МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­­

Кафедра «Технология и автоматизация обработки материалов»

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»

**«Проектирование привода конвейера»**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Студент: | *\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_* | *Мишин Т.А* |
| Группа: | *ТСО-302Б-19* |  |
| Руководитель: | \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ | *Поляков О. А.* |
| Оценка | \_\_\_\_\_\_\_ | Дата защиты: «*27» декабря 2021 года* |

**Ступино 2021**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего профессионального образования

**«МОСКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ**

(национальный исследовательский университет)**»**

**Ступинский филиал МАИ**

Кафедра «Технология и автоматизация обработки материалов»

УТВЕРЖДАЮ:

Заведующий кафедрой \_ТАОМ\_

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ \_А.В. Овчинников\_

 (И.О. Фамилия)

«27» декабря 2021 г.

**З А Д А Н И Е**

на курсовой проект по дисциплине

«Детали машин и основы конструирования»

|  |  |
| --- | --- |
| Студент: | *ТСО-302Б-19, Мишин Тимофей Алексеевич* |
|  | (№ группы, Ф.И.О.) |
| Тема: | *«Проектирование привода конвейера»* |

**Исходные данные к проекту** (в том числе, указать проектную и технологическую документацию и основную литературу):

|  |  |
| --- | --- |
|

|  |
| --- |
| *Кинематическая схема (Приложение А) состоящая из редуктора с шевронной тихоходной ступенью и раздвоенной быстроходной, электродвигателя, муфты упругой, муфты упруго-предохранительной и барабана приводного. Параметры конвейера: Ft=320 кг – окружное усилие на барабане, v=1, 1 м/c – скорость ленты конвейера, t=150 мм –шаг, z=10– число зубьев. Дунаев П.Ф. «Детали машин. Курсовое проектирование», Курмаз Л.В. «Детали машин. Проектирование».*  |

 |

**Перечень подлежащих разработке вопросов:**

|  |
| --- |
| *Рассчитать кинематическую схему редуктора, выбрать электродвигатель, рассчитать зубчатые передачи, спроектировать валы и произвести их проверку, подобрать подшипники, спроектировать корпусные детали, построить сборочный чертёж редуктора, составить спецификацию, выполнить деталировку.*  |

**Перечень графического материала:**

|  |
| --- |
| *Файлы чертежей в электронном виде: сборочный чертёж, спецификация, деталировка.* |

Срок сдачи студентом законченного проекта руководителю: «\_\_\_» декабря 2021 г.

Дата выдачи задания: «24» декабря 2021 г.

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Поляков О. А./

Подпись студента \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_/Мишин Т*.*А*.*/

СОДЕРЖАНИЕ

[Введение 4](#_Toc84510381)

[1. Расчет кинематической схемы редуктора 5](#_Toc84510382)

[1.1. Подбор электродвигателя 5](#_Toc84510383)

[1.2. Разбивка общего передаточного отношения по ступеням 6](#_Toc84510384)

[1.3. Определение частот вращения и вращающих моментов валов 6](#_Toc84510385)

[2.Расчет и проверка ступеней редуктора 8](#_Toc84510386)

[2.1 Расчёт тихоходной ступени [1]: 8](#_Toc84510387)

[2.2 Расчёт геометрических параметров ступени: 9](#_Toc84510388)

[2.3 Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine 11](#_Toc84510389)

[2.4 Расчёт быстроходной ступени в APM Win Machine 12](#_Toc84510390)

[3. Эскизное проектирование 15](#_Toc84510391)

[3.1 Диаметры валов 15](#_Toc84510392)

[3.2 Расстояние между деталями передач 16](#_Toc84510393)

[3.3 Выбор типа и схемы установки подшипников 17](#_Toc84510394)

[4. Корпусные детали 18](#_Toc84510395)

[Список литературы 20](#_Toc84510396)

[Приложения А 21](#_Toc84510397)

# Введение

Целью данного проекта является проектирование соосного вертикального редуктора.

Главной особенностью вертикального соосного редуктора является расположение валов друг относительно друга. Оси валов находятся в одной вертикальной плоскости. Таким образом, шестерня находится над зубчатым колесом или, наоборот, под ним. Используя редуктор с соосной вертикальной схемой, можно получить небольшие размеры по длине. Также преимуществами такого типа редуктора является то, что он обладает высоким КПД и малым тепловыделением. Наличие предельного значения передаточного числа, значительные шумы при работе и затруднительность смазывания подшипников, являются одними из недостатков. Стоит отметить, что в отличие от горизонтальных редукторов, у которых крышка корпуса предоставляет возможность заглянуть внутрь устройства, обслуживание вертикального редуктора может быть затруднено из за его конструктивных особенностей, что является главным недостатком данного редуктора . Часто крышки вертикальных редукторов включают в себя две части, последовательно предоставляющие доступ к внутренностям.

 Вертикальный соосный редуктор часто применяют в механизмах, работающих в крановых режимах. Его можно эксплуатировать также в наклонном положении.

# 1. Расчет кинематической схемы редуктора

* 1. Подбор электродвигателя

Потребляемая мощность привода (мощность на выходе):

$P\_{вых}=P ∙v= 320 ∙ 9,81 ∙ 1,1 = 3453,12 [Вт]$ (1.1)

где 𝑃 – окружное усилие на барабане [кг];

𝑣 – скорость ленты конвейера [м/с].

КПД отдельных звеньев кинематической цепи в соответствии с [1, табл. 1.1] принимаем:

𝜂цил = 0,96 – КПД цилиндрической передачи;

𝜂м = 0,98 – КПД;

𝜂оп = 0,99 – КПД опор (одна пара).

Общий КПД привода:

$η\_{общ}=η\_{цил}^{2}∙ η\_{м}^{2} ∙ η\_{оп}^{3} = 0,96^{2}∙ 0,98^{2} ∙ 0,99^{3} = 0,858$ (1.2)

Потребная мощность электродвигателя:

$$P\_{э. потр}=\frac{P\_{вых}}{η\_{общ}}=\frac{3453,12}{0,858}=4024,615 [Вт] ≈ 4 [кВт] $$

Частота вращения приводного вала:

$$D\_{зв}=\frac{t}{sin\frac{π}{z}}=\frac{150}{sin\frac{π}{10}}=485,410[мм]$$

|  |  |
| --- | --- |
| $$n\_{вых}=\frac{60∙10^{3}∙v}{π∙D\_{зв}} =\frac{60∙10^{3}∙1,1}{π∙485,410}=43,279 [об/мин],$$ | (1.3) |

где $D\_{зв}$ – диаметр звезды [мм].

Значения передаточных чисел передач согласно [1, табл. 1.2] принимаем:

𝑈Т = 5 – передаточное число тихоходной ступени;

𝑈Б = 4– передаточное число быстроходной ступени.

Частота вращения вала электродвигателя:

$n\_{э}= n\_{вых}∙U\_{Т}∙U\_{Б}=43,279∙5∙4 = 865,580 [об/мин]$(1.4)

В соответствии с [1, табл. 18.36] по полученным данным подбираем электродвигатель 112МВ6/950 с мощностью 𝑃 = 4 кВт и синхронной частотой 𝑛 = 950 об/мин.

Общее передаточное число привода:

|  |  |
| --- | --- |
| $$U\_{ред}=\frac{n}{n\_{вых}}=\frac{950}{43,279}=21,950$$ | (1.5) |

* 1. Разбивка общего передаточного отношения по ступеням

Разбивка передаточного отношения подчинена конструктивным условиям компоновки цилиндрической быстроходной ступени [1, табл. 1.3], тогда передаточное число тихоходной ступени:

$U\_{Т}=0,95\sqrt{U\_{ред}}=0,95\sqrt{21,950}=4,450$ (1.6)

Передаточное число быстроходной ступени:

$$U\_{Б}=\frac{U\_{ред}}{U\_{Т}}=\frac{21,950}{4,450}=4,932$$

* 1. Определение частот вращения и вращающих моментов валов

Частота вращения вала быстроходной ступени:

$$n\_{2б}=n=950 [об/мин]$$

Частота вращения промежуточного вала:

$$n\_{2пр}=\frac{n\_{2б}}{U\_{Б}}=\frac{950}{4,932}=192,619 [об/мин]$$

Частота вращения вала тихоходной ступени:

$$n\_{2т}=\frac{n\_{2пр}}{U\_{Т}}=\frac{192,619}{4,450}=43,285 [об/мин]$$

Вращающий момент на приводном валу (на выходе):

|  |  |
| --- | --- |
| $$T\_{вых}=T\_{2т}=\frac{F\_{t}∙D\_{зв}}{2}=\frac{320∙9,81∙485,410∙10^{-3}}{2}=761,899 [Н∙м]$$ | (1.7) |

 Вращающий момент на промежуточном валу:

|  |  |
| --- | --- |
| $$T\_{2пр}=\frac{T\_{вых}}{η\_{цил}∙U\_{Т}}=\frac{761,899}{0,96∙4,450}=178,347 [Н∙м]$$ | (1.8) |

Вращающий момент на валу быстроходной ступени:

$$T\_{2б}=\frac{T\_{2пр}}{η\_{цил}∙U\_{Б}}=\frac{178,347}{0,96∙4,932}=37,667 [Н∙м]$$

# 2.Расчет и проверка ступеней редуктора

## 2.1 Расчёт тихоходной ступени [1]:

Выбор материала и термической обработки колеса и шестерни. Примем для колеса и шестерни сталь 40 ХН и вариант термической обработки II.

[1, табл. 2.1]

Колесо – улучшение; НВ 269…302; $σ\_{T}=750∙10^{6}$

Шестерня – улучшение и закалка ТВЧ, HRC 48…53

|  |  |
| --- | --- |
| $$ ω\_{2}=\frac{2∙π∙n\_{вых}}{60}=\frac{2∙π∙43,279 }{60}=4,532 \left[\frac{рад}{c}\right] $$ | $$(2.1) $$ |
| $$N\_{2}=573∙ω\_{2}∙L\_{H}=573∙4,532∙24000=62,324∙10^{6} $$ | $$(2.2)$$ |
| $N\_{1}=U\_{т}∙N\_{2}=4,450∙51,936∙10^{6}=231,115∙10^{6} $  | $$(2.3)$$ |

Число циклов перемены напряжения, соответствующие пределу контактной выносливости, определяем по графику [1, рис. 2.1]

Для колеса $НВ\_{ср}=0,5\left(269+302\right)=285,5;$

Для шестерни $НRC\_{ср}=0,5\left(48+53\right)=50,5;$

Коэффициент долговечности:

$$ К\_{HL2}=1 при N\_{2}\geq N\_{H0}, (N\_{H0}=20∙10^{6}) $$

$$ К\_{FL2}=1 при N\_{2}\geq 4⋅10^{6} $$

$$ К\_{HL1}=1 при N\_{1}\geq N\_{H0}, (N\_{H0}=20∙10^{6}) $$

$$ К\_{FL1}=1 при N\_{1}\geq 4⋅10^{6} $$

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба, соответствующие числу циклов: [1, табл. 2.1]

Для колеса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$[σ]\_{H02}=1,8HB\_{cp}+67=1,8∙285,5+67=580,9 [МПа] $$ | $$(2.4)$$ |
| $[σ]\_{F02}=1,03HB\_{cp}=1,03∙285,5=294,065 \left[МПа\right] $  | (2.5) |

Для шестерни:

|  |  |
| --- | --- |
| $$[σ]\_{H01}=14HRC\_{cp}+170=14∙50,5+170=877 [МПа] $$ | $$(2.6)$$ |

$$[σ]\_{F01}=370 [МПа] $$

Допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба c учетом времени работы передачи:

Для колеса:

$[σ]\_{H2}=К\_{HL2}∙[σ]\_{H02}=1∙580,9=580,9 [МПа] $

$$[σ]\_{F2}=К\_{FL2}∙[σ]\_{F02}=1∙294,065=294,065 [МПа] $$

Для шестерни:

$$[σ]\_{H1}=К\_{HL1}∙[σ]\_{H01}=1∙877=877 [МПа] $$

$$[σ]\_{F1}=К\_{FL1}∙[σ]\_{F01}=1∙370=370 \left[МПа\right] $$

Среднее допускаемое контактное напряжение:

Это напряжение не должно превышать 1,23 [σ]H2

$$\left[σ\right]\_{H}=\left[σ\right]\_{H1}=580,9 [МПа]$$

$$1,23\left[σ\right]\_{H2}=580,9×1,23=714,507 [МПа]$$

$$1,23\left[σ\right]\_{H2}\geq \left[σ\right]\_{H}$$

## 2.2 Расчёт геометрических параметров ступени:

Межосевое расстояние. Примем, $ψ\_{а}=0,4$

|  |  |
| --- | --- |
| $$ψ\_{d}=0,5∙ψ\_{a}∙\left(U\_{т}+1\right)=0,5∙0,4∙\left(4,450+1\right)=1,090 $$ | $$(2.7)$$ |

По [1, табл. 2.3] коэффициент $К\_{Hβ}=1,17$

|  |  |
| --- | --- |
| $$ a\_{ω}=K\_{a}∙\left(U\_{т}+1\right)∙\sqrt[3]{\frac{К\_{Hβ}∙T\_{2T}}{ψ\_{a}∙U\_{т}^{2}∙\left[σ\right]\_{H2}^{2}}}$$ | $$(2.8)$$ |

$$ a\_{ω}=4950∙\left(4,450+1\right)∙\sqrt[3]{\frac{1,17∙761,899}{0,4∙4,450^{2}∙\left(580,9∙10^{6}\right)^{2}}}=0,187\left[м\right] $$

Округляем до стандартного значения, принимаем $a\_{ω}=200 [мм]$

Предварительные размеры колеса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ d\_{2}=\frac{2∙a\_{ω}∙U\_{т}}{\left(U\_{т}+1\right)}=\frac{2∙200∙4,450}{\left(4,450+1\right)}=326,605 [мм] $$ | $$(2.9)$$ |

$b\_{2}=ψ\_{a}∙a\_{ω}=0,4∙200=80 [мм] $

Принимаем ближайшее стандартное $b\_{2}=80 мм$

Модуль передачи.

Коэффициент$ К\_{m}=6,8 $[1, с. 13]

|  |  |
| --- | --- |
| $$ m\geq \frac{2∙6,8∙T\_{2т}}{d\_{2}∙b\_{2}∙\left[σ\right]\_{F2}}=\frac{2∙6,8∙761,899 ∙10^{3} }{326,605∙80∙294,065}=1,348 [мм]$$ | $$(2.10)$$ |

Округляем, принимаем из 1-го ряда m=1,5 [мм]

Угол наклона и суммарное число зубьев:

Угол наклона: $β\_{min}=0$

Суммарное число зубьев:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ Z\_{∑}=\frac{2∙a\_{ω}∙cosβ}{m}=\frac{2∙200∙1}{1,5}=266,6 $$ | $$(2.11)$$ |

Округляем, принимаем $Z\_{∑}=266$

Действительное значение угла наклона зубьев:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ β=arccos\frac{Z\_{∑}∙m}{2∙a\_{ω}}=arccos\frac{266∙1,5}{2∙200}≈0 $$ | $$(2.12)$$ |

Число зубьев шестерни и колеса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ Z\_{1}=\frac{Z\_{\sum\_{}^{}}}{\left(U\_{т}+1\right)}=\frac{266}{\left(4,450+1\right)}=48,807 $$ | $$(2.13)$$ |

Округляем Z1 до 49

|  |  |
| --- | --- |
| $$ Z\_{2}=Z\_{∑}-Z\_{1}=266-49=217 $$ | $$(2.14)$$ |

Фактическое передаточное число:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ u\_{ф}=\frac{Z\_{2}}{Z\_{1}}=\frac{217}{49}=4,428 $$ | $$(2.15)$$ |
| $$ Δu=\frac{\left|U\_{ф}-U\_{Т}\right|}{U\_{Т}}=\frac{\left|4,428 -4,450\right|}{4,450}=0,494\% $$ | $$(2.16)$$ |

Отклонение $ΔU<4\%$, что соответствует требованиям.

Делительный диаметр шестерни

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{1}=z\_{1}∙m=49∙1,5=73,5 \left[мм\right] $$ | $$\left(2.17\right)$$ |

Колеса внешнего зацепления $d\_{2}=2a\_{ω}-d\_{1}$

$$d\_{2}=2∙200-73,5=326,5 [мм]$$

Диаметры окружностей вершин *da* и впадин зубьев *df*:

Шестерни:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ d\_{a1}=d\_{1}+2m$$ | $$(2.18)$$ |
| $$d\_{f1}=d\_{1}-2,5m$$ | $$(2.19)$$ |

$$d\_{a1}=73,5+3=76,5 [мм]$$

$$d\_{f1}=73,5-3,75=69,75 [мм]$$

Колеса внешнего зацепления:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{a2}=d\_{2}+2m$$ | $$(2.20)$$ |
| $$d\_{f2}=d\_{2}-2,5m$$ | $$(2.21)$$ |

$$d\_{a2}=326,5+3=329,5 [мм]$$

$d\_{f2}=326,5-3,75=322,75 [мм]$

Пригодность заготовки колёс:

|  |  |
| --- | --- |
| $$D\_{заг}=d\_{a1}+6=76,5+6=82,5 [мм] $$ | $$(2.22)$$ |
| $$C\_{заг}=0,5∙b\_{2}=0,5∙80=40 [мм] $$ | $$(2.23)$$ |
| $$S\_{заг}=8∙m=8∙1,5=12 [мм] $$ | $$(2.24)$$ |

В соответствии с [1, табл. 2.1] $D\_{пред}=200 [мм]$ и $S\_{пред}=125 [мм]$

Следовательно, условия $D\_{заг}\leq D\_{пред}$ и $C\_{заг}$ и $S\_{заг}\leq S\_{пред}$ выполняются

Силы в зацеплении:

Окружная:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ F\_{t}=\frac{2∙T\_{2T}}{d\_{2}}=\frac{2∙761,899 }{326,5∙10^{-3}}=4667,069 [H] $$ | $$(2.25)$$ |

Радиальная:

|  |  |
| --- | --- |
| $$ F\_{r}=\frac{F\_{t}∙tgα}{cosβ}=\frac{4667,069 ∙tg20°}{1}=1698,674 [H] $$ | $$(2.26)$$ |

Осевая: $F\_{a}=F\_{t}tg β=0 $

## 2.3 Проверка тихоходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: прямозубая.

Тип расчёта: проверка по моменту.



Рисунок 1 – Исходные данные тихоходной ступени



Рисунок 2 – Максимальный момент Тmax тихоходной ступени

Проверочный максимальный момент больше расчётного, исходя из этого можно сделать вывод, что тихоходная ступень рассчитана верно.

## 2.4 Расчёт быстроходной ступени в APM Win Machine

Тип передачи: прямозубая внешнего зацепления.

Тип расчёта: проектировочный.





Рисунок 3 – Исходные данные быстроходной ступени.



Рисунок 4 – Основные геометрические параметры быстроходной ступени



Рисунок 5 – Параметры материалов быстроходной ступени



Рисунок 6 – Силы в зацеплении быстроходной ступени

# 3. Эскизное проектирование

## 3.1 Диаметры валов

1) Диаметр выходного конца тихоходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2T}}{π∙\left[τ\right]}},$$ | (4.1) |

Где $\left[τ\right]$ – напряжение кручения [МПа].

В соответствии с [2. стр. 296] принимаем $\left[τ\right]=13 МПа.$

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2T}}{π∙\left[τ\right]}}=\sqrt[3]{\frac{16∙761,899}{π∙13∙10^{6}}}∙1000=66,83 \left[мм\right]$$ |  |

Согласно [1. Табл. 18.1] и [1. Табл. 3.1] принимаем d = 65 мм, t = 3,3 мм, r = 3,5 мм, f = 2,5 мм , где:

t – высота заплечника [мм];

r – координата фаски подшипника [мм];

f – размер фаски [мм];

 Диаметр тихоходного вала в месте установки подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{п}=d+2t=65+2∙3,3=71,6 [мм]$$ |  |

Принимаем: $d\_{п}=75 мм.$

 Диаметр буртика для упора подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{бп}=d\_{п}+3,2r=75+3,2∙ 3,5=86,2 [мм]$$ |  |

Принимаем $d\_{бп}=85 мм$.

 Диаметр вала в месте установки колеса принимаем $d\_{к}=d\_{п}=75 мм.$

2) Диаметр промежуточного вала

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{к}\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2пр}}{π∙\left[τ\right]}}=\sqrt[3]{\frac{16∙178,347}{π∙13∙10^{6}}}∙1000=41,187 \left[мм\right]$$ |  |

Конструктивно необходимо принять $d\_{к}=40$, t = 2,5 мм, r = 2,5мм f = 1,2 мм.

Диаметр промежуточного вала в месте установки подшипников:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{п}=d\_{к}-3,2r=40-3,2∙2,5=32[мм]$$ |  |

Принимаем $d\_{п}=35 мм$.

Диаметр буртика для упора подшипника промежуточного вала

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{бп}=d\_{п}+3,2r=35+3,2∙2,5=43 [мм]$$ |  |

Принимаем: $d\_{бп}=40 мм$

 Диаметр буртика для упора колеса промежуточного вала:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{бк}=d\_{к}+3f=40+3∙1,2=43,6[мм]$$ |  |

Принимаем $d\_{бк}=45 мм$

 3) Диаметр выходного конца быстроходного вала:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\geq \sqrt[3]{\frac{16∙T\_{2Б}}{π∙\left[τ\right]}}=\sqrt[3]{\frac{16∙37,667}{π∙13∙10^{6}}}∙1000=24,528 \left[мм\right]$$ |  |

Так как вал соединяется с электродвигателем через муфту его необходимо согласовать [1 стр. 36]

$$d=\left(0,8…1,0\right)∙d\_{эд}=\left(0,8…1,0\right)∙32=25,6…32мм$$

Принимаем d = 26 мм, t = 2,2 мм, r = 2,0 мм, f = 1 мм.

 Диаметр быстроходного вала в месте установки подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{п}=d+2t=26+2∙2,2= 30,4 [мм]$$ |  |

Принимаем: $d\_{п}=30 мм$

 Диаметр буртика для упора подшипника:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{бп}=d\_{п}+3,2r=30+3,2∙ 2,0=36,4 [мм]$$ |  |

Принимаем $d\_{бп}=36 мм$.

## 3.2 Расстояние между деталями передач

Наибольшее расстояние между внешними поверхностями деталей передач:

$$L=a\_{w}+ \frac{d\_{a1}+d\_{f2}}{2}=200+ \frac{335,5+329,5 }{2}=532,5 [мм]$$

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

|  |  |
| --- | --- |
| $$a=\sqrt[3]{L}+3=\sqrt[3]{532,5}+3=11,105 \left[мм\right]$$ | (4.2) |

Округляем в большую сторону до целого числа принимаем: $a=12 мм$.

 Расстояние между дном корпуса и нижней внешней поверхностью колеса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$b\_{0}\geq 4a=4∙12=48 \left[мм\right]$$ | (4.3) |

Расстояние между торцевыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| $$l\_{s}=3a+B\_{1}+B\_{2}=3∙12 +17+25=78 \left[мм\right]$$ | (4.4) |  |

Где $B\_{1}и B\_{2}$ – ширина подшипников опор быстроходного и тихоходного валов.

## 3.3 Выбор типа и схемы установки подшипников

Для быстроходного вала выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75), тип 206, схема установки «враспор».

Для промежуточного вала выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75), тип 207, схема установки «враспор».

Для тихоходного вала выбираем подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75), тип 215, схема установки «враспор».

# 4. Корпусные детали

Толщина стенки корпуса редуктора:

|  |  |
| --- | --- |
| $$δ=2,6∙ \sqrt[4]{0,1∙T\_{2т}}=2,6∙ \sqrt[4]{0,1∙761,899}=7,68\left[мм\right]\geq 6 [мм]$$ | (5.1) |

Принимаем: $δ=8 мм$.

Толщина стенки крышки корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$δ\_{1}=0,9∙δ=0,9∙8=7,2 [мм]$$ | (5.2) |

Принимаем: $δ\_{1}=8 мм$.

В соответствии с [1, табл. 9.2] для$ a\_{wт}=200 мм $принимаем болты M14, $d\_{0}=18 мм$, соединяющие крышку и корпус.

Суммарное межосевое расстояние:

|  |  |
| --- | --- |
| $$a\_{w}=200 [мм]$$ |  |

Принимаем 4 фундаментальных винта М14, $d\_{ф}=16 мм$ для крепления корпуса к раме или плите [1, табл. 9.3].

 Толщина фланцев крышки и корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$b=1,5∙δ=1,5∙8=12 [мм]$$ | (5.3) |

Ширина фланцев для соединения крышки и корпуса:

|  |  |
| --- | --- |
| $$K=2,7∙d=2,7∙14=37,8 [мм]$$ | (5.4) |

Принимаем $K=38 [мм]$.

Расстояние от края фланца до оси болта:

|  |  |
| --- | --- |
| $$с=1,2∙d=1,2∙14=16,8 [мм]$$ | (5.5) |

Принимаем $с=17 [мм]$.

Диаметр штифтов:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{шт}=\left(0,7…0,8\right)∙d= \left(0,7…0,8\right)∙14=9,8…11,2 [мм]$$ | (5.6) |

Принимаем $d\_{шт}=10 \left[мм\right].$

Толщина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

|  |  |
| --- | --- |
| $$g=2,35∙δ=2,35∙8=18,8 [мм]$$ | (5.7) |

Принимаем $g=19 \left[мм\right].$

Ширина фланца для крепления редуктора к плите или раме:

|  |  |
| --- | --- |
| $$K\_{ф1}=2,7∙d\_{ф}=2,7∙16=43,2 [мм]$$ | (5.8) |

Принимаем $K\_{ф1}=45 \left[мм\right].$

Внутренние литейные радиусы:

|  |  |
| --- | --- |
| $$r=0,5∙δ=0,5∙8=4 [мм]$$ | (5.9) |

Принимаем $r=4 \left[мм\right].$

Внешние литейные радиусы:

|  |  |
| --- | --- |
| $$R=1,5∙δ=1,5∙8=12 [мм]$$ | (5.10) |

Высота приливов:

|  |  |
| --- | --- |
| $$h=0,5∙δ=0,5∙8=4 [мм]$$ | (5.11) |

Принимаем $h=4 \left[мм\right].$

Диаметр отверстий проушин:

|  |  |
| --- | --- |
| $$d\_{пр}=\left(2…3\right)∙δ\_{1}=\left(2…3\right)∙8= 16…24 [мм]$$ | (5.12) |

Принимаем $d\_{пр}=20 \left[мм\right].$

Ширина стенок проушин:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| $$S=\left(2…3\right)∙δ\_{1}=\left(2…3\right)∙8= 16…24 [мм]$$ | (5.13) |  |  |

Принимаем $S=18 \left[мм\right].$

# Список литературы

1. Дунаев, П. Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов/ П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Высш. шк., 1984. – 336 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин.: Учеб. для студентов вузов/ Под ред. В. А. Финогенова/ М. Н. Иванов – 6 – е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.

# Приложения А

Спроектировать привод ленточного конвейера



1. Электродвигатель.

2. Муфта.

3. Редуктор соосный вертикальный.

4.Рама (плита).

5. Муфта.

6. Звёздочка тяговая.