

Министерство образования и молодежной политики Свердловской области  
ГАПОУ СО «Красноурьинский индустриальный колледж»

**МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ**

**для выполнения ВКР**

**на тему «Техническое обслуживание, ремонт и монтаж ленточного конвейера**

**В-800 для транспортирования спека»**

**для специальности 15.02.01 «Монтаж и техническая эксплуатация  
промышленного оборудования» (по отраслям)**

**Автор: Крупинина Т.А.**

**ЦК теплотехнических и  
механических дисциплин**

**Красноурьинск**

**2023г.**

## СОДЕРЖАНИЕ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА	3
СТРУКТУРА ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА	4
АЛГОРИТМ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ	5
АЛГОРИТМ РАСЧЕТ ВАЛА ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ПРОЧНОСТЬ	10
АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ	13
АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УПРУГОЙ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВОЙ МУФТЫ	13
АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА	14
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	22
СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ	32

## ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Данное методическое пособие предназначено для выполнения дипломного проекта на тему «Техническое обслуживание, ремонт и монтаж ленточного конвейера В-800 для транспортирования спека» для специальности 15.02.01 «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования» (по отраслям).

В методическом пособии содержится структура пояснительной записки дипломного проекта, алгоритм расчетов, входящих в состав расчетной части дипломного проекта. Алгоритм расчета содержит все необходимые формулы и диапазоны выбираемых величин. Табличные значения коэффициентов приведены в приложении 1 таблицы 1,2,3,4,5,6,7,8,9.

# СТРУКТУРА ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

## ТИТУЛЬНЫЙ ЛИСТ

## ЗАДАНИЕ НА ПРОЕКТИРОВАНИЕ

## СОСТАВ ПРОЕКТА

### 1 ОПИСАТЕЛЬНАЯ ЧАСТЬ

1.1 Краткое описание технологического процесса

1.2 Описание устройства ленточного конвейера

1.3 Правила технической эксплуатации ленточного конвейера

1.4 Смазка ленточного конвейера

1.5 Монтаж ленточного конвейера, испытание и пуск в работу

1.6 Техническое обслуживание и ремонт ленточного конвейера

1.7 Неисправности в работе ленточного конвейера

1.8 Технология ремонта деталей и узлов ленточного конвейера

### 2 РАСЧЕТНАЯ ЧАСТЬ

2.1 Тяговый расчет ленточного конвейера

2.2 Расчет вала приводного барабана на прочность

2.3 Расчет шпоночного соединения

2.4 Расчет упругой втулочно-пальцевой муфты

2.5 Расчет червячного редуктора

### 3 ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

### 4 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

4.1 Охрана труда и техника безопасности при проведении ремонтных работ

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

## БИБЛИОГРАФИЯ

Графическая часть проекта обязательно должна содержать следующие графические документы:

Лист 1 Конвейер ленточный В-800	формат А1
Лист 2 Станция натяжная	формат А1
Лист 3 Станция приводная	формат А1
Лист 4 Барабан приводной станции	формат А1

## 2.1 АЛГОРИТМ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ

*Данные для расчета:*

1. Производительность конвейера— $Q$  (т/час)
2. Режим работы –  $PP$
3. Угол наклона конвейера -  $\beta^\circ$
4. Длина конвейера –  $L$  (м)
5. Плотность материала –  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>)
6. Размер кусков материала –  $a$  (мм)
7. Скорость транспортировки –  $V$  (м/с)

*Выполнить:*

1. Тяговый расчет конвейера
2. Определить ширину ленты
3. Выбрать электродвигатель и редуктор
4. Определить тормозной момент тормоза

*Порядок расчета:*

*1. Определить параметры трассы:*

1.1. Высота подъема –  $H$  (м)

$$H=L \cdot \sin \beta$$

1.2. Длина горизонтальной проекции –  $L_{г}$  (м)

$$L_{г} = L \cdot \cos \beta$$

*2. Выбор ленты и определение ее ширины –  $B$  (мм)*

2.1. Выбираем скорость транспортирования (если в задании не дается)

$V=1 \dots 4$ (м/с) - для строительных материалов

$V= 0,5 \dots 1,5$ (м/с) - для штучных материалов

2.2. Выбираем ткани для изготовления конвейерных лент (табл. 1)

2.3. Определение ширины ленты –  $B$  (м)

$$B = 1,6 \sqrt{\frac{Q}{V \cdot \rho}}$$

где  $Q$  (т/час),  $V$ (м/с),  $\rho$ (кг/м<sup>3</sup>)

Округляем до стандартной ширины –  $B$  (мм)

$B$  (мм) - 400, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1400, 1600, 2000.

2.4. Определение необходимой ширины ленты по кусковатости

$$B = 2 \cdot a_{\text{пвк}} + 0,2 \text{ (м)}$$

Она должна мало отличаться от стандартной ширины ленты.

3. Определение линейной массы перемещаемого материала -  $q_m$

$$q_m = Q / (3,6 \cdot V)$$

где  $Q$  (т/час),  $V$  (м/с)

4. Определение линейной массы движущихся конвейера  $q_T$  (кг/м)

$$q_T = (25 \dots 30) \cdot B$$

где  $B$  (м)

5. Определение необходимой мощности привода -  $N$  (кВт)

$$N = (0,0027 \cdot Q \cdot H + 0,0008 \cdot Q \cdot L_T + 0,016 \cdot L_T \cdot B \cdot V) \cdot k_1 \cdot k_2 + k \cdot Q$$

где  $Q$  (т/час),  $H$  (м),  $V$  (м/с),  $K_1$  - эмпирический коэффициент длины конвейера.

$$K_1 = 1 \text{ при } L > 50 \text{ м}$$

$$K_1 = 1,05 \text{ при } L = 30 \dots 50 \text{ м}$$

$$K_1 = 1,15 \text{ при } L = 15 \dots 30 \text{ м}$$

$$K_1 = 1,25 \text{ при } L < 15 \text{ м}$$

$K$  - коэффициент, учитывающий расход энергии на работу сбрасывающего устройства

$K=0$  - при разгрузке через барабан

$K=0,008$  - при плужковом сбрасывателе

$K=0,005$  - при разгрузочной тележки

$K_2$  - коэффициент, учитывающий расход энергии на преодоление сопротивлений, возникающих при прохождении ленты

$K_2 = 1,25$  - при наличии сбрасывающей тележки

$K_2 = 1,0$  - при отсутствии сбрасывающей тележки

6. Принимаем чугунный барабан, футерованный резиной (табл. 2), приняв  $\mu$  - коэффициент трения конвейерной ленты по барабану при угле обхвата лентой барабана  $\alpha$  (табл. 3).

При этом тяговый коэффициент  $e^{\mu\alpha}$  (табл. 3)

### 7. Определение натяжения набегающей ветви ленты - $S_{наб}$ (н)

$$S_{наб} = P(e^{\mu\alpha} / (e^{\mu\alpha} - 1))$$

$$P = \frac{1000 \cdot N}{v}; \quad (Вт)$$

По натяжению набегающей ветви подбираем конвейерную ленту.

Ориентируемся на ленту с синтетическими тканевыми прокладками с пределом прочности ткани на основе Рл (н/мм) по табл. 1, при коэффициент запаса прочности  $n=9 \dots 10$

### 8. Определение необходимого числа прокладок в ленте – $i$

$$i = (S_{наб} \cdot n) / (B \cdot R_l)$$

Округляем до целого числа. Принимаем толщину верхней и нижней обкладки по табл. 4.

При этом расчетная масса 1м конвейерной ленты с наружными обкладками разной толщины -  $q_{ол}$  (кг/м) по табл. 4.

Линейная масса ленты –  $q_l$  (кг/м)

$$q_l = q_{ол} \cdot B$$

### 9. Принимаем по табл. 5 для ленты шириной $B$ (мм)

- Диаметр роликов  $D_p$
- Масса вращающихся частей 3-х роликовой опоры –  $q_{ор}$  (кг)
- Шаг расстановки роликоопор  $L_p = 1,2 \dots 1,4$  (м)

При этом линейная масса вращающихся частей роликоопор -  $q_p$  (кг/м)

$$q_p = q_{ор} / L_p$$

На нерабочей ветви размещают однороликовые опоры с массой вращающихся частей -  $q_{орн}$  (кг), табл.5 с шагом  $L_p = 2,5 \dots 3$  (м)

Линейная масса вращающихся роликоопор

$$q_p = q_{ор} / L_p \quad (кг/м)$$

Средняя масса вращающихся частей роликоопор по конвейеру

$$q_{рнр} = (q_p + q_{орн}) / 2 \quad (кг/м)$$

### 10. Определение общей линейной массы движущихся элементов роликоопор и ленты:

$$q_{лр} = q_l + q_{рнр} \quad (кг/м)$$

11. По табл.5 принимаем:

- Диаметр и массу приводного барабана  $D_{бпр}$  (мм),  $m_{бпр}$ (кг)
- Диаметр натяжного барабана  $D_{бн}$ (мм)

Округляем до стандартного значения  $D_{бн}=250, 320, 400, 500, 625, 800, 1000$  (мм)

- Диаметр 2-х отклоняющих барабанов  $D_{боткл}$  (мм)

Округляем до стандартного значения  $D_{боткл}$  по табл.5.

Масса барабана натяжного  $m_{бн}$  и масса барабана отклоняющего  $m_{откл}$  (кг) принимаем по табл.5.

12. Определение массы вращающихся частей приводного, натяжного и двух отклоняющих барабанов –  $q_{б.с.}$  (кг)

$$q_{б.с.} = m_{бпр} + m_{бн} + 2m_{откл}$$

13. Определение линейной нагрузки по длине конвейера -  $q_б$  (кг)

$$q_б = q_{б.с.} / 2L$$

14. Определение общей линейной нагрузки –  $q_т$  (кг)

$$q_т = q_{лр} + q_б$$

$$q_т < q_т \text{ (пункт 4)}$$

15. Определение необходимого натяжения, обеспечивающего провес лент.

где  $\zeta$  – коэффициент провеса

$\zeta=0,003$  - для прорезиненных лент

$\zeta=0,012$  - для стальных лент

$$S_{\min} = 50(q_m + q_l)$$

16. Определим натяжение набегающей и сбегавшей ветви ленты обходом контура по точкам. Вычислим сопротивление по трассе с учетом предварительного натяжения ленты.

Для рабочей ветви:

$$S_{наб} = S_{\min} + (q_m + q_l) \cdot q \cdot L \cdot \sin \beta + (q_m + q_l + q_p) \cdot q \cdot L \cdot \zeta \cdot \cos \beta \text{ (Н)}$$

где  $q=9,81 \text{ м/с}^2$

Для нерабочей ветви

$$S_{сб} = S_{\min} - 2 \cdot S_{\min} (d_u / D_{бпр}) \cdot \mu' \cdot \sin(\alpha / 2) + q_l \cdot q \cdot L \cdot \sin \beta + (q_l + q_{рнр}) \cdot q \cdot L \cdot \zeta \cdot \cos \beta \text{ (Н)}$$

где  $q_{рнр}$  - пункт 9



$\mu'$  - коэффициент Пуассона

$\mu'=0,025$  - для резины

$\mu'=0,3$  - для стали

$d_{ц}$  - диаметр цапфы вала барабана (табл.6)

тогда усилие  $P$  (Н) определяется

$$P = S_{наб} - S_{сб}$$

Это усилие должно отличаться от вычисленного окружного усилия на приводном барабане (пункт 6)  $<3\%$

Отношение  $S_{наб}/S_{сб}$  при угле обхвата лентой барабана  $\alpha^\circ$  соответствует коэффициенту трения  $\mu$ , и он должен мало отличаться от ранее принятого (пункт 6)

*17. Определение частоты вращения приводного барабана конвейера -  $n_{бпр}$  (об/мин)*

$$n_{бпр} = V / (D_{бпр} \cdot \pi), \text{ об/сек — об/мин.}$$

*18. Выбираем по табл.7 электродвигатель с техническими данными:*

- мощность двигателя  $N_{дв}$  (кВт), близкое значение к  $N$  (пункт 5)
- число оборотов  $n_{дв}$  (об/мин)
- момент инерции ротора  $J_{рот}$  (кг/м<sup>2</sup>)

*19. Выбор редуктора*

19.1. Определяем передаточное число редуктора -  $U_{ред}$

$$U_{ред} = n_{дв} / n_{бпр}$$

19.2. Выбираем по табл. 8 редуктор с техническими данными:

- мощность редуктора  $N_{ред}$  (кВт),
- действительное передаточное число редуктора  $U'_{ред}$

Тогда действительная скорость ленты  $V_{л}$  (м/с)

$$V_{л} = V \cdot U_{ред} / U'_{ред}$$

*20. Определение ширины ленты при действительной скорости ленты -  $B'$*

$$B' = 1,6 \sqrt{\frac{Q}{V \cdot \rho}}$$

2.1. Определение составляющей веса материала, под действием которой он смещается вниз –  $T_{сдв}$  (Н)

$$T_{сдв} = q_m \cdot q \cdot L \cdot \sin \beta$$

Сопротивление перемещению –  $W$  (Н)

$$W = (q_m + q_T) \cdot q \cdot L \cdot \zeta \cdot \cos \beta$$

тогда  $T = T_{сдв} - W$  (Н)

В привод должен быть включен останов (тормоз), способный воспринять это усилие или соответствующий ему момент  $M_T$  (н·м)

$$M_T = T \cdot D_{бпр} / 2$$

## 2.2 АЛГОРИТМ РАСЧЕТ ВАЛА ПРИВОДНОГО БАРАБАНА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА НА ПРОЧНОСТЬ

1. Определяем полную нагрузку на приводной барабан:

$$S = S_{нб} + S_{сб}, \text{ Н};$$

где  $S_{нб}$  - натяжение набегающей ветви ленты;

$S_{сб}$  - натяжение сбегающей ленты.

2. Составляем расчетную схему, данные взяв с чертежа.

Рассмотрим вал, как балку на шарнирных опорах:

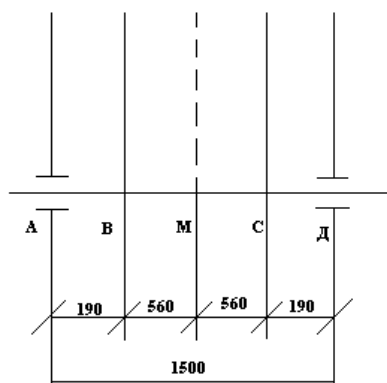


Рисунок 20 – Расчетная схема вала

3. Определение реакций в опорах:

Давление на опору А:

$$R_A = S \cdot \left( \frac{MD}{AM + MD} \right), \text{ Н};$$

Давление на опору Д:

$$R_D = R_A, \text{ Н};$$

4. Определяем нагрузку на ступицу:

Нагрузка на ступицу В:

$$R_B = S \cdot \frac{MC}{BC}, \text{ Н};$$

Нагрузка на ступицу С:

$$R_C = R_B, \text{ Н};$$

5. Определение изгибающего момента и постройка эпюр:

Изгибающий момент в точке В:

$$M_{изгВ} = AB \cdot R_A, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Изгибающий момент в точке С:

$$M_{изгС} = M_{изгВ}, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

6. Принимаем материал вала Сталь 40 ГОСТ 1050 – 88 с пределом выносливости  $\tau_{-1} = 240 \text{ МПа}$ , пределом текучести  $\tau_T = 450 \text{ МПа}$ .

7. Определение допускаемого напряжения изгиба:

При вращении вала напряжение от изгиба, причем будет изменяться по симметрическому циклу, следовательно, допускаемое напряжение изгиба.

$$[\tau] = \frac{\tau_{-1}}{n \cdot K'_K}, \text{ МПа}$$

где  $K'_K$  - поправочный коэффициент, учитывающий концентрацию напряжения, размеры и частоту поверхности детали

$$K'_K = 2,5;$$

$n$  – запас прочности

$$n = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3$$

$n_1$  - принимаем равную 1, так как известно действующее усилие на вал и задана расчетная схема;

$n_2$  - зависит от степени пластичности материала

$n_2 = 1.5$ ;  $n_3 = 1,5$  - предполагая, что вал выполняет ответственную работу.

### 8. Определение диаметра вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{изг} \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}, \text{ мм}$$

Увеличиваем диаметр вала до компенсации ослабленного сечения вала, так как имеется шпоночная канавка. Принимаем диаметр вала  $d$ , мм.

Диаметры других ступеней вала назначаем по конструктивным соображениям с учетом удобства посадки на вал подшипников, барабана и т.п. и при необходимости фиксации этих деталей на валу в осевом направлении.

### 9. Определение напряжения изгиба:

$$\tau_{изг} = \frac{M_{изг}}{W_{НЕТТО}}, \text{ МПа}$$

где  $M_{изг}$  - изгибающий момент;

$W_{НЕТТО}$  - осевой момент сопротивления вала

$$W_{НЕТТО} = 0,1 \cdot d^3, \text{ м}^3$$

Среднее напряжение вала  $\tau_{CP} = 0$

Амплитуда цикла  $\tau_A = \tau_{изг}, \text{ МПа}$

### 10. Определение расчетного предела выносливости:

$$\tau_{-1} = \tau_{-1} \cdot E_M \cdot E_n \cdot \varphi_C, \text{ МПа}$$

где  $E_M = 0.7$  - масштабный фактор;

$E_n = 0.9$  - коэффициент частоты поверхности;

$\varphi_C = 1.15$  - коэффициент факта службы.

### 11. Определение запаса прочности по усталостному разрушению:

$$n_H = \frac{1}{\frac{\tau_{CP}}{\tau_B} + \frac{\tau_A}{\tau_{-1}} \cdot K'_K} \geq [n_H]$$

$[n_H] = 2.5$  - допускаемый запас прочности.

### 12. Определение запаса прочности относительно предела прочности:

$$n_T = \frac{\tau_T}{\tau_{изг}} \geq [n_T]$$

где  $[n_T]$  - допускаемый запас прочности до 2,5.

Для нашего режима работы допускаемые запасы прочности удовлетворяют условиям прочности вала, следовательно, вал выбран правильно

## 2.3 АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

1. Выбираем размеры шпонки для вала  $d$ , мм. [9]

Размеры шпонки:  $b$ , мм – ширина шпонки;  $h$ , мм – высота шпонки;  
 $l_{CT}$ , мм – длина ступицы.

2. Определение расчетной длины шпонки:

$$l_p = l_{CT} - \frac{b}{2}, \text{ мм}$$

Принимаем длину шпонки  $l_p$ , мм

3. Определение прочности шпонки на срез:

$$\tau_{CP} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{CP}]$$

$$M = P \cdot \frac{D}{2}, \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{вращающий момент}$$

$P$  – усилие на приводном барабане;

$D$  – диаметр приводного барабана,

$$[\tau_{CP}] = 60 \text{ МПа}$$

Прочность шпонки на срез обеспечена.

4. Определение прочности шпонки на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{2 \cdot M}{d \cdot (0.95 \cdot h - t) \cdot l} \leq [\sigma_{CM}] = 150 \text{ МПа}$$

где  $[\sigma_{CM}] = 150 \text{ МПа}$

Прочность шпонки на смятие обеспечена.

## 2.4 АЛГОРИТМ РАСЧЕТА УПРУГОЙ ВТУЛОЧНО-ПАЛЬЦЕВОЙ МУФТЫ

Упругая втулочно-пальцевая муфта допускает ограничения передаваемого момента, что предохраняет машину от поломок при перегрузках. Она состоит из двух полумуфт, соединенных пальцами, на которых установлены эластичные (резиновые и кожаные) втулки. Упругие втулочно-пальцевые муфты обладают хорошей эластичностью, высокой демпфирующей и электроизоляционной способностью, простые в изготовлении и надежны в работе. Материал полумуфт сталь 35 и 35Л или чугун СЧ-25; пальцы изготавливают из стали 45.

1. Определяем расчетный момент передаваемый валом:

$$M_p = K_p \cdot M, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где  $K_p = 1,25$  - коэффициент режима работы;  
 $M$  (Н · м) – вращающий момент на валу.

2. Выбор упругой втулочно-пальцевой муфты:

Принимаем муфту МУВП ГОСТ 21424 – 95 [9]

Размеры муфты:  $d$ , мм;  $D$ , мм;  $d_n$ , мм;  $l_n$ , мм;  $l_p$ , мм;  $Z$ .

3. Проверка пальцев на изгиб:

$$\sigma_{из} = \frac{M_p \cdot l_n}{0,1 \cdot d_n^3 \cdot D \cdot z} \leq [\sigma]_{из}, \text{ МПа}$$

$[\sigma]_{из} = 80 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжения изгиба пальцев

Значит, прочность пальцев на изгиб обеспечена.

4. Проверка резиновых втулок на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot M_p}{d_n \cdot l_p \cdot D \cdot z} \leq [\sigma]_{см}$$

$[\sigma]_{см} = 2 \text{ МПа}$  - допускаемое напряжения на смятие.

Значит прочность резиновых втулок на смятие обеспечена.

Выбранная муфта удовлетворяет условиям прочности.

## 2.5 АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

1. Определение угловой скорости колеса:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ рад/с}$$

где  $n$  – частота вращения приводного барабана.

2. Определение вращающего момента колеса:

$$M_2 = \frac{P}{\omega_2}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

где  $P$  – окружное усилие приводного барабана.

### 3. Выбор материала червяка и колеса:

Так как передача длительно работающая, принимаем для червяка сталь 40 с термообработкой, вариант – улучшение и закалка ТВЧ, HRC 45...50 [6]

Витки шлифовальные и полированные.

Для выбора материала колеса определим ориентировочную скорость скольжения.

$$V_s = 4,3 \cdot \omega_2 \cdot U \cdot \sqrt[3]{M_2} \cdot 10^{-3}, \text{ м/с};$$

Для колеса выбираем материал с механическими характеристиками:  
 $\sigma_B, \text{ МПа}; \sigma_T, \text{ МПа}$

### 4. Определение допускаемых напряжений:

4.1. Определим допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = K_{H2} \cdot C_V \cdot [\sigma]_{H0}, \text{ Па}$$

где  $K_{H2} = \sqrt[8]{10^7 / N}$  - коэффициент долговечности;

$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_p$  - общее число циклов перемены напряжений;

$L_p = 20000 \text{ ч}$  - общее время работы передачи.

$C_V$  - коэффициент, учитывающий интенсивность износа зубьев

$[\sigma]_{H0} = 0,9 \cdot \sigma_B \cdot 10^6, \text{ Па}$  - исходное допускаемое напряжение изгиба.

4.2. Определяем допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = K_{F2} \cdot [\sigma]_{F0}, \text{ Па}$$

где  $K_{F2} = \sqrt[9]{10^6 / N}$  - коэффициент долговечности

$[\sigma]_{F0} = (0,25 \cdot G_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot 10^6, \text{ Па}$  - исходное допускаемое напряжение изгиба.

### 5. Определение межосевого расстояния:

Число витков червяка  $z_1$

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 \cdot U'_{ред}$

Округлив, получаем число зубьев колеса  $z_2$

$$a_w \geq 6100 \cdot \sqrt[3]{M_2 / [\sigma]_H^2}, \text{ м}$$

Принимаем межосевое расстояние  $a_w$ , мм

6. Подбор основных параметров передачи:

6.1. Определяем модуль передачи:

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{2}, \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение  $m$ , мм.

6.2. Определяем коэффициент диаметра червяка:

$$g = \frac{2 \cdot a_w}{m} - z_2$$

6.3. Определяем минимальное значение коэффициента диаметра

$$g_{\min} = 0,212 \cdot z_2$$

Принимаем коэффициент диаметра червяка  $g$

6.4. Определяем коэффициент смещения инструмента:

$$X = \frac{280}{8} - 0,5 \cdot (z_2 + g)$$

Окончательно имеем следующие параметры передачи:

$$a_w, \text{ мм}; z_1; z_2; m, \text{ мм}; g; X.$$

6.5. Определяем фактическое передаточное число передачи

$$U_\phi = \frac{z_2}{z_1}$$

6.7. Определяем отклонение от заданного передаточного числа:

$$\Delta U = \frac{(U_\phi - U'_{\text{РЕД}}) \cdot 100\%}{U'_{\text{РЕД}}} \leq 4\%$$

7. Определение геометрических параметров червяка и колеса:

7.1. Делительный диаметр червяка:

$$d_1 = g \cdot m, \text{ мм}$$

7.2. Диаметр вершин витков:

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

7.3. Диаметр впадин:

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



7.4. Длина нарезанной части:

$$b_1 \geq (11 + 0.06 \cdot z_2) \cdot m, \text{ мм}$$

Так как витки шлифуются, то

$$b_1 \geq b_1 + 3 \cdot m, \text{ мм}$$

7.5. Диаметр делительный окружности колеса:

$$d_2 = z_2 \cdot m, \text{ мм}$$

7.6. Диаметр вершин зубьев:

$$d_{Q2} = d_2 + 2 \cdot (1 + X) \cdot m, \text{ мм}$$

7.7. Наибольший диаметр колеса:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2), \text{ мм}$$

7.8. Определяем ширину венца:

$$b_2 \leq 0.75 \cdot d_{a1}, \text{ мм}$$

8. Проверочный расчет передачи на прочность:

8.1. Определяем угловую скорость червяка:

$$\omega_1 = U \cdot \omega_2, \text{ рад/с}$$

8.2. Определяем окружную скорость червяка

$$V_1 = 0.5 \cdot \omega_1 \cdot d_1, \text{ м/с}$$

8.3 Определяем скорость скольжения:

$$V_s = \frac{V_1}{\cos \nu}, \text{ м/с}$$

$\nu$  – угол подъема линии витка.

8.4. Определяем допускаемое контактное напряжение.

$$[\sigma]_H = K_{H2} \cdot C_V \cdot [\sigma]_{H0}, \text{ Па}$$

где  $C_V$  - коэффициент учитывающий интенсивность износа зубьев при  $V_s$ , м/с

8.5. Определяем расчетное напряжение.

$$\sigma_H = \frac{4.8 \cdot 10^5}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot M_2}{d_1}} \leq [\sigma]_H$$

8.6. Определяем окружную скорость на колесе

$$V_2 = 0.5 \cdot \omega_2 \cdot d_2, \text{ м/с}$$

$K$  – коэффициент нагрузки.

9. Определяем КПД передачи:

$$\eta = \operatorname{tg} \nu \cdot (\operatorname{tg} \nu + p')$$

где  $p'$  – приведенный угол трения.

10. Определение сил в зацеплении:

10.1. Определяем окружную силу на колесе и осевую силу на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot M_2}{d_2}, \text{ Н}$$

10.2. Определяем окружную силу на червяке и осевую силу на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{F_{t2} \cdot z_1}{g \cdot \eta}, \text{ Н}$$

10.3. Определяем раздельную силу:

$$F_r = 0.364 \cdot F_{t2}, \text{ Н}$$

11. Проверка зубьев колеса по напряжению изгиба:

11.1. Определяем эквивалентное число зубьев:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \nu}$$

11.2. Определяем окружную скорость на колесе:

$$V_2 = 0.5 \cdot \omega_2 \cdot d_2, \text{ м/с}$$

11.3. Определяем расчетное напряжение изгиба:

$$\sigma_F = \frac{0.7 \cdot Y_F \cdot K \cdot F_{t2}}{m \cdot b_2} \leq [\sigma]_F$$

12. Тепловой расчет:

12.1. Округляем мощность на червяке:

$$P_1 = \frac{M_2 \cdot \omega_2}{\eta}, \text{ Вт}$$

Принимаем предположительно, что отвод теплоты будет происходить без искусственного охлаждения.

Тогда температура масла:

$$t_{\text{раб}} = (1 - \eta) \cdot \frac{P_1}{K_T \cdot A} + 20^\circ \leq [t]_{\text{раб}} = 95^\circ$$

где  $K_T, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{с}$  - коэффициент теплопередачи;

$A, \text{м}^2$  - поверхность охлаждения корпуса.

*13. Предварительный расчет валов редуктора и конструирование червяка и червячного колеса:*

13.1. Определяем крутящие моменты в полученных сечениях валов:

ведомого (вал червячного колеса):

$$M_{K2} = M_2, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

ведущего (вал червяка):

$$M_{K1} = M_1 = \frac{M_2}{U \cdot \eta}, \text{ Н} \cdot \text{м}$$

13.2. Определяем диаметр выходного конца вала по расчету на кручение при  $[\tau]_K = 25 \text{ Н}/\text{мм}^2$

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{M_K \cdot 10^3}{0.2 \cdot [\tau]_K}}, \text{ мм}$$

Для соединения его с валом электродвигателя принимаем  $d_{B1} = d_{о6}, \text{ мм}$

Диаметры подшипниковых шеек  $d_{n1}, \text{ мм}$

Параметры нарезной части:

Диаметр впадин -  $d_{f1}, \text{ мм}$

Делительный диаметр -  $d_1, \text{ мм}$

Диаметры вершины витков -  $d_{a1}, \text{ мм}$

Длина нарезной части -  $b_1, \text{ мм}$

Расстояние между опорами червяка -  $l_1 = d_{aM2}, \text{ мм}$

Расстояние выходного конца до ближайшей опоры -  $f_1, \text{ мм}$  - с чертежа

13.3. Определяем выходной конец ведомого вала:

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{M_{K2}}{0.2 \cdot [\tau]_K}}, \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{B2}, \text{ мм}$

Диаметры подшипниковых шеек -  $d_{n2}, \text{ мм}$

Диаметр вала в месте посадки червячного колеса -  $d_{K2}, \text{ мм}$

13.4. Округляем диаметр ступицы червячного колеса

$$d_{CT2} = (1,6 \div 1,8) \cdot d_{K2}, \text{ мм}$$

Принимаем  $d_{CT2}, \text{ мм}$

13.5. Определяем длину ступицы червячного колеса:

$$l_{CT2} = (1,2 \div 1,8) \cdot d_{K2}, \text{ мм}$$

Принимаем  $l_{CT2}, \text{ мм}$

14. *Определение конструктивных размеров корпуса редуктора:*

14.1. Определяем толщину стенок корпуса и крышки:

$$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2, \text{ мм}$$

Принимаем  $\delta, \text{ мм}$

$$\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2, \text{ мм}$$

Принимаем  $\delta_1, \text{ мм}$

14.2. Определяем толщину фланцев (поясов) корпуса и крышки:

$$b = b_1 = 1,5 \cdot \delta, \text{ мм}$$

14.3. Определяем толщину нижнего пояса корпуса при наличии бобышек:

$$p_1 = 1,5 \cdot \delta, \text{ мм}$$

$$p_2 = (2,25 \div 2,75) \cdot \delta, \text{ мм}$$

Принимаем  $p_2, \text{ мм}$

14.4. Определяем диаметры фундаментных болтов:

$$d'_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot a_w + 12, \text{ мм}$$

Принимаем болты с резьбой по ГОСТ 7798 – 70

15. *Подбор подшипников*

Принимаем предварительно подшипник, на вал червяка с коэффициентом динамической грузоподъемности  $C_r, \text{ кН}$ .

15.1. Определяем отношение:

$$e = \frac{R_a}{V \cdot R_r}$$

где  $R_a = F_a, \text{ Н}$  - осевая сила;

$R_r, \text{ Н}$  - радиальная сила;

$V = 1$  – коэффициент нагрузки.

Принимаем коэффициенты радиальной и осевой нагрузок:  $X ; Y$

15.2. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку:

$$R_E = (X \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T, H$$

$K_\sigma$  – коэффициент безопасности

$K_T$  – температурный коэффициент

15.3. Определяем требуемую грузоподъемность:

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[p]{513 \cdot \omega \cdot L_h / 10^6}, H$$

$\omega, c^{-1}$  - угловая скорость вала

$L_h, час$  - требуемая долговечность

$p$  – коэффициент для подшипников

Так как  $C_{rp} < C_r$ , то назначенный тип подшипника проходит.

Таблица 1 – Ткани, применяемые для изготовления конвейерных лент

Прочность ткань по основе, Н/мм ширины одной прокладки	Ткани		
	с основой и утком из комбинированных нитей (полиэфирных и хлопковых)	с основой и утком из полиамидных нитей	с основой из полиэфирных, а утком из полиамидных нитей
65	БКНЛ-65	—	—
100	—	ТА-100; ТК-100	—
200	—	ТК-200-2	ТЛК-200
300	—	ТА-300; ТК-300	ТЛК-300
400	—	ТА-400; ТК-400	—

Примечание: ТА — ткани с применением анида, ТК — с применением капрона; ТЛ — с применением лавсана; ТЛК — с применением лавсана и капрона; БКНЛ — с применением хлопка и лавсана.

Таблица 2 - Значения коэффициентов трения  $\mu$  прорезиненной ленты о поверхность барабана

Материал трущейся поверхности барабана	Состояние атмосферы	$\mu$
Чугун обработанный	Очень влажная	0,10
	Влажная	0,20
	Сухая	0,30
Футеровка из обрешиненной ленты	Очень влажная	0,15
	Влажная	0,25
	Сухая	0,40

Таблица 3 – Значения коэффициента трения  $\mu$  и  $e^{\mu\alpha}$

Вид барабана: атмосферные условия и характеристика соприкасающихся поверхностей ленты и барабана	Коэффициент трения $\mu$	$e^{\mu\alpha}$ для углов обхвата $\alpha$ в градусах и радианах						
		180°	210°	240°	300°	360°	400°	480°
		3,14	3,66	4,19	5,21	6,28	7,0	8,38
Чугунный или стальной барабан и очень влажная атмосфера; грязно . . . . .	0,1	1,37	1,44	1,52	1,69	1,87	2,02	2,32
Барабан с деревянной или резиновой футеровкой и очень влажная атмосфера; грязно . . . . .	0,15	1,60	1,73	1,87	2,19	2,57	2,87	3,51
Чугунный или стальной барабан и влажная атмосфера; грязно . . . . .	0,20	1,87	2,08	2,31	2,85	3,51	4,04	5,34
Чугунный или стальной барабан и сухая атмосфера; пыльно . . . . .	0,30	2,56	3,00	3,51	4,81	6,59	8,17	12,35
Барабан с деревянной футеровкой и сухая атмосфера; пыльно . . . . .	0,35	3,00	3,61	4,33	6,25	9,02	11,62	18,78
Барабан с резиновой футеровкой и сухая атмосфера; пыльно . . . . .	0,40	3,51	4,33	5,34	8,12	12,35	16,41	28,56

Таблица 4 – Расчетная масса  $q_d$  1 м<sup>2</sup> конвейерных лент с наружными обкладками разной толщины и тканевым каркасом

Тип ткани тягового каркаса	Толщина наружных обкладок, мм	Число тканевых прокладок			
		3	4	5	6
БКНЛ-65	3,0/1,0	7,3	8,2	9,1	10,0
ЕКНЛ-65-2	4,0/2,0	9,7	10,6	11,5	12,4
ТА-100	5,0/2,0	11,6	12,8	14,0	15,2
ТК-100	6,0/2,0	12,8	14,0	15,2	16,4
ТК-100	8,0/2,0	15,2	16,4	17,6	18,8
ТК-200 2	4,5/3,5	14,6	16,0	17,2	18,8

	6,0/2,0	13,4	14,8	16,2	17,6
	6,0/3,5	15,8	17,2	18,6	20,0
	8,0/2,0	15,8	17,2	18,6	20,0
TJK-200	6,0/2,0	14,0	15,6	17,2	18,8
	8,0/2,0	16,4	18,0	19,6	21,2
TA-300	6,0/2,0	13,7	15,2	16,7	18,2
	6,0/3,5	16,1	17,6	19,1	20,6
	8,0/2,0	16,1	17,6	19,1	20,6
TJK-300	6,0/2,0	14,3	16,0	17,7	19,4
	8,0/2,0	16,7	18,4	20,1	21,8
TK-400	6,0/2,0	14,0	15,6	17,2	18,8
	6,0/3,5	15,8	17,3	19,0	20,6
	8,0/2,0	16,4	18,0	19,6	21,2
	10,0/3,0	20,0	21,6	23,2	24,8
MK-400-120-3	6,0/2,0	18,8	21,0	23,2	25,4
	8,0/2,0	21,2	23,4	25,6	27,8
	10,0/3,0	24,8	27,0	29,2	31,4



Таблица 5 – Параметры роlikоопор и барабанов ленточных конвейеров общего Назначения

Ширина ленты В, мм	Роlikоопоры				Барабаны			
	Диаметр, мм	Масса вращающихся частей опор, кг *			приводные		веприводные	
		трех-роlikовых желобчатых	одно-роlikовых	амортизирующих	Диаметр, мм	Масса вращающихся частей, кг *	Диаметр, мм	Масса вращающихся частей, кг *
400	102	9	7	—	250	40	250	20
					400	75		
					500	175		
500	102	10,2	8	—	400	85	320	50
					500	175	400	75
					630	220	400	100
650	102	12	9,5	—	500	200	320	60
					630	220	400	100
					500	300	500	120
800	127	22,3	16,2	24,5	500	300	400	150
					630	420	500	190
					800	545	630	350
1000	127	25,5	19,2	26	500	500	500	400
					630	520	630	480
					800	590	960	720
1200	127	29,1	23	32	630	670	630	500
					800	790	800	550
					1000	1095	1000	830
1400	159	51,2	35	57	800	1250	630	580
					1000	1450	800	650
					1200	1950	1000	950
1600	159	70	57	70	1600	5500	1000	2100
					2000	6800	1250	2600
					1600	6950	1000	2500
2000	219	160	126	164	2000	7400	1250	3200

Таблица 6 – Характеристика приводных барабанов

Ширина ленты В, мм	Тип барабана	Внутренний диаметр подшипника d <sub>п</sub> , мм	Техническая характеристика приводных барабанов				Усилие на неподвижном барабане P <sub>б</sub> , дНН
			Скорость конвейера v, м/с	Крутящий момент M <sub>кр</sub> , дН·м	Усилие на барабане P <sub>б</sub> , дНН	Мощность на барабане N, кВт	
400	4 016	30—40	0,4—0,6	7—25	270—630	0,5—2,0	450—800
	4 020	30—40	0,4—0,8	9—30	270—630	0,5—3,0	450—800
	4 025	40—50	0,4—1,0	20—60	490—950	1,0—5,0	800—1 610
	4 031	40—60	0,4—1,2	30—100	540—1 260	1,0—8,0	800—1 610
	4 040	50	0,4—1,6	60—100	810—1 040	1,5—9,0	1 610
	4 050	50—60	0,5—2,0	90—170	980—1 390	2,0—14,0	1 610—2 450
500	5 016	30—50	0,4—0,6	8—30	310—790	0,5—3,0	420—1 520
	5 020	40—50	0,4—0,8	20—40	490—790	1,0—4,0	750—1 520
	5 025	40—50	0,4—1,0	22—70	510—1 180	1,0—6,0	750—1 520
	5 031	50—60	0,4—1,2	40—120	780—1 580	1,5—10,0	1 520—2 320
	5 040	60—80	0,4—1,6	50—170	760—1 760	1,0—14,0	1 520—4 430
	5 050	60—80	0,5—2,0	100—290	1 230—2 370	2,0—24,0	2 320—4 430
	5 063	80	0,6—2,0	180—330	1 690—2 170	4,0—22,0	4 430
650	6 516	30—40	0,5—0,6	8—23	310—570	0,5—2,0	420—750
	6 520	40—50	0,5—0,8	17—40	490—850	1,0—4,0	750—1 520
	6 525	50	0,5—1,0	40—70	890—1 130	2,0—6,0	1 520
	6 531	50—60	0,5—1,2	50—100	890—1 270	2,0—8,0	1 520—2 320
	6 540	60	0,5—1,6	90—170	1 320—1 700	2,0—14,0	2 320
650	6 550	60—80	0,5—2,0	110—380	1 320—3 080	2,0—30,0	4 430
	6 563	80—100	0,6—2,5	210—630	1 970—4 100	4,0—52,0	4 430—7 200
800	8 020	40—60	0,6—0,8	13—51	390—1 040	1—4	520—1 620
	8 025	50—80	0,6—1,0	35—85	810—1 390	2—7	1 050—3 180
	8 031	60—80	0,6—1,2	60—120	1 080—1 560	2—10	1 620—3 180
	8 040	80	0,6—1,6	110—200	1 620—2 080	4—17	3 180
	8 050	80—100	0,6—2,0	140—420	1 620—3 470	4—35	3 180—5 340
	8 063	100—120	0,6—2,5	330—1 160	3 080—7 570	7—95	5 340—10 630
	8 080	120—160	0,8—3,1	840—2 460	6 150—12 620	17—200	14 820—19 300
	80 100	140—160	1,0—4,0	1 350—3 960	7 880—15 150	30—305	19 300
	1000	10 020	60—80	0,8	38—70	1 110—1 420	3—6
10 025		60—80	0,8—1,0	50—110	1 110—1 740	3—9	1 530—3 010
10 031		80	0,8—1,2	80—150	1 520—1 950	4—12	990
10 040		80—100	0,8—1,6	100—250	1 520—2 600	4—20	3 010—5 080
10 050		100—120	0,8—2,0	230—620	2 700—4 340	8—50	5 080—10 120
10 063		100—140	0,8—2,5	330—1 460	3 080—9 470	9—120	5 080—14 160
10 080		120—160	0,8—3,5	680—2 460	4 920—12 620	14—200	10 120—14 160
100 100		160—200	1,0—4,0	1 690—4 620	9 840—18 940	35—380	18 500—39 770
100 125		180—200	1,2—4,0	2 640—7 220	12 300—23 670	54—475	39 770
1200		12 020	80	0,8	40—80	1 230—1 580	4—7
	12 025	80	0,8—1,0	60—130	1 620—2 060	5—10	2 670
	12 031	80—100	0,8—1,2	90—180	1 620—2 330	5—15	2 670—4 560
	12 040	80—100	0,8—1,6	120—300	1 820—3 130	5—25	2 670—4 560
	12 050	100—120	0,8—2,0	210—510	2 440—4 170	7—42	4 560—9 110
	12 063	100—140	0,8—2,5	350—1 450	3 250—9 470	9—120	4 560—12 820

Таблица 7 – Технические характеристики крановых двигателей

Технические данные асинхронных электродвигателей серии МТК с короткозамкнутым ротором

Габарит	Обозначение электродвигателя	25% ПВ						Кратность максимального момента	Кратность пускового момента	Кратность пускового тока	Маховой момент в кгм <sup>2</sup>	Вес двигателя в кг
		мощность в кВт	скорость вращения при нагрузке в об/мин.	линейный ток в а при напряжении в в			коэффициент мощности cos φ					
				220	380	500						
I	МТК-11-6	2,2	883	11,1	6,4	4,9	0,76	2,6	2,6	3,3	0,16	79
	МТК-12-6	3,5	875	16,6	9,6	7,3	0,78	2,6	2,6	3,6	0,25	98
II	МТК-21-7	5,0	910	23,1	13,4	10,2	0,75	3,1	2,9	4,3	0,39	130
	МТК-22-6	7,5	905	33,3	19,3	14,7	0,76	3,1	3,0	4,4	0,55	153
III	МТК-31-6	11,0	920	45,6	26,4	20,1	0,78	3,4	3,2	5,1	1,00	205
	МТК-31-8	7,5	682	33,0	19,1	14,5	0,76	3,0	2,9	4,5	1,00	205
IV	МТК-41-8	11,0	685	49,7	28,8	21,9	0,73	3,2	3,0	4,5	1,78	267
	МТК-42-8	16,0	685	68,3	39,6	30,1	0,76	3,3	3,1	4,8	2,60	332
V	МТК-51-8	22,0	692	90,8	52,6	40,0	0,77	3,1	2,8	5,0	4,20	415
	МТК-52-8	28,0	695	112	64,6	49,1	0,79	3,2	2,8	5,2	5,50	490

Габарит	Обозначение электродвигателя	15% ПВ						40% ПВ					
		мощность в кВт	скорость вращения при нагрузке в об/мин.	линейный ток в а при напряжении в в			коэффициент мощности cos φ	мощность в кВт	скорость вращения при нагрузке в об/мин.	линейный ток в а при напряжении в в			Коэффициент мощности cos φ
				220	380	500				220	380	500	
I	МТК-11-6	2,7	837	13,1	7,6	5,8	0,82	1,8	910	9,8	5,7	4,3	0,69
	МТК-12-6	4,0	852	18,5	10,7	8,1	0,82	2,8	907	14,5	8,5	6,4	0,70
II	МТК-21-6	6,2	880	27,1	15,7	11,9	0,81	4,2	925	20,7	12,0	9,1	0,70
	МТК-22-6	9,0	880	38,3	22,2	16,9	0,81	6,3	922	29,9	17,3	13,2	0,71
III	МТК-31-6	13,5	896	53,7	31,1	23,6	0,83	9,5	930	41,3	23,9	8,2	0,74
	МТК-31-8	9,3	657	39,7	23,0	17,5	0,82	6,5	693	30,2	17,5	13,3	0,71
IV	МТК-41-8	13,5	665	58,7	34,0	25,8	0,78	9,5	695	45,9	26,6	20,2	0,68
	МТК-42-8	19,5	667	79,8	46,2	35,1	0,81	13,0	700	60,2	34,9	26,5	0,69
V	МТК-51-8	26,5	625	106	61,3	46,6	0,81	17,5	705	77,6	45,0	34,2	0,71
	МТК-52-8	33,5	681	129	74,5	56,6	0,83	22,0	708	93,3	54,0	41,1	0,73

Технические данные асинхронных электродвигателей серии МТ с фазовым ротором

Габарит	Обозначение электродвигателя	25% ПВ						Напряжение между кольцами ротора в а	Кратность максимального момента	Маховой момент в кгм <sup>2</sup>	Вес двигателя в кг	
		мощность в кет	скорость вращения при нагрузке в об/мин.	линейный ток в а при напряжении в в			коэффициент мощности cos φ					ток в роторе в а
				220	380	500						
I	MT-11-6	2,2	885	12,4	7,2	5,5	0,72	12,8	135	2,3	0,17	99
	MT-12-6	3,5	910	17,8	10,3	7,8	0,73	12,2	204	2,5	0,27	109
II	MT-21-6	5,0	940	25,7	14,9	11,3	0,68	20,6	164	2,9	0,41	145
	MT-22-6	7,5	945	36,1	20,9	15,9	0,69	21,6	227	2,8	0,57	168
III	MT-31-6	11,0	953	49,0	28,4	21,6	0,71	35,6	200	3,1	1,05	218
	MT-31-8	7,5	702	36,7	21,2	16,1	0,69	28,0	185	2,6	1,05	218
IV	MT-41-8	11,0	715	53,2	30,8	23,4	0,67	46,7	155	2,9	1,86	300
	MT-42-8	16,0	718	73,4	42,5	32,3	0,69	6,3	222	3,0	2,70	365
V	MT-51-8	22,0	723	97,6	56,5	43,0	0,70	70,5	197	3,0	4,40	435
	MT-52-8	30,0	725	124	71,6	54,4	0,74	74,3	257	3,0	5,70	510
VI	MT-61-10	30,0	574	129	80,0	60,8	0,67	133	142	3,3	13,0	785
	MT-62-10	45,0	577	180	100	83,5	0,71	138	206	3,2	17,5	945
	MT-63-10	60,0	577	230	133	101	0,77	160	253	2,9	22,0	1100
VII	MT-71-10	80,0	582	320	190	145	0,71	167	294	3,3	40,0	1500
	MT-72-10	100,0	584	413	239	182	0,71	170	368	3,3	48,0	1650
	MT-73-10	125,0	585	495	286	218	0,73	175	442	3,4	57,0	1850

Таблица 8 – Редукторы цилиндрические и коническо-цилиндрические

Наименование редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточные числа	Завод-изготовитель
<b>Цилиндрические редукторы</b>				
Одноступенчатые горизонтальные	ЦОН-15	150	2,0; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55;	Киевский опытно-показательный редукторный завод
	ЦОН-20	200	4,0; 4,5; 5,0; 5,6; 6,3; 7,1; 8,0	
	ЦОН-25	250		
	ЦОН-30	300		
	РЦ1-150А	150	1,83; 2,3; 2,81; 3,5; 3,95; 4,5; 5,6; 6,61; 8,0	Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова
	ГО-I	100	3,95; 5,6	Завод «Мелекесхиммаш»
	ГО-II	150		
	ГО-III	200	3,95; 5,6; 8,9	
	ГО-IV	250		

Наименование редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточные числа	Завод-изготовитель
Одноступенчатые горизонтальные	ГО-V	300	3,95; 5,6; 8,9	Завод «Мелекесхиммаш»
	ГО-VI	400		
Двухступенчатые горизонтальные	РМ-250Б	250	2,8; 10,35; 12,64; 15,75; 20,49; 23,34; 31,50; 40,17; 48,57	Ижевский опытно-показательный редукторный завод им. Ленина
	РМ-350Б	350		
	РМ-500Б	500		
	РМ-750Б	750		
	РМ-850Б	850		
	РМ-1000Б	1000		
	РМ-500	500		Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова
	РМ-650	650		

Продолжение табл. 2.

Наименование редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточные числа	Завод-изготовитель
Трехступенчатые горизонтальные с зубчатым зацеплением Новакова	ЦТН-6	650	50,25; 62,56; 78,53; 103,96; 128,04; 156,92	Завод угольного машиностроения им. Пархоменко
	ЦТН-8	800		
	ЦТН-1100	1100		
<b>Коническо-цилиндрические редукторы</b>				
Двухступенчатые горизонтальные	КЦ1-200	200	6,29; 9,65; 13,6; 19,3; 27,5	Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова
	КЦ1-250	250		
	КЦ1-300	300		
	КЦ1-400	400		
	КЦ1-500	500		
Трехступенчатые горизонтальные	КЦ2-500	500	28,3; 43,4; 73; 118; 182	Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова
	КЦ2-750	750		
	КЦ2-1000	1000		Завод «Сибтяжмаш»
	КЦ2-1300	1300		

Продолжение табл.8

Наименование редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточные числа	Завод-изготовитель
Двухступенчатые горизонтальные	РЦД-250	250	10; 16; 20; 25; 31,5; 40	Ижевский опытно-показательный редукторный завод им. Лейкина
	РЦД-350	350		
	РЦД-400	400		
	РЦД-1150	1150	16; 20; 28; 31,5; 40	Донецкий машиностроительный завод им. 15-летия ЛКСМ Украины
	ГД-I	175	10,35; 29,06	Завод «Мелекесхиммаш»
	ГД-II	250	10,35; 31,36; 49,84	
	ГД-III	350		
	ГД-IV	400		
	ГД-V	500		
	ГД-VI	650		
	ЦД2-75М	750		9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 36,86; 40; 45; 50; 56; 63
	ЦД2-85М	850	Днепропетровский завод металлургического оборудования	
	ЦД2-100М	1000		
ЦД2-115М	1150			
ЦД-100	1000	10,08; 12,1; 14,1; 15,87; 20,3; 22,97; 27,47; 30,3; 39,4; 44,6	Донецкий машиностроительный завод им. 15-летия ЛКСМ Украины	
Двухступенчатые горизонтальные крановые	Ц2-250	250	8,32; 9,8; 12,41; 16,3; 19,88; 24,9; 32,42; 41,34; 50,94	Ленинградский машиностроительный завод им. Котлякова
	Ц2-300	300		
	Ц2-350	350		
	Ц2-400	400		
	Ц2-500	500		
	Ц2-650	650		
Ц2-750	750			

Наименование редуктора	Типоразмер	Межосевое расстояние, мм	Передаточные числа	Завод-изготовитель								
Двухступенчатые горизонтальные с зубчатым зацеплением Новикова	ЦДН-17,5	175	8,04; 8,84; 9,75; 11,4; 12,7; 14,5; 16,3; 18,5; 19,8; 22,8; 24,4; 28,4; 30,7	Киевский опытно-показательный редукторный завод								
			ЦДН-25		250	8,04; 8,84; 9,75; 11,4; 12,7; 14,5; 16,3; 18,5; 19,8; 22,8; 24,4; 28,4; 30,7; 36,0; 39,2; 46,2; 49,2						
			ЦДН-35		350							
			ЦДН-40		400							
			ЦДН-50		500							
			ЦДН-130М		1300	12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63	Днепропетровский завод металлургического оборудования					
	ЦДН2	250				10,07; 12,31; 16,3; 20,29; 24,59; 30,62; 39,66; 46,86						
	ЦДН3	350										
	ЦДН5	500										
	ЦДН6	650				Завод угольного машиностроения им. Пархоменко						
							ГТ-III	425	83,6; 162,8			
							ГТ-IV	500			Завод «Мелекесхиммаш»	
												ГТ-V
ГТ-VI				800								

Таблица 9 – Мощность (КВт) на быстроходном валу редуктора

Типо-размер редуктора	Скорость вращения быстроходного вала, об/мин	ПВ, %	Исполнение по передаточному числу			
			I	II	III	IV
BK-350	600	15	0,8	1,3	2,6	3,4
		25	0,7	1,1	2,2	3
		40	0,6	1	1,9	2,5
	750	15	1	1,6	3,2	3,9
		25	0,9	1,4	2,8	3,4
		40	0,75	1,2	2,3	2,9
	1000	15	1,3	2,1	4	4,7
		25	1,2	1,8	3,5	4
		40	1	1,6	3	3,4
BK-475	600	15	1,4	2,8	6	7
		25	1,2	2,4	5,2	6,1
		40	1	2	4,4	5,2
	750	15	1,8	3,4	7,4	8,2
		25	1,5	3	6,5	7,1
		40	1,3	2,5	5,5	8
	1000	15	2,3	4,4	9,2	9,6
		25	2	3,8	8,1	8,3
		40	1,7	3,2	6,9	7,1
BK-550	600	15	1,7	3,2	6,4	11,5
		25	1,5	2,8	5,6	10
		40	1,3	2,3	4,7	8,5
	750	15	2,1	4	7,6	14,2
		25	1,9	3,4	6,6	12,3
		40	1,6	2,9	5,6	10,5
	1000	15	2,8	5,2	9,4	18,4
		25	2,5	4,5	8,2	16
		40	2,1	3,9	6,9	13,6

Скорость вращения быстроходного вала, об/мин	ПВ, %	Передаточные числа				
		17,1	20,59	26,4	38,1	52,8
600	15	15,5	13,7	10,75	7,6	6
	25	5,95	4,15	4,05	3,25	2,65
	40	4,45	4,1	3,15	2,15	1,75
	60	4,15	3,95	2,9	2	1,65
750	15	18,5	15,7	12,5	8,5	7,2
	25	6,15	5,95	4,8	3,4	2,85
	40	4,75	4,6	3,7	2,5	2,1
	60	4,45	4,25	3,5	2,3	1,95
1000	15	21	18,1	16,5	11,5	9,15
	25	7,5	7	6	3,95	3,5
	40	6,25	5,55	4,6	3,1	2,7
	60	5,6	4,95	4,15	2,75	2,55

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ИНФОРМАЦИИ

1. Басов А.И. «Механическое оборудование обогатительных фабрик и заводов тяжелых цветных металлов», М., «Металлургия», 1974 г., 528 с.
2. Басов А.И., Ельцев Ф.П. «Справочник механика заводов цветной металлургии», М., «Металлургия», 1981 г., 496 с.
3. Вайнсон А.А. «Подъемно-транспортные машины», М., «Машиностроение», 1989г., 536с.
4. Голдобин В.П., Свердлов С.С. «Механическое и транспортное оборудование металлургических заводов», М., «Металлургия», 1990 г.,288 с.
5. Деев П.З. «Безопасность труда в глинозёмном производстве», М., «Металлургия», 1972 г., 240 с.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Детали машин. Курсовое проектирование. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1984.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П.. Конструирование деталей машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.
8. Куклин Н.Г., Куклина Г.С.. Детали машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1987.
9. Шейнблит А.Е.. Курсовое проектирование деталей машин. Учебник для техникумов. М.: Высшая школа, 1991.