**Задание №6**

**на проект по курсу «Детали машин» привод УИПА**

**I Кинематическая схема**

**II Исходные данные**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Параметры | Обозн. | Вариант |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| Скорость каната | V, м/мин |  |  |  |  | 15 |  |  |  |  |  |
| Ширина барабана | B, мм |  |  |  |  | 280 |  |  |  |  |  |
| Диаметр барабана | D, мм |  |  |  |  | 180 |  |  |  |  |  |
| Номин. число условие на барабанах  | F, кн |  |  |  |  | 18,0 |  |  |  |  |  |
| Коэффициент перегрузки | K |  |  |  |  | 1,8 |  |  |  |  |  |
| Долговечность | Ц, ч |  |  |  |  | 1800 |  |  |  |  |  |
| Режим Работы |  |

График нагрузки

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Зона | Поз | Обозначение | Наименование | кол | Прим |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Документация |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Сборочный чертеж |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Сборочные единицы |  |  |
|  |  | х |  |  |  |  |
|  |  | 1 |  | Маслоуказатель | 1 |  |
|  |  | 2 |  | Крышка | 1 |  |
|  |  | 3 |  | Колесо червячное |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Детали |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 4 |  | Корпус | 1 |  |
|  |  | 5 |  | Крышка | 1 |  |
|  |  | 6 |  | Отдушина | 1 |  |
|  |  | 7 |  | Прокладка | 1 |  |
|  |  | 8 |  | Крышка | 1 |  |
|  |  | 9 |  | Пробка | 1 |  |
|  |  | 10 |  | Прокладка | 1 |  |
|  |  | 11 |  | Прокладка | 1 |  |
|  |  | 12 |  | Прокладка | 2 |  |
|  |  | 13 |  | Крышка | 2 |  |
|  |  | 14 |  | Вал | 1 |  |
|  |  | 15 |  | Кольцо | 1 |  |
|  |  | 16 |  | Колесо зубчатое | 2 |  |
|  |  | 17 |  | Стакан | 1 |  |
|  |  | 18 |  | Прокладка | 1 |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Зона | Поз | Обозначение | Наименование | кол | Прим |
|  |  | 21 |  | Колесо зубчатое | 2 |  |  |  |
|  |  | 22 |  | Крышка | 2 |  |  |  |
|  |  | 23 |  | Кольцо | 2 |  |  |  |
|  |  | 24 |  | Вал | 1 |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Стандартные изделия |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Болт ГОСТ Т808-Т0 |  |  |  |  |
|  |  | 30 |  | М6х20 | 4 |  |  |  |
|  |  | 31 |  | М12х30 | 24 |  |  |  |
|  |  | 32 |  | М12х40 | 10 |  |  |  |
|  |  | 33 |  | М16х140 | 6 |  |  |  |
|  |  |  |  | Гайка ГОСТ S91S=10 |  |  |  |  |
|  |  | 34 |  | МК-ГН | 4 |  |  |  |
|  |  | 35 |  | М16-ТН | 6 |  |  |  |
|  |  | 36 |  | Гайка М64х2 | 1 |  |  |  |
|  |  |  |  | Гост 4811-88 |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Шайба ГОСТ 11311-88 |  |  |  |  |
|  |  | 37 |  | 12.02 | 40 |  |  |  |
|  |  | 38 |  | Шайба 64 ГОСТ 118 Т2-80 | 1 |  |  |  |
|  |  | 39 |  | Кольцо А40 ГОСТ 13942-80 | 1 |  |  |  |
|  |  | 40 |  | Кольцо А160 ГОСТ 13943-80 | 2 |  |  |  |
|  |  | 41 |  | Манжета ГОСТ 8152-19 |  |  |  |  |
|  |  |  |  | 1.1-55х80 | 1 |  |  |  |
|  |  | 42 |  | 1.1-90х125 | 2 |  |  |  |
|  |  | 43 |  | Подшипник 208 | 1 |  |  |  |
|  |  | 44 |  | Подшипник 21313 | 2 |  |  |  |
|  |  | 45 |  | Подшипник 7212 | 2 |  |  |  |
|  |  | 46 |  | Подшипник 2218 | 2 |  |  |  |
|  |  | 47 |  | Шпонка 20х12х15 | 2 |  |  |  |
|  |  | 48 |  | Кольцо А90 ГОСТ 13942-80 | 2 |  |  |  |

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Вариант | Зона | Поз | Обозначение | Наименование | кол | Прим |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  | Документация |  |  |
|  |  |  |  | Сборочный чертеж |  |  |
|  |  |  |  | Детали |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 1 |  | Швеллер 12<=440  | 4 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 2 |  | Швеллер 16<=500 | 2 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 3 |  | Швеллер 16<=1390 | 2 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 4 |  | Швеллер 16<=270 | 3 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 5 |  | Лист б=8 360х190 | 1 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 6 |  | Лист б=8 320х80 | 1 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 7 |  | Лист б=8 380х170 | 2 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  | 8 |  | Лист б=8 780х450 | 1 |  |
|  |  |  |  |  |  |  |
|  |  |  |  |  |  |  |

**1. Определение силовых и кинематических параметров привода**

Мощность на валу рабочего органа P=2FeV/1000, где F – эквивалентная сила сопротивления

Fe=Fmax-Ke, где Ke – коэффициент эквивалентной нагрузки

Fe=Kt∙Ke=18∙0,82=14,76 kH

P=2∙14,76∙103/60∙1000=5,9 кВт

КПД привода: n=n1∙n2∙n3∙n42, где

n1 – КПД муфты=0,99

n2

n3 – КПД цилиндрической передачи=0,97

n4 – КПД пыра подшипников=0,99

n=0,99∙0,8∙0,97∙0,99=0,475

Mощность двигателя Pдв=P/n=5,9/0,475=7,9 кВт

Принимаем двигатель n1 132 ММУЗ

Мощность двигателя Pдв=11 кВт

Частота вращения пд=1455 мин-1

Передаточное число привода: и=пу/пвых

где: пвых=V/ПД=12/3,14∙0,28=13,64 мин-1

и=1455/13,64=105,7

Принимаем передаточное число цилиндрической передачи и1=и2=и

Передаточное число быстроходной передачи

Иб=и/ит=106,7/4=26,6

Принимаем и1=4в=2S

Крутящий момент на валу двигателя

Т1=9550 ∙ Рчв/пчв=9550 ∙ 11/1455-72,2Нм

Моменты на последующих валах

Т2=Т1∙и1∙п1∙п2∙пи=72,2∙25∙0,99∙0,8∙0,99=14+4 Нм

Т3=Т2∙и2∙п3∙п4=1415∙0,99∙4∙5434 Нм

Частота вращения валов

n2= n1/ и1=1455/25=58,2 мин-1

n3= n2/ и2=58,2/4=14,9 мин-1

**2 Выбор материала червячной пары**

**2.1 Скорость скольжения в зоне контакта**

По таблице 3.1 принимаем материал венца червячного колеса, бронзу БРР10 Ф

Механические свойства δ=275 мПа; δт=200 мПа

**2.2 Допускаемые напряжения**

Эквивалентное число циклов перемен напряжений по контакту

N He2=60∙ п2 lh Σkm1;3∙t=60∙58,2∙12000(13∙0,2+0,83∙0,65+0,453∙0,15)=2.29∙107 по изгибу

N Fe2=60∙ п2 ch: Σ4m19∙t1=60∙58,2∙12000(13∙0,2+0,89∙0,65+0,459∙15)=12∙107

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям изгиба

Коэффициент долговечности по контактным напряжениям

Допускаемое контактное напряжение

δHP2=0,9бв kul=0,9∙275∙0,9=222 мПа

Предельное допускаемое контактное напряжение

(δHP2)max=4δT2=4∙200=800 мПа

Предельное допускаемое контактное напряжение

(δHP2)max=δFpH2=0,8δr2=0,8∙200=160 мПа

Допускаемое напряжение изгиба

δHP2=0/6 δb2∙RFl=0,16∙275∙0,76=33,4 мПа

**2.3 По таблице3.4 принимаем число винтов червяка**

Z=2

**3 Расчет червячной передачи**

**3.1 Число зубьев червячного валика**

Z2=Z1∙u=2∙25=50

**3.2 Ориентировочное значение коэффициента диаметра червяка**

д1=0,25∙ Z2=0,27∙50=12,5

Отношение среднего по времени момента к рабочему:

mp=Σk1m:t1=0,2+0,8∙0,65∙0,45∙0,15=0,787

**3.3 Коэффициент деформации червяка по табл. 3.5**

Q=121

**3.4 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки**

KHB=1+(Z2/Q)3(1-mp)=1+(50/121)3∙(1-0,787)=1,015

Коэффициент динамичности KHХ=1,1

**3.5 Межосевое расстояние**

Принимаем dw=200мн

**3.6 Предварительное значение модуля:**

 m=2aw/g+Z2=2∙200/12,5∙50>6,4 мм

Принимаем m=6.3

**3.7 Коэффициент диаметра червяка**

g=2aw/m-Z2=2∙200/6,3-50=13,5

Принимаем g=12,5

**3.8 Коэффициент диаметра смещения червяка:**

x=2aw/m-Z2+9/2=200/6,3-50+12,5/2=0,496

**3.9 Контактное напряжение на рабочей поверхности зуба червячного колеса**

,

где Ev – приведенный модуль упругости=1,26

мПа<GHP=222мПа

**3.10 Предельное контактное напряжение на рабочей поверхности зуба**

 мПа<(GHP2)max2=800 мПа

**3.11 Угол подъема вышки червяка**

**3.12 Приведенное число зубьев червячного колеса**

7V2=72/cosγ=50/cos39,09=51,9

**3.13 По табл. 3.6 выбираем коэффициент формы зуба колеса**

YF2=1,44

**3.14 Коэффициент неравномерности распределения нагрузки и динамичности**

KEP=KHP2 1,015 KFV=KV=1.1

**3.15 Напряжение изгиба и точил зуба червячного колеса**

GFH2=1500T2∙YT2∙KFP∙Kkp∙cosα/22∙g∙m3=20,5<GFP2=33,4 мПа

**3.16 Предельное напряжение изгиба у ножки зуба**

GFH2=β=Gf2=1,8∙20,5=36,9 мПа= GFH2=160 мПа

**4 Расчет геометрии червячной передачи**

**4.1 Длительные диаметры**

d1=mφ=6,3∙12,5=78,75 мм

d2=mz2=6,3∙50=315 мм

**4.2 Диаметры вершин**

da1=d1+2ha∙m=78,75+2∙6,3=91,35 мм

da2=d2+2(ha+x) ∙m=315+2∙(1+0,496) ∙6,3=333,8 мм

**4.3 Наибольший диаметр червячного колеса**

dam2=da2+bm/2+2=333,8+6,3∙6/2+4=343,25 мм

Принимаем da2=344мм

**4.4 Высота витка червяка**

h1=h∙m=2,2∙6,3=13,86 мм

**4.5 Расчет диаметра впадин**

d cp1=da1-2h=72,5-2∙13,86=44,78 мм

d cp2=da2-2(ha+C+x)m=315∙2(1+6,2+0,496) ∙6,3=311,6 мм

Принимаем da2=343 мм

**4.6 Длина нарезной части червяка**

b0=(12+0,1Z2)m=(n+0,1∙50) ∙6,3=100,8 мм

для исследованного червяка: b1>b10+4m=100,8+4,63=126 мм

**4.7 Ширина венца червячного колеса**

b2=0,75da1=0,75∙91,35=68,5 мм

Принимаем b2=63 мм

**4.8 Радиус вышки поверхности вершин зубьев червячного колеса:**

K=0,5d1=m=0,5∙78,75-6,3=33,075

**5 Расчет сил зацепления и петлевой расчет червячной передачи**

**5.1 Окружная скорость червяка**

V1=Пd1-П1/60∙103=3,14∙78,75-1455/60∙103=6 м/с

**5.2 Скорость скольжения**

VS=V/cosγ=6/cos9,09=6,08 м/с

**5.3 По табл. 10 выбираем угол трения ρ∙ρ=1.15 коэффициент потерь в зацеплении**

φ=1-tg8/tg(4+5)=1-tg9,04/tg19,09+1,15=20,14

**5.4 Определить относительные потери в уплотн. по табл. 31:**

φу=0,055

**5.5 КПД червячной передачи**

n=1- φ3- φy=1-0,114-0,055=0,837

**5.6 Поверхность теплопередачи редуктора**

м3 с учетом цилиндрической передачи

S=2S =2∙1,3=2,6 м2

**5.7 Температура масляной ванны:**

tn=103p1(1-h)kt∙S(1+ φ)+t0=590C,

где кт – коэффициент теплопередачи=16Вт/Н2С,

φ – коэффициент теплоёмкости=0,3

**5.8 По табл. 3.14 (1) назначаем степень точности передачи. Окружная сила на колесе осевом на червяке**

Ft2=Fa1=2∙103∙T2∙d2=2∙103∙1414/315=8978

**5.9 Осевая сила на колесе, окружная на червяке**

Fa2=Ft1=2∙103T2

d1Un=2∙103∙1414/78,75-25∙0,83=1728H

**5.10 Радиальные силы**

**6 Выбор материала цилиндрической зубчатой передачи**

По табл. 2.2 принимаем материал для изготовления зубчатых колец сталь 40х

Термообработка – улучшение механических свойств

для шестерки δв=900мПа G=750мПа 269…302НВ

для колеса δв=750мПа 235…262 НВ

при расчетах принимаем НВ1=280, НВ2=250

**6.1 Допустимые напряжения**

**6.1.1 Допустимое конкретных напряжений**

δHP=0,9∙Gnl:mb∙knl/Sn, где Gnl:mb – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов перемены напряжения

Gnl:mb=2HB+70

Gnl:mb1=2HB1+70=2∙280+70=630 мПа

Gnl:b2=2∙250+70=570 мПа

KHL – коэффициент долговечности

,

где NHO – базовое число циклов перемены напряжений

NHO=30(НВ)2,4

NHO1=30∙2802,4=2,24∙107

NHO2=30∙2502,4=1,7∙107

NHE – эквивалентное число циклов перемены напряжений

(NHO=30(HB)2,4)NHl=60∙nhkl∙ Σkm13t.

Находим Σkm13t=13∙0,2+0,83∙0,65+0,453∙0,15=0,546

NHE1=60∙58,2∙12000∙0,546=2,24∙107

NHЕ2=60∙14,9∙12000∙0,546=0,57∙107

Тогда KHL=1,

Sn – коэффициент безопасности = 1,1

GHP1=0,9∙650∙1/1,1=515 мПа; GHP2=0,9∙570∙1,26/1,1=588 мПа;

GHP=0,45 (GHP1+GHP2)=0,45(5152+588)1,1=496 мПа

**6.1.2 Допускаемые напряжения при расчетах на установл. изгиб**

G=p=0,4G0F ∙limo=KFl1, где G Flimo=предел выносливости зубьев при изгибе

G0=limb=1,8HB

G0=limbk=1,8∙280=504 мПа

G0=limb2=1,8∙250=1150 мПа

NF0 – базовое число циклов перемены направлений = 4∙106

KFL – коэффициент долговечности

NFE=60∙n∙h0∙Σkm:bt – эквивалентное число циклов

Σkm:bt=16∙0,2i+0,8=0,65∙0,456∙0,15=0,37

NFE1=60∙58,2∙12000∙0,37=1,54∙107

NFE2=60∙14,9∙12000∙0,37=0,38∙107

KHL=1;

GFP1=0,4∙504∙1=201 мПа

GFP2=0,4∙450∙1,01=181 мПа

Предельные допустимые напряжения изгиба

GFlimH1=4,8∙250=1200 мПа

GFlimH2=0,9(1344/1,75)=691 мПа

GFpH2=0,9(1200/1,75)=675 мПа

**7 Расчет цилиндрической зубчатой передачи**

Исходные данные:

Крутящий момент на валу шестерни Т1=Т2/2=1414/2=707 мм

Частота вращения шестерни п1=58,2мин-1

Придаточное число U=4

Угол наклона зубьев β=200

Относительная ширина зубчатого венца ψbd=0,7

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца Кпр=1,1; КFP=1,23

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи дн=0,002; дF=0,006

Коэффициент, учитывающий влияние вида разности молов д0=61

Предельное значение округлённой динамической силы Whmax=4104 мм; WFmax=4104 мин-1

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями: KHh=1,06; Kkl=1,2

Коэффициент материала Zm=271H

Вспомогательный коэффициент K2>430

**7.1 Коэффициент относительной ширины**

Ψba=2ΨbL/U+1=2∙0,7/4+1=0.28

Принимаем Ψba=0,25

**7.2 Угол профиля**

hf=arctg(tg2/cosB)=arctg(tg200/cos200)=21,1730

**7.3 Межосевое расстояние**

 мм

Принимаем dm=315 315 мм

**7.4 Коэффициент, учитывающий наклон зуба**

Yβ=1-β/140=0,857

**7.5 Принимаем число зубьев шестерни**

Z1=22

**7.6 Модуль зацепления**

 мм

Принимаем m=5мм

ZC=2aw∙cosβ/w=2∙315∙cos20/5=118,4

Принимаем ZC=118

Z1=Z1/U+1=118/U+1=23,6

Принимаем Z1=24

**7.7 Число зубьев колеса**

Z2=ZC-Z1=118-24=94

**7.8 Передаточное число**

U=Z2/Z1=94/24=3,917

ΔU=Σ(4∙3,92)14y∙100%=2,08%<4%

**7.9 Длинное межосевое расстояния**

**7.10 Угол зацепления**

dtω=arcos(a/aw∙cosαt) ∙arccos(313,93/315∙cos21,173)=21,67

**7.11 Значение**

invαtω=tgdecos-αω=tg21,67-21,67/180π=0,01912

invαt=tgαt-dt=tg21,173-21,173/180π=0,01770

**7.12 Коэффициент суммы смещения**

**7.13 Разбиваем значение коэффициента суммы смещения**

α1=0,126; α2=0

**7.14 Коэффициент уравнительного смещения**

Δy=xΣ-y=0,216-0,213=0,003

**7.15 Делительный диаметр**

d1=mt/cosβ1=5,24/cos20=127,7мм

d2=mt2/cosβ1=5,94/cos20=500,16мм

**7.16 Диаметр вершины**

da1=d1+2∙(1+x1- Δy) ∙m=127,7+2∙(1+0,216∙0,003) ∙5=137,7 мм

da2=d2+2∙(1+x2- Δy) ∙m=500,16+2∙(1+0,003 ∙0) ∙5=510,16 мм

**7.17 Диаметр основной окружности**

db1=d1∙cos2t=127,7∙cos21,173=119,08 мм

**7.18 Угол профиля зуба в точке на окружности**

α a1=arccos(dB1/dA1)=arccos(119,08/27,7)=30,140

α a2=arccos(dB2/dA2)=arccos(466,4/510,16)=23,90

**7.19 Коэффициент торцевого перекрытия**

d2=Z1∙tg2a1+Z2∙tg2a2(Z1+Z2)tg αzω/2π=24∙tg30,14+94∙tg23,9-(24+94)tg21,67/2π=1,575

**7.20 Ширина зубчатого венца колеса**

bw2=xb2∙aw=0,25∙315=78,75 мм

**7.21 Принимаем bw2=78мм**

Осевой шаг

Pk=AH/sinB=π∙S/sin200=45,928 мм

**7.22 Коэффициент осевого перекрытия**

**7.23 Ширина зубчатого вала шестерни**

bw1= bw2+5=78+5=83 мм

**7.24 Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий**

**7.25 Начальные диаметры**

dw1=2aK1/U+1=2∙315/3,917+1=128,14 мм

dw2=dw1∙U=128,14∙3,92=501,86 мм

**7.26 Исходная расчетная окружная сила при расчете на контактную прочность**

FHT=2∙103T/dw1=2∙103∙707/123,14=11035

При расчете на выносливость при изгибе

FKT=2∙103T/d1=2∙103+707/127,7=11073,71H

**7.27 Окружная скорость**

V=Tdw1∙m/60∙103=128,14∙58,2/60∙103=0,39 м/с

**7.28 Окружная динамическая сила**

 H/мм

**7.29 Коэффициент динамической нагрузки**

KHV=1+WHV∙bw2∙dw2/2∙103∙T1∙KHα ∙KHP=1,003

KFV=1+WFV∙bw2∙d1/2∙103∙T1∙KFα ∙KFB=1,006

**7.30 Удельная окружная сила**

WHT= FHT/ bw2∙ KHα ∙ KFB∙ KHV=11035/78∙1,06∙1,1∙1,003=164H/мм

WFT= FKB/ bw2∙ KFα ∙ KFB∙ KFV=11073/78∙1,2∙1,23∙1,006=211H/м2

**7.31 Эквивалентное число зубьев**

ZV1=Z1/cos3B=24/cos3200=28,9

ZV2=Z2/cos3B=94/cos3200=113,3

**7.32 Принимаем коэффициент, учитывающий перекрытие**

YE=3,6

**7.33 Коэффициенты формы зуба**

YF1=3,63; YF2=3,6

**7.34 Направление изгиба**

 мПа

**7.35 Коэффициенты безопасности по направлению изгиба**

SF1=GFP1/GF1=201/131=1,53

SF2=GFP2/GF2=181/130=1,39

**7.36 Основной угол наклона (изгиба) зуба**

Bb=arcsin(sinβ∙cosα)=arcsin(sin200∙cos200)=18,750

**7.37 Коэффициент учитывающий форму сопряжения поверхностей**

**7.38 Контактные напряжения**

**7.39 Коэффициент безопасности по контактному напряжению**

SH1=Gmax-GV ∙ √B=459∙√1,8=616 мПа<Gpmax=1792 мПа

**7.40 Наибольшие контактные напряжения**

GVmax=GV ∙√B =459∙√1,8=616 мПа< Gpmax

**7.41 Наибольшие напряжения изгиба**

GFm1=GF1B=B1∙1.8=236мПа<GFpn1=691мПа

GFm2=GF2B=B0∙1.8=234мПа<гGFpn2=617мПа

**7.42 Силы действующие в зацеплении**

а) окружная

Ft1=Ft2=2n/d=2∙707∙103/127,7=11073H

б) радиальная

FZ1=FZ2=Ft∙tgα/cosβ=11073 tg200/cos200=4298H

в) осевая

Fa1=Fa2=Ft∙tgβ=11073∙tg200=4030H

**8 Компоновка редуктора**

Последовательно определяем диаметры валов по формуле:

, где [Σ] – допускаемое нарушение кручений=15…30мПа

 Принимаем d=30мм

 Принимаем d2=70мм

 Принимаем d3=100мм

Толщина спинки корпуса редуктора

V=0,025dw+3=0,025∙315+3=10,8 мм

Принимаем V=12мм

Диаметр болтов:

d1=0,003wT+R=0,003-315+12=21,45 мм

Принимаем d1=24 мм

d1=16 мм, d3=12 мм

Расчет входного вала:

Исходные данные:

Ft=1728H; F2=3268H; F0=8978H

d=78,75мм; T=72,2Hм

Момент возникающий

Мн=0,17=0,1∙72,2=7Нм

Определение опорных реакций и изгибающих моментов

Вертикальная плоскость

Горизонтальная плоскость

Суммарные изгибающие моменты

Принимаем материал вала сталь 40х

Gg<900мПа; [G-l]=80мПа

Определим диаметры вала в сечении Д

Приведенный момент

Расчетный диаметр вала

Диаметр впадин червяка dt1=44,78>392 мм

**9 Расчет промежуточного вала**

Исходные данные

Ft1=11073H; Fy1 =4289H; Fa1=4030H;d1=127,2 мм

Ft2=80,78H; Fy1 =3269H; Fa1=1728H;d1=315 мм

Т=707 мм

Определим опорные реакции изгибающих моментов.

Вертикальная плоскость

Горизонтальная плоскость

Проверочный расчет вала на выносливость

Материал вала сталь 40х

ТВ=900мПа; Т1=450мПа; Σ=250мПа; ψ0=0,1. Сечение I-I

Эффективные коэффициенты концентрации нарушений от шпоночного газа по табл. 5.12 [2]

Ka=2,15:KT=2,05

Масштабный коэффициент табл. 5.16[2]

Er=ra=0,6

Коэффициент состояния поверхности

KCr=Kru=1,15

KCD=KE+KT-1/Eζ=2,05+1,15-1/0,64=3,59

KζD=Kζ+KTr-1/Eζ=2,05+1,15-1/0,64=344

Эффективные коэффициенты напряжений от посадки границы колеса по табл. 5.15[2]

KAD=4,5; KJD=3,16

Окончательных принимаем: KED=451 KKD=3,44

Осевой и номерный момент по табл. 5.9[2] W0=89100 ммВ

Напряжение изгиба и кручения

Коэффициент запаса прочности

**10 Расчет выходного вала**

Исходные данные:

Ft=18000H; Ft=11073H; Ft=4289H

Fa=4030H; d=500,16 мм; T=2717мм

Определение опорных реакций и изгибающих моментов

Вертикальная плоскость

RaB=RBB=Ft1=11073H

MCB=MDB=RAB∙a=-4073-0,085=-941Hm

Горизонтальная плоскость

RBr=Ft∙Ft1=18000-4282=13711H

MBr=-F2∙c=-18000∙0,16=2280Hm

MCr=-F2∙(c+a)+RBr∙a=-18000∙0,245+1374∙0,085=-3245Hm

MCHr=-Ft(c+a)+RAr∙a+Fa1∙d/2=-18000∙0,245+13711∙0,085+4030∙500,16∙10-3/2=-2237Hm

Суммарные изгибающие моменты

Принимаем материал вала сталь45

Ев=600мПа;[Т-1]=55мПа

Определяем диаметр вала в сечении

Приведенный момент

Расчетный диаметр вала

мм

**11 Расчет подшипников входного вала**

Радиальные нагрузки

Осевая сила Fa=8978Н

Расчет подшипников В

Принимаем предварительно подшипник 27313

С=89000; С0=71400; l=0,753; Ч=0,796

Следовательно, работает только один pxg

Эквивалентная нагрузка

P=(xvF2+ЧFa)∙Kb∙KT ,

где Кб – коэффициент безопасности, Кт – температурный коэффициент

Р=(0,4∙1∙2550∙0,796∙8978) ∙1,7∙1=10613Н

Расчет подшипников А

Эквивалентная нагрузка

P=VF2∙VS∙KT=1∙1304∙1,3∙1=16,05H

Требуемая динамическая грузоподъемность

Принимаем подшипник 908, у которого С=25600Н

**12 Расчет подшипников промежуточного вала**

Радиальные нагрузки

Осевая нагрузка Fa=1728Н

Предварительно принимаем подшипник 72R

C=72200H; C0=58400H; l=0,35; Ч=1,71

Расчетная осевая нагрузка

Fa=0,83l1FZ1v=0,83∙0,5∙14752=4285H

Fan=Fa1 – Fa=4285 – 1129=6013H

Эквивалентная нагрузка

P1=VF2T ∙Kb∙Kt=1∙14752∙1,3∙1=19178H

PII=(xVF2II+ЧFaII) ∙Kb∙Kt=(0,4∙1∙16152∙1,71∙6013) ∙1,3∙1=21766H

Долговечность наиболее нагружаемого подшипника

**13 Расчет подшипников выходного вала**

Радикальные нагрузки

Эквивалентная нагрузка

P=VF2∙Kb∙R=1∙17623∙1,3∙1=22910H

Требуемая динамическая грузоподъёмность

Принимаем подшипник С=12100Н

**14 Расчет шпонки выходного вала**

Исходные данные:

d=95мм; b=0,5мм; h=14мм; t1=9мм; l=110мм; T=2717мм

Рабочая длина шпонки

lp=l-b=110-25=85 мм

Напряжение на рабочих группах шпонки

**15 Подбор смазки для редуктора**

Сорт масла выбираем по окружной скорости колес по формуле

Δ=2T/DT=0,39 м/с

и по контактным напряжениям в зубе шестерни [I]=496 мПа

По таблице рекомендуемых сортов смазочных масел выбираем масло

U – F – A – 68 ГОСТ17-47 94-87

Объем масла, заливаемого в редуктор рассчитывается по формуле:

Uмасла=Рбв∙0,35=11∙0,35=3,15 л