$  мм; момент на ведущем валу  $T_2 = 150,17 \cdot 10^3$  Н\*мм.

$$\sigma_{\text{см}}^{\text{max}} \approx \frac{2 \cdot 150,17 \cdot 10^3}{34 \cdot (8-5) \cdot (36-10)} = 81,79 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}]$$

Условие  $\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$  выполнено для всех случаев.

## 11. Второй этап компоновки редуктора:

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых других деталей.

Вычерчиваем шестерню и колесо по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню выполняем за одно целое с валом.

Конструируем узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, удаленные от середины редуктора на расстоянии  $l_1$ . Используя эти осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения;

б) Вычерчиваем крышки подшипников с уплотнительными прокладками (толщиной  $\approx 1$  мм) и болтами. Болт условно заводится в плоскость чертежа, о чем свидетельствует вырыв на плоскости разъема;

в) Переход вала  $\varnothing 40$  мм к присоединительному концу  $\varnothing 32$  мм выполняют на расстоянии 10-15 мм от торца крышки подшипника так, чтобы ступица муфты не задевала за головки болтов крепления крышки;

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Обратим внимание на следующие особенности: для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку распорной втулки - с другой; место перехода вала  $\varnothing 40$  мм к  $\varnothing 44$  мм смещаем на 2-3 мм внутрь ступицы зубчатого колеса с тем, чтобы гарантировать прижатие распорного кольца к ступице зубчатого колеса;

На ведущем и ведомом валах применяем шпонки призматические со скругленными торцами по ГОСТ 23360-78. Вычерчиваем шпонки принимая их длины на 5-10 мм меньше длин ступиц.

Непосредственным измерением уточняем расстояние между опорами и расстояние, определяющие положение зубчатых колес и звездочки относительно опор.

## 12. Уточненный расчет валов:

Примем, что нормальные напряжения от изгиб изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по отнулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности  $s$  для опасных сечений и сравнении их с требуемыми (допускаемыми) значениями  $[s]$ . Прочность соблюдена при  $s \geq [s]$ .



Будем производить расчет для предположительно опасных сечений ведомого вала.

Материал вала – сталь 45 нормализованная,  $\sigma_B = 570$  МПа.

Пределы выносливости:

- При симметричном цикле изгиба:

$$\sigma_{-1} \approx 0,43 * \sigma_B = 0,43 * 570 = 246 \text{ МПа};$$

- При симметричном цикле касательных напряжений:

$$\tau_{-1} \approx 0,58 * \sigma_{-1} = 0,58 * 246 = 142 \text{ МПа};$$

*Сечение А-А.*

Диаметр вала в это сечении 44 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:  $k_\sigma = 1,59$  и  $k_\tau = 1,49$ ; масштабные факторы  $\varepsilon_\sigma = 0,832$ ;  $\varepsilon_\tau = 0,712$ ; коэффициенты  $\psi_\sigma \approx 0,14$  и  $\psi_\tau \approx 0,1$ .

Крутящий момент  $T_2 = 150,17 * 10^3$  Н\*мм.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости  $M_{xoy} = 21,6 * 10^3$  Н\*мм;

Изгибающий момент в вертикальной плоскости  $M_{xoz} = 65,9 * 10^3$  Н\*мм;

Суммарный изгибающий момент:

$$M_{A-A} = \sqrt{(21,6 * 10^3)^2 + (65,9 * 10^3)^2} \approx 69,4 * 10^3 \text{ Н*мм}$$

Момент сопротивления кручению ( $d = 44$  мм,  $b = 12$  мм,  $t_1 = 5$  мм)

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b * t_1 * (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 * 44^3}{16} - \frac{12 * 5 * (44 - 5)^2}{2 * 44} = 15,68 * 10^3 \text{ мм}^3$$

Момент сопротивления изгибу:

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b * t_1 * (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 * 44^3}{32} - \frac{12 * 5 * (44 - 5)^2}{2 * 44} = 7,32 * 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 * W_{k \text{ нетто}}} = \frac{150,17 * 10^3}{2 * 15,68 * 10^3} = 4,79 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба:

$$\sigma_v = \frac{M_{A-A}}{Wk_{\text{нeтто}}} = \frac{69,4 \cdot 10^3}{15,68 \cdot 10^3} \approx 4,43 \text{ МПа}; \text{ среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma / \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \tau_m} = \frac{246}{1,59 / 0,832 \cdot 4,43} \approx 29,1$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_\tau / \varepsilon_\tau \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{142}{1,49 / 0,712 \cdot 4,79 + 0,1 \cdot 4,79} \approx 13,5.$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения А-А:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{29,1 \cdot 13,5}{\sqrt{29,1^2 + 13,5^2}} \approx 12,2.$$

*Сечение К-К:*

Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом.

$$k_\sigma / \varepsilon_\sigma = 2,5 \text{ и } k_\tau / \varepsilon_\tau = 0,6 \cdot k_\sigma / \varepsilon_\sigma + 0,4 = 1,9, \text{ принимаем } \psi_\sigma \approx 0,14 \text{ и } \psi_\tau \approx 0,1$$

Изгибающий момент

$$M_{K-K} = \sqrt{(112,01 \cdot 10^3)^2 + (40,84 \cdot 10^3)^2} \approx 119,2 \cdot 10^3 \text{ Н*мм}$$

Осевой момент сопротивления:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 64 \cdot 10^3}{32} = 6,28 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_v = \sigma_{\text{max}} = \frac{M_{K-K}}{W} = \frac{119,2 \cdot 10^3}{6,28 \cdot 10^3} \approx 19 \text{ МПа}; \text{ среднее напряжение } \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2W = 2 \cdot 6,28 \cdot 10^3 = 12,56 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 \cdot W_p} = \frac{150,17 \cdot 10^3}{2 \cdot 12,56 \cdot 10^3} = 5,98 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma / \varepsilon_\sigma \cdot \sigma_v} = \frac{246}{2,5 \cdot 19} \approx 5,18$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_1}{k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} * \tau_v + \psi_{\tau} * \tau_m} = \frac{142}{1,9 * 5,98 + 0,1 * 5,98} \approx 11,87$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения К-К:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{5,18 * 11,87}{\sqrt{5,18^2 + 11,87^2}} \approx 4,7.$$

*Сечение Л-Л:*

Концентрация напряжений обусловлена переходом от  $\varnothing 40$  мм к  $\varnothing 34$  мм: при  $D/d = 40/34 \approx 1,2$  и  $r/d = 2/34 \approx 0,06$  коэффициенты концентрации напряжений  $k_{\sigma} = 1,7$  и  $k_{\tau} = 1,28$ . Масштабные факторы  $\varepsilon_{\sigma} = 0,87$ ;  $\varepsilon_{\tau} = 0,75$ ; коэффициенты  $\psi_{\sigma} = 0,15$ ;  $\psi_{\tau} = 0,1$ . Внутренние силовые факторы те же, что и для сечения К-К.

Осевой момент сопротивления:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 * 34^3}{32} = 3,86 * 10^3 \text{ мм}^3$$

Амплитуда нормальных напряжений:

$$\sigma_v = \frac{119,2 * 10^3}{3,86 * 10^3} \approx 30,9 \text{ МПа};$$

Полярный момент сопротивления:

$$W_p = 2W = 2 * 3,86 * 10^3 = 7,72 \text{ мм}^3$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_2}{2 * W_p} = \frac{150,17 * 10^3}{2 * 7,72 * 10^3} = 9,73 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{k_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} * \sigma_v} = \frac{246}{1,7/0,87 * 30,9} \approx 4,07$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$s_{\tau} = \frac{\tau_1}{k_{\tau}/\varepsilon_{\tau} * \tau_v + \psi_{\tau} * \tau_m} = \frac{142}{(1,28/0,75) * 9,73 + 0,1 * 9,73} \approx 8,08$$

Результирующий коэффициент запаса прочности для сечения К-К:

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{4,07 * 8,08}{\sqrt{4,07^2 + 8,08^2}} \approx 3,63.$$

Результаты проверки:

Сечение	А-А	К-К	Л-Л
s	12,2	4,7	3,63

Во всех сечениях  $s < [s]$ . Прочность соблюдена для всех опасных сечений.

### 13. Посадки основных деталей редуктора:

Для закрепления ступицы зубчатого колеса на валу выбираем посадку Н7/р6, так как необходима посадка средней плотности, допускающей возможность демонтажа.

Для подшипников качения указываются отклонения валов и отверстий, а не обозначения полей допусков соединений, потому что подшипники являются готовыми изделиями, идущими на сборку без дополнительной обработки.

Для вала в месте неподвижного сопряжения его с внутренним кольцом подшипника качения требуется назначать более тугую посадку к6, так как мы не перемещаем внутреннее кольцо вдоль вала при регулировании зазора в подшипнике.

При сборке необходимо некоторый участок вала, смежный с посадочным местом подшипника, провести свободно через отверстие внутреннего кольца, можно сохранить на этом участке номинальный диаметр посадочного места, но выполнить этот участок с гарантированным зазором и меньшей точностью под манжетой d9.

Отверстия корпуса, в которых размещаются наружные кольца подшипников, рассчитываем по Н7.

- *Ведомый вал:*

Наружные кольца шарикоподшипников в корпусе  $\varnothing 80$  H7.

Внутренние кольца шарикоподшипников на валы  $\varnothing 40$  k6.

- *Ведущий вал:*

Наружные кольца шарикоподшипников в корпусе  $\varnothing 72$  H7.

Внутренние кольца шарикоподшипников на валы  $\varnothing 35$  k6.

**Существует 3 вида посадок:**

- а) с натягом; б) с зазором; в) переходная.

**А) Неподвижная посадка (с натягом):**

*Соединение вал – ступица зубчатого колеса.*

Предпочтительной является система отверстия, потому что вал является ступенчатым (при постоянном диаметре вала используется система вала). Чтобы не было проскальзывания колеса относительно вала, используется шпоночное соединение.

Для того чтобы шпонка не разрушала соединяемые детали, выбираем посадку с минимальным натягом. Принимаем допуск для отверстия H7, восьмая степень точности используется в машиностроении, вал делаем точнее, чем отверстие. Исходя из того, что выбор производится из условия среднего натяга, из всех предложенных посадок выбираем  $\frac{H7}{p6}$ .

Посадка зубчатого колеса на вал  $\varnothing 44 \frac{H7}{p6}$ , найдем предельные отклонения:

для отверстия  $\varnothing 44$  H7                      для вала  $\varnothing 44$  p6     $es = +42$  мкм;  
 $ES = +25$  мкм;     $EI = 0$  мкм;                       $ei = +26$  мкм;

**Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:**

$$D_{\max} = D + ES = 44 + 0.025 = 44,025 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 44 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = D + es = 44 + 0,042 = 44,042 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = D + ei = 44 + 0,026 = 44,026 \text{ мм};$$

**Определяем величины допусков для отверстия и вала:**

$$TD = ES - EI = 25 - 0 = 25 \text{ мкм};$$

$$Td = es - ei = 42 - 26 = 16 \text{ мкм};$$

**Вычисляем предельные значения натягов:**

$$N_{\max} = es - EI = 42 - 0 = 42 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = ei - ES = 26 - 25 = 1 \text{ мкм};$$

Строим картину расположения допусков и проставляем:  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$ ,  $d_{\min}$ ,  $D$ ,  $ES$ ,  $EI$ ,  $es$ ,  $ei$ .

Проставляем величины допусков и натягов  $N_{\max}$ ,  $N_{\min}$ .

**Определяем допуск натяга:**  $TN = TD + Td = 25 + 16 = 41 \text{ мкм}$ .

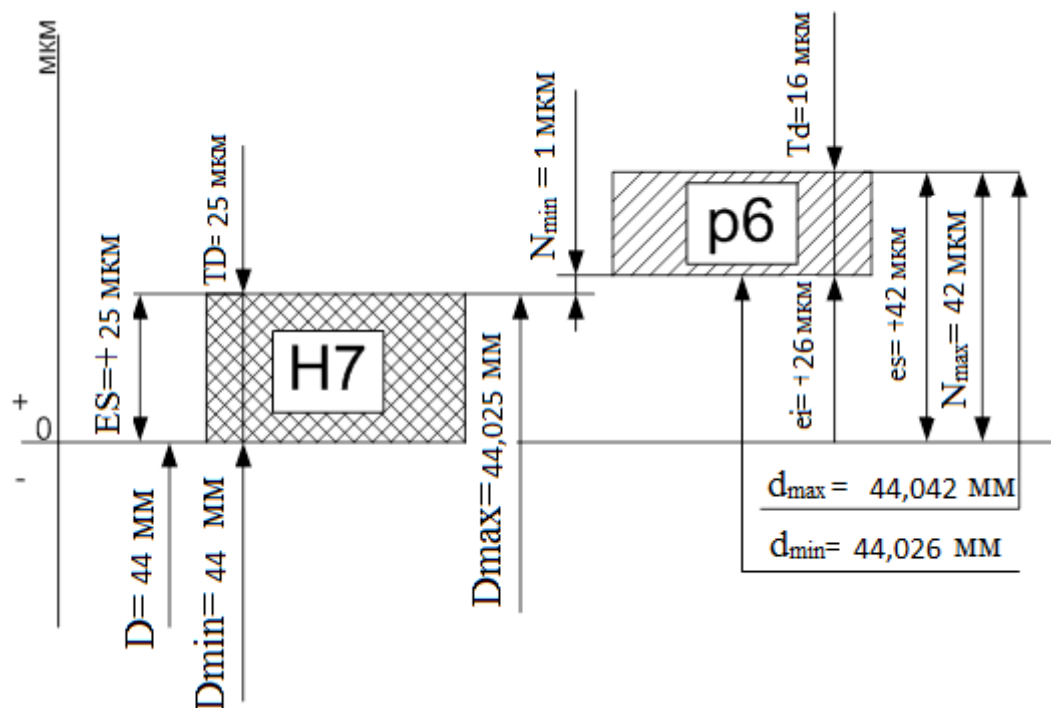


Рис.6

### **В) Подвижная посадка(с зазором)**

*Соединение крышка подшипника - корпус редуктора на ведомом валу.*

Вычерчиваем эскиз соединения и проставляем посадку  $\varnothing 80 \text{ H7/d11}$

Находим величины предельных отклонений

для отверстий  $\varnothing 80 H7$

$$ES = +30 \text{ мкм};$$

$$EI = 0 \text{ мкм}$$

для вала  $\varnothing 80 d11$

$$es = -120 \text{ мкм};$$

$$ei = -207 \text{ мкм};$$

Строим картину расположения допусков и проставляем:  $D_{\max}$ ,  $D_{\min}$ ,  $d_{\max}$ ,  $d_{\min}$ ,  $D$ ,  $ES$ ,  $EI$ ,  $es$ ,  $ei$ . Проставляем величины допусков и натягов  $N_{\max}$ ,  $N_{\min}$ .

**Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:**

$$D_{\max} = D + ES = 80 + 0,03 = 80,03 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 80 + 0 = 80 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = D + es = 80 - 0,120 = 79,88 \text{ мм};$$

$$d_{\min} = D + ei = 80 - 0,207 = 79,793 \text{ мм};$$

**Определяем величины допусков для отверстия и вала:**

а) через предельные размеры:

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 80,03 - 80 = 0,03 \text{ мм};$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 79,88 - 79,793 = 0,087 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения

$$TD = ES - EI = 30 - 0 = 30 \text{ мкм};$$

$$Td = es - ei = -120 + 207 = 87 \text{ мкм};$$

**Вычисляем предельные значения зазоров:**

а) через предельные размеры:

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 80,03 - 79,793 = 0,237 \text{ мм};$$

$$S_{\min} = D_{\min} - d_{\max} = 80 - 79,88 = 0,12 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения:

$$S_{\max} = ES - ei = 30 + 207 = 237 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = EI - es = 0 + 120 = 120 \text{ мкм};$$

Определяем допуск зазора:  $TS = TD + Td = 0,03 + 0,087 = 0,117$  мм.

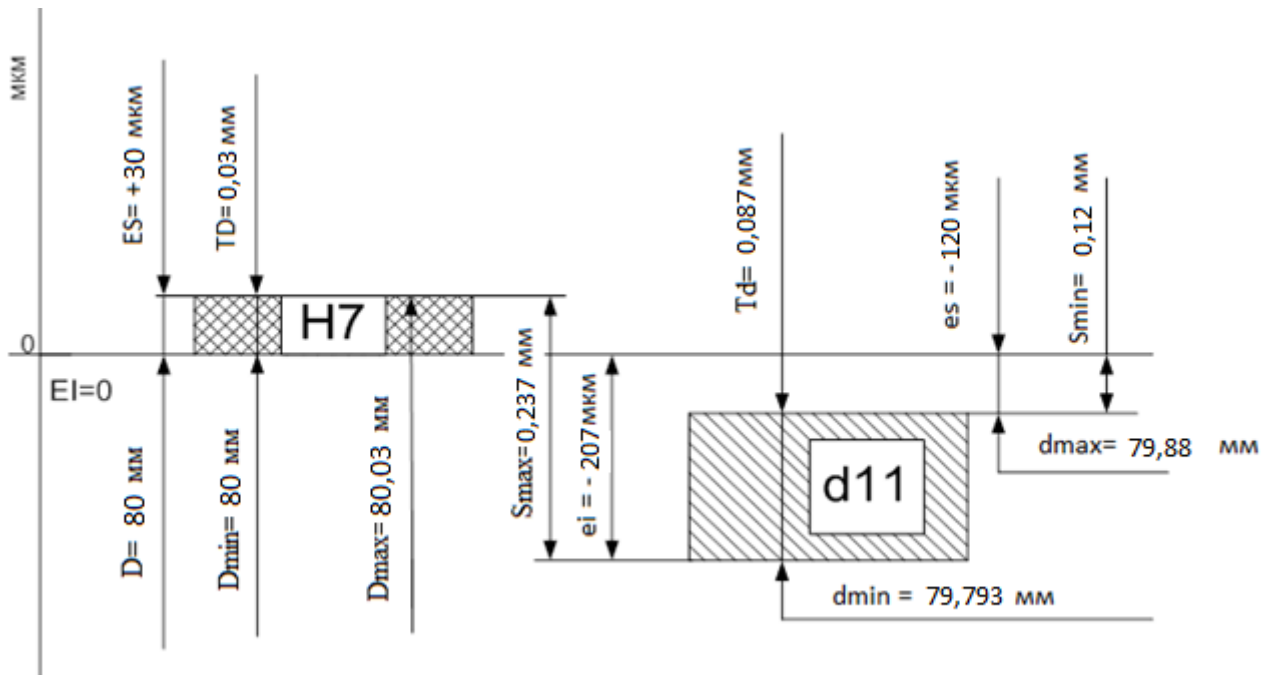


Рис. 7

### С) Переходная посадка

Шпоночное соединение – один из видов соединений вала с колесом, муфтой, втулкой и т.д. с использованием дополнительного конструктивного элемента (шпонки), предназначенной для предотвращения их взаимного поворота. Точность центрирования деталей в шпоночном соединении обеспечивается посадкой детали на вал. Это сопряжение можно назначить с очень малыми зазорами или натягами, следовательно – предпочтительны переходные посадки. Шпоночное соединение позволяет производить лёгкую сборку и разборку конструкции. Используя предпочтительные поля допусков, принимаем допуск для отверстия – P9 и допуск для шпонки h9.



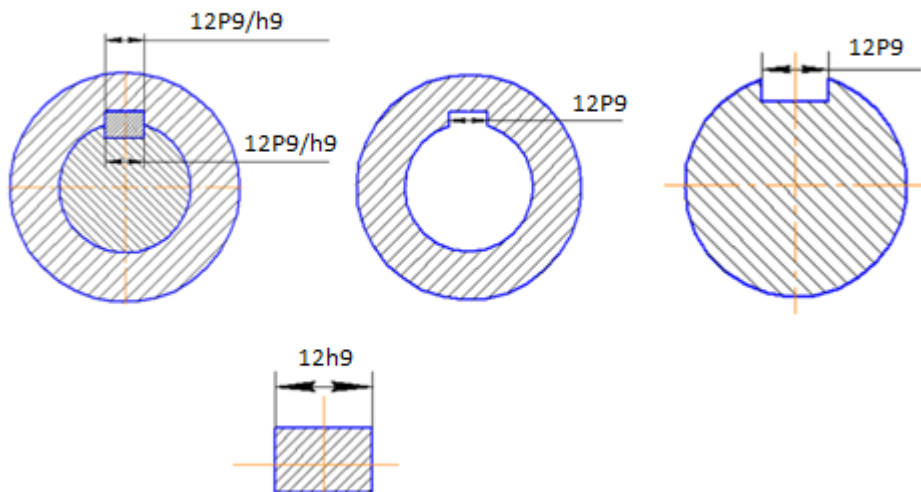


Рис 8.

Рассмотрим соединение вал-шпонка под колесом: посадка 12 P9/h9

Величины предельных отклонений:

для паза вала 12 P9

для шпонки 12 h9

$$ES = -22 \text{ мкм};$$

$$es = 0 \text{ мкм};$$

$$EI = -72 \text{ мкм};$$

$$ei = -52 \text{ мкм};$$

**Вычисляем предельные размеры отверстия и вала:**

$$D_{\max} = D + ES = 12 + (-0,022) = 11,978 \text{ мм};$$

$$D_{\min} = D + EI = 12 + (-0,072) = 11,928 \text{ мм};$$

$$d_{\max} = D + es = 12 + 0,000 = 12 \text{ мм}$$

$$d_{\min} = D + ei = 12 + (-0,052) = 11,948 \text{ мм};$$

**Определяем величину допуска размера отверстия и вала:**

а) через предельные размеры

$$TD = D_{\max} - D_{\min} = 11,978 - 11,928 = 0,05 \text{ мм};$$

$$Td = d_{\max} - d_{\min} = 12 - 11,948 = 0,052 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения

$$TD = ES - EI = -22 + 72 = 50 \text{ мкм};$$

$$Td = es - ei = 0 + 52 = 52 \text{ мкм};$$

**Вычисляем предельные значения натягов и зазоров для соединения шпонки с пазом вала:**

а) через предельные размеры:

$$N_{\max} = d_{\max} - D_{\min} = 12 - 11,928 = 0,072 \text{ мм};$$

$$S_{\max} = D_{\max} - d_{\min} = 11,978 - 11,948 = 0,03 \text{ мм};$$

б) через предельные отклонения:

$$N_{\max} = es - EI = 0 - (-72) = 72 \text{ мкм};$$

$$S_{\max} = ES - ei = -22 - (-52) = 30 \text{ мкм}.$$

Допуск зазора:

$$TS = S_{\max} = 0,03 \text{ мм};$$

Допуск натяга:

$$TN = N_{\max} = 0,072 \text{ мм};$$

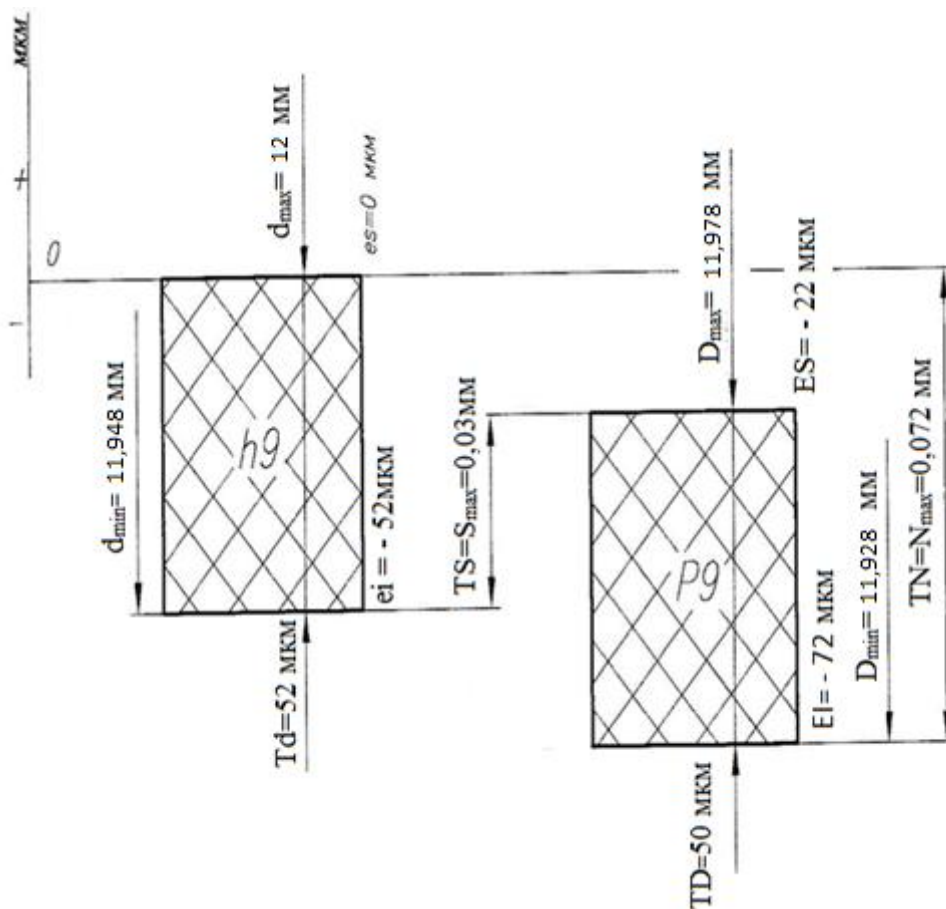


Рис.9

#### 14. Выбор сорта масла:

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение цилиндрического колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны  $V$  определяется из расчета  $0,25 \text{ дм}^3$  масла на 1 кВт передаваемой мощности:  $V=0,25 * 4,8 \approx 1,2 \text{ дм}^3$ .

При контактных напряжениях  $\sigma_H = 388,24 \text{ МПа}$  и скорости  $v = 3,09 \text{ м/с}$  рекомендованная вязкость масла должна быть примерно равна:  $28 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  принимаем масло индустриальное И-30А по ГОСТ 20799-75\*.

#### 15. Сборка редуктора:

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

- на ведущий вал насаживают мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до  $80 - 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ;
- в ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники и предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса герметиком. Ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки и манжетным уплотнением.

Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами.

Далее на конец ведомого вала в шпоночную канавку закладывают шпонку. Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладками и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой-отдушиной с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

## **Заключение:**

В ходе выполнения курсового проекта научились основам конструкторского дела, приобрели навыки и знания правил, методов проектирования, на примере проектирования цилиндрического одноступенчатого редуктора.

Подводя итоги нужно сказать, что расчеты передач по таким критериям, как металлоемкость, габаритные размеры, технологичность изготовления, экономические показатели и, конечно, компоновка привода дает возможность принять оптимальное решение при выборе типа редуктора.

В результате приобретенные навыки и опыт проектирования механизмов общего назначения станет базой для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломному проекту.

Проектирование редуктора наглядным образом показало, как происходит процесс расчета и изготовления редуктора. Появилось наглядное представление из чего состоят механические изделия.

## **Список литературы:**

1. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие –3е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1987 г. - М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 416с.
2. Курмаз Л.В. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие – М.: Высш.шк., 2007 – 455с.:ил.