**Содержание**

Энергокинематический расчет привода

Проектный и проверочный расчет конической передачи

Расчет валов

Подбор и проверка подшипников качения

Расчет шпоночных соединений

Выбор муфт

Выбор и обоснование количества смазки

Техника безопасности при работе привода

Заключение

Список использованной литературы

**1 Энергокинематический расчет привода**

Определим коэффициент полезного действия (КПД) привода на основании формулы 3.2[1]

 (1)

где ηпцо КПД открытой цилиндрической передачи;

ηп КПД пары подшипников качения;

ηм КПД муфты;

ηпцз КПД закрытой цилиндрической передачи;

ηпко КПД открытой конической передачи;.

На основании данных таблицы 1.2.1[2] имеем

ηпко=0,92÷0,94=0,93;

ηп=0,99÷0,995=0,99;

ηм=0,995;

ηпцо =0,92÷0,95=0,94;

ηпцз =0,96÷0,98=0,97.

Таким образом:

ηо=0,9952·0.943·0.93·0.997·0,97=0,67

Требуемая мощность электродвигателя Pэдр определяется по формуле 3.3[1]

 (2)

Частоту вращения выходного вала nвых расcчитываем руководствуясь [2]

 (3)

Оптимальное передаточное число привода u’0 определим по формуле 3.4[1]

u0΄=u12·u34·u56·u67·u89 (4)

где u12-передаточное число открытой конической передачи;

 (5)

u34-передаточное число открытой цилиндрической прямозубой передачи;

u56-передаточное число открытой цилиндрической прямозубой передачи;

u67-передаточное число открытой цилиндрической прямозубой передачи;

u89-передаточное число закрытой цилиндрической прямозубой передачи ( конструктивно принимаем u89=3)

u΄0=2,5·3,15·3,3·1,2·3=94,5

Расчетную частоту вращения электродвигателя найдем по формуле 3.6[1]

 (6)

Исходя из условий выбора электродвигателя [2]

выбираем закрытый обдуваемый асинхронный двигатель с короткозамкнутым ротором 4A100S2У3. По таблице 16.7.1[2] находим его технические данные:

Определяем действительное передаточное число привода u0 по формуле 3.8[1]

 (7)

Рассчитываем действительное передаточное число открытой цилиндрической передачи u89

 (8)

Нагрузочные характеристики каждого из валов привода (мощность Pj, частота вращения nj, крутящий момент Tj) приведены в таблице 1.1, заполненной на основании таблицы 1.2.6.[2].

Таблица 1.1 – Силовые и кинематические параметры валов привода

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вид передачи | Параметры передачи | Вал | Pj, кВт | nj, мин-1 | Tj, Н⋅м |
| u | η | Pэд=4 | nэд=2880 | Tэд=12 |
|  |  |  | IIIIIIIVV | 3,7 | 2880 | 12,47 |
| ПКО | 2,5 | 0,93 | 3,46 | 1152 | 28,7 |
| ПЦО1 | 3,15 | 0,94 | 3,18 | 367,5 | 83,27 |
| ПЦО2 | 3,3 | 0,94 | 2,9 | 109,7 | 258,3 |
| ПЦО3 | 1,2 | 0,94 | 2,7 | 91,42 | 303,7 |
| ПЦЗ | 5,3 | 0,97 | 2,6 | 17,19 | 1550,9 |

**2 Проектный и проверочный расчет конической передачи**

**2.1 Выбор материалов и определение допускаемых напряжений передач**

На основании таблицы 4.1.2[2] по известному материалу зубчатых колес выбираем материал шестерни. Это будет сталь 40, основные параметры которой находим по таблице 4.1.1[2]:

В соответствии с таблицей 4.1.1[2] находим основные параметры стали 45:

Для всех остальных передач привода сканирующего устройства материал для изготовления шестерен и колес принимаем такой же.

* 1. **Расчет допускаемых контактных напряжений**

Пределы контактной выносливости

 (9)

где HB – твёрдость поверхности зубьев.

Допускаемые контактные напряжения

 (10)

где ZN – коэффициенты выносливости (ZN=1);

SH – коэффициенты запаса прочности.(SH=1).

 (11)

где - меньшее из значений контактных напряжений, МПа.

Определим пределы изгибной выносливости

 (12)

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

где - коэффициент динамической нагрузки;

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения

нагрузки по ширине зубчатого венца.

**2.3 Проектный расчет закрытой цилиндрической передачи**

Определим расчётный момент на шестерне

 Н·м

Предполагаемое передаточное число

Предполагаемый коэффициент ширины шестерни относительно её начального диаметра выбираю равным

Предполагаемое межосевое расстояние

мм

Желаемое межосевое расстояние выбираю равным мм.

Допустимое отклонение межосевого расстояния мм.

Предполагаемый начальный диаметр шестерни

мм

Определяем предполагаемую рабочую ширину

мм

Предполагаемый модуль

мм

Выбираю значение модуля по СТ СЭВ 310-76 равным 4,5мм.

Коэффициенты смещения шестерни и колеса равными Х1 = 0,5, Х2 = 0,5.

Исходный контур зубьев по ГОСТ 13755-81 α=200, h\*f =1,25, h\*a= 1, h\*L=2.

**2.4 Проверочный расчёт передачи передачи по контактным**

**напряжениям**

Производим расчёт геометрии по ГОСТ 16532-70.

Определяем сумму чисел зубьев

Частоту вращения колеса определяем по формуле

мин-1

Модуль отклонения частоты вращения от желаемой

мин-1

Находим торцовый угол профиля

Сумма коэффициентов смещения

Угол зацепления

Межосевое расстояние

мм

Модуль отклонения межосевого расстояния от желаемого

мм

Делительный диаметр шестерни

мм

Делительный диаметр колеса

мм

Начальный диаметр шестерни

мм

Начальный диаметр колеса

мм

Основной диаметр шестерни

мм

Основной диаметр колеса

мм

Диаметр вершин зубьев шестерни

мм

Диаметр вершин зубьев колеса

мм

Диаметр впадин зубьев шестерни

мм

Диаметр впадин зубьев колеса

мм

Основной окружной шаг

мм

Осевой шаг

мм

Угол профиля зуба шестерни в точке на окружности вершин

Угол профиля зуба колеса в точке на окружности вершин

Коэффициент торцового перекрытия

Коэффициент осевого перекрытия

Коэффициент перекрытия

Средняя суммарная длина контактных линий

мм

Коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий

Наименьшая суммарная длина контактных линий

мм

Число зубьев шестерни, обхватываемых нормалемером определяем по формуле

Принимаем Zn1 = 3.

Число зубьев колеса, охватываемых нормалемером

Принимаем Zn2 = 8.

Определяем длину общей нормали шестерни

Длина общей нормали колеса

**2.5 Проверочный расчёт по напряжениям изгиба**

Определение реакций зубчатых колёс навалы

Расчётный вращающий момент на шестерне

 Н·м

Расчётный вращающий момент на колесе

Н·м,

где η – КПД передачи, η=0,98.

Определяем расчётную окружную силу

Н

Определяем расчётную радиальную силу

Н

Расчётная нормальная сила

Н

Определение расчётных напряжений по ГОСТ 21354-67

Удельная расчётная окружная сила

Н/мм

Коэффициент, учитывающий форму сопряжённых поверхностей зубьев в полюсе зацепления

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

Расчётные контактные напряжения

МПа

МПа

Эквивалентное число зубьев шестерни

Эквивалентное число зубьев колеса

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, шестерни

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, шестерни

Коэффициент, учитывающий наклон зуба

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

Расчётные напряжения изгиба зубьев шестерни

МПа

МПа

Расчётные напряжения изгиба зубьев колеса

МПа

МПа

**2.6 Расчет цилиндрических открытых передач**

**2.6.1 Проектный расчет**

Расчетный модуль зацепления определяется по формуле

 , (55)

где km=1,4;

ΨbdII - коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра.

По известной твердости материала шестерни и консольному расположению колес относительно опор из таблицы 4.2.6[2] выбираем ΨbdII=0,3;

KFβII - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца. На основании известной твердости материала шестерни, консольного расположения ее относительно опор и коэффициента ΨbdII по рисунку 4.2.2[2] находим

KFβII=1,3;

КА –коэффициент внешней динамической нагрузки КА=1,25;

YFSII - коэффициент, учитывающий форму зуба, определяем по рисунку 4.2.3[2] по известному числу зубьев YFSII=3.72

Расчетный модуль зацепления первой цилиндрической передачи

 (57)

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

Расчетный модуль зацепления второй цилиндрической передачи

Округляем значение модуля до ближайшей величины m=1.5

**2.6.2 Расчет геометрических параметров цилиндрических передач**

Определяем диаметры зубчатых колес, мм

- начальный

 (58)

- вершин зубьев

 (59)

- впадин зубьев

 (60)

Определяем расчетное межосевое расстояние

 (61)

Ширина венца зубчатых колес

bw3=30мм

bw4=36мм

bw5=48мм

bw6=40мм

bw7=34мм

**2.6.3 Проектный расчет конической передачи**

Расчетный диаметр шестерни

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).

Ширина венца конических колес

Принимаем b=45мм

Определяем угол делительного конуса

Внешнее конусное расстояние

Внешний делительный диаметр шестерни

Определяем действительные величины углов делительных конусов

Определяем внешние делительные диаметры колеса и шестерни по формуле

Определяем внешние диаметры вершин зубьев

Определяем внешние диаметры впадин зубьев

Действительное внешнее конусное расстояние

Средний модуль зацепления

Средние делительные диаметры колес

Определяем средний делительный диаметр

Определяем расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев шестерни по формуле

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

Определяем внешнюю окружную толщину зуба



**3 Расчет валов**

**3.1 Предварительный расчет валов**

Средний диаметр вала определяем по формуле

где - допустимые напряжение кручения ;

Т- крутящий момент Н·м.

Определим диаметры первого вала

мм

Примем d=28мм диаметр конца вала 26мм, под подшипником 35мм.

Определим диметры второго вала

Примем диаметр вала под подшипники 30мм, под колесом 36мм.

Определим диаметры третьего вала

Примем диаметр под подшипники 40мм, под колесом 46мм.

Определим диаметры четвертого вала

Примем диаметр под подшипники 40 мм, под колесо 46мм

Определим диаметры пятого вала

Примем диаметр конца вала 40 мм, под подшипники45 мм, под колесо 50мм

Определим диаметры шестого вала

Примем диаметр конца вала 68 мм, под подшипники 75 мм, под колесо 82мм

**3.2 Проектный и проверочный расчет тихоходного вала**

**3.2.1 Проектный расчет тихоходного вала**

Определяем пункты приложения, направления и величины сил, нагружающие валы в плоскости XOZ

.

Определяем пункты приложения, направления и величины сил, нагружающие валы в плоскости YOZ

Вычисляем реакции RAx и RBx в опорах А и Б плоскости XOZ

Вычисляем реакции RAy и RBy в опорах А и B плоскости XOY



Определим изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов Mиx в плоскости XOZ

Определим изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов Mиy в плоскости YOZ

Вычисляем суммарные изгибающие моменты в характерных точках вала с построением эпюры изгибающих моментов Mи

Определяем диаметр выходного конца вала по формуле

где [τ]- допускаемое изгибное напряжение [τ]=20...30мПа.

Ослабление вала шпоночной канавкой необходимо компенсировать увеличением диаметра на 8…10%. Окончательно принимаем по ГОСТ6636-69 диаметр выходного конца вала

dK1=40мм; dK2=68мм

Диаметр вала под подшипниками дожжен быть несколько больше dK1 и dK2 и должен быть кратным 5, значит

dП1=45мм ; dП2=75мм

Принимаем диаметр вала между выходным концом и цапфой под подшипник

dK-П1=42мм; dK-П2=72мм.

Диаметр вала под шестерней и зубчатым колесом должен обеспечивать свободный проход шестерни и зубчатого колеса соответственно до места их посадки

dшест=50м dзуб.кол=80мм

Диаметр буртика должен быть больше диаметра вала под колесом на две высоты заплечиков в соответствие с таблицей 14.7[3], принимаем dσ1=44мм.

**3.2.2 Расчет тихоходного вала на усталостную прочность**

По эпюрам Т и Ми выбираем опасное сечение вала – это сечение под подшипником. Оно имеет следующие параметры:

,

, (по таблице 4.1[5]).

Назначаем материал вала – сталь 45 нормализованную с пределом прочности и вычисляем его предел выносливости по 6.7.1[2]

 (89)

По таблице 6.7.3[2] выбираем значение коэффициентов концентрации напряжения по изгибу (kσ) и по кручению (kτ)

 .

Определяем моменты сопротивления сечения

Амплитуды и средние напряжения циклов

Определяем коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения по известному материалу вала и его диаметру по рисунку 6.7.3[2]:.

Коэффициент влияния параметров шероховатости поверхности определяем по рисунку 6.7.4[2]: .

Коэффициент влияния поверхностного упрочнения находим по таблице 6.7.2[2] .

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала вала к асимметрии цикла изменений напряжений находим по таблице 6.7.1[2] .

Определяем коэффициент снижения предела выносливости в рассматриваемом сечении

 (92)

Определяем коэффициент запаса прочности

- по нормальным напряжениям

 (93)

-по касательным напряжениям

 (94)

Общий запас сопротивления усталости

, (95)

где - коэффициент безопасности, =3

Таким образом прочность вала обеспечена.

**4 Подбор и проверка подшипников качения**

Для рассчитанного вала подберем подшипники. Принимаем подшипники шариковые радиально-упорные однорядные N215 ГОСТ 831-75. Они имеют следующие характеристики

С=66300Н

С0=41000 Н

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку по формуле

 (96)

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

 (97)

где - частота вращения вала;

 - продолжительность работы передачи.

Все условия для выбора подшипников выполняются.

**5 Расчет шпоночных соединений**

Выполним проверочный расчет шпонки под ступицей. Параметры шпонки приведены в таблице 6.1.

Таблица 6.1 Основные параметры шпонки

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  | b, мм | h, мм | t, мм |
| Колесо | 20 | 12 | 7,5 |
| Шестерня | 14 | 9 | 5,5 |

Проверочный расчет шпоночного соединения выполним в соответствии с [4].

где - высота шпонки ();

 - ширина шпонки ();

Определяем расчетную длину шпонки

где l- длина ступицы, мм.

Рассчитываем шпонку под колесом, приняв допускаемое напряжение при смятии шпонки МПа проверим прочность



МПа

107,6<200

Рассчитываем шпонку под шестерней

МПа

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

6 **Выбор муфт**

В соответствии с условиями работы привода и исходя из конструктивных соображений выбираем муфту упругую пальцево-втулочную по ГОСТ 21424-75.

**6.1 Проверочный расчет муфты**

Проверка втулок на напряжение смятия

 ,

где - коэффициент режима работы (в соответствии с таблицей 6.4[3]);

 - момент на выходном валу привода;

 - диаметр пальцев под втулкой (в соответствии с таблицей 6.14[3]);

 - длина резиновой втулки(в соответствии с таблицей 6.14[3]);

 - число пальцев (в соответствии с таблицей 6.14[3]);

 - диаметр окружности расположения пальцев (определяется по известному моменту на валу ).

Таким образом

Проверка пальцев при напряжении изгиба

где

Из вышеприведенных расчетов следует, что все условия для выбора муфт выполняются.

7 **Выбор и обоснование количества смазки**

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, подшипник должен быть утоплен в своих гнёздах на 2 …5 мм.

8 **Техника безопасности при работе привода**

Все вращающиеся детали должны иметь защитное ограждение (кожухи).

Персонал, работающий с приводом (обслуживающим) должен пройти инструктаж по безопасной работе.

Привод должен быть заземлён, или запулен на землю, проводом достаточно низкого сопротивления (толстого сечения).

Так как масло индустриальное является огнеопасным материалом, особенно при нагреве в ходе работы привода, необходимо оборудовать пожарный щит.

**Заключение**

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

При расчёте цилиндрического одноступенчатого редуктора мы выбрали двигатель 4А100S2У3, у которого мощность , частота вращения .

При разработке редуктора приняли сталь 45. Допускаемое контактное напряжение получилось , допускаемое напряжение изгиба .Выполняя проверочный расчёт на выносливость по напряжениям изгиба получили , что меньше чем допускаемое напряжение изгиба , а значит, возможно, применение материалов со слабыми характеристиками или использование полых деталей.

Контактное напряжение получилось , что меньше чем допускаемое контактное напряжение , а это говорит о том, что можно 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 №215

**Список использованной литературы**

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 пронктированию, 1999.-48с.