1. Энергетический и кинематический расчеты привода

Рисунок 1-Схема привода.

Исходные данные:

- выходная мощность, Вт 5;

-частота вращения выходного вала, мин-165.

Коэффициент полезного действия (КПД) привода

где - ориентировочные величины КПД различных видов

механических передач и отдельных элементов привода.

Расчётная мощность электродвигателя

Рекомендуемое передаточное число привода

,

где Ui – средние значения передаточных чисел для различных видов механических передач.

Расчётная частота вращения вала электродвигателя

мин-1

По каталогу выбираю электродвигатель 4А132S4У3 (Рэ=7,5 кВт, nэ=1455мин-1, Тmax/Tnom=2).

Действительное общее передаточное число привода

;

;

.

Частоты вращения валов привода

мин-1

мин-1

мин-1

мин-1

Угловые скорости валов привода

с-1

с-1

с-1

с-1

Мощности, передаваемые валами привода

кВт,

 кВт,

 кВт,

 кВт.

Крутящие моменты на валах привода

Н∙м,

 Н∙м,

 Н∙м,

 Н∙м.

Результаты энерго-кинематического расчёта заносим в таблицу 1

Таблица 1 – Значения параметров элементов привода

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № вала | Частотавращенияn, мин-1 | Угловаяскорость, с-1 | МощностьР, кВт | КрутящиймоментТ, Н∙м | ПередаточноеxислоU |
| 1 | 1455 | 152,29 | 6,14 | 40,31 | 2,01 |
| 2 | 723,88 | 75,28 | 5,775 | 76,31 |
| 3 | 241,3 | 25,09 | 5,489 | 218,77 | 3 |
| 4 | 65,21 | 6,8 | 4,999 | 733,1 |

2. Расчёт тихоходной передачи

2.1 Проектный расчёт передачи

Исходные данные:

- крутящий момент шестерни 44,33;

- частота вращения шестерни n2, мин-1 1455;

- частота вращения колеса n30, мин-1 723,88;

- передаточное число 2,01.

Материал шестерни и зубчатых колёс – сталь 20Х ГОСТ4543-71.

Термообработка для зубчатых колёс и шестерен –цементация, закалка и отпуск. Пределы текучести и твёрдость выбираем по таблице 8.8[1], результаты заносим в таблицу 2.

Таблица 2 – Механические свойства

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|   | Вид термообработки | σВ, МПа | σТ, МПа | НRС |
| Зубчатое колесо, шестерня | Цементация | 650 | 400 | 56-63 |

Пределы контактной выносливости

где HHRC – твёрдость поверхности зубьев.

Допускаемые контактные напряжения

где ZN – коэффициенты выносливости;

SH – коэффициенты запаса прочности.

где - меньшее из значений контактных напряжений, МПа.

Принимаем пределы изгибной выносливости

*σFLIM1=750МПа*

*σFLIM2=800МПа*

Допустимые напряжения изгиба

 (13)



где YN - коэффициенты долговечности (YN=1);

YA – коэффициенты, учитывающие одностороннее приложение

нагрузки при одностороннем приложении нагрузки *YA=*1;

SF - коэффициенты запаса прочности (SF=2).

Коэффициент нагрузки передачи

2.3 Проектный расчет конической передачи

Расчетный диаметр шестерни определяем по формуле

где ψbd-коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра

(ψbd=0.3-0.6);

KHβ-коэффициент, учитывающий неравномерность распределения

нагрузки по ширине венца;

КА-коэффициент внешней динамической нагрузки(Ка=1).

Определим ширину венца зубчатых колес

 (15)

Принимаем *b*=45 мм.

Угол делительного конуса

 (16)

Внешнее конусное расстояние определяем по формуле

*мм*

Определяем внешний делительный диаметр шестерни

*мм* (18)

Принимаем число зубьев шестерни z1=17, определяем модуль зацепления по формуле

*мм*

Принимаем *mte=mn=4мм*

Округляем значение модуля до ближайшей величины *mnII=mII* в соответствии с ГОСТ 9563-60 (таблица 4.2.1[2]).

Определяем действительное число зубьев шестерни

Находим число зубьев колеса

Принимаем z2=35

Действительное передаточное число

Определяем действительные величины углов делительных конусов

 (20)

Определяем внешние делительные диаметры по формуле

 (21)

Определяем внешние диаметры вершин зубьев

 (22)

Определяем внешние диаметры впадин зубьев

 (23)

Действительное внешнее конусное расстояние

 (24)

Средний модуль зацепления

*мм* (25)

Средние делительные диаметры колес определяется по формуле

 (26)

Определяем внешнюю высоту головки зуба

 (27)

Определяем внешнюю высоту ножки зуба

 (28)

Определяем внешнюю высоту зуба

Определяем угол ножки зуба по формуле

 (29)

Угол головки зуба

Угол конуса вершин определяем по формуле

 (31)

Находим угол конуса впадин по формуле

 (32)

Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев шестерни определяем по формуле

*мм* (33)

Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев колеса

*мм* (34)

Определим внешнюю окружную толщину зуба шестерни и колеса по формуле

 (35)

2.4 Проверочный расчет передачи по контактным напряжениям

Определяем окружную силу в зацеплении

 Н, (36)

где dm1-средний делительный диаметр шестерни, мм.

Окружная скорость колеса определяется по формуле

 (37)

Определяем условное межосевое расстояние

 (38)

Находим удельную окружную динамическую силу

*Н/мм*, (39)

где *δН*-коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и

модификации профиля на динамическую нагрузку (*δН=0,06*);

*go*-коэффициент учитывающий влияние разности шагов зацепления

зубьев шестерни и колеса (*go=9*);

Определяем удельную расчетную окружную сила в зоне ее наибольшей концентрации

 *Н/мм* (40)

Определяем коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении по формуле

 (41)

Удельная расчетная окружная сила рассчитывается по формуле

 *Н/мм*, (42)

где b-ширина венца зубчатых колес, мм.

Определяем расчетные контактные напряжения и сравниваем их с допустимыми

 (43)

где *ZH*- коэффициент, учитывающий форму сопряженных

поверхностей зубьев (ZH=1.77);

*ZE*- коэффициент, учитывающий механические свойства

материалов колес (ZE=275);

*Zε*- коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных

линий (Zε=1.0).

2.5 Проверочный расчет передачи по напряжениям изгиба

Удельная окружная динамическая сила определяется по формуле

*Н/мм*, (44)

где *δF-* коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля на динамическую нагрузку (*δF=0,16*).

Определяем удельную расчетную окружную силу в зоне ее наибольшей концентрации

*Н/мм*, (45)

где *KFβ*- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения

нагрузки по ширине венца (*KFβ*=*1,15*).

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении определяется по формуле

 (46)

Удельная расчетная окружная сила при изгибе

*Н/мм* (47)

Определяем коэффициент, учитывающий форму зуба по формуле

 (48)

Определяем расчетные напряжения изгиба зуба шестерни по формуле и сравниваем их с допускаемыми

 (49)

Определяем расчетные напряжения изгиба зуба колеса по формуле и сравниваем их с допускаемыми

 (50)

где *Yβ*- коэффициент, учитывающий наклон зуба (*Yβ*=1)

*Yε*- коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (*Yε*=1)

Находим силы действующие в зацеплении зубчатых колес:

-уточненный крутящий момент на колесе

 (51)

-окружная сила

 (52)

-радиальная сила

 (53)

-осевая сила

 (54)

4. Расчет тихоходного вала

4.1 Проектный расчет вала

Исходные данные:

- материал вала Сталь 3 ГОСТ380-88

- крутящий момент на валу, Нм 303,965.

Минимальный диаметр вала определяем по формуле

мм

По конструктивным соображениям принимаем следующие диаметры вала:

- диаметр выходного конца d=30 мм;

- диаметр для посадки подшипника d=35 мм;

- диаметр для посадки колеса d=38 мм.

Длины участков вала принимаем конструктивно:

- участки на посадку подшипников L1=25 мм, L2=48 мм;

- участок на посадку колес L3=40 мм;

- выходной конец вала, L4=58 мм.

Общая длина вала составляет 294 мм.

4.2 Проверочный расчёт вала

Исходные данные:

- окружные силы колес Ft3 = Ft4,кН 2,039;

- радиальные силы Fr3 = FR4,кН 0.85;

- осевые силы зацеплений FA3= FA4,кН0,44;

- нагрузка на вал передачи от звёздочки FЦ.,кН 4,53;

-угол наклона цепной передачи к горизонту 80

- начальный диаметр колес dw,м 0,142;

Схема приложения сил приведена на рисунке 2.

Реакции на опорах действующие в горизонтальном направлении

кН

кН

Реакции на опорах действующие в вертикальном направлении

кН

кН

Полные поперечные реакции в опорах

кН

кН

Определяем изгибающие моменты в плоскости XOZ

*кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

Определяем изгибающие моменты в плоскости YOZ

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

Суммарные изгибающие моменты МИЗ в характерных участках вала

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

 *кН·м*

По полученным данным строят эпюры изгибающих моментов, эпюру крутящих моментов и эпюру суммарных крутящих моментов и изображаем их на рисунке 2.

Так как основным видом разрушения валов является усталостное, а статическое встречается крайне редко, поэтому расчёт на усталость является основным, а на статическую прочность проверочным.

Для выбранных опасных сечений (под колесом и под подшипником) определяем запасы сопротивления усталости и сравниваем с допустимым ([S]=1.5).

,

где - запас сопротивления усталости по изгибу;

- запас сопротивления усталости по кручению.

,

где - амплитуды переменных составляющих циклов напряжений

 - амплитуды постоянных составляющих циклов напряжений

 - коэффициенты учитывающие влияние постоянной

составляющей цикла напряжений на сопротивление

усталости

- пределы выносливости, МПа

- факторы масштабный и шероховатости

- эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении

Расчёт вала под подшипником

МПа

 МПа







Условие прочности выполняется S>[S].

Расчёт вала под колесом

МПа

 МПа





Условие прочности выполняется S>[S].

Статическую прочность проверяем с целью предупреждения статических деформаций и разрушения с учётом кратковременных перегрузок

*МПа*

Расчёт вала под подшипником

Условие прочности выполняется .

Расчёт вала под колесо

Условие прочности выполняется .

5. Подбор подшипников

5.1 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала по статической грузоподъемности

Для тихоходного вала принимаем подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами N92207 ГОСТ 831-75. Они имеют следующие характеристики

*С=48400 Н*

*С0=26500 Н*

Производим проверочный расчет подшипников качения тихоходного вала по статической грузоподъемности

где Х0,Y0-коэффициенты для роликовых радиальных подшипников

(*Х0=1,Y0=0*)

Условие статической грузоподъемности выполняется.

* 1. Проверочный расчет подшипников тихоходного вала по динамической грузоподъемности

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку по формуле

,

где - коэффициент, зависящий от типа подшипника,;

 - коэффициент вращения,;

*kδ* – коэффициент безопасности. Определяем по таблице 7.5.3[2]

;

*kТ*– коэффициент, учитывающий влияние температуры

подшипникового узла. Находим по таблице 7.5.4[2] ;

*Fr* – радиальная нагрузка в опорах: .



Расчетная динамическая радиальная грузоподъемность

где - частота вращения вала;

 - продолжительность работы передачи.

Условие по динамической грузоподъемности выполняются.

Подбор шпонок соединений валов с колесами

Расчет шпонки тихоходного вала по напряжениям среза

Выполним проверочный расчет шпонки под ступицей. Размеры поперечного сечения шпонки выбираем по ГОСТ 23360-78. Расчетную длину округляем до стандартного значения, согласуя с размером ступицы.

Выбранные шпонку проверяем на срез по формуле

где - ширина шпонки ();

[*τ*] *-*допускаемое напряжение среза [τ]=96Мпа.

Из вышеприведенного расчета следует, что выбор шпонки по напряжениям изгиба выполняются.

* 1. Расчет шпонки тихоходного вала по напряжениям смятия

Выполним проверочный расчет шпонки под ступицей на смятие по формуле

 ,

где - высота шпонки ();

[σсм]- допускаемое напряжение смятия, [σсм]=110МПа

*МПа*

Из вышеприведенного расчета следует, что все условия для выбора шпонки выполняются.

1. Смазка редуктора

Так как окружная скорость не превышает 12 м/с, то для смазка зацепления осуществляется окунанием колеса в масляную ванну на глубину не менее высоты зуба.

Объём масла:

 литров [1].

Рекомендуемая вязкость в градусах Энглера Е◦50.

Выбираем марку масла - . Это индустриальное масло по ГОСТ 20799-75.

Масло заливается в редуктор через смотровое окно, сливается – через сливное отверстие, уровень масла показывается с помощью маслоуказателя.

Смазка подшипников осуществляется тем же маслом что и зубчатые колеса путем разбрызгиванием масла.

Заключение

При выполнении данной курсовой работы рассчитан привод и спроектирован редуктор привода.

При расчёте двухступенчатого редуктора мы выбрали двигатель 4А132S4У3, у которого мощность , частота вращения .

При разработке редуктора для конической передачи приняли сталь 20Х. В результате термообработки допускаемое контактное напряжение получилось , допускаемое напряжение изгиба .Выполняя проверочный расчёт на выносливость по напряжениям изгиба получили , что меньше чем допускаемое напряжение изгиба . Контактное напряжение получилось , что меньше чем допускаемое контактное напряжение .

Применив термообработку мы увеличили прочность зубчатых колес конической передачи, а следовательно снизили их габариты и габариты всего редуктора.

Для цилиндрической передачи принимали сталь 45 и получили запас прочности по напряжениям контакта и изгиба, что позволяет не применять закалку и дорогостоящую термообработку.

При расчёте валов на сопротивление усталости получили запас сопротивления усталости , что больше требуемого запаса сопротивления усталости . Из этого следует, что возможно использование полых валов, а также материала с более слабыми техническими характеристиками.

При расчёте подшипников выбрали подшипники легкой серии.

Список использованных источников

1 Иванов М.Н. “Детали машин”. М., Высшая школа, 1998.-383с.

2 Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда Детали машин. Проектирование:Учеб. пособие.- Мн.: УП «Технопринт», 2001.- 290с.

3 Кузьмин А.В. и др. “Курсовое проектирование деталей машин”. Справочное пособие. Часть 2. Минск, Высшая школа 1982

4 Методические указания по курсовому проектированию, 1999.-48с.