# ВВЕДЕНИЕ

# 1.КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

# 2.1 Выбор электродвигателя

# 2.2 Расчет частоты вращения вала электродвигателя

# 2.3 Кинематические расчеты

# 3 ВЫБОР МАТЕРИАЛА И РЕЖИМА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

# 3.1 Выбор материала и режима термической обработки для червяка

# 3.2 Выбор материала для червячных колес

# 4 РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

# 4.1 Расчет допустимых контактных напряжений

# 4.2 Расчет допустимых напряжений изгиба

# 5 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

# 5.1 Определение межосевого расстояния

# 5.2 Подбор основных параметров передачи

# 5.3 Фактическое передаточное число

# 5.4 Геометрические размеры червяка и колеса

# .5 К.П.Д. передачи

# 5.6 Силы в зацеплении

# 5.7 Проверочный расчет червячной передачи на контактную прочность

# 5.8 Проверочный расчет червячной передачи на изгибную прочность

# 5.9 Тепловой расчет

# 6 СМАЗКА

# 7 КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

# 7.1 Исходные данные для расчет

# 7.2 Приближенный расчет быстроходного вала

# 7.3 Приближенный расчет тихоходного вала

# 8 ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКО

# 8.1 Быстроходный вал

# 8.2 Тихоходный вал

# ЛИТЕРАТУРА

# ВВЕДЕНИЕ

Червячная передача относится к передачам зацеплением с перекрещивающимися осями валов.

Основные достоинства червячных передач: возможность получения больших передаточных чисел в одной паре, плавность зацепления, возможность самоторможения. Недостатки: сравнительно низкий к.п.д., повышенный износ и склонность к заеданию, необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов.

Червячные передачи дороже и сложнее зубчатых, поэтому их применяют, как правило, при необходимости передачи движения между перекрещивающимися валами, а также там, где необходимо большое передаточное отношение.

Критерием работоспособности червячных передач является поверхностная прочность зубьев, обеспечивающая их износостойкость и отсутствие выкрашивания и заедания, а также изгибная прочность. При действии в червячном зацеплении кратковременных перегрузок проводится проверка зубьев червячного колеса на изгиб по максимальной нагрузке.

Для тела червяка осуществляется проверочный расчет на жесткость, а также проводится тепловой расчет.

Проектирование осуществляется в два этапа: проектировочный – из условий контактной выносливости определяются основные размеры передачи и проверочный – при известных параметрах передачи в условиях ее работы определяются контактные и изгибные напряжения и сравниваются с допускаемыми по выносливости материала.

Определяются силы, нагружающие подшипники и производится подбор подшипников по грузоподъемности.

# КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТ

## Выбор электродвигателя

### Для выбора электродвигателя определяются требуемая его мощность и частота вращения.

Согласно исходным данным на проектирование, требуемую мощность для выполнения технологического процесса можно найти из формулы:

Рвых=Ft∙V, (2.1)

где Рвых – мощность на выходном валу привода, Вт;

Ft – тяговое усилие, Н;

V – скорость движения рабочего органа, м/с;

Рвых = 1,5 кВт.

### Определение общего К.П.Д. привода

Тогда в соответствии с кинематической цепочкой передачи мощности общий К.П.Д. всего привода рассчитывается по формуле:

ηобщ = η1⋅η2⋅η3⋅η4 (2.2)

Отсюда

ηобщ = 0,8⋅0,95⋅0,98⋅0,99 = 0,74.

Таким образом, из расчета общего К.П.Д. стало видно, что в процессе работы привода только 74% мощности от двигателя будет поступать к барабану лебедки.

Определим требуемую мощность двигателя для нормальной работы лебедки:

, (2.3)

 кВт.

Принимаем двигатель мощностью 2,2 кВт.

## Расчет частоты вращения вала электродвигателя

Поскольку на данном этапе еще неизвестны передаточные числа передач привода и не известна частота вращения вала двигателя, возникает возможность рассчитать желаемую частоту вращения вала электродвигателя.

Для этого проведены следующие расчеты.

### Определение частоты вращения выходного вала привода

Согласно исходным данным угловая скорость выходного вала рассчитывается по формуле:

,(2.4)

где ω – угловая скорость, с-1;

Dб – диаметр барабана, м;

v – скорость движения рабочего органа, м/с.

Тогда,

, с-1.

Найдем частоту вращения, зная угловую скорость по формуле:

 об/мин. (2.5)


### Определение желаемого передаточного числа привода

Из анализа кинематической схемы привода электролебедки видно, что общее передаточное число его (uобщ) образуется за счет передаточного числа редуктора червячной передачи.

= 16…50

Принимаем uчп = 50. Взаимосвязь между частотами вращения вала электродвигателя nдв и выходного вала nз определяется зависимостью:

nдв = nз uобщ, (2.6)

тогда желаемая частота вращения вала электродвигателя составит:

nдв = 38,2⋅50 = 1910 об/мин.

Согласно имеющейся номенклатуре двигателей наиболее близким к желаемой частоте вращения является двигатель с синхронной частотой вращения, равной 1500 об/мин. С учетом вышеизложенного, окончательно принимаем двигатель марки: 90L4/1395. серии АИР, который обладает следующими характеристиками:

Рдв = 2,2 кВт;

nдв = 1500 об/мин.

## Кинематические расчеты

Общее передаточное число:

uобщ = nдв/ = 1500/38,2=39,3.

Определим все кинематические характеристики проектируемого привода, которые понадобятся в дальнейшем для детальной проработки передачи. Определение частоты и скоростей вращения. Частоты вращения всех валов легко рассчитать, начиная, от выбранной частоты вращения вала электродвигателя с учетом того, что частота вращения каждого последующего вала определяется через частоту вращения предыдущего по формуле (2.7) с учетом передаточного числа:

,(2.7)

где n(i+1) – частота вращения i+1 вала, об/мин;

ui–(i+1) – передаточное отношении между i и i+1 валами.

об/мин,

об/мин.

Моменты на валах редуктора:

Т1=9,55⋅103(Р/nэ)= 9,55⋅103⋅(2,2/1500)=14,0 Н⋅м

Т2=Т1⋅u=14,0⋅39,3=550 Н⋅м.

# ВЫБОР МАТЕРИАЛА И РЕЖИМА ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ

Необходимо помнить, что при работе червячной передачи в контакте витков червяка и зубьев червячных колес присутствует трение скольжения. Поэтому для снижения сил трения и повышения К.П.Д. передачи червяк изготавливают из стали, а червячное колесо из бронзы, латуни, серого чугуна.

## Выбор материала и режима термической обработки для червяка.

 При выборе конкретного материала и режима термической обработки для червяка необходимо учитывать стоимость и дефицитность материала. Материалом для червяка являются конструкционные качественные среднеуглеродистые или низколегированные стали: сталь 35, сталь 40, сталь 45, 40Х, 40ХМ.

Выбираем сталь 40ХН, твердостью HRC50-56 σт=750 МПа, улучшение и закалка токами высокой частоты.

## Выбор материала для червячных колес

Основным критерием для выбора материала червячных колес является скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса. Скорость скольжения ориентировочно может быть рассчитана по формуле (3.14).

Vs = 0,45⋅10-3⋅n2⋅u⋅;(3.1)

где Vs - скорость скольжения, м/с;

n2 – частота вращения вала червячного колеса;

u - передаточное число червячной передачи;

Т2 - крутящий момент на валу червячного колеса. 992,6

Vs = 0,45⋅10-3⋅38,2⋅50⋅= 7,0 м/с.

Принимаем: бронзу БрО10Ф1, способ отливки центробежное литье, σв = 215 МПа, σт = 135 МПа.

# РАСЧЕТ ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

В данном разделе осуществляется расчет допускаемых напряжений материала червяка и червячного колеса. В понятие допускаемых напряжений вкладывается следующие смысл: если в работающей передаче в червячном зацеплении возникают напряжения меньше допустимых, то она будет работать весь установленный период службы, в противном случае превышение напряжений в рабочей передаче выше допустимых вызовет либо существенное сокращение срока службы, либо ее аварийную поломку. Анализ работы закрытых червячных передач показывает, что наиболее нагруженными являются поверхности зубьев в месте их соприкосновения основаниями ножек зубьев. Поэтому все закрытые передачи проверяются по условию не превышения допустимых контактных напряжений [σ]н и допустимых изгибных напряжений [σ]F

## Расчет допустимых контактных напряжений

Условный предел контактно-износной выносливости [σ]но, относящийся к условной базе Νно = 10⋅106 цикл.

Расчет допустимых контактных напряжений производят по формуле (4.1).

[σ]н = Cv[σ]но Kн1,(4.1)

где [σ]н - допустимые контактные напряжения МПа;

Cv - коэффициент интенсивности износа зубьев, зависящий от скорости скольжения;

[σ]но =(0,75…0,9)σв - условный предел контактно-изноской выносливости;

Кн1 - коэффициент долговечности, учитывающий срок службы передачи.

Так как скорость скольжения Vs=7 м/c, то Cv = 0,83

Коэффициент долговечности рассчитаем по формуле (3.16)

Кн1 = ,(4.2)

где Nно 10⋅106 цикл, условная база контактно-усталостного испытания материалов червячного колеса.

Νн - число циклов контактного напряжения зубьев червячного колеса определяется по формуле (4.3).

Nн = Lh⋅60-n2⋅Kpeв,(4.3)

где Lh- моторесурс (чистое время работы);

n2 - частота вращения вала червячного колеса, об/мин;

Крев - коэффициент реверсивности;

Крев = 0,5 - при реверсивном режиме (зубья червячного колеса работают обеими сторонами).

Моторесурс рассчитывают по формуле (3.18):

Lh =Lгод ⋅ 365 ⋅ Кгод ⋅ 24 ⋅ Ксут ⋅ ПВ, (4.4)

где Lгод - количество лет работы привода;

Lгод = 5 лет;

Kгод = - коэффициент годового использования;

Kсут = - коэффициент суточного использования;

ПВ = - коэффициент продолжительности включения в течение часа. Из исходных данных имеем:

Kгод = 0,6

Kсут = 0,29.

Отсюда по формуле (4.4) находим моторесурс:

Lh = 5⋅365⋅0,6⋅24⋅0,29⋅0,5=3811 час.

Рассчитаем по формуле (4.3) Nн - число циклов контактного напряжения зубьев червячного колеса.

Nн = 3811⋅60⋅40,2⋅0,5 = 4595583,6 цикл ≈ 4,6⋅106

Найдем по формуле (4.2) коэффициент долговечности:

Кн1 = ;

[σ]н0 = 0,9⋅215= 194 МПа;

[σ]н = 0,83⋅194⋅1,1=177 МПа.

## Расчет допустимых напряжений изгиба

Допускаемые напряжения изгиба вычисляют для материала зубьев червячного колеса:

[σ]F = [σ]F0 KFL,(4.5)

Коэффициент долговечности:

KFL= (4.6)

Здесь NFL=25⋅107, тогда KFL=0,815, а [σ]F =0,815⋅0,22⋅215=38,5 МПа.

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

## Определение межосевого расстояния

Межосевое расстояние рассчитывается по формуле (5.1)

аω ≥ 610, (5.1)

где аω - межосевое расстояние, мм;

Т2 - крутящий момент на валу червячного колеса, Н∙м;

Т2 – 550 Н∙м;

[σ]но - допустимое контактное напряжение червячной передачи;

[σ]но = 177 МПа.

аω ≥ 610≥158,5 мм

Округляем до стандартного. Принимаем аω =160мм.

##

## Подбор основных параметров передачи

Число витков червяка выбирается с учетом передаточного числа передачи.

Число зубьев червячного колеса находится из соотношения:

z2= z1⋅u, (5.2)

где z1 - число витков червяка, z1 = 1;

u - передаточное отношение;

z2 = 1⋅39,3=39,3.

Принимаем z2 = 40.

Предварительные значения:

модуля передачи m=(1,4…1,7)aω/z2;

коэффициента диаметра червяка q=2aω/m - z2.

Принято: m=6,8; q=7,1.

Коэффициент смещения инструмента находится из формулы (5.3).

 (5.3)

тогда

.

По расчету коэффициент смещения инструмента получается |x| ≤ 1, поэтому значения aω, m, q и z2 не меняем.

## Фактическое передаточное число

Фактическое передаточное число с учетом найденных значений чисел зубьев определяется по формуле (5.4).

, (5.4)

Тогда

.


## Геометрические размеры червяка и колеса

###

### Основные размеры червяка

Делительный диаметр, размеры в мм:

d1=mq,(5.5)

d1=6,8⋅7,1 = 50 мм.

Диаметр вершины витков:

da1 = d1 + 2m,(5.6)

da1 = 50+2⋅6,8 = 64 мм.

Диаметр впадины:

df1=di-2,4m,(5.7)

df1 = 50 - 2,4 ⋅ 6,8 = 34 мм

Делительный угол подъема витков червяка:

,(5.8)

тогда

.

Длина нарезаемой части червяка принимаем:

b1 = (10+5,5|х|+z1)m,(5.9)

b1 = (10+5,5⋅0,02+1) 6,8 = 75 мм.

### Основные размеры червячного колеса

Делительный и начальный диаметры:

d2 = m⋅z2,(5.10)

d2 = 6,8⋅40 = 270 мм.

Диаметр вершины зубьев:

da2 = d2 + 2m(l+x),(5.11)

da2 = 270 + 2⋅6,8(1+0,02) = 284 мм.

Диаметр впадин:

ds2 = d2-2m(1,2 - х);(5.12)

ds2 = 270 - 2⋅6,8(1,2-0,02) = 254 мм.

Ширина венца:

b2≤0,5⋅dal,(5.13)

тогда,

b2=0,5⋅64 = 32 мм.

## К.П.Д. передачи

Коэффициент полезного действия находится по формуле (5.22).

,(5.14)

где ρ' - приведенный угол трения с учетом потерь мощности в зацеплении, опорах и на перемешивание масла р'=1,2°.

.


## Силы в зацеплении

Вследствие того, что оси червяка и червячного колеса перекрещиваются, и что передача в целом находится в силовом равновесии, легко установить зависимости для определения сил в зацеплении.

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке:

Ft2 = Fa1 = ,(5.15)

где Т2 - крутящий момент, Н⋅м.;

d2 - делительный диаметр червячного колеса, м.

Ft2 = Fa1 = Н.

Окружная сила на червяке, в зацеплении равна осевой силе на колесе:

Ft1 = Fa2 = ,(5.16)

Ft1 = Fa2 = Н.

Радиальные силы:

Fr1 = Fr2 = Ft2⋅tgα/cosγ,(5.17)

где α = 20° - стандартный угол зацепления.

Frl = Fr2 = 4075⋅tg20°/cos8,0° = 1500 Η.

## Проверочный расчет червячной передачи на контактную прочность

Окончательно проверить правильность размеров в практикуемой передаче по контактным напряжениям, которые не должны превышать допустимого значения, определенного в п.4.1.

Скорость скольжения витков червяка по зубьям червячного колеса:

,(5.18)

где v1 - окружная скорость на червяке, м/с;

v1 = πd1⋅n1/60000;(5.19)

где n1 – частота вращения червяка;

d1 - делительный диаметр червяка, м;

v1 = 3,93 м/с,

тогда,

м/с.

Расчетное контактное напряжение находят из:

≤[σ]н,(5.20)

где d2 - делительный диаметр колеса, м;

Т2 - крутящий момент, Н⋅м.

kβ - коэффициент концентрации нагрузки по длине рассчитывается по формуле:

,(5.21)

где θ - коэффициент деформации червяка принимают по табл. 6.2 [9, с. 74],

θ = 154;

x - вспомогательный коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки, х=0,3.

.

kv - коэффициент динамики, kv = 1.

Тогда по формуле 5.20

= 150 МПа.

Из расчета следует: σн ≤ [σ]н,

150 < 177

## Проверочный расчет червячной передачи на изгибную прочность

Данный расчет позволяет проверить правильность размеров рассчитанной передачи с точки зрения ее нормальной работы по изгибным напряжениям, которые не должны превышать допустимых значения.

Расчетное напряжение изгиба рассчитывается по формуле

≤[σ]F,(5.22)

где m — модуль, м;

YF – коэффициент формы зуба, определяемый с учетом эквивалентного числа зубьев.

YF = 1,71,

=20,8 МПа.

Из расчета следует, что 20,8≤38,5.

## Тепловой расчет

Червячный редуктор в связи с низким значением К.П.Д. и вследствие этого высоким выделением тепла обязательно проверяют на нагрев.

Тепловой расчет передачи представлен в таблице 5.9.

Таблица 5.9

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Наименование параметров | Обозначение  | Расчетные формулы  |
| Приведенный угол трения, ° | φ′ | φ′=1,2° |
| К.п.д. червячной передачи | η | η ==0,868 |
| Мощность на червяке, кВт | Р | Р=2,2 кВт |
| Количество тепла, выделяемое в передаче, ккал/ч | Q | Q=860(1- η)Р=250 |
| Коэффициент теплоотдачи, ккал/м2ч° | КТ | КТ=11 |
| Температура масла в редукторе, °С | t1 | t1=70° |
| Температура окружающей среды, °С | t0 | t0=20° |
| Поверхность охлаждения, м2 | S  | S=0,196 |
| Количество отдаваемого тепла, ккал/ч | Q1 | Q1= КТ(t1- t0) S=107,8 |
| Условие достаточности естественного охлаждения  | - | Q≤Q1; 250≥107,8 |

Как видно из расчета таблицы 5.9, требуется искусственное охлаждение редуктора.

# . СМАЗКА

Условия эффективной смазки червячных передач: достаточное покрытие рабочих поверхностей зубьев и подшипников масляным слоем, отвод такого количества тепла, которое требуется для предотвращения чрезмерного нагрева, малое сопротивление смазочной среды.

Смазка передачи осуществляется окунанием. Способ – картерный непроточный. Сорт масла – Автотракторное АК-15 ГОСТ 1862-63.

# КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

## Исходные данные для расчета

Вращающий момент на быстроходном валу редуктора Т1 = 14,0 Н⋅м, на тихоходном валу Т2 = 550 Н⋅м. силы в червячном зацеплении редуктора:

Ft1 = Fa2 = 700 Н;

Ft2 = Fa1 = 4075 Н;

Fr1 = Fr2 = 1500 Н;

Размеры червяка d1 = 50 мм, df1 = 34 мм. Размеры червячного колеса d2 = 270 мм.

При расчете валов редуктора необходимо учитывать консольную нагрузку и считать ее приложенной в середине посадочной консольной части вала.

На быстроходном валу радиальную консольную нагрузку определяем по формуле.

Fк1 =80,(7.1)

Fк1 =80= 300 Н.

На тихоходном валу радиальную нагрузку определяем по формуле (7.2):

Fк2 =125,(7.2)

Fк2 = 125= 2930 Н.

В соответствии с конструкцией редуктора заданного типа из эскизной компоновки и ориентировочного расчета валов получим необходимые расстояния до опор валов и приложенных нагрузок.

## Приближенный расчет быстроходного вала

Материал вала – сталь 40ХН, для которой предел выносливости после улучшения:

σ-1 = 0,35σb + (70…120),(7.3)

где σb = 920 МПа,

σ-1 = 0,35⋅920 + 100 = 422 МПа.

Допускается напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений:

[σn]-1 = ,(7.4)

где [n] = 1,7 - – допускаемый коэффициент запаса прочности для опасного сечения;

Kσ = 2,0 – допускаемый коэффициент концентрации напряжений;

Kpn = 1 – коэффициент режима нагрузки при расчете на изгиб.

[σn]-1 = = 124 МПа.


### Составить расчетную схему (рисунок 7.1) быстроходного вала в соответствии со схемой действия сил и эскизной компоновкой.

Строим эпюры изгибающих моментов.

В вертикальной плоскости YOZ рисунок 7.1.

а) определим опорные реакции от действия сил Ft1:

Ray = Rcy= = 350 Н.

б) проверим правильность определения реакций:

ΣY = - Ray + Ft1 - Rcy = -350 + 700 – 350 = 0

Реакции определены верно.

в) строим эпюру изгибающих моментов, для этого определим их значения в характерных сечениях вала:

* в сечении А М = 0;

* в сечении B М = Ray ⋅125⋅10-3 = 350⋅95⋅10-3 = 43,8 Н⋅м;

* в сечении С М = 0.

Следовательно, максимальный изгибающий момент будет в сечении В. Откладываем его на сжатом волокне вала (рис. 7.1.г.).

В горизонтальной плоскости XOZ (рис. 7.1.д)

а) определим опорные реакции от действия сил Fr1, Fa1, Fк1 из условия статики как сумма моментов относительно левой А и правой С опор.

ΣМА = 0 - Fr1⋅125 – Fa1⋅ + Rcx⋅250 + Fk1⋅335 = 0

Rcx = = 755,5 Н.

ΣМС = 0 RАХ ⋅250 – Fr1⋅125 + Fa1⋅25 - Fk1⋅85 = 0

RАХ = = 444,5 Н.

б) проверим правильность определения реакций

ΣХ = RАХ - Fr1 + Rcx - Fk1 =444,5 – 1500 + 755,5 + 300 = 0,

то есть реакции определены верно.

в) строим эпюру изгибающих моментов определяя их значение в характерных сечениях вала:

* в сечении А М = 0;

* в сечении В действуют изгибающие моменты от реакций RAX и Fa1, М= RAX⋅125⋅10-3 = 444,5⋅125⋅10-3 = 55,6 Н⋅м; М= Fa1⋅25⋅10-3 = 4075⋅25⋅10-3 = 101,9 Н⋅м.

* в сечении С М= Fk1⋅85⋅10-3 = 300⋅85⋅10-3 = 25,5 Н⋅м;

* в сечении D М = 0.

В сечении В направления изгибающих моментов совпадают по направлению. Откладываем значение М вверх от оси, а затем из этой же точки откладываем Мвверх, т.е.

М= М + М= 55,6 +101,9 = 157,5 Н⋅м;

г) проверим правильность определения момента в сечении В от сил
Fk1 и Rcx:

М= Rcx⋅125⋅10-3 + Fk1⋅210⋅10-3 = 755,5⋅125⋅10-3 + 300⋅210⋅10-3 = 157,5 Н⋅м.

д) строим эпюру крутящих моментов (рис. 8.1.ж).

Передача его происходит вдоль вала до середины червяка от середины ступицы муфты Т1 = 14,0 Н⋅м.

### Определим наибольшие напряжения изгиба и кручения для опасных сечений

Сечение В.

Суммарный изгибающий момент в сечении равен:

МизΣ = = 163,5 Н⋅м.

Напряжения изгиба:

σиз = ,(7.5)

где df1 – диаметр впадин витка червяка, м.

σиз = = 42,4 МПа.

Напряжения кручения:

(7.6)

где Т1 – крутящий момент на валу, Н⋅м.

= 1,80 МПа.

Определим эквивалентное напряжение по энергетической теории прочности и сравним его значение с допустимым:

σэкв = = 42,5 МПа,

что меньше [σn]-1 = 124 МПа.

Сечение С.

Изгибающий момент в сечении:

Мизг = МизХ = 25,5 Н⋅м.

Напряжение изгиба определяется по формуле 8.5

σиз = = 4,1 МПа.

Напряжение кручения находится по формуле 8.6.

= 1,1 МПа.

Эквивалентное напряжение:

σэкв = = 4,52 МПа,

что гораздо меньше [σn]-1 = 124 МПа.

## Приближенный расчет тихоходного вала

Примем материал для изготовления вала - сталь 40ХН, для которой σв = 920 МПа. Тогда допускаемое напряжение изгиба будет равняться по формуле 7.4.

[σn]-1 = ,

[σn]-1 = 0,43⋅σb+100;

σ-1 = 0,43⋅920+100 = 495,6 МПа;

[σn]-1 = = 146 МПа.


### Составим схему нагружения вала (рисунок 7.2) в соответствии со схемой действия сил и эскизной компоновки

Строим эпюры изгибающих моментов.

В вертикальной плоскости YOZ (рисунок 7.2 в)

а) определим опорные реакции сил Ft2 и Fk2:

ΣМk = 0 - Ft2⋅70 + Fk2⋅230 – RMY⋅140 = 0;

RMY == 2776 Н;

ΣМM = 0 - RKY⋅140 + Ft2⋅70 + Fk2⋅90 = 0;

RKY == 3921 Н

б) проверим правильность определения реакций.

ΣY = RKY – Ft2 – RMY + Fk2 =3921 – 4075 - 2776 + 2930 = 0,

т.е. реакции определены верно по величине и по направлению.

в) строим эпюру изгибающих моментов (рисунок 7.2 г), определяя их значения в характерных сечениях вала:

* в сечении K M= 0;

* в сечении L M= RKY⋅70⋅10-3 = 4089⋅70⋅10-3 = 286,2 Н⋅м;

* в сечении M M= Fk2⋅70⋅10-3 = 2930⋅90⋅10-3 = 263,7 Н⋅м;

* в сечении N M= 0.

Откладываем найденные значения моментов на сжатом волокне вала. В горизонтальной плоскости XOZ (рисунок 7.2 д).

а) определим опорные реакции от действия сил Fr2 и Fa2

ΣМk = 0 Fr2⋅70 – Fa2⋅ - RMX⋅140 = 0;

RMX == 75 Н;

ΣМM = 0 - Fr2⋅50 – Fa2⋅120 + RKX⋅100 = 0;

RKx == 1425 Н

б) проверим правильность определения реакций.

ΣX = - RKX + Fr2 - RMX = - 1425 + 1500 - 75 = 0,

т.е. реакции определены верно.

в) строим эпюры изгибающих моментов (рисунок 7.2 е), определяя их значения в характерных сечениях вала:

* в сечении K M= 0;

* в сечении L M= RKX⋅70⋅10-3 = 1425⋅70⋅10-3 = 99,75 Н⋅м;

* в сечении M M= 0.

Значение моментов от силы Fа2 и RKX не совпадают по направлению, поэтому откладываем значения момента Mвниз от оси, а значение момента Mвверх из этой точки, т.е. от значения M=99,75 Н⋅м.

г) проверим правильность определения момента Mот действия сил RМX.

M= RМX⋅70⋅10-3 = 5,25 Н⋅м.

д) строим эпюру крутящих моментов (рисунок 7.2 ж). Передача его происходит вдоль вала до середины червячного колеса:

Т2 = 550 Н⋅м.

### Вычислим наибольшее напряжение изгиба и кручения для опасных сечений

Сечение L.

Суммарный изгибающий момент

МизΣ = = 303 Н⋅м.

Диаметр вала в опасном сечении ослаблен шпоночным пазом. При известных значениях его размеров осевой момент сопротивления Wn и

полярный момент сопротивления Wk определяем согласно формулам:

Wn = 0,1⋅d3 - ,(7.7)

Wk = 0,2⋅d3 - ,(7.8)

Для вала d = 48 мм, b = 14 мм, t = 5,5 мм.

Подставив в формулы (8.7) и (8.8) исходные данные, получаем:

Wn = 0,96⋅10-5 м3;

Wk = 2,07⋅10-5 м3.

Определим напряжение изгиба:

σn = =31,6 МПа.

Напряжение кручения:

= 26,6 МПа.

Эквивалентное напряжение:

σэкв = = 55,9 МПа.

что меньше [σn]-1 = 146 МПа.

Сечение М.

Изгибающий момент в сечении:

Мизг = МизY = 286,2 Н⋅м.

Напряжение изгиба:

σиз = = 68,0 МПа.

Напряжение кручения:

= 65,4 МПа.

Эквивалентное напряжение:

σэкв = = 132,1 МПа,

что меньше [σn]-1 = 146 МПа.

# ПОДБОР И РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ

## Быстроходный вал

Частота вращения вала n1=1500 об/мин dn=40мм. Требуемая долговечность подшипников Ln = 3811 час. Схема установки подшипников - в распор. На опоры вала действуют силы

RAy=350 H;

Rax = 424 Н;

Fa1 = 4075 Н;

RCy = 350 Н;

RCx =755,5 H.

Предварительно примем подшипники роликовые конические средней серии 7308

С=56,0 кН; ℓ = 0,35, у=1,7. Для определения осевых нагрузок на опоры вычислим суммарные реакции опор и приведем схему нагружения вала рис. 8.1

Ra = = 550 Н;

Rс = = 833 Н;

Применительно к схеме получим:

Rz1 = RA = 550 Η

RZ2=RC=833 H

Fa = Fаl = 4075 Η

Рисунок 8.1 – Схема нагружения быстроходного вала

Определим осевые составляющие по формуле:

Rs=0,83⋅ℓ⋅Rя

RS1 = 0,83⋅ℓ⋅RZ1 = 0,83⋅0,35⋅550 = 160 Η

RS2 =0,83⋅ℓ⋅RZ2 =0,83⋅0,35⋅833 = 242 Η

так как RS1 < RS2 и Fa > RS2 - RS1 = 242 - 160 = 82 H,

то осевые силы, нагружающие подшипники:

Ra1 =RS1 = 160 Η,

Ra2 =Ra1 + Fa = 160+ 4075 = 4235 Η.

Сравним отношение с коэффициентом ℓ и окончательно примем значения коэффициентов x и у.

При == 0,29 <ℓ = 0,35,

x = 1; y = 0.

При == 5,1 > ℓ = 0,35,

x = 0,35; y = 1,7.

Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку:

RΕ=(v·ΧRя + yRa)·ΚΒ·ΚT ,(8.2.)

где σ = 1 - коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца подшипника;

КБ = 1,1 - коэффициент безопасности

отсюда,

RE1 = vXRz1⋅КБ⋅Кт = 1⋅1⋅550⋅1,1⋅1 = 605 Н,

RЕ2 = (vΧRя2 + YRa2)⋅КБ⋅Кт = (1⋅0,35⋅833+1,7⋅4235)⋅1,1⋅1 = 8240 Н = 8,24 кН.

Определим расчетную долговечность подшипника при:

Lioh = ,(8,3)

где ω – угловая скорость, с-1.

Lioh = = 6540 час,

что больше требуемой долговечности

Lh = 3811 час.

Определим динамическую грузоподъемность:

Сгр = RЕ⋅,(8.4)

тогда Сгр = 8,24⋅= 47,6 кН,

что меньше Сz = 56 кН.

подшипник 7211 пригоден.

## Тихоходный вал

Частота вращения вала, n2 = 95,5 об/мин, угловая скорость ω2 = 10 с-1, dn = 35 мм. Схема установки подшипников - в распор. На опоры вала действуют силы:

Rky = 3921 Η;

Rmy=2776 H;

Rkx = 1425 Η;

Rmx = 75 Η;

Fa2 = 700 Η.

Определим суммарную реакцию опор:

Rx = = 4170 Н;

Rm = = 2777Н;

Предварительно примем подшипники роликовые конической серии 7207.

Для него выпишем: CZ=32,5 кH, ℓ = 0,37, у = 1,62.

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала рис.8.2 к виду представленному на рис.6.4а [8,с.102]

Рисунок 8.2 – Схема нагружения тихоходного вала

Применительно к схеме получим:

RZ1=Rm=2777 Н;

RZ2 = Rx =4170 Η;

Fa = Fa2 = 700 Η.

Определим осевые составляющие по формуле 8.1

RS1 = 0,83⋅ℓ⋅RZ1 = 0,83⋅0,37⋅2777 = 853 Η

RS2 =0,83⋅ℓ⋅RZ2 =0,83⋅0,37⋅4170 = 1280 Η

так как RS1 < RS2 и Fa > RS2 - RS1 = 1280 – 853 = 427 H,

то осевые силы, нагружающие подшипники:

Ra1 =RS1 = 853 Η,

Ra2 =Ra1 + Fa = 853+700 = 1553 Η.

Сравним отношение с коэффициентом ℓ и окончательно примем значения коэффициентов x и у.

При == 0,307 <ℓ = 0,37,

x = 1; y = 0.

При == 0,37 < ℓ = 0,37,

x = 1; y = 0.

Вычислим эквивалентную динамическую нагрузку по формуле (9.2.):

RΕ1=v·x⋅RZ1⋅ΚΒ·ΚT = 1⋅1⋅2777⋅1,1⋅1 = 3055 Н,

RΕ2=v·x⋅RZ2⋅ΚΒ·ΚT = 1⋅1⋅4170⋅1,1⋅1 = 4587 Н = 4,59 кН,

Определим расчетную долговечность подшипников в опоре 2 по формуле (8.3):

Lioh = = 385420час,

Что больше требуемой долговечности

Lh = 3810,6 час.

Определим динамическую грузоподъемность по формуле (8.4):

Сгр = 4,59⋅= 8,8 кН,

что меньше Сz = 35,2,

подшипник 7207 пригоден.

ЛИТЕРАТУРА

1. Каталог электродвигателей постоянного тока серии 2П. - М., 1991.- 250 с.
2. Дунаев П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование. - М., 1990. - 462 с.
3. Иванов М.И. Детали машин. - М., 1991. - 532 с.