Министерство образования Российской Федерации

Нижегородский государственный архитектурно строительный университет

Кафедра технологии строительного производства

Курсовая работа по дисциплине «Механика»

Расчет и проектирование прямозубого редуктора

Выполнила: Китаева Е.А.

Группа: ПТз-06

Поверил: Серов Ю.А.

Нижний Новгород 2010

1. Основные данные для проектирования прямозубого редуктора:

мощность на выходном валу- N2=10кВт;

число оборотов выходного вала- n2=250 об/мин

2) Выбор электродвигателя привода:

**Коэффициент полезного действия.**

к.п.д. зубчатой пары ηз.п.=0,97(табл.20)

к.п.д. учитывающий потери в паре подшипников ηпод.=0,99

**Общий к.п.д. привода:**

η=ηз.п.\* ηпод2=0,97\*0,992 =0,95

**Требуемая мощность электродвигателя**

Nэл.р.= N2 /η=10/0,95=10,52 кВт=10520 Вт

Из таблицы 1 выбираем ближайший по мощности электродвигатель. Принимаем электродвигатель **АО2-61-4 N=13 кВт, m=1450 об/мин**

3)Кинематический расчет:

**Угловая скорость электродвигателя**

ω1=πn1 / 30=3,14\*1450 / 30=151,6 рад/с

4) Выбор материала для зубчатой пары

Для шестерни принимаем сталь 50, термообработка-улучшение, твердость HB 258. Для зубчатого колеса- сталь 40, термообработка-нормализация, твердость HB 152,

Пределы прочности материалов шестерни (задаемся диаметром заготовки до 200мм) σb1=740н/мм2 и зубчатого колеса (диаметр заготовки около 500мм) σb2=510н/мм2

(табл.5,6)

**Пределы выносливости при симметричном цикле изгиба:**

для шестерни (σ-1)1=0,43\* σb1=0,43\*740=318н/мм2

для колеса (σ-1)2=0,43\* σb2=0,43\*510=219н/мм2

**Допускаемые контактные напряжения:**

Твердость поверхностей зубьев не более HB 350 [σн]=2,75 HB

Допускаемые напряжения определяем исходя из длительной работы редуктора:

для шестерни [σн]1=2,75\*258\*1=710н/мм2

для колеса [σн]2=2,75\*152\*1=418н/мм2

**Допускаемые напряжения изгиба зубьев**

При одностороннем действии нагрузки [σF]=(1,5-1,6) σ-1 / [n][Kσ]

где [n]- коэффициент запаса прочности , [n]=1,5(табл. 8)

[Kσ]-эффективный коэффициент концентрации напряжения у корня зуба, [Kσ]=1,5(табл.9)

для шестерни [σF]=1,5\*318 / 1,5\*1,5=212н/мм2

для колеса [σF]=1,5\*219/1,5\*1,5=146 н/мм2

Межосевое расстояние передачи:

а=(u+1) 3√(340/[σн]2)2 КТ1/uψba

где u-передаточное число редуктора, u=n1/n2=1450/250=5.8;

Т1 –крутящий момент на валу шестерни;

Т1=N1/ω1=10520/151,76=69,3 Нм=69300 Нмм

К-коэффициент нагрузки, К=1,35

[σн]2-допускаемое контактное напряжение материала зубчатого колеса, [σн]2=418Н/мм2

ψba-коэффициент ширины колеса, ψba=0,4.

Подставляя выбранные значения величин, получим:

а=(5,8+1) 3√(340/418)2 1,35\*69300/5,8\*0,4 = 203мм

Принимаем а=210 мм(табл.10)

Модуль зацепления:

m=(0,01-0,02)\*a=(0,01-0,02)\*200=2-4мм

Принимаем m=2,25(табл.11)

Основные параметры зубчатой пары:

Число зубьев шестерни и колеса:

z1=2a / m(u+1)=2\*210 / 2,25(5,8+1)=420/15,3=27,45

Принимаем z1=27;

z2=u\*z1=5,8\*27=156,6

Принимаем z2=157

Делительные диаметры шестерни и колеса (мм)

d1=m\* z1=2,25\*27=60,75 принимаем d1=61

d2=m\* z2=2,25\*157=353,25 принимаем d2=353

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса

da1=d1+2m=61+2\*2,25=65,5 принимаем 66

da2=d2+2m=353+2\*2,25=357,5 принимаем 358

Диаметры окружностей впадин зубьев шестерни и колеса

df1=d1-2,5m=61-2,5\*2,25=55,375 принимаем 55

df2=d2-2,5m=353-5,625=347,375 принимаем 347

Рабочая ширина зубчатого колеса

b2=ψba\*a=0,4\*210=84мм.

Ширину шестерни из условия неточности сборки принимаем

b1= b2+5=84+5=89 мм

Фактическое передаточное число

u*ф*=z2/z1=157/27=5,8 принимаем 6

Окружная скорость передачи:

V1=π\*d1\*n1 / 60=3,14\*\*0,061\*1450/ 60=4,628 м/сек.

При твердости материала менее HB 350 и данной окружной скорости назначаем 8-ую степень точности изготовления зубчатых колес.(табл.12)

Уточнение коэффициента нагрузки:

К*ф*=Кν\*Кβ,

где Кν-динамический коэффициент, Кν=1,5;(табл. 13)

Кβ-коэффициент концентрации нагрузки, Кβ=1+ Кβ’ / 2,

где Кβ’ =1,4(табл.15)-коэффициент концентрации нагрузки для неприрабатывающихся зубчатых колес при относительной ширине шестерни *ψ*bd1=b2 / d1=84/61=1,37

К*ф*= Кν\*Кβ=1,5\* 1+1,4/2 = 1,37

Проверка расчетных контактных напряжений:

σн=340 / а √КфТ1(u*ф*+1)3 / b2u*ф*=340/210 √1,8\*69,3\*103\*(5,8+1)3 / 84\*5,8=440 Н/мм2>[σн]2

Перенапряжение составляет

σн - [σн]2 / [σн]2 =440-418/418=5%

Силы, действующие в зацеплении:

Окружное усилие

F=2T1 / d1=2\* 69,6\*103 / 61=2262,3 Н

Радиальное усилие Fr=Ft\*tg\*α, где α-угол зацепления, α=200; Fr=2262\*0,364=823,47 Н

Расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба шестерни:

σF= Ft\* К*ф* / y\*b2\*m,

где y-коэффициент формы зуба, у1=0,411, у2=0,4972(табл.16)

Проведем сравнительную оценку прочности зубьев шестерни и зубчатого колеса на изгиб:

для шестерни: у1 \* [σF]1=0,411\*212=87,132 Н / мм2

для колеса: у2 \* [σF]2=0,49 72\* 146=72,59 Н / мм2

Расчет ведем для зубьев колеса, как наименее прочному элементу

σF2=2262,3\*1,8/ 0,497\*84\*2,25=4072 / 93,93= 43,64< [σF]2

Ориентировочный расчет валов:

Крутящие моменты на валах Т1 =69300Нмм

Т2=Т1\* u*ф*=69300\*6=415800 Нмм

Конструирование валов

Предварительно определяем диаметры валов из расчета только на кручение, задаваясь пониженными допускаемыми напряжениями [τ]=40 Н/ мм2

Ведущий вал d1b==і√89,6\*103 / 0,2\*40=20,5 мм



Принимаем d1b=22мм(табл.17)

Значения диаметров остальных шеек вала подбираем конструктивно:

d1c=25мм-диаметр вала под сальником(табл.19)

d1n=30мм-диаметр вала под подшипником(табл.20)

d1ш=35мм-диаметр вала под шестерней.

Ведомый вал d2b= =і√415800 / 0,2\*40=37,3 мм



Задаемся:

d2b=35мм-диаметр выходного конца(табл.18)

d2c=38мм-диаметр вала под сальником(табл.19)

d2п=40мм-диаметр вала под подшипником(табл.20)

d2к=42мм-диаметр вала под зубчатым колесом(табл.10)

Конструктивные размеры зубчатых колес и элементов корпуса:

Шестерня - выполняется сплошной.

Зубчатое колесо: диаметр ступицы d2ст=1,6\* d2к=1,6\*42=67 мм,

задаемся d2ст=68 мм.

Длина ступицы *l*2ст=1,5\*d2к=1,5\*42=63 мм, принимаем *l*2ст=1,5\*42=64 мм.

Толщина обода δо=3\*m=3\*2,25=6,75 мм, принимаем 7мм

Толщина диска с2=0,3\*b2=0,3\*84=25,2 мм принимаем 25мм

Толщина стенки δ=0,025\*а+1=0,025\*203+1=6,075 мм; принимаем δ=7мм.

Радиус сопряжений R=(0,5-1,5) \*δ=3,5-10мм, принимаем R=7мм.

Толщина наружных ребер δ1=0,8 δ=0,8\*7=5,6мм, принимаем δ1=6мм.

Ширина фланца для крепления крышки к корпусу редуктора К=4\*δ=4\*7=28мм.

Подбор подшипников:

Расчет ведем без кучета догружения вала силой от муфты, возникающей в результате неточности монтажа .

Из предидущих расчетов Ft=2262 Fr=823 H

Реакция опор ведомого вала

Опоры располагаются симметрично относительно зубчатой пары.

В плоскости XY Rcx=Rdx=Ft/2=2262/2=1131H

В плоскости XZ Rcy=Rdy=Fr/2=823/2=411,5 H

Суммарная реакция Rc=Rd=120 кгс

Приведенная нагрузка на подшипник при отсутствии осевой составляет Fa=0

P=R\*Kk\*Kb\*Kt, где

R-радиальная нагрузка R=120 кгс

Кк-коэффициент вращения вала, при вращении Кк=1

Кδ-коэффициент безопасности для редуктора Кδ=1,4 (табл.28)

Кt-температурный коэффициент, при температуре менее 100°, Kt=1(табл.29),тогда

Р=120\*1,4=168 кгс

Задаем долговечность работы подшипников узла h=10000 часов, тогда

С=P(0,00006\*n\*h)=168\*(182.5\*0,00006\*10000)⅓=687

По табл. 20 подбираем шарикоподшипник, ориентируясь по посадочному диаметру вала и динамической грузоподъемности, № 104, С=736кгс

Габаритные размеры шарикоподшипника dxDxB=40x68x15

Проверочный расчет валов

Мэк=(МuІ+TІ2)Ѕ

l1=l2=65мм. Мизг=R\*l1=1203.54\*65=78230Hмм

Ведущий вал

М1эк=(78230І+69300І)Ѕ=423095Нмм

=20,5мм<35 мм



Ведомый вал

М1эк=(78230І+415800І)Ѕ=423095Нмм

d2k==32,1мм<42 мм



16) Посадка зубчатого колеса на вал:

Сопряжения - система отверстия; допуски соединения

Φ42 Н7/К6 (+0,025/ +0,018/+0,002)

Верхнее и нижнее отклонение отверстия BOA=+0,025мм, HOA=0мм

Верхнее и нижнее отклонение вала BOB=+0,018мм, HOB=+0,002мм

Предельные размеры отверстия dAmax=42,025мм, dAmin=42мм

Предельные размеры шейки вала dBmax=42,018мм, dBmin=42,002мм

Допуск на обработку отверстия δA= dAmax- dAmin=42,025-42=0,025мм

Допуск на обработку вала δB= dBmax- dBmin=42,018-42,002=0,016мм

Максимальный зазор Smax= dAmax- dBmin=42,025-42,002=0,023мм

Максимальный натяг Nmax= dBmax- dAmin=42,018-42=0,018мм

17) Посадка подшипника №108 на вал:

Отверстие внутреннего кольца подшипника класса «6» - Φ40-0,010мм

для сопрягаемой с подшипником шейки вала назначаем допуск Φ40К6 (+0,018/ +0,002)

Верхнее и нижнее отклонение отверстия BOA=0мм, HOA=-0,010мм

Верхнее и нижнее отклонение вала BOB=+0,018мм, HOB=+0,002мм

Предельные размеры отверстия dAmax=40мм, dAmin=39,99мм

Предельные размеры шейки вала dBmax=40,018мм, dBmin=40,002мм

Допуск на обработку отверстия δA= dAmax- dAmin=40-39,99=0,01мм

Допуск на обработку вала δB= dBmax- dBmin=40,018-40,002=0,016мм

Максимальный и минимальный натягисоединения

Nmax= dBmax- dAmin=40,018-39,99=0,019мм

Nmin= dBmin- dAmax=40,002-40=0,002мм

18) Установка подшипника в корпус:

Назначаем: допуск на обработку отверстия Φ80Н7 (+0,030)

Внешний диаметр подшипника выполнен с допуском Φ80-0,011мм

Предельные размеры отверстия dAmax=80,030мм, dAmin=80мм

Предельные размеры внешнего диаметра подшипника dBmax=80мм, dBmin=79,989мм

Допуск на обработку отверстия δA= dAmax- dAmin=80,030-80=0,03мм

Допуск на обработку внешнего диаметра вала δB= dBmax- dBmin=80-79,989=0,011мм

Максимальный и минимальный зазоры соединения

Smax= dAmax- dBmin=80,030-79,989=0,041мм

Smin= dAmin- dBmax=80-80=0мм

Литература

Методическое указание «Проектирование редуктора» Канд. техн. наук, доцент Ю.А. Серов Нижний Новгород 2004