МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РФ

ТОЛЬЯТТИНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

**Расчетно-пояснительная записка**

**к курсовому проекту**

Выполнил: Ананченко К.С.

Группа: М-301

Проверил: Пахоменко А.Н.

ТОЛЬЯТТИ 2004г.

**Введение**

Целью курсового проекта является практическое закрепление знаний по дисциплине и приобретение навыков проектирования основных узлов и деталей машин.

Объектом курсового проектирования являются механические передачи для преобразования вращательного движения, а также вращательного в поступательное. В рассматриваемом приводе представлены основные детали, кинематические пары и соединения. Здесь есть цепные и цилиндрические передачи, валы, оси, подшипники, соединительные муфты, соединения резьбовые, сварные, штифтовые, вал-ступица, корпусные детали, уплотнительные устройства и так далее. При проектировании редуктора находят практическое приложение такие важнейшие сведения из курса, как расчеты на контактную и объемную прочность, тепловые расчеты, выбор материалов и термообработок, масел, посадок, параметров шероховатости и так далее.

При выполнении проекта используются математические модели, базирующиеся на теоретических и экспериментальных исследованиях, относящиеся к объемной и контактной прочности, материаловедению, теплотехнике, гидравлике, теории упругости, строительной механике, трибонике и др. Широко используются также знания из курсов сопротивления материалов, теоретической механики, теории механизмов и машин, технологии машиностроения, машиностроительного черчения и др.

**1. Выбор электродвигателя и энерго-кинематический расчет привода**

**Кинематическая схема привода общего назначения.**

# ЭД – электродвигатель

1 – цепная передача

2 – коническая передача

3 – цилиндрическая передача

Мощность на выходном валу привода: Рвв=2,1кВт.

Частота вращения на выходном валу привода: nвв=112об/мин.

Нагрузка постоянная.

Коэффициент перегрузки: Кп=1,45.

Срок службы привода: t=25000сек.

##### Энерго-кинематический расчет привода

# Исходные данные для расчета:

Мощность на выходном валу: 2,1 КВт.

Частота вращения выходного вала: 112об/мин.

Нагрузка постоянная

Срок службы: 25000 часов.

1-цепная передача.

2-цилиндрическая косозубая передача.

3-цилиндрическая прямозубая передача.

Передачи 2 и 3 закрытые.

ЭД – электродвигатель.

### **Выбор параметров передач и элементов привода**

Назначаем КПД (η) передач и элементов (подшипников) привода:

* цепная передача —0,96

* передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами — 0,98

* передача редуктора цилиндрическими зубчатыми колесами — 0,98

* подшипники качения (одна пара) — 0,995

Определяем ориентировочное (расчетное) значение КПД привода:

, где:

m - число пар подшипников качения в приводе (для данной схемы m=3)

Задаемся передаточными числами (U) передач привода:

* цепная передача — U1=2
* зубчатая цилиндрическая передача(косозубая) — U2=3
* зубчатая цилиндрическая передача (прямозубая)— U3=3

Определяем передаточное число привода:

;

Определяем расчетную мощность электродвигателя:

Определяем потребную частоту вращения вала электродвигателя:

Выбираем электродвигатель с учетом расчетной мощности и потребной частоты:

марка электродвигателя —4А 90L4;; .

Определяем фактическое передаточное число привода:

Разбиваем фактическое передаточное число привода на передаточные числа передач привода с учетом рекомендаций и стандартного ряда на передаточные числа:

примем передаточное число цепной передачи — Uст1=2,0;

Т.к. редуктор двухступенчатый, то передаточные числа для цилиндрических передач определятся следующим образом:

прямозубая цилиндрическая передача (тихоходная) —

,

где

;

принимаю

;

косозубая цилиндрическая передача (быстроходная) —

;

Принемаю

.

Определяем фактическое передаточное число привода с учетом передаточных чисел принятых ранее:

;

.

Определяем фактическую частоту вращения выходного вала привода:

об/мин.

Определим погрешность и сравним с допускаемой в 5% :

Условие выполняется, переходим к следующему этапу расчета.

Определяем частоты вращения валов привода:

об/мин.

об/мин.

об/мин.

об/мин.

Определяем вращающие моменты на валах привода:

 Н·м.

 Н·м.

 Н·м.

 Н·м.


## Сводная таблица вращающих моментов и частот вращения валов привода:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| вал | I | II | III | IV |
| n, об/мин. | 1425 | 712,5 | 285 | 114 |
| T, Н\*м | 15,494 | 29,6 | 72,157 | 175,901 |

Расчет цепной передачи

Исходные данные:

Частота вращения ведущей (малой) звездочки: n1 = 1425об/мин.

Частота вращения ведомой звездочки: n2 =712,5 об./мин.

Расчетная мощность двигателя: N = 2,312 кВт.

Передаточное число цепной передачи: u = 2,0.

Расчет:

Определяю число зубьев ведущей (малой) звездочки:

z1=29-2u=29-2·2=25.

Принимаю число зубьев ведущей (малой) звездочки:

z1=25= zтабл=25…27,

где: z табл=25…27.

Определяю число зубьев ведомой звездочки:

z2=25·2 = 50

Определяю фактическое передаточное число цепной передачи:

Определяю отклонение от заданного передаточного числа:

Предварительно выбираю роликовую однорядную цепь нормальной серии.

Определяю шаг цепи P по следующей формуле:

,

где: Кэ=Кд·Ка·Кн·Крег·Ксм·Креж

Для однорядной цепи Кm= 1.

По таблицам выбираю коэффициенты:

КД=1– для спокойной нагрузки;

Ka=1;

KH=1;

Kрег=1 - для передвигающихся опор;

Ксм=1,5 – для периодического смазывания;

Креж= 1,25 - для двухсменной работы.

Кэ = 1·1·1,25·1·1,5·1,25 = 2,93

При n1 = 1425 мин-1,[P] = 19,19МПа.:

Рассчитанное значение шага цепи округляю до стандартного Р=12,7 мм.

По табл. принимаю цепь ПР-12,7-900-1 ГОСТ 13568-75.

Определяю межосевое расстояние:

а=(30…50)·P=(30…50)·12,7=381…635 мм

Принимаю среднее значение межосевого расстояния:

а = 508 мм.

Определяю число звеньев цепи:

Принимаю целое число звеньев цепи:

W = 118

Определяю фактическое межосевое расстояние:

Определяю монтажное межосевое расстояние:

ам=0,997·а=0,997·508,662=507,136 мм.

Определяю скорость цепи:

.

По табл. определяю, что данная цепная передача работает с циркуляционной под давлением смазкой, значит Ксм=0,8

Рассчитываю геометрические параметры цепной передачи.

Рассчитываю делительный диаметр:

.

Рассчитываю диаметры окружности выступов:

De1=P (0,5+ctg (180º/z1)=12,7(0,5 + ctg (1800/25)) = 106,881 мм.

De2=P (0,5+ctg (180º/z2)=12,7(0,5 + ctg (1800/50)) = 208,211 мм.

Рассчитываю диаметры окружности впадин:

Di1=Dd1-2r = 101,33– 2\*3,944= 93,442мм.

Di2= Dd2-2r = 202,26 – 2\*3,944 = 194,372 мм.

Рассчитываю радиусы впадины:

r=0,5025d1+0,05 = 0,5025\*7,75 + 0,05 =3,944 мм.,

где: d1=7,75 мм по табл. 4

Радиусы закругления зуба:

r1=1,7d1 = 1,7\*9,75 = 13,175мм.

h1=0,8d1 = 0,8\*7,75= 6,2 мм.

b1=0,93 Bbh-0,15 = 0,93\*2,4 – 0,15 = 2,082 мм.,

где:

Рассчитываю диаметры обода:

Dc1=P·ctg(180º/z1)-1,2h = 12.7\*ctg(180º/25) - 1,2\*10,0 = 88.531 мм.

Dc2=P·ctg(180º/z2)-1,2h = 12.7\*сtg(180º/50) – 1,2\*10,0 = 189,861 мм.,

где: h=10,0мм.

Определяю окружную силу:

.

По табл. 11 [n]max=2525 мин-1 при P=12,7мм и n1=1425мин-1 < [n]max =

=2525 мин-1.

Определяю число ударов:

по табл.12 [ν]=60 . Условие ν < [ν] выполняется.

Определяю удельное давление в шарнирах:

,

где: уточненное значение Кэ=1·1·1,25·1,25·0,8·1,25 =1,563 и проекция опорной поверхности шарниров А=39,6

Условие р=12,103МПа. < [p] =19,19МПа. выполняется.

Значение [p] выбираю по таблице 8.

Определяю статистическую прочность цепи:

, где:

Q=9000H по табл.2;

q=0,3кг;

Fv=q\*v = 0,3·7,542 = 17,055H;

F0=9,81·Kf ·q · a = 9,81·6,3·0,3·508,662·10-3=9,431 H,

где: Кf=6,3 для горизонтальной передачи.

По табл.14 [n]=12,54

Условие n=27,017 > [n] =12,54 выполняется.

Определяю силу, действующую на опоры вала;

Fon=KgFt+2Fo= 1 ·306,631+2·9,431=325,493 H.

Определяю стрелу провисания цепи:

f=0,02·a=0,02·508,662=10,1732мм.

**Расчет цилиндрической передачи**

Так как редуктор соосный, расчёт закрытых передач начинаем с тихоходной ступени, то есть с прямозубой цилиндрической передачи.

Исходные данные:

Выбираем материалы для изготовления зубчатых колёс и способы термообработки:

Выбираем в зависимости от выходной мощности

Так как

NВЫХ =кВт,

тогда материалы зубчатых колес – Сталь 40Х.

Термообработка:

шестерни – улучшение, твердость Н1 = (269…262)=265НВ;

колеса – улучшение, твердость Н2 = (235…262)=250НВ.

u = 2,5 – передаточное число.

n1 = 285об/мин – частота вращения шестерни,

n2 = 114об/мин – частота вращения колеса,

T1 = 72,157 Н∙м – вращающий момент на шестерне,

T2 = 175,901 Н∙м – вращающий момент на колесе,

Коэффициент перегрузки при пуске двигателя Кпер = 1,45.

1. Выбираем коэффициент ширины зуба ψba с учетом того, что имеем несимметричное расположение колес относительно опор: ψba = 0,4

Тогда коэффициент ширины зуба по диаметру ψbd определяем по формуле:

ψbd = 0,5⋅ψba⋅(u+1) = 0,5⋅0,4⋅(2,5+1) = 0,7.

### 2. Проектный расчет заключается в определении межосевого расстояния проектируемой передачи:

### ,


### где Ka = 495 – вспомогательный коэффициент, зависящий от вида передачи и материала зубчатых колёс (т.к. прямозубая передача.);

### T2H = 175,901– вращающий момент на валу колеса, Н⋅м;

### u = 2,5– передаточное отношение;

### KHβ = 1,07–коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, зависит от параметра ψbd, схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев;

### ψba = 0,4– коэффициент ширины зуба;

σHP – допускаемое контактное напряжение, МПа.

### Допускаемые контактные σHP напряжения определяют раздельно для шестерни и колеса по формуле:

### ,


### где σHlimb1,2 =2⋅НHB +70 МПа– предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для закалённых колес.

### σHlimb1 = 2⋅ННВ + 70=2⋅265+70=600 МПа

### σHlimb2 = 2⋅ННВ + 70=2⋅200+70=570 МПа

### SH1,2 = 1,1– коэффициент запаса прочности (т.к улучшение);

### ZR – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

### Zυ – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

### ZL – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

### ZX – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

В проектировочном расчете

ZR ⋅Zυ ⋅ZL ⋅ZX = 0,9.

Тогда:

.


### ZN – коэффициент долговечности;

Суммарное число циклов перемены напряжений NК при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

NK = 60⋅c⋅n⋅t,

### где с – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, n – частота вращения, рассчитываемого зубчатого колеса (шестерни), об/мин, t = 22000– срок службы передачи, в часах.

Таким образом:

NK1 = 60⋅c⋅n1⋅t = 60∙1∙285∙25000 = 428∙106 циклов,

NK2 = 60⋅c⋅n2⋅t = 60∙1∙114∙25000 = 171∙106 циклов.

Базовые числа циклов напряжений, соответствующие пределу выносливости, определяется по формуле:

NHlim1,2 = 30⋅HHB12,4,

NHlim1 = 30∙2652,4= 20∙106

NHlim2 = 30∙2502,4= 17∙106

Так как NK > NHlim определяем значение ZN по формуле:

ZN1 = = 0,858,

Так как NK < NHlim определяем значение ZN по формуле:

ZN1 = = 0,891.

Принимаем ZN1 = ZN2 = 0,9 (соответственно графику).

Используя полученные данные, найдем допускаемые контактные напряжения σHP, МПа:

∙0,9∙0,9 = 442,

∙0,9∙0,9 = 420.


### В качестве допускаемого контактного напряжения σHP для прямозубой передачи при проектировочном расчете принимают допускаемое напряжение того зубчатого колеса (шестерни или колеса), для которого оно меньше, то есть:

### σHP = σHP2=420 МПа.

### Полученные данные подставим в формулу по определению межосевого расстояния:

### =130,497 мм.


### Полученное межосевое расстояние округляется до стандартного значения: aω = 125 мм.

### 3. Рассчитываем значение модуля:

m = (0,01…0,02)⋅aω = (0,01…0,02)⋅125=1,25…2,5 мм.

### По ГОСТ 9563-80 принимаем стандартный нормальный модуль:

### m = 2,5 мм.

### 4. Угол наклона зубьев β = 0°

### Определяем суммарное число зубьев zC шестерни z1 и колеса z2 :

### zC = (2⋅aω⋅сosβ)/m = 2∙125∙сos(0°)/2,5 = 100,

### Тогда:

### z1 = zC/(1+u) = 100/(2,5+1) = 29,

### z2 = zС – z1 = 100 – 29= 71.

### где zmin = 17 для передач без смещения.

### 5. Уточняем передаточное число и его погрешность по формулам:

,

 что меньше допустимых максимальных 3%.

### 6. Уточняем значение угла β по формуле:

, тогда β = 0°


### 7. Основные размеры шестерни и колеса:

### 7.1 Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле, мм:


### Диаметры вершин зубьев определяются по формуле с учетом того, что зубья изготовлены без смещения (х = 0), мм:

### da1 = d1 + 2⋅m= 72,5 + 2⋅2,5=77,5,

### da2 = d2 + 2⋅m = 177,5 + 2,5⋅2= 182,5;

### Диаметры впадин, мм:

### df1=d1 – 2,5⋅m = 72,5 – 2,5⋅2,5 = 66,25,

### df2=d2 – 2,5⋅m = 177,5 – 2,5⋅2,5 = 171,25;

### Основные диаметры, мм:

db1 = d1∙cosαt = 72,5⋅cos20 = 68,128,

### db2 = d2∙cosαt = 177,5⋅cos20 = 166,795,

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

°.


### Проверим полученные диаметры по формуле:

### aω = (d1 + d2)/2 = (72,5+ 177,5)/2 = 125,

### что совпадает с ранее найденным значением.

### Ширина колеса определяется по формуле:

b2 = ψba⋅aω = 0,4∙125 = 50мм.

### 7.6 Ширина шестерни определяется по формуле:

b1 = b2 + (5...10) = 50 + (5...10) = 55…60 мм.

### Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера: b1 = 57 мм.

### Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле:

 м/c.

По окружной скорости колес назначаем 9-ю степень точности зубчатых колес.

11. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

### 11.1 Определение расчетного контактного напряжения

### Контактная выносливость устанавливается сопоставлением, действующим в полосе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

### σH = σH0⋅≤ σHP,


### где KH – коэффициент нагрузки;

### σH0 – контактное напряжение в полюсе зацепления при KH = 1.

### Контактное напряжение в полюсе зацепления при KH = 1 определяют следующим образом, МПа:

### σH0 = ZE⋅ZH⋅Zε,


### где ZE = 190– коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных зубчатых колес;

### ZH – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления определяется по формуле:

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

°;

основной угол наклона:

βb = arcsin(sinβ⋅cos20°) = arcsin(0⋅0,94) = 0°;

угол зацепления:

,

так как х1 + х2 = 0, то αtω = αt = 20°.

### Коэффициент осевого перекрытия εβ определяется по формуле:

### εβ = bω / pX,

где осевой шаг:

 ⇒


### Zε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяется по формуле:

, так как εβ =0

где коэффициент торцового перекрытия: εα =εа1 + εа2,

составляющие коэффициента торцового перекрытия:

,

,

где углы профиля зуба в точках на окружнос­тях вершин:

тогда εα =εа1 + εа2= 0,823 + 0,905 = 1,728.

### FtH = 2000⋅T1H/d1 = 2000⋅72,157/72,5 = 1990,538– окружная сила на делительном цилиндре, Н;

### bω = b2 = 50– рабочая ширина венца зубчатой передачи мм;

### d1 = 72,5– делительный диаметр шестерни мм,

Подставив полученные данные в формулу, получим:

σH0 = ZE⋅ZH⋅Zε361,609.


### Коэффициент нагрузки KH определяют по зависимости:

### KH = KА⋅KHα⋅KHβ⋅KHυ,

### где KА = 1– коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

### KHα = 1 (так как прямозубая передача)– коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости и степени точности по нормам плавности;

### KHβ = 1,07– коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба зависит от параметра ψbd, схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев;

### KHυ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку определяется по формуле:

KHυ = 1 + ωHυ⋅bω /(FtH⋅KA) = 1 + 3,348⋅50 /(1990,538⋅1) = 1,084,

Где

= 3,348,

где ωHυ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

υ = 1,081м/с – окружная скорость на делительном цилиндре;

δН = 0,06 – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (т.к. зубья прямые);

g0 = 7,3 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса .

Таким образом:

KH = KA∙KHυ∙KHβ∙KHα = 1⋅1⋅1,07⋅1,084 = 1,1599

Тогда:

σH = σH0⋅= 361,609∙ = 389,448 МПа.


### 11.2 Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

### Допускаемые контактные напряжения σHР определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

### σHР =⋅ZR⋅Zυ⋅ZL⋅ZX⋅,

где σHlimb – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжении;

σHlimb1= 600 МПа, σHlimb2= 570 МПа – рассчитаны ранее;

SH = 1,1 – минимальный коэффициент запаса прочности (для однородной структуры);

ZN1,2 =0,9 – коэффициент долговечности (определены в проектировочном расчете);

ZL = 1– коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала (т.к. отсутствуют экспе­риментальные данные);

ZR = 1 – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев (т.к. отсутствуют экспериментальные данные);

Zυ = 1– коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости (т.к. скорость < 5 м/с);

### ZX1,2 = 1 – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса поскольку d1 < 700 и d2 < 700

Тогда допускаемые контактные напряжения, МПа:

,

.

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимают:

σHP = σHP2=σНРmin =438,615

Сопоставим расчетное и допускаемое контактные напряжения:

σH ≤ σHP,

389,448 ≤ 438,615 – условие выполнено.

недогруз = , что меньше максимально допустимых 20%.

12. Проверочный расчет на контактную выносливость при действии максимальной нагрузки

Действительное напряжение σHmax определяют по формуле:

≤σHPmax

где КAS = 3 – коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки;

КA = 1 – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, (определен ранее);

Тмах / TH = Кпер = 1,45(исходные данные).

Таким образом:

 МПа.

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя σHPmax, зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба. Для зубьев, подвергнутых улучшению, принимают:

σHPmax1,2= 2,8σТ

тогда σHPmax1= 28·690 =1932 МПа, σHPmax2= 28·540 =1512 МПа.

Проверка условия прочности:

σHmax ≤ σHPmax1 → 812,258 МПа ≤ 1932 МПа – условие выполнено;

σHmax ≤ σHPmax2 → 812,258 МПа ≤ 1512 МПа – условие выполнено.

13. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

13.1 Определение расчетного изгибного напряжения

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

σF ≤ σFP.

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле, МПа:

σF = ⋅KF⋅YFS⋅Yβ⋅Yε

где FtF =1990,538– окружная сила на делительном цилиндре, Н;

bω = 50– рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм;

m = 2,5– нормальный модуль, мм;

YFS – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений определяется по формуле:

,

где x1 = x2 = 0 – коэффициенты смещения;

zυ1 = z1 / cos3β = 29/13 = 29 – эквивалентное число зубьев шестерни,

zυ2 = z2 / cos3β = 71/13 = 71 – эквивалентное число зубьев колеса.

Тогда:

,

,


### Yβ = 1(т.к. β = 0)– коэффициент, учитывающий наклон зуба;

Yε =1(т.к. передача прямозубая) – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

KF – коэффициент нагрузки принимают по формуле:

### KF = KA⋅KFυ⋅KFβ⋅KFα,

### где KA = 1– коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения);

### KFυ = 1,225– коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса определяется по таблице.

### KFβ = 1,07 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения на­грузки по длине контактных линий (по графику);

### KFα = 1(т.к. прямозубая передача)– коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

Таким образом:

KF = KA⋅KFυ⋅KFβ⋅KFα = 1⋅1,225⋅1,07⋅1 = 1,311.

Тогда:

σF1 = ⋅KF⋅YFS1⋅Yβ⋅Yε = ⋅1,311⋅3,925⋅1∙1 = 81,941 МПа,

σF2 = ⋅KF⋅YFS2⋅Yβ⋅Yε = ⋅1,311⋅3,656⋅1∙1 = 76,325 МПа.


# 13.2 Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб

### Допускаемым напряжением σFP определяются по формуле:

### σFP = ⋅YN⋅Yδ⋅YR⋅YX ,


### где σFlimb – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа определяется по формуле:

### σFlimb =σ0Flimb⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA ,

### где σ0Flimb – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба,

для колес из стали марки 40Х, подвергшейся улучшению σ0Flimb = 1,75ННВ МПа.

σ0Flimb1 = 1,75\*265 = 463,75 МПа. σ0Flimb2 = 1,75\*250=437,5 МПа.

### YT принимают YT1 = YT2 = 1, поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний к соответствующим табл. – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

### Yz – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса для поковки Yz1 = 1 и Yz2 = 1;

### Yg – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зуба Yg1 = Yg2 = 1, так как шлифование не используется;

### Yd – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности, Yd1 = Yd2 = 1, так как отсутствует деформационное упрочнение;

YA = 1– коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки так как одностороннее приложение нагрузки.

Тогда:

σFlimb1 =σ0Flimb1⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA = 463,75⋅1⋅1⋅1⋅1⋅1 = 463,75 МПа;

σFlimb2 =σ0Flimb2⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA = 437,5⋅1⋅1⋅1⋅1⋅1 = 437,5 МПа.

SF = 1,7 – коэффициент запаса прочности определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки;

YN – коэффициент долговечности находится по формуле:

 но не менее 1,

где qF – показатель степени;

NFlim – базовое число циклов перемены напряжений, NFlim = 4⋅106 циклов;

NК – суммарное число циклов перемены напряжений, уже определены:

NK1 = 427,5∙106 циклов,

NK2 = 171∙106 циклов.

Так как NK1 > NFlim = 4⋅106 и NK2 > NFlim, то YN1 = YN2 =1.

Yδ – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений находится в зависимости от значения модуля m по формуле:

Yδ = 1,082 – 0,172∙lgm = 1,082 – 0,172∙lg2,5 = 1,014

YR – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности: при улучшении YR1,2 = 1,2.

YX – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса определяется по формуле:

YX1 = 1,05 – 0,000125∙d1 = 1,05 – 0,000125⋅72,5 = 1,041,

YX2 = 1,05 – 0,000125∙d2 = 1,05 – 0,000125⋅177,5 = 1,028

Таким образом:

МПа,

МПа.

Сопоставим расчетные и допускаемые напряжения на изгиб:

σF1 = 80,941 < σFP1 = 345,545,

σF2 =76,325 < σFP2 = 321,915.

Условие выполняется.

### 13.3 Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки:

σFmax ≤ σFPmax.

Расчетное местное напряжение σFmax, определяют по формуле:

,

где КAS = 3– коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки;

КA = 1 – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, (определен ранее);

Тмах / TF = Кпер = 1,45(исходные данные).

Таким образом:

МПа,

МПа.

Допускаемое напряжение σFPmax определяют раздельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле:

,

где σFSt – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа; определяем по приближённой зависимости:

σFSt ≈ σFlimb⋅YNmax⋅KSt

где σFlimb – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

σFlimb1 = 463,75 МПа σFlimb2 = 437,5 МПа

YNmax1,2 = 4 (т.к. qF = 6)– коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения.

KSt1,2 = 1,3 (т.к. qF = 6)– коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определёнными при ударном, однократном нагружении и при числе ударных нагружений N = 103;

Тогда:

σFSt1 ≈ σFlim1⋅YNmax1⋅KSt1 = 463,75∙4∙1,3 = 2411,5 МПа,

σFSt2 ≈ σFlimb2⋅YNmax2⋅KSt2 = 437,5⋅4⋅1,3 = 2275 МПа.

SFSt = 1,75 – коэффициент запаса прочности;

YX – коэффициент учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле. YX1 = 1,041, YX2 = 1,028 (определены ранее).

коэффициент YRSt= 1 и отношение YδSt /YδStT = 1.

Получим:

Проверка условия прочности:

σFmax1 ≤ σFPmax1 → 352,093МПа ≤ 1434,498 МПа – условие выполнено;

σFmax2 ≤ σFPmax2 → 332,014 МПа ≤ 1336,4 МПа – условие выполнено.

**Расчет цилиндрической передачи**

Расчет косозубой быстроходной ступени.

Исходные данные:

Выбираем материалы для изготовления зубчатых колёс и способы из термообработки:

Выбираем в зависимости от выходной мощности

Так как

NВЫХ =кВт,

тогда материалы зубчатых колес – Сталь 40Х.

Термообработка:

шестерни – улучшение, твердость Н1 = Н2 (269…262)=265НВ;

колеса – улучшение, твердость Н2 = (235…262)=250НВ.

u = 2,5 – передаточное число.

n1 = 712,5об/мин – частота вращения шестерни,

n2 = 285об/мин – частота вращения колеса,

T1 = 29,6 Н∙м – вращающий момент на шестерне,

T2 = 72,157Н∙м – вращающий момент на колесе,

Коэффициент перегрузки при пуске двигателя Кпер = 1,45.

1. Выбираем коэффициент ширины зуба ψba с учетом того, что имеем несимметричное расположение колес относительно опор: ψba = 0,315

Тогда коэффициент ширины зуба по диаметру ψbd определяем по формуле:

ψbd = 0,5⋅ψba⋅(u+1) = 0,5⋅0,315⋅(2,5+1) = 0,55.

### 2. Проектный расчет заключается в определении межосевого расстояния проектируемой передачи:

### ,


### ак, как редуктор соосный, следовательно принимаем межосевое расстояние равное межосевому расстоянию тихоходной ступени (прямозубой передачи), тогда = 125 мм.


### 3. Рассчитываем значение модуля:

m = (0,01…0,02)⋅aω = (0,01…0,02)⋅125 = 1,25…2,5 мм.

### По ГОСТ 9563-80 принимаем стандартный нормальный модуль:

### m = 2,5 мм.

### 4. Задаёмся углом наклона β = 16° и определяем суммарное zC число зубьев шестерни z1 и колеса z2 :

### zC = (2⋅aω⋅сosβ)/m = 2∙125∙сos(13°)/2,5 = 97,43,

### Полученное значение округляем до целого числа: zC = 97.

### Тогда:

### z1 = zC/(1+u) = 97/(2,5+1) = 27,714,

### z2 = zС – z1 = 97 – 28 = 69.

### где zmin = 17 для передач без смещения.

###

### 5. Уточняем передаточное число и его погрешность по формулам:

,

что меньше допустимых максимальных 3%.

6. Уточняем значение угла β по формуле:

 , тогда β = 14°04’12”


### 7. Основные размеры шестерни и колеса:

### 7.1 Делительные диаметры шестерни и колеса определяются по формуле, мм:


### Диаметры вершин зубьев определяются по формуле с учетом того, что зубья изготовлены без смещения (х = 0), мм:

### da1 = d1 + 2⋅m= 72,165 + 2⋅2,5 = 77,165,

### da2 = d2 + 2⋅m = 177,835 + 2⋅2,5 = 182,835;

### Диаметры впадин, мм:

### df1=d1 – 2,5⋅m = 72,165 – 2,5⋅2,5 = 66,915,

### df2=d2 – 2,5⋅m = 177,835– 2,5⋅2,5 = 171,585;

### Основные диаметры, мм:

db1 = d1∙cosαt = 72,165⋅0,936 = 67,564,

### db2 = d2∙cosαt = 177,835⋅0,936 = 166,497,

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

°.


### Проверим полученные диаметры по формуле:

### aω = (d1 + d2)/2 = (72,165+ 177,835)/2 = 125 мм,

### что совпадает с ранее найденным значением.

### Ширина колеса определяется по формуле:

b2 = ψba⋅aω = 0,315∙125 = 39,375 мм.

### Полученное значение ширины колеса округляем до нормального линейного размера: b2 = 39 мм.

### 7.6 Ширина шестерни определяется по формуле, мм:

b1 = b2 + (5...10) = 39 + (5...10) = 44…49.

### Полученное значение ширины округляем до нормального линейного размера: b1 = 46 мм.

### Определим окружную скорость зубчатых колес по формуле:

 м/c.

По окружной скорости колес назначаем 9-ю степень точности зубчатых колес.

11. Проверочный расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

### 11.1. Определение расчетного контактного напряжения.

### Контактная выносливость устанавливается сопоставлением, действующим в полосе зацепления расчетного и допускаемого контактного напряжений:

### σH = σH0⋅≤ σHP,


### где KH – коэффициент нагрузки;

### σH0 – контактное напряжение в полюсе зацепления при KH = 1.

### Контактное напряжение в полюсе зацепления при KH = 1 определяют следующим образом, МПа:

### σH0 = ZE⋅ZH⋅Zε,


### где ZE = 190– коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес, для стальных зубчатых колес;

### ZH – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления определяется по формуле:

где делительный угол профиля в торцовом сечении:

°;

основной угол наклона:

βb = arcsin(sinβ⋅cos20°) = arcsin(0,243⋅0,94) = 13,2°;

угол зацепления:

,

так как х1 + х2 = 0, то αtω = αt = 20,57°.

### Коэффициент осевого перекрытия εβ определяется по формуле:

### εβ = bω / pX = 39/32,305= 1,207,

где осевой шаг:

.


### Zε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяется по формуле:

,

где коэффициент торцового перекрытия: εα =εа1 + εа2,

составляющие коэффициента торцового перекрытия:

,

,

где углы профиля зуба в точках на окружнос­тях вершин:

тогда εα =εа1 + εа2= 0,787 + 0,863 = 1,65.

### FtH = 2000⋅T1H/d1 = 2000⋅29,6/72,165 = 820,342– окружная сила на делительном цилиндре, Н;

### bω = b2 = 39– рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм;

### d1 = 72,165– делительный диаметр шестерни, мм.

Подставив полученные данные в формулу, получим:

σH0 = ZE⋅ZH⋅Zε230,038 МПа.


### Коэффициент нагрузки KH определяют по зависимости:

### KH = KА⋅KHα⋅KHβ⋅KHυ,

### где KА = 1– коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

### KHα = 1,13– коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости и степени точности по нормам плавности (по графику);

### KHβ = 1,04– коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине зуба зависит от параметра ψbd, схемы передачи и твердости активных поверхностей зубьев;

### KHυ – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку определяется по формуле:

KHυ = 1 + ωHυ⋅bω /(FtH⋅KA) = 1 + 2,778⋅39 /(820,342⋅1) = 1,132,

где

= 2,778,

где ωHυ – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

υ = 2,691м/с – окружная скорость на делительном цилиндре;

δН = 0,02 – коэффициент, учитывающий влияние зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (т.к. зубья косые);

g0 = 7,3 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса .

Таким образом:

KH = KA∙ KHα KHβ∙ KHυ∙ = 1⋅1,13⋅1,04⋅1,132 = 1,33

Тогда:

σH = σH0⋅= 230,038∙ = 265,293 МПа.


### 11.2 Допускаемые контактные напряжения в проверочном расчете

### Допускаемые контактные напряжения σHР определяют раздельно для шестерни и колеса, МПа:

### σHР =⋅ZR⋅Zυ⋅ZL⋅ZX⋅,

где σHlimb – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжении;

σHlimb1,2=2⋅НHB +70 МПа:

σHlimb1=2⋅265+70 = 600 МПа, σHlimb2=2⋅250+70 = 570 МПа.

SH = 1,1 – минимальный коэффициент запаса прочности (для однородной структуры);

ZN – коэффициент долговечности;

Суммарное число циклов перемены напряжений NК при постоянной нагрузке определяется следующим образом:

NK = 60⋅c⋅n⋅t,

### где с – число зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом, n – частота вращения, рассчитываемого зубчатого колеса (шестерни), об/мин, t = 25000– срок службы передачи, в часах.

Таким образом:

NK1 = 60⋅c⋅n1⋅t = 60∙1∙712,5∙25000 = 1069∙106 циклов,

NK2 = 60⋅c⋅n2⋅t = 60∙1∙285∙25000 = 428∙106 циклов.

Базовые числа циклов напряжений, со­ответствующие пределу вынос­ливости, определяется по формуле:

NHlim1,2 = 30⋅HHB1,22,4,

NHlim1 = 30⋅HHB12,4=30·2652,4=20·106

NHlim2 = 30⋅HHB12,4 = 30·2502,4 = 17·106

Так как NK1 > NHlim1 и NK2 < NHlim2 определяем значение ZN1,2 по формуле:

ZN1 = = 0,82 принимаем 0,9,

ZN2 = = 0,85 принимаем 0,9,

ZL = 1– коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала (т.к. отсутствуют экспе­риментальные данные);

ZR = 1 – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопря­жен­ных поверхностей зубьев (т.к. отсутствуют экспериментальные данные);

Zυ = 1– коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости (т.к. скорость < 5 м/с);

### ZX1,2 = 1 – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса поскольку d1 < 700 и d2 < 700

Тогда допускаемые контактные напряжения, МПа:

,

.

В качестве допускаемого контактного напряжения передачи, которое сопоставляют с расчетным, принимают:

σHP = 0,45⋅( σHP1 + σHP2) ≥ σНРmin

σHP = 0,45⋅( 466,39 + 443,045) ≥ 443,045

σHP = 409,246 ≥ 443,045

Сопоставим расчетное и допускаемое контактное напряжение:

σH ≤ σHP,

265,293 ≤ 409,246 – условие выполнено.

Так как ведётся расчёт быстроходной ступени двухступенчатого соосного редуктора, то процент недогруза значения не имеет.

12. Проверочный расчет на контактную выносливость при действии максимальной нагрузки

Действительное напряжение σHmax определяют по формуле:

где КAS = 3 – коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки;

КA = 1 – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, (определен ранее);

Тмах / TH = Кпер = 1,45(исходные данные).

Таким образом:

 МПа.

Допускаемое контактное напряжение при максимальной нагрузке, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя σHPmax, зависит от способа химико-термической обработки зубчатого колеса и от характера изменения твердости по глубине зуба. Для зубьев, подвергнутых улучшению, принимают:

σHPmax1,2= 2,8σТ

тогда

σHPmax1= 2,8·690 =1932 МПа, σHPmax2= 2,8·540 =1512 МПа.

Проверка условия прочности:

σHmax ≤ σHPmax1 → 553,312 МПа ≤ 1932 МПа – условие выполнено;

σHmax ≤ σHPmax2 → 553,312 МПа ≤ 1512 МПа – условие выполнено.

13. Расчет зубьев на выносливость при изгибе

13.1. Определение расчетного изгибного напряжения

Расчетом определяют напряжение в опасном сечении на переходной поверхности зуба для каждого зубчатого колеса.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливают сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения:

σF ≤ σFP.

Расчетное местное напряжение при изгибе определяют по формуле, МПа:

σF = ⋅KF⋅YFS⋅Yβ⋅Yε

где FtF = 820,342– окружная сила на делительном цилиндре, Н;

bω = 39– рабочая ширина венца зубчатой передачи, мм;

m = 2,5– нормальный модуль, мм;

YFS – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений определяется по формуле:

,

где x1 = x2 = 0 – коэффициенты смещения;

zυ1 = z1 / cos3β = 28/0,973 = 30,679 – эквивалентное число зубьев шестерни,

zυ2 = z2 / cos3β = 69/0,973 = 75,602 – эквивалентное число зубьев колеса.

Тогда:

,

,


### Yβ – коэффициент, учитывающий наклон зуба определяется по формуле:

### ,

Yε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев;

где εβ – коэффициент осевого перекрытия (определен при расчете расчетного контактного напряжения), т.к. εβ = 1,207 ≥ 1,то

KF – коэффициент нагрузки принимают по формуле:

### KF = KA⋅KFυ⋅KFβ⋅KFα,

### где KA = 1– коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения);

### KFυ = 1,4– коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возни­кающую в зацеплении до зоны резонанса определяется по таблице.

### KFβ = 1,07 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения на­грузки по длине контактных линий (по графику);

### KFα – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями определяется в зависимости от значения εβ.

### так как εβ =1,245> 1, то KFα определяется по следующей формуле:

### ,

где n – степень точности по нормам контакта (уже определена);

εα – коэффициент торцового перекрытия.

Таким образом:

KF = KA⋅KFυ⋅KFβ⋅KFα = 1⋅1,4⋅1,07⋅1 = 1,494.

Тогда:

σF1 = ⋅KF⋅YFS1⋅Yβ⋅Yε = ⋅1,494⋅3,9⋅0,858∙0,606 = 25,49 МПа,

σF2 = ⋅KF⋅YFS2⋅Yβ⋅Yε = ⋅1,494⋅3,645⋅0,0,858∙0,606 = 23,823 МПа.


# 13.2 Допускаемые напряжения в проверочном расчете на изгиб.

### Допускаемым напряжением σFP определяются по формуле:

### σFP = ⋅YN⋅Yδ⋅YR⋅YX ,


### где σFlimb – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа определяется по формуле:

### σFlimb =σ0Flimb⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA ,

### где σ0Flimb – предел выносливости при отнулевом цикле изгиба,

для колес из стали марки 40Х, подверженных улучшению σ0Flimb = 1,75ННВ МПа.

σ0Flimb1 = 1,75\*265 = 463,75МПа. σ0Flimb2 = 1,75\*250=437,5 МПа.

### YT принимают YT1 = YT2 = 1, поскольку в технологии изготовления шестерни и колеса нет отступлений от примечаний к соответствующим табл. – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;

### Yz – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса для поковки Yz1 = 1 и Yz2 = 1;

### Yg – коэффициент, учитывающий влияние шлифования передней поверхности зуба Yg1 = Yg2 = 1, так как шлифование не используется;

### Yd – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности, Yd1 = Yd2 = 1, так как отсутствует деформационное упрочнение;

YA = 1– коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки так как одностороннее приложение нагрузки.

Тогда:

σFlimb1 =σ0Flimb1⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA = 463,75⋅1⋅1⋅1⋅1⋅1 = 463,75 МПа;

σFlimb2 =σ0Flimb2⋅YT⋅Yz⋅Yg⋅Yd⋅YA = 437,5⋅1⋅1⋅1⋅1⋅1 = 437,5 МПа.

SF = 1,7 – коэффициент запаса прочности определяется в зависимости от способа термической и химико-термической обработки;

YN – коэффициент долговечности находится по формуле:

 но не менее 1,

где qF – показатель степени;

NFlim – базовое число циклов перемены напряжений, NFlim = 4⋅106 циклов;

NК – суммарное число циклов перемены напряжений, уже определены:

NK1 = 1069∙106 циклов,

NK2 = 428∙106 циклов.

Так как

NK1 > NFlim = 4⋅106 и NK2 > NFlim, то YN1 = YN2 =1.

Yδ – коэффициент, учитывающий градиент напряжения и чувствительность материала к концентрации напряжений находится в зависимости от значения модуля m по формуле:

Yδ = 1,082 – 0,172∙lgm = 1,082 – 0,172∙lg2,5= 1,014.

YR – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности: при улучшенииYR1,2 = 1,2.

YX – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса определяется по формуле:

YX1 = 1,05 – 0,000125∙d1 = 1,05 – 0,000125⋅72,165 = 1,041,

YX2 = 1,05 – 0,000125∙d2 = 1,05 – 0,000125⋅177,835 = 1,028.

Таким образом:

МПа,

МПа.

Сопоставим расчетные и допускаемые напряжения на изгиб:

σF1 = 25,49 < σFP1 = 345,545,

σF2 =23,823 < σFP2 = 321,915.

Условие выполняется.

### 13.3 Расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных де­формаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максималь­ной нагрузки:

σFmax ≤ σFPmax.

Расчетное местное напряжение σFmax, определяют по формуле:

,

где КAS = 3 – коэффициент внешней динамической нагрузки при расчетах на прочность от максимальной нагрузки;

КA = 1 – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, (определен ранее);

Тмах / TF = Кпер = 1,45(исходные данные).

Таким образом:

МПа,

МПа.

Допускаемое напряжение σFPmax определяют раздельно для зубчатых колес (шестерни и колеса) по формуле:

,

где σFSt – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа; определяем по приближённой зависимости:

σFSt ≈ σFlimb⋅YNmax⋅KSt

где σFlimb – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа;

σFlimb1 = 463,75 МПа σFlimb2 = 437,5 МПа

YNmax1,2 = 4 (т.к. qF = 6)– коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения.

KSt1,2 = 1.3 (т.к. qF = 6)– коэффициент, учитывающий различие между предельными напряжениями, определёнными при ударном, однократном нагружении и при числе ударных нагружений N = 103;

Тогда:

σFSt1 ≈ σFlim1⋅YNmax1⋅KSt1 = 463,75∙4∙1,3 = 2411,5МПа,

σFSt2 ≈ σFlimb2⋅YNmax2⋅KSt2 = 437,5⋅4⋅1,3 = 2275 МПа.

SFSt = 1,75 – коэффициент запаса прочности;

YX – коэффициент учитывающий размер зубчатого колеса, определяется по формуле. YX1 = 1,041, YX2 = 1,028 (определены ранее).

коэффициент YRSt= 1 и отношение YδSt /YδStT = 1.

Получим:

Проверка условия прочности:

σFmax1 ≤ σFPmax1 → 110,882 МПа ≤ 1434,498 МПа – условие выполнено;

σFmax2 ≤ σFPmax2 → 103,63 МПа ≤ 1336,4 МПа – условие выполнено.

**Проектный расчет валов редуктора**

Расчет выполняем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Крутящие моменты в поперечных сечениях валов:

ведущего Тк1=29,6.103 Н.мм;

промежуточного Тк2=72,157.103Н.мм;

выходного Тк3=175,901.103Н.мм;

Ведущий вал.

Диаметр выходного конца при допускаемом напряжении [τк] = 25МПа

Принимаем dв1=18мм.

Диаметр под подшипниками примем dп1=25мм; диаметр шейки для упора подшипника dδn1=25мм.

Промежуточный вал.

Определяем диаметр под колесо dк2 при допускаемом напряжении [τк] = 25МПа

Принимаем dк2=235мм; диаметр под подшипники dп2=30мм.

Выходной вал.

Определяем диаметр выходного конца вала dв3 при допускаемом напряжении [τк] = 15МПа

Примем dв3=40мм; диаметр под подшипники dп3=45мм; диаметр под цилиндрическое зубчатое колесо dк3=48мм; диаметр шейки для упора подшипника dδn3=51мм

**Проверочный расчет тихоходного (выходного) вала**

Рассчитаем нагрузки, возникающие в зубчатом зацеплении [3].

Окружное усилие:

.

Радиальное усилие:

Осевое усилие равно нулю, так как передача прямозубая.

Определим реакции в опорах.

; ,

; .

Из эпюры изгибающих моментов видно, что наиболее опасное сечение – в месте шпоночного паза для установки зубчатого колеса. Рассчитаем коэффициент запаса в этом сечении.

### Условие прочности вала имеет вид

,

где n – общий коэффициент запаса в рассматриваемом сечении вала;

[n] – допускаемый коэффициент запаса, [n] = 2,5;

Общий коэффициент запаса определяется по формуле (стр. 95 [2])

,

где nσ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

nτ –коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям.

При длительном сроке службы вала по [2]

,

,

где σт,τт – средние значения цикла нормальных напряжений изгиба и кручения,по [2]:

τт=τv=,

где Мк – крутящий момент на валу;

Wкнетто – момент сопротивления кручению, по [2]:

,

где b – ширина шпоночного паза;

t1 – глубина шпоночного паза вала;

d – диаметр вала под колесом.

σv и τv – амплитуды циклов нормальных и касательных напряжений.

,

где Ми – изгибающий момент на валу;

Wкнетто – момент сопротивления изгибу, по [2]:

σ-1 и τ-1 – пределы выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба и кручения, для углеродистой стали по [2]:

σ-1 = 0,43σв =0,43\*610=262,3Н/мм2, τ-1 =0,58σ-1 =0,58\*262,3=152 Н/мм2;

σт=0, так как осевое усилие на колесе равно нулю;

ψσ и ψτ – коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла изменения напряжений изгиба и кручения, для для углеродистых сталей, ψτ = 0,1;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

εσ, ετ – масштабные факторы для нормальных и касательных напряжений, по таб. [2] εσ=0,82, ετ =0,7;

kσ, kτ - эффективный коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений по таб. [2] kσ=1,6, kτ=1,5;

После подстановки:

Коэффициент запаса прочности:

> [n]=2,5

Условие прочности выполнено.

**Выбор подшипников**

На ведущем валу по справочнику [1] выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии диаметров ГОСТ 8338-75.

D=62мм; d=25мм; В=17мм, где

D – диаметр наружного кольца подшипника,

d – диаметр внутреннего кольца подшипника,

В – ширина подшипника.

На промежуточном валу по справочнику [1] выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии диаметров ГОСТ 8338-75.

D=72мм; d=30мм; В=19мм.

На выходном валу по справочнику [1] выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники особолегкой серии диаметров ГОСТ 8338-75.

D=85мм; d=45мм; В=19мм.

Расчет подшипников выходного вала на долговечность.

Расчет подшипников на долговечность производится по формуле [2]:

, где

С – динамическая грузоподъемность подшипника, С=16000

р – показатель степени. При точечном контакте р=3,

Р – эквивалентная нагрузка.

Р= ,при и Fa,

Fr – радиальная нагрузка, действующая на подшипник,

Х – коэффициент радиальной нагрузки, Х=1,

V – коэффициент вращения. Так как вращается внутреннее кольцо, то V=1,

Кσ – коэффициент безопасности, Кσ=1,

Кт – температурный коэффициент, Кт=1.

Исходя из данных, полученных при расчете вала на прочность определяем суммарные реакции:

Подставляем все необходимые значения в формулу для нахождения эквивалентной нагрузки:

Р=(=1.1.1055.1.1=7243,5Н.

Рассчитываем долговечность млн. об.:

,

Рассчитываем долговечность, ч:

,

где n=114 об/мин – частота вращения ведомого вала.

Подбор и расчет шпонок.

Ведущий вал.

Диаметр шейки вала, соединяемой со ступицей звездочки цепной передачи, d=18мм. По таблице [1] выбираем призматическую шпонку по ГОСТ 8788-68, сечение и длина шпонки глубина паза t1=3,5.

Проверяем шпоночное соединение на смятие по формуле:

, где

Т2 – крутящий момент на ведущем валу, Т2=29,6.103Н.мм,

d – диаметр шейки вала, соединяемой со звездочкой,

h – высота шпонки,

t1 – глубина паза вала,

b – ширина шпонки

Промежуточный вал.

Диаметр шейки вала, на которую насажено колесо, d=35мм. По таблице [1] выбираем призматическую шпонку по ГОСТ 8788-68, сечение и длина шпонки глубина паза t1=5.

Проверяем шпоночное соединение на смятие:

Т3 – крутящий момент на промежуточном валу, Т3=72,157.103Н.мм,

Выходной вал.

Диаметр шейки вала, на которую насажено цилиндрическое колесо, d=48мм. По таблице [1] выбираем призматическую шпонку по ГОСТ 8788-68, сечение и длина шпонки глубина паза t1=5,5.

Проверяем шпоночное соединение на смятие

Т4 – момент на выходном валу, Т4=175,901.103Н.мм,

Диаметр шейки вала, на котором расположена муфта МУВП, d=40мм. По таблице [1] выбираем призматическую шпонку по ГОСТ 8788-68, сечение и длина шпонки глубина паза t1=5.

Проверяем шпоночное соединение на смятие

**Компоновка редуктора**

Конструктивные размеры корпуса редуктора по [2].

Толщина стенок корпуса и крышки.

δ = 0,025 . aw +3 = 0,025.125+3 = 6.125мм. Принимаем δ = 8мм.

δ1 = 0,02 . aw +3 = 0,02.125+3 = 5,5мм. Принимаем δ1 = 7,5мм.

Толщина фланцев корпуса и крышки:

- верхнего фланца корпуса:

S = 1,5.δ = 1,5.8 = 12мм. Принимаем S = 12мм.

- фланца крышки редуктора:

S1 = 1,5.δ1 = 1,5.7,5 = 11,25мм.

-нижнего фланца корпуса:

S2 = 2,35.δ = 2,35. 8 = 18,8мм. Принимаем S2 = 19мм.

Диаметры болтов:

* фундаментных:

d1 = 0,033.aw+12 = 0,033.125+12 = 16,125мм.

Принимаем фундаментные болты М18.

крепящих крышку к корпусу у подшипника:

d2 = 0,725.d1 = 0,725.18 = 13,05мм.

Принимаем болты с резьбой М14.

* Болтов, соединяющих крышку и корпус:

d3 = 0,55.d1 = 0,55.18 = 9,9мм.

Принимаем болты с резьбой М10.

Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса

m= K+1,5δ=37+1,5⋅8= 49

Принимаем 50.

Толщина ребер корпуса

c1=0,9.δ = 0,9.8 = 7,2

Минимальный зазор между колесом и корпусом

в = 1,2.δ = 1,2.8 = 9,6

Принимаем 10

**Выбор муфты**

Для соединения валов редуктора сдругими узлами имеханизмами применяем муфту упругую втулочно-пальцевую. Эта муфта обладает достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов.

Расчетный вращающий момент определим по формуле (4.1):

,

где Т = 175,901 Н⋅м для тихоходного вала.

По диаметру конца быстроходного вала d = 40 мм и расчетному моменту Тр = 255 Н⋅м выбираем муфту с номинальным вращающим моментом Т = 500 Н⋅м [2, табл. 11.5, с. 277].

При предельно допустимых для муфты смещениях радиальная сила и изгибающий момент от нее невелики, поэтому при расчете валов и их опор этими нагрузками можно пренебречь.

Выбор способа смазки редуктора

Смазывание зубчатых зацеплений осуществляется окунанием в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения конического колеса на всю длину зуба.

Объем масляной ванны (принимается из расчета 1дм3 на 1кВт передаваемой мощности):

Устанавливаем вязкость масла [2, табл. 8.8, с. 253]:

В быстроходной паре при окружной скорости V=2,69 м/с рекомендуемвязкость масла равна 81,5 сСт; в тихоходной V=1,08 м/с и рекомендуемая вязкость масла равна 118 сСт. Среднее значение: υ= 100 сСт.

По табл. 8.10 [2] принимаем масло индустриальное И-100А (по ГОСТ 20799-75\*).Подшипники смазываются тем же маслом за счет разбрызгивания.

Уровень масла контролируется жезловым маслоуказателем при остановке редуктора.

Выбор уплотнений

В качестве уплотнений принимаем манжеты резиновые армированные (по ГОСТ 8752 – 70) – манжета 1-32×52-3, манжета 1-40×60-3.

Выбор шероховатости поверхностей.

Шейки валов под подшипники и шестерни – 1,25...2,5, под манжеты – 0,32.

Торцы буртов под подшипники и шестерни – 2,5.

Поверхность зубьев – 2,5.

Остальные обработанные поверхности – 12,5.

# Выбор посадок.

Посадки назначаем в соответствии с указаниями, данными в [2, табл. 8,11].

Посадки зубчатых колес на валы .

Посадки муфт на валы .

Посадки распорных втулок на валы .

Посадки крышек в гнезда под подшипники .

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Шейки валов под уплотнения – с отклонением h8.

Отклонение отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников H7.

# Сборка редуктора.

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очистить и покрыть маслостойкой краской.

Сборка производится в соответствии со сборочным чертежом редуктора, начиная с узлов валов:

- на ведущий вал насаживают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100 °С, и монтируют в стакане, обеспечивая натяг подшипников; на месте соединения вала со звездочкой закладывают шпонку 6 х 6 х 18.

- в промежуточный вал закладывают шпонку 10 х 8 х 32 и напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт; затем надевают распорную втулку, устанавливают щарикоподшипники, предварительно нагретые в масле;

- в выходной вал закладывают две шпонки 14 х 9 х 45 и 12 х 8 х 70 напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надевают распорную втулку и устанавливают шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса пастой «Герметик» УЗО-М. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу.

После этого ставят крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладывают манжеты. Проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами.

Затем ввертывают пробку маслоспускного отверстия и жезловый маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой из технического картона; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.

**ЛИТЕРАТУРА**

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. Куйбышев. М.: Машиностроение 1978.
2. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов/С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, К.Н. Боков и др. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.: ил. - 357 экз.
3. Основы проектирования деталей машин. В.Л. Устиненко, Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян.- Харьков: Вища школа. 1983.- 184 с.
4. Методическое пособие по расчету цепных передач. Сост. Авдонченкова Г.Л., Пахоменко А.Н. Тольятти: ТолПИ, 1998 г.

Расчет и проектирование цилиндрических зубчатых передач: метод. указания к выполнению курсовой работы по дисциплине «Детали машин» /сост. Мельников П. А., Пахоменко А. Н. – Тольятти, ТГУ, 2003г.