**Проектирование привода к цепному конвейеру**

Расчётно-графическая работа по механике

Выполнила: ст-ка гр. ЭТТ-32 Макеева Е.А.

Саратовский государственный технический университет

Саратов 2006

ЗАДАНИЕ №6 ВАРИАНТ №4

Дано: P3=8,5 кВт, W3=1,4\*π об/мин, Lh=5 лет.

**I. Кинематический расчет привода.**

Выбор электродвигателя.

Двигатель является одним из основных элементов машинного агрегата. От типа двигателя, его мощности, частоты вращения и прочего зависят конструктивные и эксплуатационные характеристики рабочей машины и ее привода.

**1.1 Требуемая мощность рабочей машины:**

Ррм=8,5 кВт.

Мощность двигателя зависит от требуемой мощности рабочей машины, а его частота вращения — от частоты вращения приводного вала рабочей машины.

Общий коэффициент полезного действия (КПД) привода:

где ηз.п – закрытой передачи (ηз.п=0,75…0,85=0,8);

η о.п – открытой передачи (нет);

ηм. – муфты (ηм.≈0,98);

ηп.к. – подшипник качения (ηп.к.=0,99…0,995=0,993);

ηпод.с. – подшипник скольжения (ηпод.с.=0,98…0,99=0,985).

η=0,8\*0,98\*0,993\*0,985=0,767,

Требуемая мощность двигателя, кВт:

Pдв=

Pдв=кВт.

Номинальная мощность двигателя Рном, кВт:

Значение номинальной мощности выбираем из стандартной таблицы по величине большей, но ближайшей к требуемой мощности Pдв ≤ Рном

Рном=13 кВт

1.5 Выбираем тип двигателя в соответствии с асинхронной частотой вращения: АО2-62-6 – частота вращения 870 об/мин.

**2. Определение общего передаточного числа привода и разбивка по ступеням.**

Передаточное число привода и определяется отношением номинальной частоты вращения двигателя nном к частоте вращения приводного вала рабочей машины nр.м. при номинальной нагрузке и равно произведению передаточных чисел закрытой uз.п. и открытой uо.п передач:

U=,

**2.1 Частота вращения приводного вала рабочей машины**

W= об/мин,

**2.2 Требуемая частота вращения вала электродвигателя nтреб ,об/мин:**

nтреб= nвых\* uцеп.п.\* uзуб.п .\* uчерв.п

nтреб=42\*(2…4)\*(10… 31,5)

nтреб max=5292 об/мин

nтреб min=840 об/мин

Таким образом, выбираем двигатель АО2-62-6 с частотой вращения

n = 870 об/мин

**2.3 Общее передаточное число привода:**

uпр=,

uпр=

**2.4 Передаточное число редуктора uред**

Uчерв.=8 – из ряда стандартных чисел.

**3.Определение основных параметров привода по валам.**

**3.1 Распределение мощностей по валам P, кВт:**

Pдв.ст=P1=13 кВт,

P2=P1 \* ηм.\* ηпод.к =13\*0,993\*0,98=12,6 кВт

P3= P2 \* ηз.п.\* ηпод.к =12,6\*0,8\*0,993=10,04 кВт

Распределение частот вращения по валам n, об/мин:

nдв= n1=870 об/мин

n2= об/мин

n3= об/мин

**3.3 Распределение угловой скорости W, 1/с:**

W1= 1/с

W2= 1/с

W3= 1/с

**3.4.Распределение вращающих моментов Т, н\*м:**

**3.5. Выбор муфты.**

T=Tн\*k, k=1.2…1.5 – коэффициент режима.

Муфты подбирают по диаметру валов.

T=T1\*1.3=142,76\*1.3=185,58 H\*м.

**II. Расчет тихоходной закрытой передачи.**

**1. Выбор материала червяка и червячного колеса.**

Материал-БрА10Ж4H4 σв=700 н/мм2, σт=460 н/мм2.Способ отливки - центробежный.

Для нашей передачи с целью повышения КПД принимают закалку ТВЧ

До твердости Н 245 HRC3, шлифование и полирование витков червяка. Сталь 40Х терообработка – улучшение + ТВЧ. Dпред=125 мм. Sпред=80 мм.

**1.1Ожидаемая скорость скольжения VS, м/с:**

VS= м/с.

T2 – вращающий момент на валу червячного колеса, T2 =1107,2 н\*м;

W2 – угловая скорость тихоходного вала, W2=11,38 рад/с;

Uч.п. – передаточное число, Uч.п=8.

VS= м/с

**2. Определение допускаемых напряжений.**

**2.1 Определение допускаемых контактных напряжений [σ]н, Н/мм2:**

[σ]н= 300-25 VS, [σ]н= 300-25\*4,076=198,1 Н/мм2;

**2.2 Определение допускаемых изгибных напряжений[σ]F ,Н/мм2 :**

[σ]F= KFL\*(0,08\* σв+0,25\* σт) ,

где KFL- коэффициент долговечности, ,

где N-число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы- наработка. N=573\*W2\*Lh,

Lh-срок службы привода (ресурс),ч

W2 – угловая скорость тихоходного вала, W2=11,38 рад/с;

Lh=t\*kг\*365\*24\*kсут,

Lh=5\*0,8\*365\*24\*0,32=11212,8 часов.

N=573\*11,38\*11212,8=73115753,47.

KFL =.

[σ]F=0,62\*(0,08\*700+0,25\*460)=106,02 Н/мм2

**3. Определение межосевого расстояния передачи аw , мм:**

мм.

Подученное значение межосевого расстояния aw для нестандартной передачи округляем до ближайшего нормального линейного размера (ГОСТ 66.36-69).Принимаем аw=200 мм.

**4. Подбор основных параметров передачи.**

Число витков червяка z1:

z1=4, т.к. z1 зависит от передаточного числа редуктора изп=8 .

Число зубьев червячного колеса: z2= z1\*uчерв..

z2=4\*8=32.

Модуль зацепления m, мм:

,

где аw- межосевое расстояние, аw=200 мм.

z2 - число зубьев червячного колеса, z2=32

мм,

Принимаем m=10 мм. (ГОСТ 66.36-69).

Коэффициент диаметра червяка из условия жесткости q:

q≈(0,212…0,25)\*z2,

z2 - число зубьев червячного колеса, z2=32

q≈0,24\*32=7,68,

Принимаем q=8. (ГОСТ 66.36-69)

Коэффициент смещения инструмента x:

аw- межосевое расстояние, аw=200 мм;

m - модуль зацепления, m=10 мм;

q - коэффициент диаметра червяка, q=8;

z2 - число зубьев червячного колеса, z2=32.

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение х допускается до — 1 <х <+ 1 .

4.6 Определить фактическое передаточное число Uф и проверить его отклонение ∆U от заданного U:

,

.

4.7 Фактическое значение межосевого расстояния aw, мм:

aw=0,5\*m\*(q+z2+2\*x),

aw=0,5\*10\*(8+32+2\*0)=200 мм.

5. Основные геометрические размеры передачи, мм.

При корригировании исполнительные размеры червяка не изменяются; у червячного колеса делительный d2 и начальный dw2 диаметры совпадают, но изменяются диаметры вершин da2 и впадин df2.

Основные размеры червяка:

делительный диаметр d1=q\*m:

d1=8\*10=80 мм, начальный диаметр dw1=m\*(q+2\*x):

dw1=10\*(8+2\*0)=80 мм, диаметр вершин витков dа1 =d1+2\* m:

dа1=80+2\*10=100 мм,

диаметр впадин витков d f1=d1—2,4\*m:

d f1=80-2,4\*10=56 мм,

делительный угол подъема линии витков : ,

длина нарезаемой части червяка b1=(10+5,5\*│x│+z1)\*m+ С, где

х -коэффициент смещения При х=0 С= 0,

z1 - число витков червяка z1=4;

m - модуль зацепления, m=10 мм;

b1=(10+5,5\*0+4)\*10+0=140 мм,

Подученное значение округляем до ближайшего нормального линейного размера (ГОСТ 66.36-69). Принимаем b1=145 мм.

Основные размеры венца червячного колеса:

делительный диаметр d2 = dw2= m\*z2

d2=10\*32=320 мм,

диаметр вершин зубьев da2 = d2+ 2\*m(1 + х):

da2=320+2\*10\*(1+0)=340 мм,

наибольший диаметр колеса daм2 ≤ da2+6\*m/(z1+2):

daм2≤340+6\*10/(4+2)≤350 мм,

диаметр впадин зубьев df2 = d2 - 2\*m(1,2 — х):

df2=320-2\*10\*(1,2-0)=296 мм,

ширина венца при z1 = 4 bг = 0,315\* aw:

bг=0,315\*200=63 мм.

По ГОСТу 66.36-69 принимаем bг=63 мм,

радиусы закруглений зубьев Rа= 0,5\*d1 - т; Rf= 0,5\*d1 + 1,2т:

Rа=0,5\*80-10=30 мм,

Rf=0,5\*80+1,2\*10=52 мм,

условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ:

sinδ=

sinδ=.

Угол 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром

d'= dal - 0,5\*т с контуром венца колеса и может быть принят равным 90... 120°

d'=100-0,5\*10=95 мм.

6. Проверочный расчет.

6.1 Коэффициент полезного действия передачи:

η=

где γ - делительный угол подъема витков червяка; φ – угол трения. Определяется в зависимости от фактической скорости скольжения

vs=

где Uф – фактическое передаточное число, Uф=8

w2 – угловаяскорость соответствующего вала, w2=11,38рад/с

d1 – делительный диаметр, d1=80 мм

γ – делительный угол подъёма линии витков, γ=21,8°.

vs= м/с→ φ=1º29´

η=.

6.2 Контактные напряжения зубьев колеса σн, Н/мм2:

,

где — окружная сила на колесе, Н:

 Н,

k— коэффициент нагрузки. Принимается в зависимости от окружной скорости колеса

vs= м/с

vs= м/с

При vs<3 м/с, то К=1.

 - допускаемое контактное напряжение зубьев колеса, =214,87 Н/мм2

 Н/мм2

176,77≤214,87

Получили недогрузку материала (σн≤[σ]н), а эта разница не превышает 15%, т.е. условие прочности выполняется.

6.3 Напряжение изгиба зубьев колеса σF, Н/мм2

,

где k— коэффициент нагрузки, k=1;

m – модуль зацепления, m=8 мм;

b2 – ширина венца, b2=50.4 мм;

Ft2 – окружная сила на колесе, Ft2=6920 H;

YF2 — коэффициент формы зуба .Определяется интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев колеса zv2=

zv2=, где γ – делительный угол подъёма линии витков червяка, т.к. zv2=41,02 → YF2=1,403

 - допускаемое напряжение изгиба зубьев колеса, =106,02 Н/мм2

 Н/мм2,

11,37≤106,02.

При проверочном расчете , т.к. нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

Таблица 1

|  |
| --- |
| Проектный расчет |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Межосевое расстояние aw | 200 | Ширина зубчатого венца колеса b2 | 63 |
| Модуль зацепления m | 10 | Длина нарезаемой части червяка b1 | 140 |
| Коэффициент диаметра червяка q | 8 | Диаметры червяка: делительный d1начальный dw1вершин витков da1впадин витков df1 | 808010056 |
| Делительный угол витков червяка γ, град | 21,8 |
| Угол обхвата червяка венцом колеса 2γ, град | 83,05 | Диаметры колеса:Делительный d2=dw2вершин зубьев da2впадин зубьев df2наибольший dам2 | 320340296350 |
| Число витков колеса z1 | 4 |
| Число зубьев колеса z2 | 32 |

**III. Расчет валов редуктора.**

Редукторные валы испытывают два вида деформации — изгиб и кручение. Деформация кручения на валах возникает под действием вращающих моментов, приложенных со стороны двигателя и рабочей машины. Деформация изгиба валов вызывается силами в зубчатом (червячном) зацеплении закрытой передачи и консольными силами со стороны открытых передач и муфт. Основными критериями работоспособности проектируемых редукторных валов являются прочность и выносливость. Они испытывают сложную деформацию — совместное действие кручения, изгиба и растяжения (сжатия). Но так как напряжения в валах от растяжения небольшие в сравнении с напряжениями от кручения и изгиба, то их обычно не учитывают.

Расчет редукторных валов производится в два этапа: 1-й – проектный (приближенный) расчет валов на чистое кручение , 2-й — проверочный (уточненный) расчет валов на прочность по напряжениям изгиба и кручения.

1. Определение сил в зацеплении закрытых передач.

В проектируемых приводах конструируются червячные редукторы с углом профиля в осевом сечении червяка 2а = 40° .Угол зацепления принят α= 20°.

а) на колесе:

1.1 Окружная сила Ft2, Н:

Ft2=

где T2 – вращающий момент на валу червячного колеса, T2 =1142.35 н\*м;

d2 – делительный диаметр колеса, d2=320 мм.

Ft2= Н

1.2 Радиальная сила Fr2, Н:

Fr2= Ft2\*tgα, где Ft2 - окружная сила, Ft2=6920 H,

Fr2=6920\*0,25=1730 Н,

1.3. Осевая сила Fa2, Н:

Fa2= Ft1= где d1 – делительный диаметр червяка, d1=80 мм;

T1 – вращающий момент червяка, T1=142,76 н\*м.

Fa2=Н.

б) на червяке:

Окружная сила Ft1, Н:

Ft1=Fа2=3569 Н;

Радиальная сила Fr1, Н:

Fr1=Fr2=1730 Н;

Осевая сила Fa1, Н:

Fа1=Ft2=6920 Н.

Выбор материалов валов.

Сталь СТ40Х

σн=900 Н/мм2,

σт=750 Н/мм2,

σ-1=410 Н/мм2.

Термообработка улучшение.

3. Выбор допускаемых напряжений на кручение.

Проектный расчет валов выполняется по напряжениям кручения (как при чистом кручении), т. е. при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений). Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяют заниженными: [τ]к=40 Н/мм2— для тихоходных валов.

4.Предварительный выбор подшипников.

Определяем тип, серию и схему установки подшипников:

Для тихоходного вала червячной передачи подбираем роликовые конические подшипники типа 7312. Серия – средняя. Угол контакта α=12º.

Выбираем типоразмер подшипников по величине диаметра d2 внутреннего кольца, равного диаметру второй d2 и четвертой d4 ступеней вала под подшипники.

Основные параметры подшипников: геометрические размеры — d=60 мм, D=130 мм, Т=33,5 мм, b=31 мм,c=27 мм, r=3,0 мм, r1=1,2 мм динамическую Сr=80 кН и статическую С0г=62 кН грузоподъемности. Здесь D — диаметр, наружного кольца подшипника; Т— осевой размер роликоподшипников. Факторы нагрузки е=0,30; Y=1,97; Yo=1,08.

5. Определение геометрических параметров ступеней валов.

Редукторный вал представляет собой ступенчатое цилиндрическое тело, количество и размеры ступеней которого зависят от количества и размеров установленных на вал деталей.

Проектный расчет ставит целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр d длину l.

5.1 Под элемент открытой передачи:

,

где Мк=Т2=крутящий момент, равный вращающемуся моменту на валу, Т2=1107,2 Н\*м.

[τ]к - допускаемые напряжения на кручение, [τ]к=20 Н/мм2

 мм,

По ГОСТу 66.36-69 принимаем d1=52 мм.

l1=(1…1,5)\* d1=1,1\*52=57,2 мм,

По ГОСТу 66.36-69 принимаем l1=58 мм.

5.2 Под уплотнения крышки с отверстием и подшипник:

d2 =d1+2\*t,

где t — значение высоты буртика определяется в зависимости от диаметра d1.

Если d1=52 мм, то значение t=3

d2=52+2\*3=58 мм.

По ГОСТу 66.36-69 принимаем d2=60 мм.

l2≈1,25\* d2,

l2≈1,25\*60=75 мм.

По ГОСТу 66.36-69 принимаем l2=78 мм.

Под колесо:

d3 =d2+3,2\*r,

где r — координаты фаски подшипника определяются в зависимости от диаметра d1.

Если d1=52 мм, то значение r=3

d3=60+3,2\*3=69,6 мм.

По ГОСТу 66.36-69 принимаем d3=70 мм.

l3 определяется графически на эскизной компоновке.

l3=lст+(18…20)=78+20=98мм.

5.4 Под подшипник:

d4 =d2=60мм,

Обозначение 7312 – средняя серия d=60мм → T=34,0мм и c=27 мм.

l4=Т+с,

l4=34+27=61 мм.

6. Расчетная схема валов редуктора.

Если D=130 мм, то выбираем крышку (ГОСТ 18512-73) →H=23 мм.

6.1 Реакции опоры в вертикальной плоскости :

∑МА=0

∑МВ=0

Проверка:

6.2 Реакции опоры в горизонтальной плоскости:

∑МА=0.

∑МВ=0

Проверка:

6.3 Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

МА=МВ=0,

М1= Ry1\*x1, 0<x1<l1→0<x1<68,75

Mx1=0=0;

Mx1=l1=52,7\*68,75=-3623,125 кН\*мм.

6.4 Изгибающие моменты в вертикальной плоскости:

МА=МВ=0,

6.5 Радиальные нагрузки в подшипниках:

,

,

6.6 Суммарные радиальные нагрузки:

кН\*мм,

кН\*мм.

 кН\*мм.

7. Эпюры изгибающих и крутящих моментов.

8. Проверочный расчет валов.

8.1Намечаем опасные сечения вала.

Опасное сечение вала определяется наличием источника концентрации напряжений при суммарном изгибающем моменте Мсум: одно—на 3-й ступени под колесом; второе— на 2-й ступени под подшипником опоры, смежной с консольной нагрузкой .

8.2. Определяем источники концентрации напряжений в опасных сечениях.

а) Опасное сечение 2-й ступени тихоходных валов определяют два концентратора напряжений — посадка подшипника с натягом и ступенчатый переход галтелью r между 2-й и 3-й ступенью с буртиком t= (d3 — d2)/2 :

t= (70-60)/2=5.

б) Концентрацию напряжений на 3-й ступени для тихоходных валов определяют— посадка колеса с натягом и шпоночный паз.

8.3 Определяем напряжения в опасных сечениях вала, Н/мм2.

а) Нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, при котором амплитуда напряжений σа равна расчетным напряжениям изгиба σи:

,

где М=997924,94 Н\*м — суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении,

 — осевой момент сопротивления сечения вала, мм3.

мм3,

 Н/мм2

б) Касательные напряжения изменяются по отнулевому циклу, при котором амплитуда цикла τа равна половине расчетных напряжений кручения τк:

,

где Мк=T2 =1107.2 Н\*м — крутящий момент, ,

 — полярный момент инерции сопротивления сечения вала, мм3.

 мм3,

 Н/мм2.

8.4 Определяем коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчетного сечения вала, с поверхностным упрочнением:

,

где Кσ=1,7 и Кτ=2 — эффективные коэффициенты концентрации напряжений. Они зависят от размеров сечения, механических характеристик материала и выбираются.

Kd=0,67— коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

Kf=1,0— коэффициент влияния шероховатости.

Ky=2.1

,

.

8.5 Определяем пределы выносливости в расчетном сечении вала, Н/мм2:

(σ-1)D =σ-1/(Кσ)D,

(τ-1)D =τ-1/(Кτ)D,

где σ-1 =410 Н/мм2и τ-1≈0,58\* σ-1=237,8 Н/мм2 — пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения,

(σ-1)D =410/1,19=344,5 Н/мм2,

(τ-1)D =237,8/1,4=169,8 Н/мм2.

8.6 Определяем коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

8.7 Определяем общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

≥[S],

где [S] допускаемый коэффициент запаса прочности. [S]=1,6…2,1.

IV ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ.

Проверить пригодность подшипника 27312 тихоходного вала червячного редуктора.

Подшипники установлены по схеме в распор:

Fа

Rа2

Rа1

Rr2

Rr1

Rs2

Rs1

а) Определяем составляющие радиальных реакций:

Н

Н,

где e –коэффициент влияния осевого нагружения, e=0.3;

R1, R2 – реакции в подшипниках,

Rs – осевая составляющая радиальной нагрузки подшипника.

б) Составляем осевые нагрузки подшипников, так как Н,

Н,

где Fа – осевая сила в зацеплении, Fа=3569Н,

Rа – осевая нагрузка подшипника, Н.

в)Определяем соотношения: ;

, где V – коэффициент вращения, V=1 – при вращающемся внутреннем кольце подшипника.

г) По соотношениям: и выбираем соответствующие формулы для определения RE:

Н

Н,

где Kσ – коэффициент безопасности, Kσ=1;

KT – температурный коэффициент, KT=1,0;

X – коэффициент радиальной нагрузки, X=0,4;

Y – коэффициент осевой нагрузки, Y=1.97.

д) Определяем динамическую грузоподъёмность по большему значению эквивалентной нагрузки:

Н<Cr

Cr=80 кН;

RE – эквивалентная динамическая нагрузка, RE2=9893,7Н;

m – показатель степени, m=3.33 – для роликовых подшипников;

а1 – коэффициент надёжности, а1=1;

а23 – коэффициент учитывающий качества подшипников и качества по эксплуатации, а23=0,6…0,7 – для роликовых конических подшипников;

Lh – требуемая долговечность подшипников, Lh=11212,8 ч.

д) Определяем долговечность подшипника:

L10h=a1

V КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА.

1.Обод.

Наибольший диаметр колеса:

dам2=350 мм,

Внутренний диаметр колеса:

Dв=0,9\*d2-2,5\*m,

Dв=0,9\*320-2,5\*10=263 мм,

Толщина колеса:

S≈0,05\*d2,

S≈0,05\*320=16 мм,

Sо≈1,2\*S,

Sо≈1,2\*16=19,2 мм,

h=0,15\*b2,

h=0,15\*63=9.45 мм,

t=0,8\*h,

h=0,8\*9.45=7.56 мм.

Ширина колеса b2=63 мм.

2.Ступица.

Диаметр внутренний d=d3=70 мм,

Диаметр наружный dст = l,55\*d,

dст = l,55\*70=108.5мм,

Толщина δ ст =0,3\*d,

δ ст =0,3\*70=21 мм,

Длина lст=(l...l,5)\*d,

lст=l,1\*70=78 мм. Примем lст=78 мм.

2.Диск:

Толщина С = 0,5(S + δ ст )≥ 0,25\* b2,

С = 0,5(16+21)≥0,25\*63,

C=18.5≥15.75,

Радиусы закруглений и уклон R≥10.

Отверстия d0 ≥ 25 мм;

n0=4...6.

VI ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК.

Призматические шпонки, применяемые в проектируемых редукторах, проверяют на срез и смятие.

Условие прочности ,

где Ft – окружная сила на шестерне или колесе,

Aсм =(0,94\*h-t1)\*lр – площадь смятия, мм; lр=l-b – рабочая длина шпонки со скруглёнными торцами, мм (l – полная длина шпонки, определённая на конструктивной компоновке), b,h,t1 – стандартные размеры.

**Список литературы**

Лекции по курсу механика.

Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Изд-е 2-е - Калининград, 1999. – 454с.

Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 2. – М.: Машиностроение, 1979. – 559 с.