Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Иркутский Государственный Технический Университет

## Кафедра конструирования и стандартизации машиностроения

Допускаю к защите

Руководитель Тумаш Александр

Михайлович

# **Проектирование привода ленточного питателя**

# Пояснительная записка

к курсовому проекту по дисциплине

## Детали машин

1.024.00.00.ПЗ

Выполнил студент группы ХТТ – 04 – 1

Алексеев Николай Александрович

Нормоконтролёр

Тумаш Александр Михайлович

Курсовой проект защищён

Иркутск 2005 г.

**Задание на проектирование**

### Исходные данные

Тяговое усиление ленты Fл = 2,7 кН

Скорость ленты vл = 1,2 м/с

Диаметр барабана DБ = 300 мм

Допускаемое отклонение скорости ленты δ = 4 %

Срок службы привода LГ = 6 лет

1) Двигатель

2) Муфта

3) Редуктор

4) Цепная передача

5) Лента конвейера

1. **Выбор электродвигателя и кинематический расчет**
	1. **Определим КПД привода**

Общий КПД привода равен:

η = η1 \* η2 \* η32 \* η42 \* η5 (1.1)

где η1 – КПД закрытой зубчатой передачи; η1 = 0,98;

η2 – КПД открытой цепной передачи, η2 = 0,92;

η3 – КПД муфты; η3 = 0,98;

η4 – коэффициент, учитывающий потери пары подшипников качения,

η4 = 0,99;

η5 – коэффициент, учитывающий потери в опорах приводного барабана,

η5 = 0,99

Значения КПД принимаем по таб. 1.1 [1, стр.5]

η = 0,98 \* 0,92 \* 0,982\* 0,992 \* 0,99 = 0,84

* 1. **Определим мощность на валу барабана:**

Рб = Fл \* vл (1.2)

где Fл – тяговая сила ленты;

vл – скорость ленты

Рб = 2,7 \* 1,2 = 3,24 кВт

* 1. **Требуемая мощность электродвигателя:**

#### Ртр = Рб / η (1.3)

Ртр = 3,24 / 0,84 = 3,8 кВт

* 1. **Угловая скорость барабана:**

ωб = 2 \* vл / Dб (1.4)

ωб = 2 \* 1,2 / 0,3 = 8 рад/с

* 1. **Частота вращения барабана:**

nб = 30 \* ωб / π (1.5)

nб = 30 \* 8 / 3,14 = 76,4 об/мин

* 1. **Выбираем электродвигатель**

По требуемой мощности Ртр = 3,8 кВт выбираем электродвигатель трехфазный асинхронный короткозамкнутый общего назначения в закрытом обдуваемом исполнении серии 4А с синхронной частотой вращения 1500 об/мин 4А100L4 с параметрами Рдв = 4,0 кВт и скольжением 4,7 %, см. таб. П1 [1, стр. 390]

Обозначение: Двигатель 4А 112МВ6 ГОСТ 19523 – 81

Номинальная частота вращения вала двигателя:

nдв = 1500 \* (1 – 0,047) = 1429,5 об/ мин

 Угловая скорость вала двигателя:

ωдв = π · nдв / 30 (1.6)

ωдв = 3,14 · 1429,5 / 30 = 149,6 рад/с

* 1. **Определяем передаточное отношение привода:**

i = ωдв / ωб (1.7)

i = 149,6 / 8 = 18,7 = u

Намечаем для редуктора uР = 5, тогда для цепной передачи:

i ц = u/ u Р (1.8)

i ц = 18,7 / 5 = 3,74

Вычисляем вращающий момент на валу шестерни:

Т1 = Ртр \* η3 \* η4 / ω1 (1.9)

Т1 = 3,7 \* 103 \* 0,98 \* 0,99 / 149,6 = 24 Нм = 24\*103 Нмм

* 1. **Вычисляем вращающие моменты на валу колеса:**

Т2 = Т1\* Uр \* η1 \* η4 (1.10)

Т2 = 24 \* 103 \* 5 \* 0,98 \* 0,99 = 116,4 \* 103 Нмм

* 1. **Частоты вращения и угловые скорости валов**

### Таблица 1 – Частоты вращения и угловые скорости валов

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
|  | Частота вращения | Угловая скорость |
| Вал В | n1 = nдв = 1429,5 об/ мин | ω1 = ωдв = 149,6 рад/с |
| Вал С | n2 = n1 / Uр = 285,9 об/мин | ω2 = ω1 / Uр = 30 рад/с |
| Вал А |  nБ = 76,4 об/мин |  ωБ = 8 рад/с |

1. **Расчет зубчатых колес редуктора**
	1. **Выбираем материалы для зубчатых колес**

Для шестерни выбираем сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 230 НВ; для колеса сталь 45, термообработка – улучшение, твердость 200 НВ.

* 1. **Допускаемые контактные напряжения:**

 (2.1)

где σHlim b – предел контактной выносливости при базовом числе циклов;

КHL – коэффициент долговечности, при длительной эксплуатации редуктора КHL = 1;

[SH] – коэффициент безопасности, [SH] = 1,10

По таб. 3.2 [1, стр. 34] для углеродистых сталей с твердостью поверхностей зубьев менее 350 НВ и термообработкой – улучшение:

σHlim b = 2 НВ + 70 (2.2)

Для косозубых колес расчетное допускаемое контактное напряжение:

[σH] = 0,45 \* ([σH1] + [σH2]) (2.3)

С учетом формул 3.1 и 3.2 получим:

для шестерни:





для колеса:





Тогда расчетное допускаемое контактное напряжение:

[σH] = 0,45 \* (482 + 427) = 410 МПа

Требуемое условие [σH] <= 1.23 [σH2] выполнено.

* 1. **Допускаемое напряжение на изгиб:**

 (2.4)

где σFlim b – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба;

[SF] – коэффициент безопасности, [SH] = 1,75 см. таб. 3.9 [1, стр. 44]

По таб. 3.9 [1, стр. 44] для стали 45 с твердостью поверхностей зубьев менее 350 НВ и термообработкой – улучшение:

σFlim b = 1,8 · НВ (2.5)

для шестерни:

σFlim b1 = 1,8 · НВ1 = 1,8 · 230 = 414 МПа

для колеса:

σFlim b2 = 1,8 · НВ2 = 1,8 · 200 = 360 МПа

Допускаемые напряжения

для шестерни:



для колеса:



* 1. **Коэффициент КHβ,**

учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца, выберем по таб. 3.1 [1, стр. 32]. Со стороны цепной передачи на ведущий вал действует сила давления, вызывающая его деформацию и ухудшающая контакт зубьев, поэтому примем КHβ = 1,1 как для симметрично расположенных колес.

* 1. **Коэффициент ширины венца примем равным ψba = b / aw = 0,5**
	2. **Межосевое расстояние из условия контактной выносливости:**

аω = Ка · (u + 1)  (2.6)

где Ка = 43 для косозубых колес;

u = 5 принятое ранее передаточное число редуктора (см. п. 1.7)

аω = 43 \* (5 + 1) 

### Стандартное значение по ГОСТ 2185 – 66 [1, стр. 36] аω = 100 мм

* 1. **Нормальный модуль:**

mn = (0,01…0,02) · аω (2.7)

mn = (0,01…0,02) · 100 = (1,0…2,0) мм

Принимаем по ГОСТ 9563 – 60 [1, стр. 36] mn = 2,0 мм

* 1. **Определим суммарное число зубьев**

### Из рекомендованных значений β = 8…20° предварительно назначим угол наклона зубьев β = 10°

 (2.8)



Принимаем z1 = 16, тогда z2 = z1 · u = 16 · 5 = 80

Фактическое передаточное число:

u = z2 / z1= 80 / 16 = 5

* 1. Уточняем значение угла наклона зубьев:

 (2.9)



Угол наклона зубьев β = 16,260 = 160 15’

* 1. **Основные размеры шестерни и колеса**

делительные диаметры:

d1 = mn · z1 / cos β d1 = 2 · 16 / 0,96 = 33,3 мм

d2 = mn · z2 / cos β d2 = 2 · 80 / 0,96 = 166,7 мм

диаметры вершин зубьев:

dа1 = d1 + 2 mn dа1 = 33,3 + 2 · 2 = 37,3 мм

dа2 = d2 + 2 mn dа2 = 166,7 + 2 · 2 = 170,7 мм

диаметры впадин зубьев:

df1 = d1 – 2,5 · mn df1 = 33,3 – 2,5 · 2 = 28,3 мм

df2 = d2 – 2,5 · mn df2 = 166,7 – 2,5 · 2 = 161,7 мм

Проверка: аω = d1 + d2 / 2 = 33,3 + 166,7 / 2 = 100 мм

* 1. **Ширина колеса и шестерни:**

b2 = ψba · аω (2.10)

b2 = 0,5 · 100 = 50 мм

b1 = b2 + 5 мм (2.11)

b1 = 50 + 5 мм = 55 мм

* 1. **Коэффициент ширины шестерни по диаметру:**

ψbd = b1 / d1 (2.12)

ψbd = 55/ 33,3 = 1,65

* 1. **Окружная скорость колес**

v = ω1 · d1 / 2 (2.13)

v = 149,6 · 33,3 / 2 · 103 = 2,49 м/с

Степень точности передачи для косозубых колес при скорости до 10 м/с 8-ая

* 1. **Коэффициент нагрузки:**

KH = KHβ · KHα · KHv (2.14)

KHβ = 1,04 таб. 3.5 [1, стр. 39] при твердости НВ < 350, ψbd = 1,65 и симметричном расположении колес

KHα = 1,073 таб. 3.4 [1, стр. 39] при v = 2,49 м/с и 8-й степени точности

KHv = 1,0 таб. 3.6 [1, стр. 40] при скорости менее 5 м/с

KH = 1,04 · 1,073 · 1,0 = 1,116

* 1. **Проверяем контактные напряжения по формуле:**

 (2,15)



что менее [σH] = 410 МПа. Условие прочности выполняется.

* 1. **Силы, действующие в зацеплении:**

Окружная сила:

Ft = 2 · Т2 / d2 (2.16)

Ft = 2 · 116,4 · 103 / 166,7 = 1396,5 Н

Осевая сила:

Fа = Ft · tg β (2.17)

Fа = 1396,5 · tg 160 15’ = 407,3 Н

Радиальная сила:

Fr = Ft · tg α / cos β (2.18)

Fr = 1396,5 · tg 200 / 0,96 = 529,5 Н

* 1. **Проверим зубья на выносливость по напряжениям изгиба:**

 (2.19)

KFβ = 1,1 таб. 3.7 [1, стр. 43] при твердости НВ < 350, ψbd = 1,65 и симметричном расположении колес

KFv = 1,26 таб. 3.8 [1, стр. 43] при скорости менее 3 м/с и 8-й степени точности

Тогда: KF = KFβ · KFv = 1,1 · 1,26 = 1,386

Коэффициент, учитывающий форму зуба, YF зависит от эквивалентного числа зубьев zv:

для шестерни zv1 = z1 / cos3 β = 16 / 0,963 ≈ 18

для колеса zv2 = z2 / cos3 β = 80 / 0,963 ≈ 90

Коэффициенты YF1 = 4,2 и YF2 = 3,60 см. [1, стр. 42]

Допускаемое напряжение:



По таблице 3.9 для стали 45 улучшенной при твердости НВ≤350

 1.8НВ.

Для шестерни 1,8 \* 230 = 415 МПа;

для колеса  1,8 \* 200 =360 МПа. - коэффициент безопасности, где = 1,75 , = 1. Следовательно, = 1,75

Допускаемые напряжения:

для шестерни [σF1] = 415 / 1,75 = 237 МПа

для колеса [σF2] = 360 / 1,75 = 206 МПа

Находим отношения :

для шестерни: 237 / 4,2 = 56,4 МПа

для колеса: 206 / 3,60 = 57,2 МПа

Определяем коэффициенты Yβ и KFα:





где n = 8 – степень точности;

εα = 1,5 – средние значения коэффициента торцового перекрытия

Проверку на изгиб проводим для шестерни, т.к. она менее прочная



Условие прочности выполняется.

Таблица 3 – Параметры зубчатой цилиндрической передачи

|  |  |
| --- | --- |
| Параметр, обозначение | Величина |
| Межосевое расстояние aw | 100 мм |
| Нормальный модуль mn | 2 мм |
| Делительный диаметр шестерни d1колеса d2 | 33 мм167 мм |
| Число зубьевшестерни z1колеса z2 | 1680 |
| Передаточное отношение u | 5 |
| Ширина зубчатого венцашестерни b1колеса b2 | 55 мм50 мм |
| Диаметр окружности вершиншестерни dа1колеса dа2 | 37 мм171 мм |
| Параметр, обозначение | Величина |
| Диаметр окружности впадиншестерни df1 колеса df2 |  28 мм162 мм |
| Угол наклона зубьев β | 16015’ |

1. **Предварительный расчет валов редуктора**

Предварительный расчет проведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

* 1. **Определим диаметр выходного конца ведущего вала:**

 (3.1)

где [τк] = 25 МПа допускаемое напряжение на кручение

Т1 = Т2 / u = 116,4 / 5 = 23,28 Н·м



Так как вал редуктора соединён муфтой с валом электродвигателя, то у подобранного электродвигателя [1. табл. П2] диаметр вала 18 мм. Выбираем МУПВ по ГОСТ 21424-75 с расточками полумуфт под dДВ = 18 мм и dВ1 = 16 мм

Длина посадочного места под полумуфту:

 lМ1 = (1,0…1,5) · dВ1 (3.2)

lМ1 = (1,0…1,5) · 16 = 16…24 мм

Принимаем значение lМ1  = 18 мм

Диаметр вала под уплотнение крышки и подшипник:

dП1 = dВ1 + 2 · t (3.3)

где t = 2,0 мм - таб. 7.1 [2, стр. 109]

dП1 = 16 + 2 · 2,0 = 20 мм

Принимаем стандартное значение [1, стр. 161] dП1 = 20 мм

Посадочное место под первый подшипник:

lП1= 1,5 · dп1 (3.4)

lП1 = 1,5 · 20 = 30 мм

Принимаем стандартное значение lП1 = 30 мм

Диаметр вала под шестерню:

dШ1 = dП1 + 3,2 · r (3.5)

где r = 1,6 мм - таб. 7.1 [2, стр. 109]

dШ1 = 20 + 3,2 · 1,6 = 25,12 мм

Принимаем стандартное значение dШ1 = 25 мм

Посадочное место под шестерню не определяется, так как её рекомендуется изготавливать заодно с валом

Посадочное место под второй подшипник:

lП2 = В или lП2 = Т

где В и Т – ширина подшипника в зависимости от типа

* 1. **Определим диаметр выходного конца ведомого вала:**

 (3.6)

где [τк] = 25 МПа допускаемое напряжение на кручение



Так как ведомый вал редуктора соединён муфтой валом цепной передачи, то у редуктора диаметр вала 28 мм. Выбираем с расточками полумуфт под dВ2 = 28 мм и dЦ = 25 мм

Длина посадочного места под полумуфту:

lМ2 = (1,0…1,5) · dВ2 (3.7)

lМ2 = (1,0…1,5) · 28 = 28…42 мм

Принимаем значение lМ2  = 26 мм

Диаметр вала под уплотнение крышки и подшипник:

dП2 = dВ2 + 2 · t (3.8)

где t = 2,2 мм - таб. 7.1 [2, стр. 109]

dП2 = 28 + 2 · 2,2 = 32,4 мм

Принимаем стандартное значение [1, стр. 161] dП2 = 35 мм

Посадочное место под первый подшипник:

lП2 = 1,5 · dП2 (3.9)

lП2 = 1,5 · 35 = 52,5 мм

Принимаем стандартное значение lП2 = 50 мм

Диаметр вала под колесо:

dК2 = dП2 + 3,2 · r (3.10)

где r = 2,5 мм - таб. 7.1 [7, стр. 109]

dК2 = 35 + 3,2 · 2,5 = 43,0 мм

Принимаем стандартное значение dК2 = 42 мм

Посадочное место под второй подшипник:

lП3 = В или lП3 = Т

где В и Т – ширина подшипника в зависимости от типа

Диаметры остальных участков валов назначают исходя из конструктивных соображений при компоновке редуктора.

* 1. **Выбираем подшипники**

Принимаем радиальные шариковые однорядные подшипники лёгкой серии по ГОСТ 8338 – 75, размеры подшипников выбираем по диаметру вала в месте посадки: ведущий вал dП1 = 20 мм и ведомый вал dП2 = 35 мм.

По таб. П3 [1, стр. 392] имеем:

Таблица 4 – Подшипники (предварительный выбор)

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | R | Грузоподъемность, кН |
| Размеры, мм | С | С0 |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 12,7 | 6,2 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2,0 | 25,5 | 13,7 |

1. **Конструктивные размеры шестерни и колеса**
	1. **Шестерню выполняем заодно с валом, её размеры определены в пунктах 3.11 – 3.13:**

d1 = 33,3 мм, dа1 = 37,3 мм, df1 = 28,3 мм, b1 = 55,0 мм, ψbd = 1,65

Таблица 5 – Конструктивные размеры шестерни

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Модуль нормальный | mn | 2,0 |
| Число зубьев | z | 16 |
| Угол наклона зуба | β | 16015’ |
| Направление зуба | - | Левое |
| Исходный контур | - | ГОСТ13755 – 81 |
| Коэффициент смещения исходного контура | х | 0 |
| Степень точности по ГОСТ 1643 - 81 | - | 8 – В |
|  |  |  |
|  |  |  |
| Делительный диаметр | d | 33 |

* 1. **Колесо из поковки кованное, конструкция дисковая, размеры:**

d2 = 166,7 мм, dа2 = 170,7 мм, df2 = 161,7 мм, b2 = 50 мм

Диаметр ступицы:

dСТ = 1,6 · dК2 (4.1)

dСТ = 1,6 · 42 = 67,2 мм

Принимаем в соответствии с рядом Ra40 СТ СЭВ 514 – 77 стандартное значение dСТ  = 70 мм

Длина ступицы:

lСТ = (1,2…1,5) · dК2 (4.2)

lСТ = (1,0…1,5) · 42 = 42…63 мм

Принимаем в соответствии с рядом Ra40 СТ СЭВ 514 – 77 стандартное значение lСТ  = 50 мм, равное ширине венца колеса

Толщина обода:

δ0 = (2,5…4) · mn (4.3)

δ0 = (2,5…4) · 2 = 5…8 мм

принимаем δ0 = 8 мм

Толщина диска:

с = (0,2…0,3) · b2 (4.4)

с = (0,2…0,3) · 50 = 10…15 мм

принимаем с = 15 мм

Диаметр отверстий в диске назначается конструктивно, но не менее 15…20 мм

Таблица 6 – Конструктивные размеры колеса

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Модуль нормальный | mn | 2,0 |
| Число зубьев | Z | 80 |
| Угол наклона зуба | β | 16015’ |
| Направление зуба | - | Правое |
| Исходный контур | - | ГОСТ13755 - 81 |
| Коэффициент смещения исходного контура | х | 0 |
| Степень точности по ГОСТ 1643 - 81 | - | 8 – В |
|  |  |  |
|  |  |  |
| Делительный диаметр | d | 167 |

1. **Конструктивные размеры корпуса редуктора**

Корпус и крышку редуктора изготовим литьем из серого чугуна марки СЧ 15.

Толщина стенки корпуса:

δ ≈ 0,025 · аw + 1…5 мм (5.1)

δ = 0,025 · 100 + 1…5 мм = 3,5…7,5 мм

принимаем δ = 6 мм

Толщина стенки крышки корпуса редуктора:

δ1 ≈ 0,02 · аw + 1…5 мм (5.2)

δ1 = 0,02 · 100 + 1…5 мм = 3…7 мм

принимаем δ1 = 5 мм

Толщина верхнего пояса корпуса редуктора:

b ≈ 1,5 · δ (5.3)

b = 1,5 · 6 = 9,0 мм

принимаем b = 9 мм

Толщина пояса крышки редуктора:

b1 ≈ 1,5 · δ1 (5.4)

b1 = 1,5 · 5 = 7,5 мм

принимаем b1 = 7 мм

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора:

p ≈ (2…2,5) · δ (5.5)

p = (2…2,5) · 6 = 12…15 мм

принимаем p = 14 мм

Диаметр фундаментных болтов:

dФ = (0,03…0,036) · аw + 12; (5.6)

dФ = (0,03…0,036) · 100 + 12 = 15,0…15,6 мм

принимаем болты с резьбой М16.

Диаметр болтов, соединяющих крышку и корпус редуктора около подшипников:

dКП = (0,7…0,75) · dФ (5.7)

dКП = (0,7…0,75) · 16 = 11,2…12 мм

принимаем болты с резьбой М12.

Диаметр болтов, соединяющих корпус с крышкой редуктора:

dК = (0,5…0,6) · dФ  (5.8)

dК = (0,5…0,6) · 16 = 8…9,6 мм

принимаем болты с резьбой М10.

Толщина ребер жесткости корпуса редуктора:

С ≈ 0,85 · δ (5.9)

C = 0,85 · 6 = 5,1 мм

принимаем С = 5 мм

Ширина нижнего пояса корпуса редуктора (ширина фланца для крепления редуктора к фундаменту):

К2 ≥ 2,1· dФ (5.10)

К2= 2,1 · 16 = 33,6 мм

принимаем К2 = 34 мм

Ширина пояса (ширина фланца) соединения корпуса и крышки редуктора около подшипников:

К ≈ 3 · dК (5.11)

K = 3 · 10 = 30 мм

принимаем К = 30 мм

Ширину пояса К1 назначают на 2…8 мм меньше К,

принимаем К1 = 24 мм

Диаметр болтов для крепления крышек подшипников к редуктору:

dП ≈ (0,7…1,4) · δ (5.12)

dП = (0,7…1,4) · 6 = 4,2…11,2 мм

принимаем dП1 = 8 мм для быстроходного и dП2 = 12 мм для тихоходного вала

Диаметр отжимных болтов можно принимать ориентировочно из диапазона 8…16 мм (большие значения для тяжелых редукторов)

Диаметр болтов для крепления крышки смотрового отверстия:

dк.с = 6…10 мм (6.13)

принимаем dк.с = 8 мм

Диаметр резьбы пробки (для слива масла из корпуса редуктора):

dП.Р ≥ (1,6…2,2) · δ (6.14)

dП.Р = (1,6…2,2) · 6 = 9,6…13,2 мм

принимаем dП.Р = 12 мм

1. **Расчет цепной передачи**
	1. **Выбираем приводную роликовую однорядную цепь. Вращающий момент на ведущей звездочке**

Т3 = Т2 = 116,4· 103 Н·мм

Передаточное число было принято ранее

Uц = 3,8

* 1. **Число зубьев: ведущей звездочки**

z3 = 31 – 2Uц = 31 – 2 \* 3,8 ≈ 23

ведомой звездочки

z4 = z3 \* Uц = 23 \* 3,8 = 87,4

Принимаем

z3 = 23; z4 = 87

Тогда фактическая

Uц = z4 / z3 = 87 / 23 = 3,78

Отклонение

(3,8 – 3,78 / 3,8) \* 100% = 0,526%, что допустимо.

* 1. **Расчетный коэффициент нагрузки**

Кэ= kд kа kр kн kсм kп=1\*1\*1\*1,25\*1\*1=1,25, где (6.1)

kд = 1 – динамический коэффициент при спокойной нагрузке;

kа= 1 – учитывает влияние межосевого расстояния;

kн= 1 – учитывает влияние угла наклона линии центров;

kр – учитывает способ регулирования натяжения цепи; kр= 1,25 при периодическом регулировании цепи;

kсм= 1 при непрерывной смазке;

kп= 1 учитывает продолжительность работы в сутки, при односменной работе.

* 1. **Ведущая звездочка имеет частоту вращения**

n2 = ω2 \* 30 / π = 30 \* 30 / 3,14 ≈ 287 об/мин (6.2)

Среднее значение допускаемого давления n2 ≈ 300 об/мин

[p] = 20 МПа

* 1. Шаг однорядной цепи (m = 1)

 (6.3)

Подбираем по табл. 7.15 [1, стр. 147] цепь ПР-19,05-31,80 по ГОСТ 13568 – 75, имеющую t = 19,05 мм; разрушающую нагрузку Q ≈ 31,80 кН; массу q = 1,9 кг/м; Аоп = 105,8 мм2

Скорость цепи

 (6.4)

Окружная сила

 (6.5)

Давление в шарнире проверяем по формуле

 (6.6)

Уточняем допускаемое давление [p] = 22[1 + 0,01(22 - 17)] = 23,1МПа. Условие p < [p] выполнено. В этой формуле 22 МПа – табличное значение допускаемого давления по табл. 7.18 [1, стр. 150] при n = 300 об/мин и t = 19,05 мм.

* 1. **Определяем число звеньев цепи**

 (6.7)

где at = aц / t = 50; zΣ = z3 \* z4 = 23 + 87 = 110;

Δ = z3 – z4 / 2π = 87 – 23 / 2 \* 3,14 = 10,19

Тогда

Lt = 2 \* 50 + 0,5 \* 110 + 10,192 / 50 = 157,076

Округляем до четного числа Lt = 157.

Уточняем межосевое расстояние цепной передачи по формуле :

 (6.8)

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т.е. на 951 \* 0,004 ≈ 4 мм.

* 1. **Определяем диаметры делительных окружностей звёздочек**

dд3 = t / sin (180 / z3) = 19,05 / sin (180 / 23) = 139,97 мм;

dд4 = t / sin (180 / z4) = 19,05 / sin (180 / 87) = 527,66 мм.

* 1. Определяем диаметры наружных окружностей звёздочек

De3 = t (ctg (180 / z3) + 0,7) – 0,3d1 = t (ctg (180 / z3) + 0,7) – 3,573

где d1 = 11,91 мм – диаметр ролика цепи см. табл. 7.15 [1, стр. 147];

De3 = 19,05 (ctg (180 / 23) + 0,7) – 3,573 = 148,8 мм

De3 = 19,05 (ctg (180 / 87) + 0,7) – 3,573 = 537,5 мм

* 1. Силы, действующие на цепь:

окружная Ftц = 1670,8 Н определена выше;

от центробежных сил Fv = qv2 = 1,9 \* 2,092 ≈ 8 H, где q = 1,9 кг/м по табл. 7.15 [1, стр. 147];

от провисания Fƒ = 9,81kƒ qaц = 9,81 \* 1,5 \* 1,9 \* 0,951 = 54,54 Н, где kƒ  = 1,5 при угле наклона передачи 45°;

Расчетная нагрузка на валы

Fв = Ftц + 2Fƒ = 1670,8 + 2 \* 54,54 = 1779,88 Н.

Проверяем коэффициенты запаса прочности цепи

 (6.9)

Это больше, чем нормативный коэффициент запаса [s] ≈ 8,4 (см. табл. 7.19 [1, стр. 151]); следовательно, условие s > [s] выполнено.

1. **Эскизная компоновка редуктора**

Компоновочный чертеж выполняем на миллиметровой бумаге в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора, в масштабе 1:1, в тонких линиях.

Шестерню и колесо вычерчиваем упрощенно в виде прямоугольников; шестерню выполняем заодно с валом; длину ступицы колеса принимаем равной ширине венца и не выступающей за его пределы.

* 1. **Очерчиваем внутреннюю стенку корпуса:**
	2. **Принимаем зазор между торцом шестерни и внутренней стенкой корпуса:**

А1 = 1, 2 · δ; А1 = 1, 2 · 6 = 7,2 мм ≈ 7 мм

* 1. **Принимаем зазор от окружности вершин зубьев колеса до внутренней стенки корпуса:**

А = δ; А = 6 мм

* 1. **Принимаем расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса:**

А = δ; А = 6 мм

* 1. **Наружный диаметр подшипников D = 47 мм больше диаметра окружности вершин зубьев dа1 = 37,3 мм.**
	2. **Толщина фланца Δ крышки подшипника**

равна диаметру отверстия do в этом фланце. Для подшипника 204 - Δ = 8 мм, для подшипника 207 - Δ = 12 мм по рис. 12.7 [1, стр. 303]. Высота головки болта

0,7 · dБ1 = 0,7 · 8 = 5,6 мм.

0,7 · dБ2 = 0,7 ·12 = 8,4 мм.

* 1. **Измерим по схеме расстояния l1 – на ведущем валу и l2 – на ведомом.**

l1 = 36,5 мм, l2 = 48 мм

Окончательно принимаем для расчета: l1 = 36 мм, l2 = 48 мм.

* 1. **Глубина гнезда подшипника: lг ≈ 1,5 В;**

для подшипника 204, В = 14 мм; lг1 = 1,5 \* 14 = 21; примем lг1 = 21 мм;

для подшипника 207, В = 17 мм; lг2 = 1,5 \* 17 = 25,5; примем lг2 = 25 мм;

* 1. **Решаем вопрос о смазывании подшипников.**

Принимаем для подшипников пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца. Их ширина определяет размер y = 6 мм.

1. **Проверка долговечности подшипников**
	1. **Ведущий вал.**

Из предыдущих расчетов имеем Ft = 1396,5 Н, Fа = 407,3 Н, Fr = 529,5 Н; Из первого этапа компоновки l1 = l2 = 46,5 мм.

Реакции опор:

в плоскости xz

Rx1 = Rx2 = Ft / 2 = 1396,5 / 2 = 698,25 H

в плоскости yz





 Ry1 + Ry2 - Fr = 337 + 162,5 - 529,5 = 0

Суммарные реакции





Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1.

* 1. **Определим изгибающие и крутящий моменты и построим эпюры**

Для построения эпюр определим изгибающие моменты в характерных точках (сечениях) А, В, С и Д.

а. Вертикальная плоскость

МА = 0

МСЛ = Ry1 · a2

МСЛ = 337 · 46,5 · 10-3 = 15,67 Н·м

МСП = Ry2 · a2

МСП = 192,5 · 46,5 · 10-3 = 9 Н·м

МВ = 0

МД = 0

б. Горизонтальная плоскость

МА = 0

МСЛ = Rх1 · a2

МДЛ = 698,25 · 46,5 · 10-3 = 32,5 Н·м

МДП = Rх2 · a2

МДП = 698,25 · 46,5 · 10-3 = 32,5 Н·м

МВ = 0

МД = 0

Крутящий момент:

Т = Т = 24 Н·м

* 1. **Суммарный изгибающий момент:**

 (8.3)

Определим суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях

Сечение А – А: МИ = 0

Сечение С – С:  Н·м

Сечение В – В: МИ = 0

Сечение Д – Д: МИ = 0

* 1. **Намечаем радиальные шариковые подшипники 204: d = 20 мм, D = 47 мм, B = 14 мм, C = 12,7 кН, С0 = 6,2 кН.**

Эквивалентная нагрузка:

РЭ = (Х · V · Pr1 + Y · Pa) · Kσ · KТ (8.4)

где Pr1 = 775 H – радиальная нагрузка,

Pa – осевая нагрузка, Pa = Fa = 407,3 Н;

V = 1, вращается внутренне кольцо подшипника;

Kσ = 1 – коэффициент безопасности для приводов ленточного конвейера, по таб. 9.19 [1, стр.214];

KТ = 1 – температурный коэффициент по таб. 9.20 [1, стр.214], так как рабочая температура не выше 100 0С

Отношение Fa / C0 = 407,3 / 6200 = 0,066 по таб. 9.18 [1, стр. 212] определяем е ≈ 0,26. Отношение Pa / Pr1 = 407,3 / 785 = 0,52 > е;

Значит, по таб. 9.18 [1, стр. 212]: Х = 1; Y = 0

РЭ = 1 · 1 · 775 · 1 · 1 = 785 Н

Расчетная долговечность:

 (8.5)



 (8.6)



Срок службы привода LГ = 6 лет, тогда:

Lh = LГ · 365 · 12 (8.7)

Lh = 6 · 365 · 12 = 26280 ч = 26 · 103 ч

### Расчетная долговечность намного больше, следовательно, подшипник 204 подходит.

Окончательно принимаем подшипник легкой серии 204 d = 20 мм ГОСТ 8338 – 75

* 1. **Ведомый вал несет такие же нагрузки, как и ведущий: Ft = 1396,5 Н, Fа = 407,3 Н, Fr = 529,5 Н; l1= l2 = 48 мм.**

Реакции опор:

в плоскости xz

Rx1 = Rx2 = Ft / 2 = 1396,5 / 2 = 698,25 H

в плоскости yz





Ry1 + Ry2 - Fr = 406,5 + 123 - 529,5 = 0

* 1. **Суммарные реакции**





Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1.

* 1. **Определим изгибающие и крутящий моменты и построим эпюры**

Для построения эпюр определим изгибающие моменты в характерных точках (сечениях) А, В, С и Д.

а. Вертикальная плоскость

МА = 0

МСЛ = Ry1 · a2

МСЛ = 406,5 · 48 · 10-3 = 19,5 Н·м

МСП = Ry2 · a2

МСП = 123 · 48 · 10-3 = 6 Н·м

МВ = 0

МД = 0

б. Горизонтальная плоскость

МА = 0

МСЛ = Rх1 · a2

МДЛ = 698,25 · 48 · 10-3 = 33,5 Н·м

МДП = Rх2 · a2

МДП = 698,25 · 48 · 10-3 = 33,5 Н·м

МВ = 0

МД = 0

Крутящий момент:

Т = Т2 = 116,4 Н·м

* 1. **Суммарный изгибающий момент:**

 (8.3)

Определим суммарные изгибающие моменты в характерных сечениях

Сечение А – А: МИ = 0

Сечение С – С:  Н·м

Сечение В – В: МИ = 0

Сечение Д – Д: МИ = 0

* 1. **Намечаем радиальные шариковые подшипники 207: d = 35 мм, D = 72 мм, B = 17 мм, C = 25,5 кН, С0 = 13,7 кН.**

Эквивалентная нагрузка:

РЭ = (Х · V · Pr1 + Y · Pa) · Kσ · KТ (8.4)

где Pr1 = 808 H – радиальная нагрузка,

Pa – осевая нагрузка, Pa = Fa = 407,3 Н;

V = 1, вращается внутренне кольцо подшипника;

Kσ = 1 – коэффициент безопасности для приводов ленточного конвейера, по таб. 9.19 [1, стр.214];

KТ = 1 – температурный коэффициент по таб. 9.20 [1, стр.214], так как рабочая температура не выше 100 0С

Отношение Fa / C0 = 407,3 / 13700 = 0,0297 по таб. 9.18 [1, стр. 212] определяем е ≈ 0,22. Отношение Pa / Pr1 = 407,3 / 808 = 0,5 > е;

Значит, по таб. 9.18 [1, стр. 212]: Х = 1; Y = 0

РЭ = 1 · 1 · 785 · 1 · 1 = 808 Н

Расчетная долговечность:

 (8.5)



 (8.6)



Срок службы привода LГ = 6 лет, тогда:

Lh = LГ · 365 · 12 (8.7)

Lh = 6 · 365 · 12 = 26280 ч = 26 · 103 ч

### Расчетная долговечность намного больше, следовательно, подшипник 207 подходит.

Окончательно принимаем подшипник легкой серии 207 d = 35 мм ГОСТ 8338 - 75

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Условное обозначение подшипника | d | D | B | r | Грузоподъемность, кН |
| Размеры, мм | С | С0 |
| 204 | 20 | 47 | 14 | 1,5 | 12,7 | 6,2 |
| 207 | 35 | 72 | 17 | 2 | 25,5 | 13,7 |

1. **Расчет шпоночных соединений**
	1. **Подбор шпонок для быстроходного вала**

Для консольной части вала по таб. 8.9 [1, стр. 169] подбираем по диаметру вала dВ1 = 16 мм призматическую шпонку b × h = 5 × 5 мм. Длину шпонки принимаем из ряда стандартных длин так, чтобы она была меньше длины посадочного места вала lМ1 = 18 мм на 3…10 мм и находилась в границах предельных размеров длин шпонок.

Принимаем l = 14 мм – длина шпонки со скругленными торцами. t1 = 3; момент на ведущем валу Т1 = 24 \* 103мм;

Допускаемые напряжения смятия определим в предположении посадки шкива ременной передачи изготовленного из чугуна, для которого [σсм] = 60…90 МПа. Вычисляем расчетное напряжение смятия:

 (9.2)



Окончательно принимаем шпонку 5 × 5 × 14

Обозначение: Шпонка 5 × 5 × 14 ГОСТ 23360 - 78

* 1. **Подбор шпонок для консольной части тихоходного вала**

Для консольной части вала по таб. 8.9 [1, стр. 169] подбираем по диаметру вала dВ1 = 28 мм призматическую шпонку b × h = 8 × 7 мм. Длину шпонки принимаем из ряда стандартных длин так, чтобы она была меньше длины посадочного места вала lМ2 = 26 мм на 3…10 мм и находилась в границах предельных размеров длин шпонок.

Принимаем l = 20 мм – длина шпонки со скругленными торцами; t1 = 4; момент на ведомом валу Т1 = 116,4 \* 103мм;

Допускаемые напряжения смятия определим в предположении посадки полумуфты изготовленной из стали, для которой [σсм] = 100…150 МПа. Вычисляем расчетное напряжение смятия:



Окончательно принимаем шпонку 8 × 7 × 20

Обозначение: Шпонка 8 × 7 × 20 ГОСТ 23360 – 78

1. **Уточненный расчет валов.**

### Быстроходный вал

* 1. Так как быстроходный вал изготовляют вместе с шестерней, то его материал известен – сталь 45, термообработка – улучшение.

По таб. 3.3 [1, стр. 34] при диаметре заготовки до 90 мм ( в нашем случае dа1 = 37 мм) среднее значение σв = 780 МПа

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

σ-1 ≈ 0,43 · σв (10.1)

σ-1 = 0,43 · 780 = 335 МПа

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений:

τ-1 ≈ 0,58 · σ-1 (10.2)

τ-1 = 0,58 · 335 = 193 МПа

* 1. **Сечение А – А.**

Это сечение при передаче вращающего момента от электродвигателя через муфту рассчитываем на кручение. Концентрацию напряжений вызывает наличие шпоночной канавки.

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 (10.3)

где амплитуда и среднее напряжение отнулевого цикла

 (10.4)

При d = 16 мм, b = 5 мм, t1 = 3 мм по таб. 8.9 [1, стр. 169]







Принимаем: kτ = 1,68 по таб. 8.5 [1, стр. 165], ετ = 0,83 по таб. 8.8 [1, стр. 166], ψτ = 0,1 см [1, стр. 164 и 166].

 

* 1. **Сечение А – А.**

Диаметр вала в этом сечении 20 мм. Концентрация напряжений обусловлена посадкой подшипника с гарантированным натягом: kσ/εσ = 3,0, kτ/ετ = 2,2 по таб. 8.7 [1, стр. 166]. Коэффициенты ψσ = 0,2; ψτ = 0,1 см.

Изгибающий момент МИ = 172,1 Н·м. Крутящий момент Т1 = 75,3 Н·м.

Осевой момент сопротивления:

 (10.6)

мм3

Амплитуда нормальных напряжений:

 (10.7)



Полярный момент сопротивления:

WP = 2 · W = 2 · 4,2 · 103 = 8,4 · 103 мм3

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:

 (10.8)



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 (10.9)



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

 (10.5)



Результирующий коэффициент запаса прочности на участке А – А:

 (10.10)



Прочность на данном участке обеспечена.

Так как на участке А – А действует наибольший изгибающий и крутящий моменты при диаметре 35 мм и прочность обеспечивается, то проверка прочности других участков с большим диаметром и меньшими действующими изгибающими моментами не требуется.

### Тихоходный вал

* 1. **Материал ведомого вала сталь 45, термообработка – нормализация.**

По таб. 3.3 [6, стр. 34] среднее значение σв = 570 МПа

Пределы выносливости по формулам 10.1 и 10.2:

σ-1 = 0,43 · 570 = 245 МПа

τ-1 = 0,58 · 245 = 142 МПа

* 1. **Сечение Д – Д.**

Диаметр вала в этом сечении 40 мм. Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки: kσ = 1,6, kτ = 1,5 по таб. 8.5 [6, стр. 165]. Масштабные факторы: εσ = 0,78; ετ = 0,66 по таб. 8.8 [6, стр. 166]. Коэффициенты ψσ = 0,15; ψτ = 0,1 см [6, стр. 163 и 166].

Изгибающий момент МИ = 0 Крутящий момент Т1 = 301,2 Н·м.

Момент сопротивления кручению:

 (10.3)

где d = 40 мм, b = 12 мм, t1 = 5 мм размеры шпонки по таб. 8.9 [6, стр 169]



Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



Прочность на данном участке обеспечена.

* 1. **Сечение С – С.**

Диаметр вала в этом сечении 55 мм. Концентрация напряжений обусловлена посадкой ступицы зубчатого колеса: kσ/εσ = 3,3, kτ/ετ = 2,38 по таб. 8.7 [6, стр. 166]. Коэффициенты ψσ = 0,15; ψτ = 0,1 см.

Изгибающий момент МИ = 98 Н·м. Крутящий момент Т1 = 301,2 Н·м.

Осевой момент сопротивления:

мм3

Амплитуда нормальных напряжений:



Полярный момент сопротивления:

WP = 2 · W = 2 · 16,3 · 103 = 32,6 · 103 мм3

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений:



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:



Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:



Результирующий коэффициент запаса прочности на участке А – А:



Прочность на данном участке обеспечена.

Так как на участке С – С действует наибольший изгибающий и крутящий моменты и прочность участка обеспечивается, то проверка прочности других участков с меньшими действующими изгибающими моментами не требуется.

1. **Посадки зубчатого колеса, шкивов и подшипников**

Посадки назначаем в соответствии с указаниями таб. 10.13 [1, стр. 263]

Посадка зубчатого колеса на вал  по ГОСТ 25347 – 82.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

Посадка цепной муфты на вал редуктора  по ГОСТ 25347 – 82.

Муфту выбираем по таб. 11.4 [1, стр.274] для вала диаметром 28 мм и вращающим моментом 116,4 Н·м.

Обозначение: Муфта цепная 500 – 40 – 1.2. ГОСТ 20742 – 81

Остальные посадки назначаем, пользуясь таблицей 10.13.

1. **Выбор масла**

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием шестерни в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня обеспечивающего погружение шестерни примерно на 12 мм. Объем масляной ванны V определим из расчета 0,25 дм3 масла на 1 кВт передаваемой мощности:

V = 0,25 · 3,24 = 0,81 дм3

По таб. 10.8 [1, стр. 253] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях σН = 410 МПа и скорости 2,49 м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна 28 · 10-6 м2/с. По таблице 10.10 [1, стр. 253] принимаем масло индустриальное И – 30 А по ГОСТ 20799 – 75.

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ – 1 (см. таб. 9.14), периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

1. **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 0С;

в ведомый вал закладывают шпонку 12 × 8 × 40 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку, мазеудерживающие кольца и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого на ведомый вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают войлочные уплотнения, пропитанные горячим маслом. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Далее ввертывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель.

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

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

## **Литература**

1. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для учащихся машиностроительных специальностей техникумов / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин и др. - М.: Машиностроение, 1988. – 416 с., ил.
2. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с., ил.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1990.
4. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – М.: Высш. шк., 1998. – 447 с., ил.
5. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – М.: Высш. шк., 1998.
6. Кудрявцев В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464 с., ил.
7. Детали машин: Атлас конструкций / Под ред. Д.Н. Решетова. В двух частях. – М.: Машиностроение, 1992.