

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего  
образования  
«Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина (Технологии.  
Дизайн. Искусство.)»

Институт мехатроники и информационных технологий  
Кафедра «Технологические машины и мехатронные системы»  
Дисциплина «Детали машин ПТУ»

**Курсовой проект**  
**«Разработка приводного устройства ленточного**  
**транспортера»**

Выполнил: студент  
группы ММТ-118  
Федосеев А.М.

Принял:  
доц., к.т.н.  
Зайцев А.Н.

Москва 2020

## Содержание

Введение.....	3
Задание.....	4
Кинематический и силовой расчет привода.....	6
Расчет червячного редуктора.....	7
Геометрические параметры передачи.....	8
Проектный расчет валов.....	11
Расчет подшипников качения.....	14
Расчет шпонок.....	16
Выбор муфты.....	16
Конструирование корпусных деталей и крышек подшипников.....	19
Порядок сборки привода.....	22
Заключение.....	22
Список литературы.....	23

## ВВЕДЕНИЕ

Настоящая работа посвящена проектированию привода цепного конвейера общемашиностроительного применения, который может быть использован для механизации транспортных и складских работ на предприятиях текстильной промышленности.

Привод любой машины предназначен для передачи движения от вала двигателя к валу исполнительного звена с помощью различных механических передач. Необходимость передач в составе привода обусловлена экономической целесообразностью согласования с их помощью режимов работы двигателя и исполнительного звена. Первый характеризуется обычно большой частотой вращения вала и малым вращающим моментом, а второй имеет, как правило, обратные характеристики.

Разработанный согласно заданию на проект привод конвейера включает в себя:

- электродвигатель, преобразующий электрическую энергию в механическую энергию вращения своего вала;
- муфту, соединяющую вал электродвигателя с входным валом привода и передающую движение с вала на вал практически без изменения его параметров;
- червячный редуктор, передающий движение от быстроходного вала на тихоходный вал с уменьшением частоты вращения и увеличением вращающего момента при переходе с вала на вал;
- муфту, соединяющую тихоходный вал редуктора с выходным валом привода и передающую движение с вала на вал практически без изменения его параметров;
- вал выходной с тяговыми звёздочками – исполнительное звено привода, передающее движение тяговым цепям транспортера

Проект привода разработан на базе основных положений современной учебно-методической и справочно-технической литературы по деталям машин [1...3].



4. Перечень графического материала (формат А1)

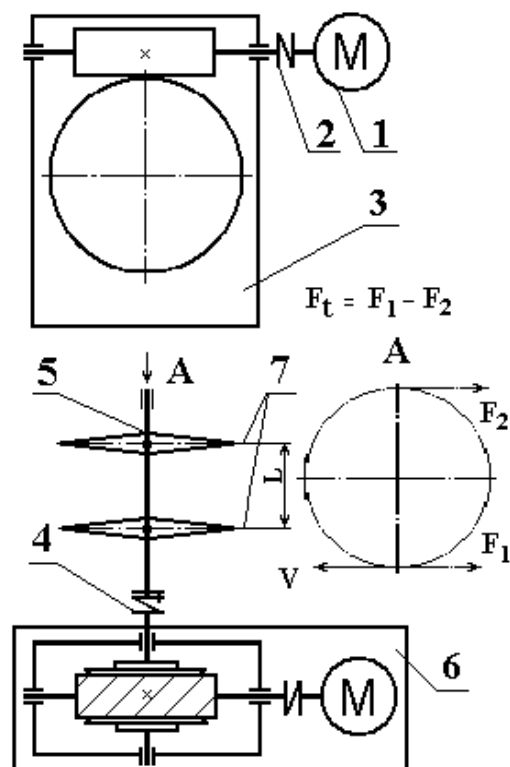
- 1 лист: Редуктор. Сборочный чертеж.
- 2 лист: Детали привода. Рабочие чертежи.

Срок выполнения

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

5. Схема приводного устройства цепного транспортера:



1. Электродвигатель
2. Муфта
3. Редуктор
4. Муфта комбинированная
5. Приводной вал  
транспортера с тяговыми  
звездочками
6. Рама или плита
7. Тяговые цепи транспортера

6. Дополнительные данные:

- количество изделий в серии – 60;
- расстояние между тяговыми звездочками  $L = 700 \text{ мм}$ .

Дата выдачи задания 13.10.2020

Срок сдачи проекта \_\_\_\_\_

Консультант \_\_\_\_\_ Зайцев А.Н. \_\_\_\_\_

Студент \_\_\_\_\_ Федосеев А.М. \_\_\_\_\_

Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата

ДМ-06-02.00.00.ПЗ

Лист

5

## Кинематический и силовой расчет привода

Вычисление требуемой мощности двигателя производится по формуле:

$$P = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}}$$

где  $P_{\text{вых}} = F_t \cdot V$  - мощность необходимая на выходе цилиндрического косозубого редуктора,

$F_t$  - тяговое усилие на приводном барабане транспортера;

$V$  - скорость ленты транспортера

$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{м}}^2$  - КПД механизма;

$\eta_{\text{зн}} = 0,97$  - КПД цилиндрической передачи,

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

$\eta_{\text{м}} = 0,98$  - КПД муфты,

$\eta_{\text{цп}} = 0,95$  - КПД цепной передачи.

$\eta_{\text{см}} = 0,99$  - КПД смазки

$\eta_{\text{ред}} = \eta_{\text{зн}} \cdot \eta_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\text{см}} = 0,776$

$\eta_{\text{общ}} = 0,745$

$$P_{\text{вых}} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{2700 \cdot 0,5}{1000} = 1,35 \text{ кВт}$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{60V \cdot 10^{-3}}{\pi D} = 18,443 \text{ мин}^{-1}$$

$$T_{\text{вых}} = 0,5 F_t \cdot D = 698,989 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$P_{\text{эд. тр.}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{1,35}{0,745} = 1,81 \text{ кВт}$$

Выбирается двигатель АИР 100L6 с частотой вращения ротора  $n = 945 \text{ мин}^{-1}$  и мощностью  $P_{\text{эд}} = 2,2 \text{ кВт}$ .

Общее передаточное число привода:

$$U_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{945}{18,9} = 50$$

Передаточное число муфты:  $U_{\text{м}} = 1$

Передаточное отношение редуктора:

$$U_{\text{ред}} = \frac{U_{\text{общ}}}{U_{\text{м}}^2}$$

Распределение мощности по валам:

$$P_{\text{т}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{1,350}{0,98} = 1,378 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{б}} = \frac{P_{\text{т}}}{\eta_{\text{ред}}} = \frac{1,378}{0,776} = 1,775 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{P_{\text{эд}}}{\eta_{\text{м}}} = \frac{1,775}{0,98} = 1,811 \text{ кВт}$$

Частота вращения валов:

$$n_{эд} = 945 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_Б = \frac{n_{эд}}{U_M} = \frac{945}{1} = 945 \text{ мин}^{-1}$$

$$n_Т = \frac{n_Б}{U_{ред}} = \frac{945}{50} = 18,9 \text{ мин}^{-1}$$

Крутящий момент на валах: —

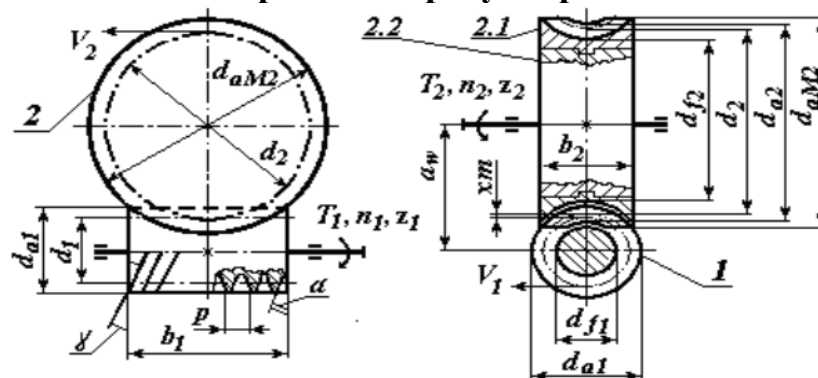
$$T_{эд} = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}} = 9550 \frac{1,811}{945} = 18,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_Б = 9550 \frac{P_Б}{n_Б} = 9550 \frac{1,775}{945} = 17,938 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_Т = 9550 \frac{P_Т}{n_Т} = 9550 \frac{1,378}{18,9} = 696,291 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_{вых} = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}} = 9550 \frac{1,350}{18,443} = 699,046 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

### Расчет червячного редуктора.



### Выбор материала и термообработки зубчатого колёса и шестерни.

Червяки в силовых передачах, как правило, выполняются из сталей, термообрабатываемых до значительной твердости. Наилучшую стойкость обеспечивают червяки из среднеуглеродистых сталей (40Х, 45) с твердостью HRC=45...55. При этом необходима шлифовка и полировка червяка для уменьшения трения.

Принимаем материал червяка – сталь 45.

Венец червячного колеса выполняется из антифрикционного материала.

Скорость скольжения:

$$V_s = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 18,9 \cdot 50 \cdot \sqrt[3]{696,291} = 3,77 \text{ м/с} \Rightarrow \text{материал венца червячного колеса принимает БрАЖ9-4.}$$

### Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса.

$\sigma_Т = 200 \text{ МПа}$  – предел текучести

$\sigma_в = 400 \text{ МПа}$  – предел прочности

$$[\sigma_н] = 2,5 \cdot V_s \leq [\sigma_н]_{max}$$

$$[\sigma_н] = 300 - 2,5 \cdot 3,77 = 205,75$$

$[\sigma_F] = 82 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжение изгиба материалов II группы

$$[\sigma_F]_{max} = 160 \text{ МПа}$$

$82 \text{ МПа} < 160 \text{ МПа}$  - Условие выполняется.

В соответствии с рекомендациями при требуемом передаточном отношении  $U_{ред}=50$ , принимаем число заходов червяка  $Z_1=1$ , тогда число зубьев червячного колеса равно  $Z_2=50$

Определяем межосевое расстояние передачи:

$$a_w \geq 0,625 \cdot (q/z_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{[\sigma]_H^2 \cdot (q/z_2)}} =$$

$$= 0,625 \cdot (0,25 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{696,291 \cdot 1,26 \cdot 10^5}{205,75^2 \cdot 0,25}} = 158,11 \text{ мм} \Rightarrow a_w = 160$$

Рекомендуемое значение коэффициента диаметра принимаем:

$q/z_2 = 0,22 \dots 0,4$  – для силовых передач

$q \geq 0,25 Z_2$

Принимаем  $q = 12,5$ , тогда  $q/z_2=0,25$ .

Приведенный модуль упругости:

$$E_{пр} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

$E_1 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  - модуль упругости материала червяка (стали)

$E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  - модуль упругости материала венца колеса (бронзы)

Определяем осевой модуль передачи:

$$m = (1,4 \dots 1,7) a_w / z_2 + q = \frac{(1,4 \dots 1,7) 160}{50 + 12,5} = 5,12 \text{ мм}$$

Принимаю  $m = 5$ .

### Геометрические параметры передачи.

Делительные диаметры червяка и червячного колеса.

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 12,5 = 62,5 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 250 \text{ мм}$$

$$a_w = \frac{62,5 + 250}{2} = 156,25 \text{ мм} \Rightarrow a_w = 155 \text{ мм}$$

Коэффициент смещения равен:

$$x = a_w / m - 0,5(z_2 + q) = \frac{155}{5} - 0,5(50 + 12,5) = -0,25 \text{ мм}$$

Размеры червяка:

$$d_1 = m \cdot q = 62,5 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 62,5 + 2 \cdot 5 = 72,5 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50,5 \text{ мм}$$

Диаметр начальной окружности червяка равен:

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (12,5 - 2 \cdot 0,25) \cdot 5 = 60 \text{ мм}$$



$$b_1 = 2 \left[ \sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2} \right] =$$

$$= 2 \left[ \sqrt{\left(\frac{267,5}{2}\right)^2 - \left(155 - \frac{72,5}{2}\right)^2} + \frac{\pi \cdot 5}{2} \right] = 130,94 \text{ мм}$$

Принимаем  $b_1=130$  мм.

$\alpha = 20^\circ$  - угол зацепления

Размеры колеса:

$$d_2 = mZ_2 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = (Z_2 + 2 + 2x)m = (50 + 2 - 2 \cdot 0,25) \cdot 5 = 257,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = (Z_2 - 2,4 + 2x)m = (50 - 2,4 - 2 \cdot 0,25) \cdot 5 = 235,5 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} \leq d_2 + 6m/(z_1 + k) = 257,5 + 6 \cdot \frac{5}{1+2} = 267,5 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} \leq 267,5 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{ae2} = 265$  мм

Угол обхвата червяка колесом:  $2\delta = 100^\circ$

Ширина колеса:  $b_2 \leq 0,75d_{a1}$

$$b_2 \leq 54,375 \text{ мм}$$

Принимаем  $b_2=55$  мм

Окружная скорость червяка:

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 62,5 \cdot 945}{60 \cdot 10^3} = 3,09 \text{ м/с}$$

Угол подъема витка червяка:

$$tg\gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{1}{12,5} = 0,08^\circ$$

$$\gamma = 4,57^\circ$$

Скорость скольжения:

$$v_s = \frac{v_1}{\cos\gamma} = \frac{3,09}{\cos(4,59^\circ)} = 3 \text{ м/с}$$

КПД зацепления:

$$\eta_3 = \frac{tg\gamma}{tg(\alpha + \varphi)} = \frac{tg(4,57^\circ)}{tg(4,57^\circ + 1,5^\circ)} = 0,75$$

$$v_s = 3,09 \Rightarrow \varphi = (1^\circ 30' \dots 2^\circ 00')$$

Принимаю  $\varphi = 1^\circ 30'$

Расчет передачи на прочность по напряжению изгиба:

$$\sigma_F = 0,74 Y_F \frac{F_{t2} \cdot k_F}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{50}{0,99} = 50,48 \text{ -приведенное число зубьев колеса}$$

Принимаем  $Y_F = 1,45$

Окружная сила на колесе:

$$F_{t2} = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 696,291 \cdot 10^3}{250} = 5570 \text{ Н}$$

Коэффициент нагрузки:

$$K_H = K_F = K_v \cdot K_\beta$$

$$K_v = 1 ; K_\beta = 1 ; K_H = K_F = 1 \cdot 1 = 1$$

Модуль нормальный:

$$m_n = m \cdot \cos \gamma = 5 \cdot 0,9968 = 4,9841 \text{ мм}$$

$m$  – осевой модуль

$$\sigma_F = 0,74 \cdot 1,45 \cdot \frac{5570 \cdot 1}{55 \cdot 4,98} = 21,82 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

$$21,82 \leq 82 \text{ Н/мм}^2 \text{ – условие выполняется}$$

Силы, действующие в зацеплении:

$$F_{t2} = \frac{2T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 696,291}{0,250} = 5570 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 17,9}{0,0625} = 572,8 \text{ Н}$$

$$F_2 = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \gamma = 2027 \text{ Н}$$

Тепловой расчет редуктора:

$$W = P_2(1 - \eta) = 1,79 \cdot (1 - 0,776) = 400 \text{ Вт -тепло, выделяющееся в передаче}$$

$$W_1 = k \cdot (t_1 - t_0) \text{ – тепло, отданное окружающему воздуху, Вт}$$

$$k = 13 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C} \text{ – коэффициент теплоотдачи при умеренной вентиляции}$$

$t_1$  – внутренняя температура масла в редукторе

$t_0 = 20^\circ$  -температура окружающей среды (воздуха)

$$A = 2BH + 2CH + BC$$

$$B = 3 + d_{ae2} + 30 = 30 + 265 + 30 = 325 \text{ мм}$$

$$C = b_2 + 60 = 115 \text{ мм}$$

$$H = 30 + d_{ae2} + d_{a1} + 70 = 30 + 265 + 72,5 + 70 = 437,5 \text{ мм}$$

## Проектный расчет валов.

Вал червяка:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{17,4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 12}} = 19,35 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_2 = 20 \text{ мм}$

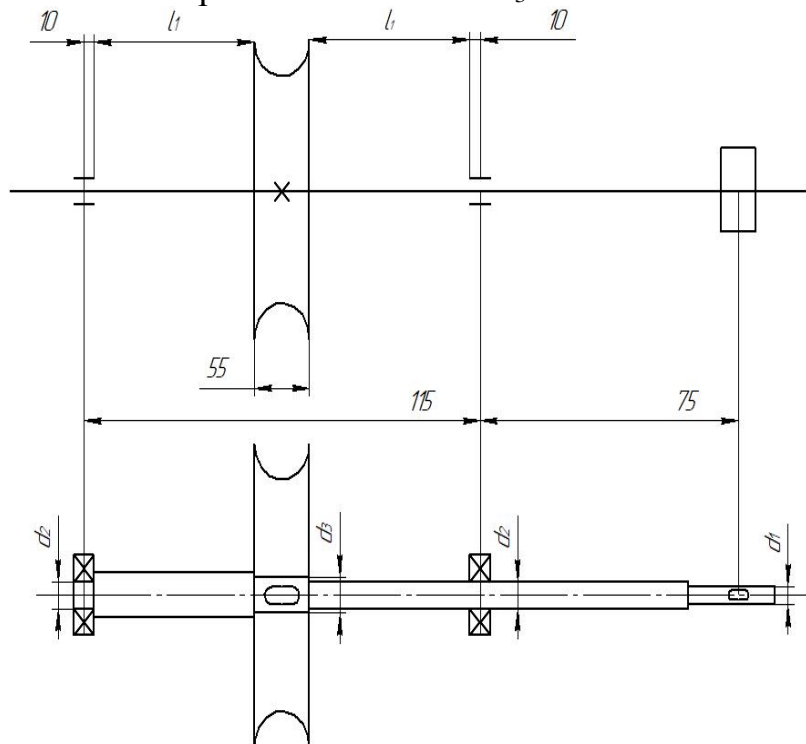
Вал колеса:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{696,291 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 12}} = 66,2 \text{ мм}$$

Принимаем  $d_3 = 65 \text{ мм}$

Предварительное конструирование валов.

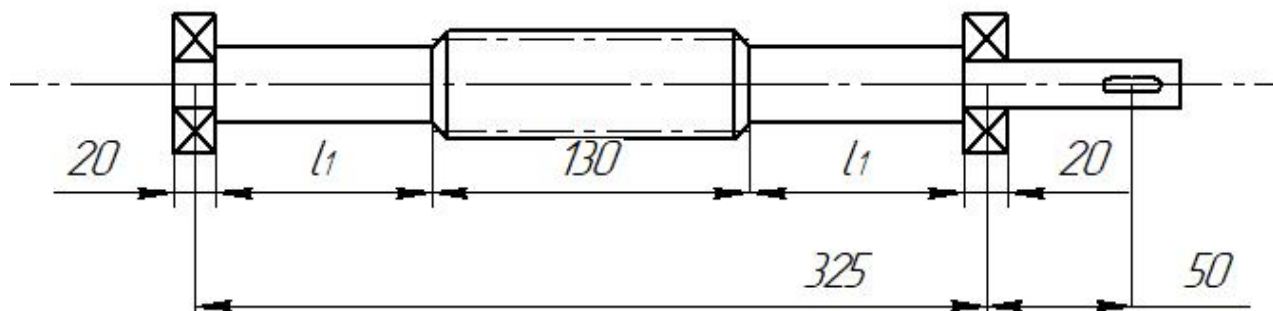
Вал червячного колеса –  $d_3$



$$l_1 = \frac{115}{2} - 20 - \frac{55}{2} = 10 \text{ мм}$$

$$d_I = 60 \text{ мм} \quad d_{II} = 65 \text{ мм} \quad d_{III} = 70 \text{ мм} \quad e = 75 \text{ мм}$$

Вал червяка –  $d_2$



$$l_1 = \frac{325}{2} - 20 - \frac{130}{2} = 77,5$$

$$d_I = 25 \text{ мм} \quad d_{II} = 40 \text{ мм} \quad d_{III} = 45 \text{ мм} \quad e = 50 \text{ мм}$$

Определение  $M_{\max}$  и построение эпюр изгибающих моментов.

$$F_M = 125\sqrt{T_T} = 3299 \text{ Н}; \quad F_{t2} = 5570 \text{ Н}; \quad F_{a2} = 578,2 \text{ Н}; \quad F_r = 2027 \text{ Н}$$

В вертикальной плоскости:

$$R_r = \frac{F_r}{2} = \frac{2027}{2} = 1013,5$$

$$R_a \cdot 2 \cdot 0,057 = F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$R_a = \frac{578,2 \cdot 0,25}{2} \cdot \frac{1}{0,114} = 634 \text{ Н}$$

$$M_r = R_r \cdot 0,057 = 57,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_a = R_a \cdot 0,057 = 36,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{a,r} = 36,1 - 57,7 = -21,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{a,r} = 36,1 + 57,7 = 93,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

В горизонтальной плоскости:

$$\sum M_B = 0$$

$$R_a \cdot 0,114 - F_{t2} \cdot 0,057 - F_M \cdot 0,075 = 0$$

$$0,114 \cdot R_b = F_{t2} \cdot 0,057 + R_b \cdot 0,075$$

$$R_A = 4956$$

$$\sum M_A = 0$$

$$F_{t2} \cdot 0,057 + R_b \cdot 0,114 - F_M \cdot (0,114 + 0,075) = 0$$

$$0,114 \cdot R_b = -F_{t2} \cdot 0,057 + F_M \cdot (0,114 + 0,075)$$

$$R_b = 2684$$

Проверка  $\sum X = 0$

$$R_A - F_{t2} - R_b + F_M = 0$$
$$4956 - 5570 - 2664 + 3299 = 0$$

$$M_{t,M} = R_A \cdot 0,057 = 283 \text{ Н} \cdot \text{М}$$

$$M_{t,M} = F_M \cdot 0,075 = 248 \text{ Н} \cdot \text{М}$$

Момент по сечениям:

$$M_I = 0; \quad M_{II} = 248 \text{ Н} \cdot \text{М}; \quad M_{III} = \sqrt{283^2 + 248^2} = 376 \text{ Н} \cdot \text{М}$$
$$M_{max} = 376 \text{ Н} \cdot \text{М}$$
$$d_{III} = 70 \text{ мм}$$

Проверка статической прочности вала

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_n = \frac{M}{0,1d^3} = \frac{376 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70^3} = 10,96 \text{ Н/мм}^2$$

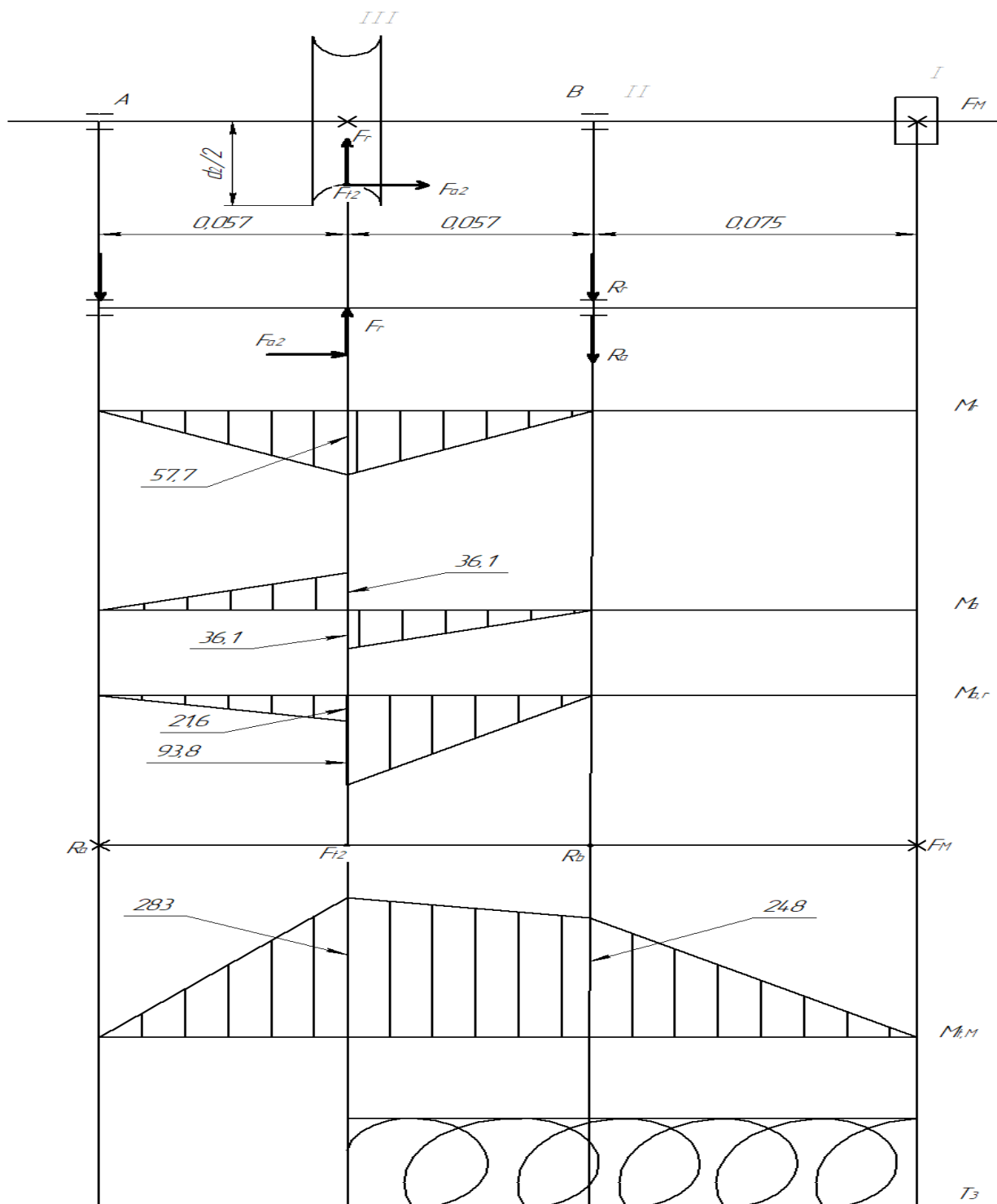
$$\tau = \frac{T_4}{0,2 \cdot d^3} = \frac{696,291 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 70^3} = 10,15 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{10,96^2 + 10,15^2} = 14,94 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma] \approx 0,8\sigma_T \text{ - для стали 5}$$

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 280 = 224 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma] > \sigma_{\text{эк}} \quad \Rightarrow \quad \text{условие выполняется}$$



### Расчет подшипников качения.

Для тихоходного вала.

1) Т.к. имеет место червячная передача с достаточно большой осевой нагрузкой  $F_A$ , выбираем шариковые радиально-упорные однорядные подшипники. Исходя из расчетов выбираем подшипник 46213 легкой узкой серии.

$$\alpha = 26^\circ; C = 69,4 \text{ кН}; C_0 = 45,9 \text{ кН}$$

$$R_{A \text{ сум}} = \sqrt{634^2 + 4956^2} + 1013,5 = 6000 \text{ Н}$$

$$R_{B \text{ сум}} = \sqrt{634^2 + 2684^2} + 1013,5 = 3770 \text{ Н}$$

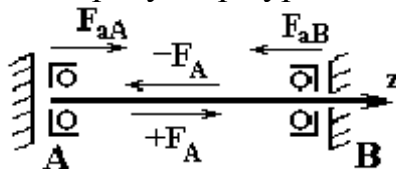
2) В связи с тем, что в опорах вала используются шариковые радиально – упорные однорядные подшипники, осевую нагрузку воспринимает обе опоры. Предварительно рассчитываем:

$$e'_A = 0,68; e'_B = 0,68$$

$$3) S_A = e'_A \cdot F_{rA} = 0,68 \cdot 6000 = 4080 \text{ Н}$$

$$S_B = e'_A \cdot F_{rB} = 0,68 \cdot 3770 = 2563 \text{ Н}$$

4) Для рассматриваемой схемы установки подшипников «враспор» в корпусе червячного редуктора уравнение имеет вид:



$$F_{aA} - F_{aB} + F_A = 0$$

$$F_{aA} = S_A = 4080 \text{ Н}$$

$$F_{aB} = S_A + F_A = 4080 + 578,2 = 4658,2 \text{ Н} > S_B$$

$$5) e_A = 0,68; e_B = 0,68$$

$$\frac{F_{aA}}{(VF_{rA})} = \frac{4080}{(1 \cdot 6000)} = 0,68 \Rightarrow X_A = 1; Y_A = 0$$

$$\frac{F_{aB}}{(VF_{rB})} = \frac{2563}{(1 \cdot 3770)} = 0,68 \Rightarrow X_B = 1; Y_B = 0$$

$$6) F_{\Sigma A} = (X_A VF_{rA} + Y_A F_{aA}) \cdot K_B \cdot K_T = (1 \cdot 1 \cdot 6000 + 0 \cdot 4080) \cdot 1,3 \cdot 1 = 7800 \text{ Н}$$

$$F_{\Sigma B} = (1 \cdot 1 \cdot 3770 + 0 \cdot 4658) \cdot 1,3 \cdot 1 = 4901 \text{ Н}$$

7) В качестве наиболее нагруженной выбираем опору А, т.к.  $F_{\Sigma A} > F_{\Sigma B}$ .

Дальнейший расчет ведем только для наиболее нагруженной опоры, приняв

$$F_{\Sigma} = F_{\Sigma A} = 7800 \text{ Н}$$

$$8) L_{hp} = a_1 a_{23} k_E^{-1} \left( C / F_{\Sigma} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60n}$$

$$L_{hp} = 1 \cdot 0,75 \cdot 1^{-1} \cdot \left( 69400 / 7800 \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 18,9} = 88044 \text{ ч.}$$

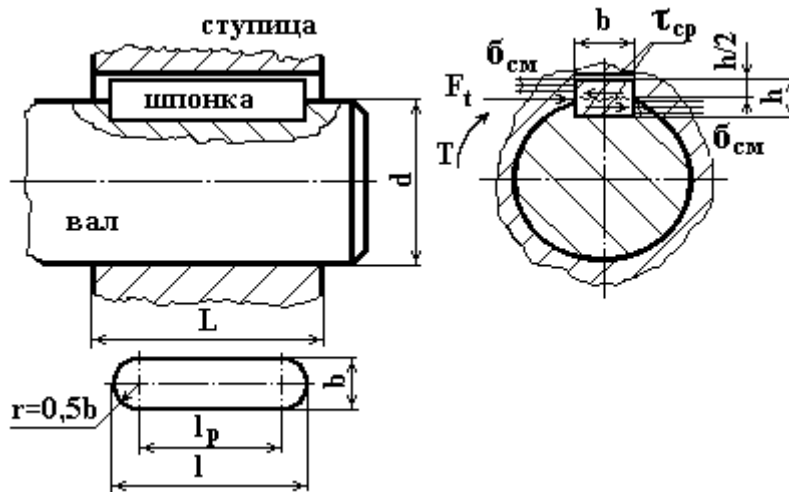
9) Проверяя условие, имеем

$$L_{hp} = 88044 \text{ ч.} > L_h = 18000 \text{ ч.}$$

Следовательно, подшипник 46213 выбран верно.

Для быстроходного вала так же выбираем подшипники радиально-упорные однорядные, 46213 легкой узкой серии.

## Расчет шпонки.



По справочным данным с геометрическими параметрами призматических шпонок для  $d=70$  мм по ГОСТ 23360-78:

$b=20$  мм;  $h=12$  мм ;  $l=56-220$  мм

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}] = 80 \dots 150 \text{ Мпа}$$

$$l_p = \frac{4 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot h \cdot \sigma_{\text{см}}} = \frac{4 \cdot 696,291 \cdot 10^3}{70 \cdot 12 \cdot 100} = 33,2 \text{ мм}$$

$$l = l_p + b = 33 + 20 = 53 \text{ мм}$$

$$L = 53 + (8 \dots 10) = 62 \text{ мм}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d} = \frac{2 \cdot 696,291 \cdot 10^3}{70} = 19894 \text{ Н}$$

$$A_{\text{см}} = \frac{h \cdot l_p}{2} = \frac{12 \cdot 33,2}{2} = 200 \text{ мм}^2$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{19894}{200} = 99,47$$

$\sigma_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$  - Условие выполняется.

### Выбор муфты между редуктором и приводным валом.

Наиболее широкое распространение благодаря относительной простоте конструкции и удобству замены упругих элементов получили упругие втулочно-пальцевые муфты.

Муфты МУВП стандартизованы – ГОСТ 21424-93.





Выбираем муфту упругую со звездочкой по ГОСТ 14084-93 с параметрами:

$$T = 63 \text{ Н} \cdot \text{м}; d = 25 \text{ мм}; k = 1,3; D = 85 \text{ мм}$$

$$D_{зв} = 80 \text{ мм}; d_{зв} = 36 \text{ мм}; B_{зв} = 14,5 \text{ мм}; H_{зв} = 22 \text{ мм}; Z = 6$$

Работоспособность муфты оценивается прочностью резиновой звездочки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{8000 \cdot T_p}{(D_{зв}^2 - d_{зв}^2)} \leq [\sigma_{см}] = 3 \dots 5 \text{ МПа}$$

$$T_p = T_{ном} \cdot K_{пер} = 18 \cdot 1,3 = 23,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\sigma_{см} = \frac{8000 \cdot 23,4}{(80^2 - 36^2)} = 0,28 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}] - \text{Условие выполняется}$$

$$F_M = (0,1 \dots 0,3) \cdot F'_M = 161,5$$

$$F'_M = \frac{2000 \cdot 23,4}{0,5 \cdot (80 + 36)} = 80 \text{ Н}$$

где  $F'_M$  – усилие на среднем диаметре упругой звездочки.

## Конструирование корпусных деталей и крышек подшипников.

Корпусная деталь состоит из стенок, ребер, бобышек, фланцев и других элементов, соединенных в единое целое.

При конструировании литой корпусной детали стенки следует выполнять одинаковой толщины. Толщину стенок литых деталей стремятся уменьшить до величины, определяемой условиями хорошего заполнения формы жидким металлом. Основным материалом корпусов – серый чугун не ниже марки СЧ15.

Размеры корпуса определяет число и размеры размещенных в нем деталей, относительное их расположение, значение зазоров между ними.

Ориентировочные

размеры корпуса были определены при составлении компоновочной схемы, уточнены при разработке конструкций узлов.

Корпуса современных редукторов очерчивают плоскими поверхностями, все выступающие элементы (бобышки подшипниковых гнезд, ребра жесткости) устраняют с наружных поверхностей и вводят внутрь корпуса, лапы под болты крепления к основанию не выступают за габариты корпуса, проушины для транспортировки редуктора отлиты заодно с корпусом. При такой конструкции корпус характеризуют большая жесткость и лучшие виброакустические свойства, повышенная прочность в местах расположения болтов крепления, уменьшение коробления при старении, возможность размещения большего объема масла, упрощение наружной очистки, удовлетворение современным требованиям технической эстетики. Однако масса корпуса из-за этого несколько возрастает, а литейная оснастка — усложнена.

Для соединения крышки с корпусом используют болты с наружной шестигранной головкой или, предпочтительнее, винты с цилиндрической головкой с шестигранным углублением «под ключ». В последнем случае получают наименьшую ширину фланца. Ширину фланца выбирают из условия свободного размещения головки винта (или гайки) и возможности поворота ее гаечным ключом на угол  $60^\circ$ . Винт заворачивают в резьбовое отверстие корпуса.

Фиксирование крышки относительно корпуса. Отверстия в подшипниковом гнезде для установки подшипников должны иметь правильную цилиндрическую форму. При сборке редуктора во время затяжки болтов, соединяющих корпус с крышкой, возможно некоторое смещение крышки относительно корпуса, что вызовет деформирование наружных колец подшипников, имеющих малую жесткость. Кроме того, торцы приливов у подшипниковых гнезд на крышке редуктора и корпусе могут не совпасть, что повлечет перекос крышек подшипников и наружных колец самих подшипников. Следовательно, при сборке редуктора нужно точно фиксировать положение крышки относительно корпуса. Необходимую точность фиксирования достигают штифтами, которые располагают на возможно большем расстоянии друг от друга.

Оформление сливных отверстий. Наиболее часто в редукторах используют картерную систему смазывания, при которой корпус является резервуаром для масла. Масло заливают через верхний люк. При работе передачи масло постепенно загрязняет продукты изнашивания, оно стареет — свойства его ухудшаются. Поэтому масло периодически меняют. Для слива масла в корпусе выполняют сливное отверстие, закрываемое пробкой.

Дно корпуса, особенно при больших габаритах, желательно делать с уклоном  $0,5... 1,0^\circ$  в сторону сливного отверстия. Кроме того, у самого отверстия нужно делать местное углубление. Сливное отверстие должно быть достаточно большого диаметра. При таком исполнении масло почти без остатка может быть слито из корпуса.

При замене масла часть его может стекать по внешней стенке корпуса на плиту или основание. Поэтому лучше сливное отверстие располагать (если это удобно для пользования) в дне корпуса.

Если сливное отверстие приходится располагать на стороне опорного фланца корпуса, то его выполняют в приливе.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью.

Отверстие для выпуска масла закрывают пробкой с цилиндрической или конической резьбой. Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения, а коническая обеспечивает герметичное соединение и пробки с этой резьбой дополнительного уплотнения не требуют, поэтому и имеют преимущественное применение.

Оформление прочих конструктивных элементов корпусных деталей. Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе применяют проушины, отливая их заодно с крышкой.

Для подъема и транспортирования корпусов больших размеров предусматривают крючья или проушины отливают заодно с корпусом.

Крышки люков. Для заливки масла в редуктор, контроля правильности зацепления и для внешнего осмотра деталей делают люки. Чтобы удобнее было заливать масло и наблюдать за зубчатыми колесами при сборке и эксплуатации, размеры люков должны быть возможно большими. Люки делают прямоугольной формы и закрывают крышками, изготовленными из стального листа, литыми из чугуна, алюминиевого сплава или прессованными из пластмассы.

Широко применяют стальные крышки из листов при единичном и мелкосерийном производстве — простой формы, а при среднем и крупносерийном — штампованную. Для того чтобы внутрь корпуса извне не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки из прокладочного картона толщиной 1... 1,5 мм. В последнее время вместо картона для прокладок стали применять полосы из технической резины толщиной 2...3 мм, привулканизированные к крышке.

## Порядок сборки привода.

При сборке редуктора вырабатывается последовательность операций соединения элементов конструкции. Сборка редуктора начинается со сборки валов. Предварительно, детали, участвующие в соединении, необходимо подготовить к сборке. На тихоходный вал редуктора устанавливаются зубчатое колесо и фиксируются относительно вала шпонками. На опорные участки валов устанавливаются подшипниковые опоры, предварительно нагретые в масле. Для предотвращения утечки смазочного материала на выходные концы валов устанавливаются резиновые армированные манжеты. Собранные валы устанавливаются в корпусе редуктора. Далее на выходные участки валов надеваются закладные крышки подшипников и устанавливаются в корпусе редуктора. Закладные участки валов также закрываются крышками. На корпус редуктора устанавливается крышка корпуса, фиксируется относительно корпуса цилиндрическими штифтами для предотвращения смещения. Для улучшения условий эксплуатации редуктора внутрь корпуса заливается смазочный материал – масло И-Г-А-32. Далее крышка люка закрывается и фиксируется относительно крышки корпуса винтами. Редуктор устанавливается на сварную раму, и крепится к ней посредством болтов.

## Заключение

В результате выполненной работы создана конструкция привода конвейера, спроектированы его основные узлы и детали, подобраны необходимые стандартные изделия.

					ДМ-06-02.00.00.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум	Подпись	Дата		22

Графический материал проекта имеет общий объем 2 листа формата А1 и включает в себя:

- сборочный чертеж цилиндрического одноступенчатого зубчатого редуктора (формат А1);
- рабочие чертежи деталей привода (четыре чертежа формата А3, размещённых на листе формата А1).

Пояснительная записка к проекту изложена на листах формата А4 и содержит информацию о разработанных конструкциях нестандартных узлов и деталей привода, материалах, необходимых для их изготовления, а также о включенных в его состав стандартных изделиях. Даны проектные и проверочные расчеты узлов и деталей привода, подтверждающие их работоспособность в заданных условиях эксплуатации. Приведены спецификации к чертежу общего вида привода и сборочным чертежам его узлов.

Таким образом, в ходе курсового проектирования разработан учебный проект привода цепного транспортера, имеющего параметры, полностью соответствующие заданным характеристикам и условиям эксплуатации.

#### **Список литературы**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высшая школа, 2006.
2. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высшая школа
3. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение,

