Министерство образования и науки Российской Федерации

Федеральное агентство по образованию

Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования

Восточно-Сибирский Государственный Технологический Университет

Кафедра «Детали машин»

**Привод конвейера**

**Пояснительная записка к курсовому проекту**

**(С.2403.02.101.14.0000.ПЗ)**

Разработал: студент

группы Д-1 АиАХ 08

Иванов С.А.

Результат защиты

г. Улан-Удэ

2010 г.

**Содержание**

Введение

Выбор электродвигателя

Кинематический расчет

Расчет цилиндрической передачи

Ориентировочный расчет валов

Проверка подшипников

Подбор и расчет шпонок

Выбор муфты

Способ смазки и подбор смазочного материала

Список использованных источников

**Введение**

Данный курсовой проект включает в себя расчетно-пояснительную записку с основными необходимыми расчетами одноступенчатого редуктора с цилиндрической прямозубой зубчатой передачей и графическую часть.

Целями данного курсового проекта являются:

1 Изучение теоретического материала и закрепление полученных знаний;

2 Самостоятельное применение знаний к решению конкретной инженерной задачи по расчету механизма;

3 Освоение необходимых расчетно-графических навыков и ознакомление с порядком выполнения начальных этапов проектирования элементов машин.

**Техническое задание**

1. мощность на выходном валу Р2=10,0 кВт;
2. угловая скорость выходного вала ω2=9,5\*π рад/с;
3. срок службы привода L=10 лет;
4. коэффициент ширины ψba=0.5
5. частота вращения n1=727 об/мин.

*Э*

*Р2*

*ω2*

Рисунок 1 – кинематическая схема привода.

Представить расчетно-пояснительную записку с расчетом привода.

Выполнить:

1. сборочный чертеж редуктора;
2. рабочие чертежи деталей редуктора.
3. **Выбор электродвигателя**

Для выбора электродвигателя определяют его требуемую мощность и частоту вращения.

Требуемая мощность электродвигателя

Рэ.тр=Р2/(η12\*η2\*η3) , Вт (1.1)

Где:

η1=0,98 – КПД муфты

η2=0,98 – КПД цилиндрической передачи закрытой;

η3=0,99 – КПД подшипников.

Рэ.тр=10/(0,992\*0,97\*0,99)=10,63 кВт.

Определяем диапазон частот вращения вала электродвигателя:

nэдв=n2\*Uред – требуемая частота вращения вала электродвигателя:

где n2=30\*ω2/π=30\*9,5\* π/ π=285 мин-1 – частота вращения выходного вала редуктора;

Uред=2,4…6,3 – рекомендуемое значение передаточного числа цилиндрического редуктора;

При Uред=2,5; nэдв=285\*2,5=712 мин-1;

При Uред=6,3; nэдв=285\*6,3=1795,5 мин-1;

Выбираем двигатель АИР160S6, nэдв=970мин-1; Рэдв=11кВт.

1. **Кинематический расчет**

Общее передаточное число

u=nэдв/n2=970/285=3,4

Частота вращения и угловая скорость валов

- Для ведущего вала:

n1 = nэдв = 970мин-1,

ω1 = π\* n1/30 = π\*970/30 = 101,52 с-1;

- Для ведомого вала:

n2 = n1/Uред = 970/3,4 = 285 мин-1,

ω2 = π\* n2/30 = π\*285/30 = 29,83 с-1;

Крутящие моменты на валах

- Для ведомого вала:

Т2 = Р2/ω2 = 1000/(9,5\* π)=335 Н\*м;

- Для ведомого вала:

Т1 = Т2/(u\* η12\*η2) = 335/(3,4\*0,9952\*0,98) = 103,78 Н\*м.

**3. Расчет цилиндрической передачи**

Для цилиндрической передачи назначаем косозубые колеса.

Материал для изготовления:

* 1. шестерни – сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость НВ = 269…302. Примем НВ1 = 290
  2. колеса – сталь 45, термообработка – улучшение, твердость НВ = 235…262. Примем НВ2 = 240.

Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные [σ]Н и изгибные [σ]F напряжения вычисляют по следующим формулам:

[σ]H = (σHlim\*ZN\*ZR\*ZV)/SH (3.1)

ZN =1 – коэффициент долговечности;

ZR =1 – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости;

ZV =1 – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости;

SH =1,1 – коэффициент, запаса прочности для улучшенных сталей

σHlim =2 HBср+70 – для улучшенных сталей

σHlim =2\*290+70=650МПа

- Для шестерни:

σHlim =2\*290+70=650 МПа

- Для колеса:

[σ]H2 = 2\*240+70= 550 МПа

Допускаемые напряжения изгиба зубьев.

[σ]F = σFlim \* YF \*YR \*YA / SF (3.2)

σFlim = 1,75НВср – для улучшенных сталей

- Для шестерни:

[σ]F1 = 1,75\*290= 507,5 МПа

- Для колеса:

[σ]F2 = 1,75\*240=420МПа

Межосевое расстояние (предварительное значение):

aw’ = k(u ± 1)3 (3.3)

aw’ = 10 (2,55+1)3= 133 мм.

Уточняем предварительно найденное значение межосевого расстояния:

aw = ka(u+1)3 (3.4)

где

Ка = 450 – для прямозубых колес;

КН - коэффициент нагрузки;

КН = КHV\*KHβ\*KHα (3.5)

Коэффициент внутренней динамики нагружения**,** зависящий от степени точности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей (выбирается по таблице)

KHV = 1,15

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине:

KHβ = 1+(KHβ0- 1)KHW (3.6)

Коэффициент:

ψbd = 0,5\*ψba(u+1) (3.7)

ψbd = 0,5\*0,5(2,55+1) = 0,8875

КHβ0 = 1,03 – коэффициент неравномерности распределения нагрузки в начальный период работы (выбирается по таблице)

KHβ = 1+(1,03-1)\*0,28=1,0084

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями:

КHα = 1+(К0Hα-1) КHW (3.8)

Коэффициент распределения нагрузки между зубьями в начальный период работы:

для прямозубых передач

КHα0 = 1+0,06(ncт - 5) (3.9)

Где ncт – степень точности. Назначаем степень точности ncт = 8

КHα0 = 1+0,06(8 - 5) = 1,18

КHw =0,28 – коэффициент, учитывающий приработку зубьев, зависящий от окружной скорости ( находится по таблице для зубчатого колеса с меньшей твердостью)

Окружная скорость:

 (3.10)

ν = = 2,92

Принимаем ν =3.

КHα = 1+(1,18 - 1)\*0,28=1,0504

Таким образом, подставив полученные значения в формулу (3.5), получим:

КН = 1,15\*1,0084\*1,0504 = 1,218

Тогда межосевое расстояние:

a*w* = 450\*(2,55+1)3= 128,25 мм

округлим до кратного пяти. Принимаем аw = 130 мм.

Предварительные основные размеры зубчатого колеса**.**

Диаметр колеса:

 (3.11)

мм

Ширина зубчатого колеса:

b2 =ψba\*aw (3.12)

b2= 0,5\*130 = 65 мм

принимаем b2 = 63 мм.

Ширина шестерни:

b1 = b2 +(4…6) = 63+4 = 67 мм.

Модуль передачи.

Максимально допустимое значение модуля

mmax **≈**  (3.13)

mmax **≈**

Минимально допустимое значение модуля

mmin =  (3.14)

Коэффициент нагрузки для расчетов на изгибную прочность

KF = KFV\*KFβ\*KFα (3.15)

Где

KFV = 1,03 – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения;

KFβ = 0,18+0,82+1,03=1,0246 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца;

KFα = K0Hα = 1,18 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

KF = 1,3\*1,0246\*1,78 = 2,37

mmin = 

В первом приближении принимаем значение модуля m = 3

Суммарное число зубьев.

 (3.16)

βmin = 0

 зубьев

Число зубьев шестерни.

 (3.17)

 зубьев

Число зубьев шестерни Z1 должно быть в пределах 17≤Z1≤25, поэтому изменяем модуль передачи m.

Принимаем m = 4 во втором приближении.

Суммарное число зубьев

 зубьев

Число зубьев шестерни:

зубьев; 17˂18˂25

Число зубьев зубчатого колеса:

Z2 = Zs - Z1 (3.18)

Z2 = 65 – 18 = 47 зубьев

Фактическое передаточное число.

 (3.19)



Погрешность:

*Δu* = ≤ 3 % (3.20)

*Δu* =

Диаметры колес делительные.

- диаметр шестерни:

d1 = Z1 / cosβ (3.21)

d1= 18\*4/1= 72 мм

- диаметр колеса:

d2 = 2aw – d1 (3.22)

d2= 2\*130-72=188 мм

Диаметры da и df окружностей вершин и впадин зубьев колес.

- Для шестерни:

da1 = d1 + 2\*(1 + x1 –y )\*m (3.23)

da1 = 72 + 2\*(1 + 0 - 0)\*4=80 мм

df1 = d1 - 2 \*(1,25 - x1)m (3.24)

df1 = 72 – 2\*(1,25 - 0)\*4=62 мм

- Для зубчатого колеса:

da2 = d2+2\*(1+x2-y)\*m = 188+2\*(1+0-0)\*4=196 мм

df2 = d2-2\*(1,25-x2)\*m = 188-2\*(1,25-0)\*4= 178 мм

где

y = - (aw - a)/m = - (130 - 130) /4 = 0 – коэффициент воспринимаемого смещения

a = 0,5\*m\*(Z2+Z1) = 0,5\*4\*(47 + 18) = 130 – делительное межосевое расстояние, мм

x1 =0 –коэффициент смещения шестерни;

x2= - x1 = 0 – коэффициент смещения зубчатого колеса.

Проверка зубьев колес по контактным напряжениям.

Расчетное значение

σH =[σ]H (3.25)

σH = = 522<591 мПа

Погрешность

∆σH =  (3.26)

∆σH 

Силы в зацеплении**.**

- окружная

Ft = (2\*310\*T1)/d1 (3.27)

Ft =

радиальная

Fr = Ft\*tgα/cosβ (3.28)

Fr =  = 3986\*0,364 = 1451H

осевая

Fa=Ft \* tgβ (3.29)

Fa = 3986\*0 = 0 H

Проверка зубьев колес по направлениям изгиба.

Расчетное значение изгиба в зубьях колеса:

σF2 =  (3.30)

σF2=

Расчетное значение изгиба в зубьях шестерни:

σF1 = σF2 YFS2 [σ]F1 (3.31)

σF1 = = 85,1 <194 мПа

**Ориентировочный расчет валов**

Определение диаметров валов.

dвi = ≥(5÷8)  (4.1)

dв1 = (5÷8) 7\*=35,9 мм

Принимаем dв1 = 35мм

dв2 = (5÷8) 6,5\* = 45,1 мм

Принимаем dв2 = 45 мм

Диаметры валов под подшипники.

dп1 = dв1+(4÷6)=35+5=40 мм

dп2 = dв2+(4÷6)= 45+5=50 мм

Диаметры валов под колесо.

dк1 = dп1+(4÷6)=40+50=45 мм

dк2 = dп2 +(4÷6)= 50+5=55 мм

Расстояние от вершины зуба до внутренней стенки редуктора.

a≥+3, мм (4.2)

L = aw +  мм

a = +3 = 9,4 мм

Принимаем а=10 мм

Расчет валов на изгиб.

Fr

RBr

RAr

*l1*

*l*

Задаемся подшипниками легкой серии:

- для ведущего вала 208;

- для ведомого вала 210.

ΣМ(А)=0

\*0+Fr\* *l* –\* *l*= 0

 H

ΣM(B)=0

-Fr\*( *l - l1*)=0

H

Проверка

Σx = 0

R- Fr+ R= 0

725,5 – 1451 + 725,5 = 0

Найдем поперечную силу Q:

I участок 0 ≤ ZI ≤ *l1*

QI = R=725,5 H

Найдем изгибающий момент Ми

МиI = +R\* ZI

При ZI = 0; MиI = 0

При ZI = *l1*;MиII = R\**l1* = 725,5\*53,5 = 38814 Н\*м;

Для ведущего вала:

При ZI = 0; MиI = 0

При ZI = *l1*;MиI = R\**l1* = 725,5\*50,5,5 = 36637,7 Н\*м;

II участок *l1≤*ZII *≤l*

QII = +R- Fr = 725,5 – 1451 = -725,5 H

MИII = + R\**l1* – Fr(*l1 – l1*) = 38814 H\*м = MИI

Для ведущего вала:

MИII = + R\**l1* – Fr(*l1 – l1*) = 36637,7 H\*м = MИI

Fа

RBа

RAа

*l1*

*l*

ΣM(Aa) = 0

-R\*0+Fa\**l1*-R\**l* = 0

т.к. передача прямозубая, то Fa = 0, следовательно, R= R = 0

Fа

RBt

RAt

*l1*

*l*

 Н

 Н

участок 0 ≤ ZI ≤ *l1*

QI = R= 1993 H

МиI = R\* ZI

При Z = 0; МиI = 0

При Z = *l*; МиI = R\* *l*1 = 1993\*5,5 = 106625,5 H\*м

Для ведущего вала:

При Z = 0; МиI = 0

При Z = *l*; МиI = R\* *l*1 = 1993\*50,5 = 100646,5 H\*м

II участок *l1≤*ZII *≤l*

QII = R\* *l*1 = 1993 - 3986 = -1993 Н

МиII = R\* *l*1 - Ft\*(*l1 – l1*) = 1993\*53,5 = 106625,5 H\*м

Для ведущего вала:

МиII = R\* *l*1 - Ft\*(*l1 – l1*) = 1993\*50,5 = 100646,5 H\*м



RA = RB = 2120,9 H

**Проверка подшипников**

Ресурс подшипника.

 (5.1)

FE = (V\*x\*Fr\*Y\*Fa) \*kσ\*kT (5.2)

Fa = 0;

Fr = RA = RB;

V = 1 - коэффициент вращения;

kσ = (1,3….1,5) – коэффициент динамической нагрузки;

kT = 1 – температурный коэффициент;

Р = 3 для шариковых подшипников.

FE = (1\*1\*2120,9+0\*0)\*1,4\*1 = 2969 H

 часов˂ Lh

 часов˃ Lh

Срок службы привода:

*Lh =* 10\*249\*8=19920 часов

Для ведущего вала задаемся подшипниками средней серии 308.

 часов˃ Lh

Принимаем для ведущего вала подшипники 308.

Принимаем для ведомого вала подшипники 210.

**Подбор и расчет шпонок**

Подбор шпонок.

Для ведущего вала по ГОСТ 23360-78 принимаем шпонку

b = 14; h 9 мм; *l* = b2 – (3…5) = 56 мм; *l*p = *l* - b =56 - 14 = 42 мм ; t1=5,5 мм; t2=3,8 мм.

Для ведомого вала принимаем шпонку.

b = 16; h = 10; *l* = 50 мм; *l*p= 50 - 16=34 мм; t1=6 мм; t2=4,3 мм.

Расчет на срез.

 (6.1)

 (6.2)

[τ]ср = 80….100мПа

- для ведущего вала:



- для ведомого вала:



Расчет на смятие.

 (6.3)

 (6.4)

[σ]см; = 280….320 МПа

- для ведущего вала:



- для ведомого вала:



**Выбор муфты**

По диаметру вала dв1=35 мм принимаем муфту упругую втулочно-пальцевую (по ГОСТ 21424-75)

D = 140 мм.

L = 165 мм.

*l* = 80 мм.

**Способ смазки и подбор смазочного материала**

Применяем картерную систему смазки, т.к. окружные скорости колес не превышают 12,5 м/с.

В корпус редуктора заливаем масло так, чтобы венец колеса был в него погружен.

Требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

Рекомендуемая кинематическая вязкость: для зубчатой передачи при ν=2,92 м/с; σH=522 МПа µ = 28 мм2/с.

Выбираем масло И-Г-А-32 ГОСТ 20799-88, кинематическая вязкость которого µ = 29…35 мм2/с при 40 0С.

Уровень погружения колеса:

Для быстроходной передачи hМ = 10…0,25\*d2 = 10…0,25\*188 = 10…47 мм.

Принимаем hМ = 21 мм.

Определяем объем масляной ванны редуктора.

Форму масляной ванны принимаем как параллелепипед

V=L\*B\*H,

где L= 3,07 дм – внутренняя длина корпуса;

В= 0,84 дм – внутренняя ширина корпуса;

Н=0,61 дм – глубина масляной ванны.

V=3,07\*0,84\*0,61=1,6 л.

**Список использованных источников**

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2003-496 с.
2. Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам. – Л.: Политехника, 1991 – 384 с., ил.
3. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1989 – 496с., ил.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х т. Т.2.- 9-е изд.: перераб. и доп./ под ред. И.Н.Жестковой. М.: Машиностроение, 2006 – 712 с.