1.1 Название и назначение проектируемого привода

Привод ленточного транспортера.

Транспортер предназначен для перемещения штучных грузов на складе.

1.2 Краткое описание конструкции привода.

Привод – устройство, приводящее в движение механизм.

Привод ленточного транспортера состоит из:

- электродвигатель – предназначен для приведения механизма в действие

- муфта – используется для соединения отдельных узлов механизма (редуктора и барабана) в единую кинематическую цепь; обеспечивает компенсацию смещений соединительных валов (осевых, радиальных, угловых), улучшает динамические характеристики привода

- редуктор – предназначен для уменьшения угловой скорости и повышение вращающего момента

- клиноременная передача – предназначена для понижения частоты вращения

- барабан транспортера – предназначен для приведения в движение ленты привода

1.3 Условия эксплуатации привода

Режим работы с сильными рывками.

Работа 2 смены. Условия работы – на открытой площадке в теплое время года.

1.4 Определение ресурса привода.



- срок службы привода в часах



- срок службы в годах



- коэффициент загрузки за смену



- количество смен



2. Кинематический расчет

2.1 Определение требуемой мощности двигателя

Мощность привода.



F- тяговая сила



- скорость ленты



2.2 Определение КПД привода.

Зубчатая цепная передача.



2.3 Выбор типа электродвигателя

Выбираем электродвигатель из серии 4а.



Принимаем



2.4 Определение передаточного числа привода.



2.5 Разбивка передаточного числа привода по ступеням.

Передаточное число привода

uпр – передаточное число

n – частота вращения



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| №п/п | Марка двигателя | (кВт) | (об/мин) |  |
| 1 | 160S2 | 15 | 2910 | 101,53 |
| 2 | 160S4 | 15 | 1455 | 50,76 |
| 3 | 160M6 | 15 | 970 | 33,84 |
| 4 | 180М8 | 15 | 731 | 25,50 |

uрп = 2…4

Принимаем uр п= 4



Окончательно выбрали электродвигатель: 180М8 ГОСТ

Получили ;



2.6 Определение на каждом валу привода частоты вращения, угловой скорости, мощности и вращающего момента.

Определяем мощность на валах



Найдем частоту вращения на валах:



Найдем угловую скорость



Найдем вращающие моменты на валах



|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Вал | n (об/мин) | (1/с) | Т (Н м) | (кВт) |
| 1. Эл. двигателя | 731 | 76,51 | 196,05 | 15 |
| 2.Быстроходный вал редуктора | 188,75 | 19,13 | 752,7 | 14,4 |
| 3. Тихоходный вал редуктора | 28,66 | 2,99 | 4672,24 | 13,97 |
| 4. Вал барабана | 28,66 | 2,99 | 4531,77 | 13,55 |

3. Расчет закрытой передачи

3.1 Выбор материала и термообработки

Выбираем марку стали:

Материал шестерни:

Сталь 40ХН

Термообработка - улучшение и закалка ТВЧ

Твердость зубьев от 45 до 50 HRC



Материал зубчатого колеса:

Сталь 40ХН

Термообработка - улучшение

Твердость зубьев от 235 до 262 HB



3.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на контактную и изгибную усталостную прочность.

Расчет допускаемых контактных изгибных напряжений.

Средняя твердость зубьев:

- для шестерни



Принимаем - для шестерни



- для колеса



Определим базу испытаний:



-базовое число циклов нагружений шестерни



-базовое число циклов нагружений колеса



- база испытаний



6



-действительное число циклов перемены напряжений колеса



7



-действительное число циклов перемены напряжений шестерни



Определим коэффициенты долговечности при расчете:



-коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжений шестерни



-так как



- коэффициент долговечности при расчете по контактным напряжений колеса



- коэффициент долговечности, так как >400000



Определим допускаемые напряжения:



-допускаемые напряжения колеса



- допускаемые напряжения колеса



- допускаемые напряжения шестерни



-допускаемые напряжения шестерни



Определим допускаемые контактные напряжения и напряжения изгиба:



-допускаемые контактные напряжения шестерни



- допускаемые изгибные напряжения шестерни



- допускаемые контактные напряжения колеса



- допускаемые изгибающие напряжения колеса



Определим допускаемое контактное напряжение:



- допускаемые контактные напряжения



3.3 Определение геометрических параметров передачи.

Межосевое расстояние.



- предварительное значение межосевого расстояния



- вращающий момент на шестерне



- передаточное число редуктора



К – коэффициент, зависящий от твердости поверхности зубьев шестерни и колеса

Вычисляем окружную скорость:



Выбираем степень точности зубчатой передачи.

Степень точности по ГОСТу 1643-81. Получили: 9 – передача низкой точности.

Уточняем предварительно найденное значение :



Принимаем:



где - коэффициент ширины = 0,315



= 410(мПа)



- коэффициент нагрузки



- коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения = 1,02



- - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий



Предварительные основные размеры колеса.

Делительный диаметр колеса:



Принимаем:



Ширина колеса:



Принимаем:



Ширина шестерни:



Модуль передачи:



- максимально допустимый модуль



- минимальное значение модуля.



Принимаем m = 5.



- коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения



- коэффициент, учитывающий влияние погрешностей



- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца.



Принимаем m = 1(мм) при твердости ≤ 350 HB

Суммарное число зубьев и угол наклона.

Min-й угол наклона зубьев

0



Суммарное число зубьев



Принимаем Zs=118.

Определяем действительное значение угла наклона зуба:

0



Принимаем β=100

Число зубьев шестерни:



Принимаем



Число зубьев колеса:



Фактическое передаточное число:



Делительный диаметр шестерни:



Принимаем



Делительный диаметр колеса:



Диаметры и окружностей вершин и впадин зубьев колес внешнего зацепления:



шестерни:



колеса:



3.4 Определение сил в зацеплении.

- окружная



- радиальная



- осевая



|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Сила | обозначение | Величина (Н) |
| Осевая |  | 3162 |
| Радиальная |  | 6623 |
| окружная |  | 17833 |

3.5 Проверочный расчет передачи на контактную и изгибную усталостную прочность.

Расчетное напряжение в зубьях колеса:



-коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев



Расчетное напряжение в зубьях шестерни:



Проверка зубьев колес по контактным напряжениям:



4. Предварительный расчет валов.

4.1 Выбор материала и термообработки

Быстроходный вал - сталь 40ХН, улучшение и закалка ТВЧ

Тихоходный вал – сталь 45, нормализация.

4.2 Выбор конструкции вала, определение геометрических параметров.

1. Быстроходный вал с коническим концом:

d – диаметр вала



t кон = 2,5

r = 3,5

r – координата фаски подшипника

dБП - диаметр буртика

Определим длину посадочного конца:

lмб = 1,5∙ d =1,5 ∙ 55 = 82,5 мм

Принимаем lмб = 85 мм.

Определим длину цилиндрического участка:

lц =0,15 ∙ d = 0,15 ∙ 55 = 8,25 мм

Принимаем lц =10 мм

Определим длину промежуточного участка:

lкб =1,4 ∙ dп = 1,4 ∙ 60 = 85 мм

Принимаем по таблице М36х3

Определим lр:

lр = 1,2 ∙ dр = 1,2 ∙ 36 = 43,2 мм

Принимаем lр = 45 мм

2. Тихоходный вал с коническим концом:

d – диаметр вала



t кон = 2,9

r = 4

Определим диаметр посадочной поверхности для колеса:

d к ≥ 110 мм

d к =120 мм

d к ≥ d БП

Определим длину посадочного конца:

lМТ = 1,5 ∙ d = 1,5 ∙ 90 = 135 мм

Принимаем lМТ = 130 мм

Определим длину промежуточного участка:

lКТ =1,2 ∙ dП = 1,2 ∙ 95 = 114 мм

Принимаем lКТ =110 мм

Определим длину цилиндрического участка:

lц =0,15 ∙ d= ,015 ∙ 90 = 13,5 мм

Принимаем lц = 14 мм

Принимаем по таблице М64х4

Определим lр:

lр = 1,1 ∙ dр = 1,1 ∙ 64 = 70,4 мм

Принимаем lр = 70 мм

4.3 Выбор типа подшипников

Тихоходный вал – шариковые радиальные

Быстроходный вал – однорядные подшипники

5. Расчет долговечности подшипников

5.1 Выбор схемы установки подшипников, способ их закрепления на валу и в корпусе

Схема установки:

а) тихоходный вал – «враспф»

б) быстроходный вал – с одной плавающей опорой

Способ закрепления подшипников на валу и в корпусе зависит от величины и направления действующих нагрузок, частоты вращения, условий монтажа и демонтажа и т.д.

5.2 Составление расчетных схем для тихоходного вала и определение реакций в опорах

Из предыдущих расчетов имеем:

, , , , l1 = 69 (мм)



Реакции опор:

1. в плоскости XDZ:

∑М1 = 0; RX2 ∙ 2 l1 - Ft ∙ l1 = 0; RX2 =Ft /2 = 17833/2 = 8916,5 Н

∑М2 = 0; - RX1 ∙ 2 l1 - Ft ∙ l1 = 0; RX1 =Ft /2 = 17833/2 = 8916,5 Н

Проверка: ∑X= 0; RX1 + RX2 - Ft = 0; 0 = 0

2. в плоскости YOZ:

∑М1 = 0; Fr ∙ l1 + Fa ∙ d2/2 – Ry2 ∙ 2 l1 = 0; в

Ry2 = (Fr ∙ l1 + Fa ∙ d2/2)/ 2 l1 ;Н

Ry2 = (Fr ∙ 69+ Fa ∙ d2/2)/ 2 ∙ 69 = 9314,7 Н

∑М2 = 0; - R y1 ∙ 2 l1 + Fa ∙ d2/2 – Fr ∙ l1 = 0;

R y1 = (Fa ∙ d2/2 - Fr ∙ l1)/ 2 l1 ;Н

R y1 = (Fa ∙ 524/2 - Fr ∙ 69)/ 2 ∙ 69 = 2691,7 Н

Проверка: ∑Y= 0; - Ry1 + Ry2 – Fr = 0; 0 = 0

Суммарные реакции опор:

Pr1 = √ R2X1 + R2Y1;Н

Pr1 = √ 8916,5 2 + 2691,72 = 9313,9 Н

Pr2 = √ R2X2 + R2Y2;Н

Pr2 = √ 8916,5 2 + 9314,72 = 12894,5 Н

Выбираем подшипники по более нагруженной опоре Z.

Принимаем шариковые радиальные подшипники 219 легкой серии:

D = 170 мм; d = 95 мм; В = 32 мм; С = 108 кН; С0 = 95,6 кН.

5.3 Проверка долговечности подшипника

Определим отношение Fa/С0

Fa/С0 = 3162/95600 = 0,033

По таблице отношению Fa/С0 соответствует е = 0,25

Определим отношение Fa/VFr

V = 1

V – коэффициент при вращении внутреннего кольца

Fa/VFr = 3162/6623 = 0,47

Определим эквивалентную нагрузку

Р = (x ∙ V ∙ Fr + YFa) ∙ Kσ ∙ KT; Н

Kσ = 1,8

Kσ – коэффициент безопасности

KT = 1

KT – температурный коэффициент

Y = 1,78

X = 0,56

Р = (0,56 ∙ 1 ∙ 6623+ 1,78 3162) ∙ 1,8∙1= 16807 Н

Определим расчетную долговечность в млн.об.

L = (С/Р)3 млн.об.

L = (108000/16807)3 млн.об.

Определим расчетную долговечность в часах

Lh1 = L ∙ 106/60 ∙ n3; ч

Lh1 = 265 ∙ 106/60 ∙ 2866 = 154 ∙103 ч

Lh1 ≥ 10 ∙ 103

154 ∙103 ≥ 10 ∙103

5.4 Оценка пригодности выбранных подшипников

Оценка пригодности выбранных подшипников

Lh1 ≥ Lh

154 ∙103 ≥ 17987,2

154000 ≥ 17987,2

6. Конструирование элементов передачи

6.1 Выбор конструкции

Зубчатое колесо – кованое, форма – плоское

Шестерня выполнена за одно целое с валом

6.2 Расчет размеров

1. шестерня

Её размеры определены выше

, ,



2. колесо

Его размеры определены выше

, ,



Определим диаметр ступицы:

dст = 1,6 ∙ dк; мм

dст = 1,6 ∙ 120 = 192 мм

Принимаем dст = 200 мм

Определим длину ступицы:

lст = (1,2 ÷1,5) ∙ dк; мм

lст = (1,2 ÷1,5) ∙ 120 = 144 ÷180 мм

Т.к. lст ≤ b2, принимаем lст = 95 мм

Определим толщину обода:

δ0 = (2,5 ÷ 4) ∙m ; мм

δ0 = (2,5 ÷ 4) ∙5 = 12,5 ÷ 20 мм

Принимаем δ0 = 16 мм

Определим толщину диска:

С = 0,3 ∙ b2; мм

С = 0,3 ∙ 95 = 28,5 мм

Принимаем С = 30 мм

7. Расчет открытой передачи

7.1 Определение основных параметров передачи

Т.к. n1 = 732 об/мин, Р = 15 кВт, то выбираем сечение ремня В

Определим диаметр меньшего шкива:

d1 = (3÷4)3√Т1 ; мм

d1 = (3÷4)3√196,05 ∙ 103= 232,4 мм

Принимаем d1 = 200 мм

Определим диаметр большего шкива:

d2 = Uрп ∙ d1 ∙ (1-ε); мм

Uрп = 4

ε = 0,015

ε – относительное скольжение ремня

d2 = 4 ∙ d1 ∙ (1-0,015) = 788 мм

Принимаем d2 = 800 мм

Определим уточненное передаточное значение:

i = d2/ d1(1- ε)

i = d2/ d1(1- 0,015) = 800/200(1- 0,015) = 4

Определим межосевое расстояние в интервале (аmin;аmax)

аmin = 0,55 (d1 + d2)+Т0

аmax = d1 + d2

Т0 = 13,5 мм

Т0 – высота сечения ремня

аmin = 0,55 (d1 + d2)+Т0 = 563 мм

аmax = d1 + d2 = 1000 мм

Принимаем а = 700 мм

Определим длину ремня:

L = 2а ∙ 0,5π(d1 + d2) + (d1 - d2)2/4а; мм

Lmin = 2а ∙ 0,5π(d1 + d2) + (d1 - d2)2/4а = 2824,57 мм

Lmax = 2а ∙ 0,5π(d1 + d2) + (d1 - d2)2/4а = 3698,57 мм

Принимаем Lp = 3500 мм

Определим w:

w = 0,5π(d1 + d2); мм

w = 0,5π(d1 + d2) =1570 мм2

Определим y:

y = (d2 – d1)2 ; мм

y = (d2 – d1)2 =360000мм2

Определим уточненное межосевое расстояние:

а = 0,25 ∙ [(Lp-w) + √(Lp-w)2-2 y]; мм

а = 0,25 ∙ [(3500-1570) + √(3500-1570)2-2 ∙ 360000]= 3663 мм

Определим угол обхвата:

α1 = 180-57 ∙ d2 – d1/а

α1 = 180-57 ∙ 800 - 200/3663 = 200

Определим число ремней:

Z = P ∙ CP/PO ∙ CL ∙ Cα ∙ CZ

PO = 5.83

PO – мощность, допускаемая для передачи одним ремнем

CL = 0,90

CL – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня

CP = 1,3

CP – коэффициент режима работы

Cα = 0,91

Cα – коэффициент угла обхвата

CZ = 0,95

CZ – коэффициент, учитывающий число ремнец в передаче

Z = 15 ∙ 1,3/5,83 ∙ 0,90 ∙ 0,91 ∙ 0,95= 4

Определим расчетную скорость ремня:

V = π ∙ d1∙ n1/60 = 3,14 ∙ 0,2 ∙ 731/60 = 8 м/с

Определим натяжение ветви ремня:

Fo = (850 ∙ P ∙ CP ∙ CL/z ∙ V ∙ Cα) + Ө ∙ V2 = 723 H

Ө - коэффициент, учитывающий центробежную силу

Ө = 0,3 Н∙с2/м2

Определим силу, действующую на вал:

Fв = 2 ∙ Fo ∙ Z ∙ sin α1/2 = 1729 H

Определим ширину обода шкивов:

В = (Z-1) e +2f ; мм

е = 25,5

f =17

В = (4-1) 25,5 +2∙17 = 110 мм

Определим основные размеры шкива

d = 200 мм

а) толщина обода у края

S = 0,005 ∙ d + 3 = 4 мм

б) толщина диска

S1 = (0,8÷1) ∙ S = 3,2÷4 мм

Принимаем S1 = 3,6 мм

в) длина ступицы шкива

l ≤ В

lст = 85 мм

г) наружный диаметр ступицы

d1 = (1,8÷2) ∙ do = 86.4÷96 мм

do = 48 мм

do – диаметр отверстия

Принимаем d1 = 90 мм

Определим основные размеры шкива

d = 800 мм

а) толщина обода у края

S = 0,005 ∙ d + 3 = 7 мм

б) толщина выступа на внутренней стороне обода для плавного сопряжения его со спицами

е = S + 0,02В = 7 + 0,02 ∙ 85 = 8,7 мм

Принимаем е = 9 мм

в) у = 1

у – стрела выпуклости

г) оси эллипса в условном сечении спицы

h = 3√ 38 ∙ Fo ∙ d /z ∙[σu] мм

[σu]= 30 МПа

[σu] – допускаемое напряжение при изгибе

Z = 6

Z – число спиц

h = 3√ 38 ∙ 723 ∙ 800 /6 ∙ 30 = мм

д) размеры эллипса в сечении спицы близ обода

а = 0,4h = мм

h1 = 0,8h = мм

а1 = 0,8а = мм

е) длина ступицы шкива

l ≤ В

lст = 85 мм

ж) наружный диаметр ступицы

d1 = (1,8÷2) ∙ do = 100,8÷112 мм

do = 56 мм

do – диаметр отверстия

Принимаем d1 = 105 мм

7.2 Проверочный расчет передачи

Определим напряжение от растяжения

σ1 = Fo/S = 723/230 = 3,14 МПа

S = 230 мм2

S – площадь поперечного сечения ремня

Определим напряжение от изгиба ремня

Еu = 200 МПа

δ = толщина ремней

δ = 3 мм

δu = 200 ∙ 3/200 = 3 МПа

Определим напряжение от центробежной силы

σV = p ∙ V2 ∙10-6

p = 1200 кг/м3

p – плотность ремня

σV = 1200 ∙ 82 ∙10-6 = 0,08 МПа

Определим максимальное напряжение в сечении ремня

σmax = σ1+ σu + σV = 3,14 + 3 + 0,08 = 6,22 МПа

σmax ≤ 7 МПа

6,22 ≤ 7

Определим коэффициент, учитывающий влияние передаточного отношения

Сi = 1.5 3√Upn – 0.5 =

Определим рабочий ресурс передачи

Н0 = Nоу∙Lp∙(σ-1/σmax)8/60π ∙ d1∙ n1 ∙ Ci ∙ CH ; ч

Nоу = 4,7 ∙ 106

Nоу – базовое число циклов

σ-1 = 7 МПа

σ-1 – предел выносливости

CH =1

Н0 = (Nоу∙Lp∙(σ-1/σmax)/60π ∙ d1∙ n1 ) ∙ Ci ∙ CH = (4,7 ∙ 106 ∙ 3500 ∙(7/6,22)8/60∙3,14∙200∙731)1,7∙1 = ч

Н0 ≥ 1000 ч

8. Выбор соединительных муфт

Чтобы скомпенсировать возможную несоосность валов применяем муфту типа МУВП по ГОСТ 21424-75

Определим расчетный крутящий момент

Трасч = К ∙ Т3; Нм

К = 1,5

К – коэффициент, учитывающий характер работы муфты

Трасч = 1,5 ∙ 4672,24 = 7008,36 Нм

Трасч ≤ Ттабл

Принимаем муфту типа МУВП 4000-90-2,1 по ГОСТ 214240-75.

9. Расчет шпоночных соединений

9.1 Выбор материала и конструкции

Шпонки призматические с плоскими торцами.

Материал шпонок Ст45 нормализованная.

9.2 Проверка шпонки на прочность

σсм max = 2Т/d ∙ l (h-t1); МПа

[σсм] 100 МПа

[σсм] – допускаемое напряжение смятия при стальной ступице.

[σсм] 70 МПа

[σсм] – допускаемое напряжение смятия при чугунной ступице.

1. Тихоходный вал

а) зубчатое колесо (ступица-сталь)

d = 110 мм; b = 28 мм; h = 16 мм; S = 0,4÷0,6; t1 = 10 мм; t2 = 6,4 мм;

l = 70 мм.

σсм max = 2 ∙ 4672,24 ∙ 103/110 ∙ 70(16-10) = 202 МПа

σсм ≤ 100

Принимаем шпонку 28х16х70 ГОСТ 23360-78

б) муфта (ступица – чугун)

d = 95 мм; b = 28 мм; h = 16 мм; S = 0,4÷0,6; t1 = 10 мм; t2 = 6,4 мм;

l = 125 мм.

σсм max = 2 ∙ 4672,24 ∙ 103/125 ∙ 95(16-10) = 131 МПа

σсм ≤ 70

Принимаем шпонку 28х16х125 ГОСТ 23360-78

2. Быстроходный вал

а) шкив (ступица-чугун)

d = 56 мм; b = 16 мм; h = 10 мм; S = 0,25÷0,4; t1 = 6 мм; t2 = 4,3 мм;

l = 80 мм.

σсм max = 2 ∙ 752,7 ∙ 103/56 ∙ 80(10-6) = 84 МПа

σсм ≤ 70

Принимаем шпонку 16х10х80 ГОСТ 23360-78

10. Смазка редуктора и элементов передачи

10.1. Выбор масла для редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающее погружение колеса примерно на 10 мм.

Определим объем масляной ванны:

V = 0.25 ∙ P; дм3

V = 0.25 ∙ 15 = 3,75 дм3

Т.к. σн = МПа и V = м/с, то рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно = 50 ∙ 10-6 м2/с

Т.к. кинематическая вязкость = 50 ∙ 10-6 м2/с, то принимаем масло индустриальное И-50А по ГОСТу 20799-75.

10.2. Выбор смазки для подшипников

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ-1 по ГОСТу 1957-73, периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

11. Уточненный расчет тихоходного вала

11.1 Построение эпюр крутящего и изгибающего моментов

Сечение I – I

Изгибающие моменты:

1. в плоскости XOZ

M1X = RX2 ∙ l1 ∙ 10-3 = 8916,5 ∙ 69 ∙ 10-3 = 615 Нм

2. в плоскости XOZ слева от сечения

M1УЛ = RУ1 ∙ l1 ∙ 10-3 = 2691,7 ∙ 69 ∙ 10-3 = 185 Нм

3. в плоскости XOZ справа от сечения

M1УП = RУ2 ∙ l1 ∙ 10-3 = 9314,7 ∙ 69 ∙ 10-3 = 642 Нм

Суммарный изгибающий момент

М1 = √M1X2 + M1УП2 = √6152 + 6422 = 889

Крутящий момент

МК1 = Т3 = 4672,24 Нм

Сечение II – II

Крутящий момент

МК2 = Т3 = МК1 = 4672,24 Нм

Сечение III – III

Крутящий момент

МК3 = Т3 = МК1 = МК2 = 4672,24 Нм

11.2 Определение коэффициента запаса с усталостной прочностью

Определим геометрические характеристики опасных сечений вала

Сечение I – I

Определим момент сопротивления при изгибе

W1 = πd3/32 = 3.14 ∙ 1103/32 =130604 мм3

Определим момент сопротивления при кручении

WК1 = πd3/16 = 3.14 ∙ 1103/16 = 261209 мм3

Определим площадь сечения

А1 = πd2/4 = 3.14 ∙ 1102/4 = 9499 мм2

Сечение II – II

Определим момент сопротивления при изгибе

W2 = πd3/32 = 3,14 ∙ 953/32 =84130 мм3

Определим момент сопротивления при кручении

WК2 = πd3/16 = 3,14 ∙ 953/16 = 168260 мм3

Определим площадь сечения

А2 = πd2/4 = 3,14 ∙ 952/4 = 7085 мм2

1. Расчет вала на статическую прочность

Сечение I – I

Определим напряжение изгиба с растяжением (сжатием)

σ1 = 103 ∙ КП ∙ М1/ W1 + КП ∙ FA/A1

КП = 2,9

КП – коэффициент, зависящий от отношения максимального вращающего момента к номинальному

σ1 = 103 ∙ 0,9 ∙ 889/ 130604 + 0,9∙ 3749/9499 = 20,8 МПа

Определим напряжение кручения

τ1 = 103 ∙ КП ∙ МК1/ WК1 = 103 ∙ 2,9 ∙ 4672,24/ 261209 = 51,8 МПа

Определим частный коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

STσ1 = σT/ σ1

σT – предел текучести

σT = 540 МПа

STσ1 = σT/ σ1 = 540/20,8 = 26

Определим частный коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

STτ1 = τT/ τ1

τT – предел текучести при кручении

τT = 290 МПа

STτ1 = τT/ τ1 = 290/51,8 = 5,6

Определим общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести

Sτ1 = STσ1 ∙ STτ1/√ STσ12 + STτ12

Sτ1 = 26 ∙ 5,6/√ 262 + 5,62 = 5,5

Сечение II – II

σ2 = 103 ∙ КП ∙ М2/ W2 + КП ∙ FA/A2

М2 = 0

σ2 = 0 + 2,9∙ 3749/7085 = 1,5 МПа

τ2 = 103 ∙ КП ∙ МК2/ WК2 = 103 ∙ 2,9 ∙ 4672,24/ 168260 = 80,5 МПа

STσ2 = σT/ σ2

STσ2 = σT/ σ2 = 540/1,5 = 360

STτ2 = τT/ τ2 = 290/80,5 = 3,6

Sτ2 = STς2 ∙ STτ2/√ STς22 + STτ22

Sτ2 = 3,6 ∙ 360/√ 3602 + 3,62 = 3,59

Sτ1 > [ST] 5,5 > 2

Sτ2 > [ST] 3,59 >2

Т.о. статическая прочность вала обеспечена

2. Расчет вала на сопротивление усталости

Сечение I – I

Определим амплитуды напряжений и среднее напряжение цикла

σА1 = σU1 = 103 ∙ М1/ W1

σА1 = σU1 = 103 ∙ 889/ 130604 = 6,8 МПа

τ1А = τК1/2 = 103 ∙ МК1/2 ∙ WК1 = 103 ∙ 4672,24/2 ∙ 261209 = 8,9 МПа

τm1 = τ1А = 8,9 МПа

Определим коэффициенты снижения предела выносливости

КσD = (Кσ / Кdσ + 1/ КFσ – 1) / Кv

К τ D = (К τ/ Кd τ + 1/ КF τ - 1) / Кv

Кσ / Кdσ = 4,75

К τ/ Кd τ = 5,65

КFσ = 0,91 – коэффициент влияния качества поверхности

КF τ = 0,95 - коэффициент влияния качества поверхности

Кv = 1

Кv – коэффициент влияния поверхностного упрочнения

КσD = (4,75+ 1/ 0,91 – 1) / 1 = 4,85

К τ D = (5,65 + 1/ 0,95 - 1) / 1 = 5,7

Определим пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

σ-1D = σ-1/ КσD

σ-1 = 360 МПа

σ-1 – предел выносливости при симметричном цикле изгиба

σ-1D = 360/ 4,85 =74,2 МПа

τ -1D = τ -1 / К τ D

τ -1 = 200 МПа

τ -1 – предел выносливости при симметричном цикле кручения

τ -1D = 200 / 5,7 = 35,1МПа

Определим коэффициент влияния ассиметрии цикла

ΨτD = Ψτ/ К τ D

Ψτ = 0,09

Ψτ – коэффициент чувствительности материала к ассиметрии цикла напряжений

ΨτD = 0,09/ 5,7 = 0,016

Определим коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

Sσ = σ-1D/ σА1 = 74,2/6,8 = 10,9

Определим коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

S τ = τ -1D / τ1А +ΨτD ∙ τm1 = 35,1 / 8,9 +0,016∙ 8,9 = 3,9

Определим коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении

S = Sσ ∙ S τ / √Sσ2+ S τ2 = 10,9 ∙ 3,9 / √10,92+ 3,92 = 3,7

Сечение II – II

σа2 = σU2 = 103 ∙ М2/ W2

σа2 = σU2 = 0

τа2 = τК2/2 = 103 ∙ МК2/2 ∙ WК2 = 103 ∙ 4672,24/2 ∙ 168260 = 13,8 МПа

τm2 = τа2 = 13,8 МПа

Определим коэффициент снижения предела выносливости

К τ D = (К τ/ Кd τ + 1/ КF τ - 1) / Кv

К τ/ Кd τ = 2,8

КF τ = 0,935 - коэффициент влияния качества поверхности

Кv = 1

Кv – коэффициент влияния поверхностного упрочнения

К τ D = (2,8 + 1/ 0,935 - 1) / 1 = 2,87

Определим пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

τ -1D = τ -1 / К τ D

τ -1D = 200 / 2,87 = 69,7МПа

Определим коэффициент влияния ассиметрии цикла

ΨτD = Ψτ/ К τ D

ΨτD = 0,09/ 2,87 = 0,031

Определим коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

S τ = τ -1D / τа2 +ΨτD ∙ τm2 = 69,7 / 13,8 +0,031∙ 13,8 = 4,9

Тогда коэффициент запаса прочности в рассматриваемом сечении

S = S τ = 4,9

S1 > [S] 3,7 > 1

S2 > [S] 4,9 > 2

Т.о. сопротивление усталости вала обеспечено.

Заключение

В результате работы над проектом был разработан привод ленточного транспортера для перемещения песка и щебня в карьере полностью отвечающий требованиям технического задания.

Список литературы.

1. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов «Конструирование узлов и деталей машин» 2003 г.