Омский государственный аграрный университет

Кафедра**:** деталей машин и инженерной графики

**Пояснительная записка**

По курсовому проекту "Детали машин"

Задание 0102

Разработал:

студент факультета

технического сервиса

в АПК 42 гр.

Бабак В.С.

Принял: преподаватель

Еремеев А.А.

Омск 2005

Содержание

1. Кинематический расчёт привода

1.1 Общий КПД двигателя

1.2Выбор электродвигателя

1.2.1 Требуемая мощность электродвигателя

1.2.2 Общее передаточное отношение привода и отдельных ступеней

1.2.3 Находим частоту вращения барабана (nб)

1.3 Общее передаточное отношение привода и отдельных ступеней

2. Расчёт клиноремённой передачи

2.1 Определяем вращающий момент

2.2 Определяем диаметр меньшего шкива

2.3 Определяем диаметр большого шкива

2.4 Определяем межосевое расстояние в интервале amin и аmax

2.5 Определяем длину ремня

2.6 Уточняем межосевое расстояние

2.7 Определяем угол обхвата

2.8 Определяем число ремней

2.9 Определяем натяжение ветви ремня

2.10 Определяем силу действующую на вал

2.11 Рабочий ресурс передачи, ч

3. Расчет закрытой косозубой цилиндрической передачи

3.1 Исходные данные

3.2 Расчет на контактную прочность

3.2.1 Выбор материала и термообработки

3.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений

3.2.3 Межосевое расстояние

3.2.4 Геометрические параметры зубчатой передачи

3.2.5 Окружная скорость зубчатых колес

3.2.6Определяем коэффициент торцевого перекрытия

3.2.7 Уточнение коэффициента. Коэффициент нагрузки

3.2.8 Контактные напряжения

3.3 Расчет на изгибную прочность

3.3.1 Определение допускаемых напряжений изгиба

3.3.2 Коэффициент нагрузки

3.3.3 Сравнитльная оценка прочности зубьев

3.3.4 Проверка изгибной прочности зубьев

3.4 Определение усилий в зацеплении

3.4.1 Окружные усилия

3.4.2 Радиальные усилия

3.4.3 Осевые усилия

4. Расчет валов

4.1 Предварительный расчет валов

4.1.1 Диаметр конца вала

4.2 Определение конструктивных размеров деталей редуктора

4.3 Расчет подшипников

4.3.1 Ведущий вал

4.3.2 Ведомый вал

4.4 Уточненный расчет валов

5. Выбор и расчет шпонок

5.1. Входной вал

5.2. Выходной вал (зубчатое колесо)

5.3. Выходной вал (конец вала)

6.Выбор сорта масла

7. Расчет общего вида привода

Литература

1. Кинематический расчёт привода

1.1 Общий КПД двигателя

 (1)

где ŋ1- КПД одной пары подшипников качения, ŋ1=0,99; [7, с.5]

ŋ2- КПД клиноремённой передачи, ŋ2=0,96; [7, с.5]

ŋ3- КПД закрытой цилиндрической передачи , ŋ3=0,97; [7, с.5]


## 1.2 Выбор электродвигателя

### 1.2.1 Требуемая мощность электродвигателя

 (2)


### 1.2.2 Общее передаточное отношение привода и отдельных ступеней

 (3)

где: nб- частота вращения барабана

u1- передаточное отношение ремённой передачи;

u2- передаточное отношение цилиндрической передачи;

### 1.2.3 Находим частоту вращения звездочки (nз)

 (4)

Выбираем электродвигатель : Рэл=11кВт, nэл=2900мин‾¹,

Двигатель АИР132М2 ТУ 16-525.564-84.

## 1.3 Общее передаточное отношение привода и отдельных ступеней

 (6)

По ГОСТ 2185-66 выбираем передаточные отношения u1=2,9; u2=4,5; u3=5 . Так чтобы Uобщ=14,98:

# 2. Расчёт клиноремённой передачи.

Выбор сечения ремня:

Сечение ремня выбираем по номограмме из методических указаний в отношении nэл/Рэл и получаем сечение Б.[5, с. 134]

## 2.1 Определяем вращающий момент


## 3.2 Определяем диаметр меньшего шкива

 (8)

По ГОСТ 17383-73 округляем до ближайшего стандартного:d1=90мм.

## 2.3 Определяем диаметр большого шкива

 (9)

где: ε=0,02 [6 с. 212]

По ГОСТ 17383-73 принимаем d2=250мм

## 2.4 Определяем межосевое расстояние в интервале amin и аmax :

 (10)

где h=8(высота сечения ремня)

 (11)


## 2.5 Определяем длину ремня:

 (12)

Округляем длину ремня до L = 1120мм

## 2.6 Уточняем межосевое расстояние

 (13)

 (14)

 (15)


## 2.7 Определяем угол обхвата

 (16)


## 2.8 Определяем число ремней

 (17)

где СL – коэффициент длины ремня (СL =0,91 [5, с. 135 табл. 7,9] );

Ср – коэффициент режима нагрузки ( Ср=1,1[ 6 с. 260, табл 9.3]);

Р0 – номинальная мощность передаваемая одним ремнём (Р0=1,32 [ ]);

Сα - коэффициент угла обхвата (Сα=0,92 [c.259]);

Сz –коэффициент передаточного отношения (Сz=0,9 [ 6 с.259]).

Принимаем число ремней равное семи.

## 2.9 Определяем натяжение ветви ремня

 (18)

где V-окружная скорость

 (19)


##

## 2.10 Определяем силу действующую на вал

 (20)


# 3. Расчет закрытой косозубой цилиндрической передачи.

## 3.1 Исходные данные

Частота вращения шестерни: ω2=108,4с-¹;

Момент передаваемый шестерней: Т2=67,7.103 Н.мм;

Передаточное число: U2=5;

## 3.2 Расчет на контактную прочность

### 3.2.1 Выбор материала и термообработки

Сталь 40Х, для колеса и шестерни закалка поверхностного слоя ТВЧ.

Gнlim - предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружений. **[**7, с8; 6, с254**]**

* для шестерни Gнlim=17HRC+200=1050мПа; HRC=50
* для колеса Gнlim=17HRC+200=1050мПа; HRC=50

###

### 3.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений

 (22)

где Sн – коэффициент безопасности [ (Sн=1,2) 7, табл306];

КнL – коэффициент долговечности [ (КнL= 1) 7, табл305];

Nно – базовое число циклов перемены напряжений [7, табл307]

Nне - эквивалентное число циклов

 (23)

где а – число зацеплений зуба за один оборот колеса(а=1);

ω – угловая скорость вала, рад/с;

Ln – срок службы передачи, ч (Ln=10000);

-для шестерни

- для колеса

Выбираем [σ]н2=[772]мПа, т.к. материал и обработка выбраны одинаковыми.

### 3.2.3 Межосевое расстояние

 (24)

где Zм – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес, для пары стальных колес Zм=271;

Zε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, предварительно принимаем Zε=0,85;

Zн – коэффициент, учитывающий форму сопряжения поверхностей зубьев, предварительно принимаем Zн=1,75

Тш – крутящий момент на шестерни, Н.мм;

Тш=67,7.103 Н.мм

Кн – коэффициент нагрузки, предварительно принимаем Кн=1,3

Кнl - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями, для косозубых Кнl=1,1

Ψba – коэффициент ширины колеса в зависимости от межосевого расстояния [(Ψba=0,315) 7, табл314];

[σ]н – расчетное контактное напряжение, для косозубых колес.

***Межосевое расстояние первой передачи***

По ГОСТ 9563-60 принимаем аw=112мм.

***Межосевое расстояние второй передачи***

По ГОСТ 9563-60 принимаем аw=180мм

###

### 3.2.4 Геометрические параметры зубчатой передачи

**Первой ступени**

Модуль нормальный: mn=2

Число зубьев колес:

Суммарное число:

 (26)

Уточняем угол наклона зубьев β:

 (27)

Число зубьев шестерни:

 (28)

Число зубьев колеса:

 (29)

Определим фактическое передаточное число:

 (30)

Отклонение состовляет:

отклонение не превышает допустимое

Делительный диаметр:

Шестерни (31)

Колеса

Диаметр вершины зубьев:

Шестерни (32)

Колеса

Диаметр впадин зубьев:

Шестерни (33)

Колеса

Диаметр основной окружности:

Шестерни (34)

Колеса

Высота зуба:

 (35)

Постоянная хорда зуба:

 (36)

Ширина колеса:

 (37)

Ширина шестерни:

 (38)

**Второй ступени**

Модуль нормальный: mn=3

Число зубьев колес:

Суммарное число:

 (26)

Уточняем угол наклона зубьев β:

 (27)

Число зубьев шестерни:

 (28)

Число зубьев колеса:

 (29)

Определим фактическое передаточное число:

 (30)

Отклонение состовляет:

отклонение не превышает допустимое

Делительный диаметр:

Шестерни (31)

Колеса

Диаметр вершины зубьев:

Шестерни (32)

Колеса

Диаметр впадин зубьев:

Шестерни (33)

Колеса

Диаметр основной окружности:

Шестерни (34)

Колеса

Высота зуба:

 (35)

Постоянная хорда зуба:

 (36)

Ширина колеса:

 (37)

Ширина шестерни:

 (38)


### 3.2.5 Окружная скорость зубчатых колес

 (39)

Для цилиндрической косозубой передачи назначаем 9-ю степень точности[1, с.180 табл.12.2].

###

### 3.2.6 Определяем коэффициент торцевого перекрытия

 (40)

Первой передачи



Второй передачи


###

### 3.2.7 Уточнение коэффициента. Коэффициент нагрузки

 (41)

где Кнβ – коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине зуба ( Кнβ=1,04 [7, табл.311]);

Кнv – коэффициент динамичности нагрузки( Кнv=1,01 [7, табл.311])

##

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии.

 (42)

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев:

 (43)

Кнα - Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями [(Кнα=1,09) 7, табл303]

###

### 3.2.8 Контактные напряжения

 (44)

При σн<[σ]н менее чем на 15% показывает то, что контактные напряжения находятся в пределах нормы.

## 3.3 Расчет на изгибную прочность

### 3.3.1 Определение допускаемых напряжений изгиба

 (45)

где σflimb – предел выносливости при изгибе, соответствующий базовому числу циклов [(σflimb =830мПа) 7, табл.308];

Sf – коэффициент безопасности: Sf=Sf´.Sf″;

Sf´ – коэффициент, учитывающий ответственность

детали[(Sf=1,85) 7, табл.308];

Sf″ - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки [(Sf″=1) 7, табл308]; Sf=1,85

Кfc – коэффициент, учитывающий влияние двухсторонней нагрузки (Кfc=1 – одностороннее приложения нагрузки);

Ys – коэффициент, учитывающий чувствительность материала

к концентрации напряжений [(Ys=1,04) 7, табл.309];

Yr - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности [(Yr=1,05) 7, табл310];

Кfl – коэффициент долговечности[(Кfl=1) 7, с.14];


###

### 3.3.2 Коэффициент нагрузки

 (46)

где Kfβ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба [(Kfβ =1,14) 7, табл312];

Кfv - коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки

[(Кfv1 =1,03 ; Кfv2 =1,02 ) 7, табл.312];

Коэффициент формы зубьев Yvf находят по грфику [(Yvf1=4,13; Yvf2=3,6) 7, табл.313]

###

### 3.3.3 Сравнительная оценка прочности зубьев

 (47)


###

### 3.3.4 Проверка изгибной прочности зубьев

 (48)

где Yβ – коэффициент учитывающий наклон зубьев(Yβ=0,9)

Кfα – Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями [(Кfα =1,81) 7, табл.303]


## 3.4 Определение усилий в зацеплении

###

### 3.4.1 Окружные усилия

 (49)


###

### 3.4.2 Радиальные усилия

 (50)


###

### 3.4.3 Осевые усилия

 (51)



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № вала | Частота вращения, мин-1 | Передаваемая мощность, кВт | Вращающий момент, кН.м |
| 1 |  |  |  |
| 2 |  |  |  |
| 3 |  |  |  |
| 4 |  |  |  |

# **4. Расчет валов**

## 4.1 Предварительный расчет валов

### 4.1.1 Диаметр конца вала

 (52)

где Т - крутящий момент на рассматриваемом валу;

[τ]кр - допускаемые напряжения кручения

[τ]кр=(15…50)мПа

Принимаем d1=26мм; d2 =50мм

## 4.2 Определение конструктивных размеров деталей редуктора

Конструктивные размеры редуктора определяем по формулам из приложения 1 (подшипники шариковые радиальные однорядные)

1. Компоновка редуктора:
2. Устанавливаем масштаб.
3. Вычерчиваем в зацеплении конические и цилиндрические зубчатые пары.
4. Размещаем подшипники.
5. Конструктивно оформляем зубчатые пары, валы, корпус и т.д.
6. Уточняем расстояние между опорами и положения зубчатых колес относительно опор.

##

## 4.3 Расчет подшипников

###

### 4.3.1 Ведущий вал

Из предыдущих расчетов:

Ft=3457Н - окружное усилие конической передачи;

Fr=1293Н - радиальное усилие конической передачи;

Fx=738Н - осевое усилие конической передачи;

Q=Fb=1373H - усилие натяжения ремня.

Плоскость XZ.

 (53)

Плоскость YZ



 (54)

Проверка:

 (55)

Суммарная реакция

 (56)

Подшипник 207 ГОСТ 8338-75.

Cr=25,5kH; Cor=13,7; r=2.5; B=17мм; D=72мм;.

Осевые составляющие Rs=0 т.к. подшипники радифльные.

Отношение: , отсюда е=0,26.

>е, тогда Х=0,56 , У=1,71.

Осевую нагрузку при расчетах не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

 (57)

гдеV-коэффициент вращения внутреннего кольца[(V=1) 8, стр285]

Кб - коэффициент безопасности при спокойной нагрузки [(Кб=1) 8, стр285];

КТ - температурный коэффициент [(КТ=1) 8, стр285];

Расчетная долговечность млн. об.

 (58)

Расчетная долговечность, ч.

 (59)

,

что больше установленных ГОСТ16162-85

### 4.3.2 Ведомый вал

Из предыдущих расчетов:

Ft=9522Н - окружное усилие конической передачи;

Fr=3543Н - радиальное усилие конической передачи;

Fx=2024Н - осевое усилие конической передачи;

Плоскость XZ.

 (60)

Плоскость YZ

 (61)

Проверка:

Суммарная реакция

 (62)

Подшипник 217 ГОСТ 8338-75.

Cr=83,2kH; Cor=53,2; r=2.5; B=28мм; D=150мм;.

Осевые составляющие Rs=0 т.к. подшипники радифльные.

Отношение: , отсюда е=0,23.

>е, тогда Х=0,56 , У=1,95.

Осевую нагрузку при расчетах не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

 (63)

гдеV-коэффициент вращения внутреннего кольца[(V=1) 8, стр285]

Кб - коэффициент безопасности при спокойной нагрузки [(Кб=1) 8, стр285];

КТ - температурный коэффициент [(КТ=1) 8, стр285];

Расчетная долговечность млн. об.

 (64)

Расчетная долговечность, ч.

 (65)

,

что больше установленных ГОСТ16162-85

4.4 Уточненный расчет валов

Производим расчет ведущего вала

Материал вала сталь 45, термическая обработка – улучшение.

Предел выносливости при симметричном цикле изгиба:

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

Сечение А-А

Коэффициент запаса прочности :

 (66)

 (67)

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений, мПа.

 (68)



Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям:

 (69)

Коэффициент запаса прочности:

 (70)

получился близким к коэффициенту запаса =7,57.


# 5. Выбор и расчет шпонок

Размеры шпонок выбираем из таблиц по ГОСТ 23360-78 (призматические шпонки)

## 5.1 Входной вал

Для входного вала выбираем шпонку:

bxhxl=8x7x4 ,t1=4, dв=26мм, Т2=69500 Н·мм

Расчет ведем по уравнению смятия

 (71)

Так как σсм<[σсм], поэтому на входной вал устанавливаем одну шпонку.

## 5.2 Выходной вал (зубчатое колесо)

Для выходного вала (зубчатое колесо) выбираем шпонку:

bxhxl =20x14x56; t1=9; dв=90; Т4= 1437900 Н·мм

Расчет ведем по уравнению смятия:

Так как σсм<[σсм], поэтому на выходной вал (зубчатое колесо) устанавливаем одну шпонку.

## 5.3 Выходной вал (конец вала)

Для выходного вала (конец вала) выбираем шпонку:

bxhxl =20x12x100; t1=7,5; dв=70; Т3=1437900 Н·мм

Расчет ведем по уравнению смятия:

Так как σсм<[σсм], поэтому на выходной вал (конец вала) устанавливаем одну шпонку.

#

# 6. Выбор сорта масла

Смазывание производится окунанием зуба в масло. По таблице [3, табл. 10.8] устанавливаем вязкость масла при контактных напряжениях от 600-1000мПа и средней скорости менее 2м/с. Вязкость должна быть 60∙10-6 м/с, по таблице [3, табл. 10.10] принимаем масло И-Г-А-68 по ГОСТ 20799-88. Смазка подшипников осуществляется тем же маслом через масляные каналы.

Объем масляной ванны подсчитываем из условия:

V=0,25Р (72)

где Р - входная мощность, кВт (Р=7,65 кВт)

V=0,25.7,65=1,92л.

#

# 7. Расчет общего вида привода

Привод ленточного конвейера расположен на сварной раме, которую изготавливаем из швеллеров. Номер швеллера выбираем из условия поместимости болтов.

Н=(0,09…0,11)L (73)

где Н - высота рамы;

L - длина рамы.

Выбираем швеллер №14.

Креплением редуктора к раме используем болты М16.

Креплением двигателя к салазкам используем болты М12.

Креплением кожуха к раме используем болты М8.

Литература

1. Гузенков П.Г. Детали машин.: Учебник для вузов., 4-е изд., испр. М., Высшая школа. 1986.- 359с.
2. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов.-5-е изд., перерб. и доп. - М.: Высшая школа., 1998.-447с.
3. Курсовое проектирование деталей машин., под ред. С.А. Чернавский и др. -2-изд.,М.: Машиностроение., 1988. - 415с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин.-М.: Машиностроение., 1974.-654с
5. Детали машин., под ред. М.Н. Иванов.-М.: Высшая школа.,1976.-399с.
6. Проектирование механических передач., под ред. Чернавский С.А., Ицкович Т.М., Киселев В.А. - М.: Машиностроение., 1984.-558с
7. Справочные материалы по курсу "Детали машин, подъемно-транспортные машины и основы конструирования"., под ред. А.А. Дегтярев.- Омск.: ОмГАУ., 1997.-27с.
8. Колпаков А.П., Карнаухов И.Е. Проектирование и расчет механических передач.- М.: Колос,2000.-328с.