**СОДЕРЖАНИЕ**

ВВЕДЕНИЕ

1. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

2. РАСЧЕТ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

3. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

4. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

5.КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА

6. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

6.1 Расчет входного вала

6.2 Расчет промежуточного вала

6.3 Расчет выходного вала

7. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

7.1 Выбор материала и методика расчета

7.2 Расчет шпонок

8. ВЫБОР И РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

9. ВЫБОР СМАЗКИ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ

9.1 Смазывание зубчатого зацепления

9.2 Смазывание подшипников

ЛИТЕРАТУРА

ПРИЛОЖЕНИЕ

# ВВЕДЕНИЕ

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных (колес) передач, выполненных в виде отдельного агрегата и служащий для передачи вращения от вала двигателя к валу рабочей машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающегося момента ведомого вала по сравнению с ведущим.

Редуктор состоит из корпуса (литого чугунного или сварного стального), в котором помещены элементы передачи – зубчатые колеса, валы, подшипники и т.д. В отдельных случаях в корпусе размещают также другие вспомогательные устройства.

Редукторы классифицируются по следующим основным признакам: типу передачи (зубчатые, червячные или зубчато-червячные);

числу ступеней (одноступенчатые, двухступенчатые и т.д.);

типу зубчатых колес (цилиндрические, конические, коническо-цилиндрические и т.д.);

относительному расположению валов редуктора в пространстве (горизонтальные, вертикальные);

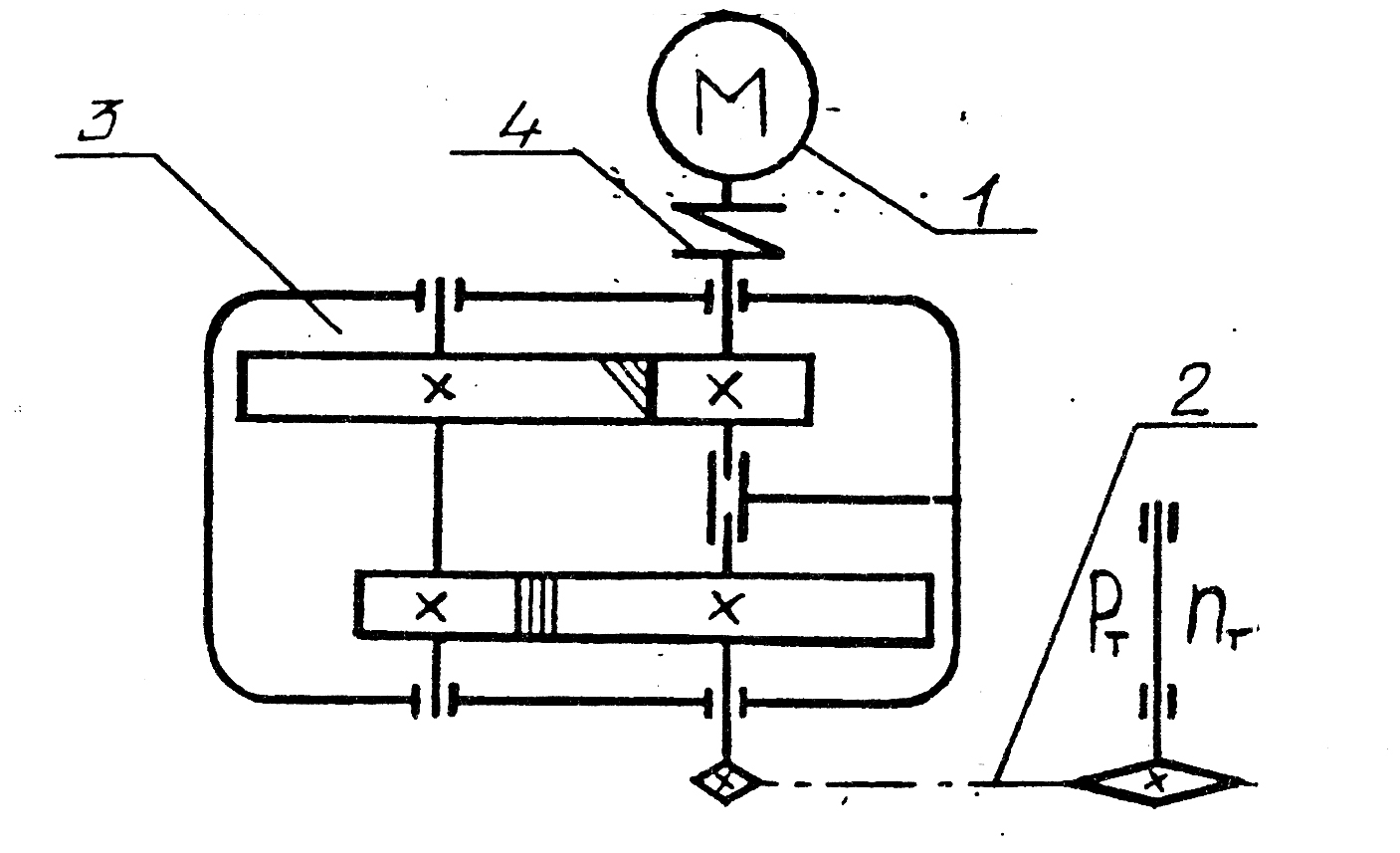
особенностям кинематической схемы (развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т.д.).

Двухступенчатые цилиндрические редукторы.

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по развернутой схеме. Эти редукторы отличаются простотой, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. Поэтому в этих редукторах следует применять жесткие валы.

# 1. ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

На рис. 1.1 изображен компоновочный вариант кинематической схемы приводной станции:



1 - электродвигатель;

1. – гибкая передача;

3- редуктор цилиндрический;

4- муфта соединительная.

Определяем потребную мощность и диапазон частоты вращения электродвигателя :



,(1.1)



где РТ - мощность, затрачиваемая на тех. процесс; Рт=10000Вт; - общий КПД привода.



,(1.2)



где nт - частота вращения технологического вала; nт=55 мин-1

,(1.3)



где , , , значение КПД механических передач с учетом потерь в подшипниках.



Принимаем =0,95, =0,96, =0,97, =0,99 табл. 6.3. [1]



Принимаем передаточные числа редуктора;

, .



Определим общее передаточное число редуктора

.(1.4)



.



Мощность двигателя определим по формуле:

.



Выбираем из каталога конкретный электродвигатель серии 4А. Двигатель 4АM160S4У3,Рэ =15000 Вт, nэ =1477 мин-1, dэ=42 мм.

Определяем передаточное отношение ременной передачи:

.



Определяем действительное общее передаточное число привода и производим его разбивку по передачам, руководствуясь тем, что:

;



,



Для схемы на рис.1.1.

(1.5)



Uобщ=2900/80=36,25

Uред=4·3,15=12,6

Uцеп=29,54/12,6=2,34

Определяем расчетные параметры на всех валах приводной станции:

(1.6)



где - КПД от технологического вала к определяемому;



- передаточное отношение от вала электродвигателя к определяемому.



Рт=10000 Вт

Р3=10000/(0,99 0,95)=10632,6Вт.

Р2=10632,6 /(0,99 0,96)=11187,5Вт.

Рдв= Р1=11645 Вт.



Определяем крутящие моменты на валах.

(1.7)



Проведем предварительный расчет валов. Определяем диаметр вала из условия прочности на кручение по формуле пониженных допускаемых напряжениях.

(1.8)



где допускаемое условное напряжение при кручении, МПа. Которое ориентировочно принимается =15-25 МПа.



, Принимаем d=25 мм.



Принимаем d=45 мм.



.



# 2. РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Определяем шаг цепи из условия:

(2.1)



где Т2—вращающий момент на ведущей звездочке, Н∙м;

Кэ—коэффициент учитывающий условия эксплуатации;

Кэ=КдКаКнКрегКсмКреж ; (2.2)

где Кд—коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки;

Кд=1 стр.269/3/

Ка—коэффициент учитывающий длину цепи;

Ка=1 стр.269/3/

Кн—коэффициент, учитывающий наклон передачи;

Кн=1.25 стр.269/3/

Крег—коэффициент учитывающий регулировку передачи;

Крег=1.1 стр.269/3/

Ксм—коэффициент учитывающий характер смазки;

Ксм=1.5 стр.269/3/

Креж-- коэффициент учитывающий режим работы;

Креж=1 стр.269/3/

Кэ=1⋅1⋅1.25⋅1.1⋅1.5⋅1=2.06.

Z1—число зубьев ведущей звёздочки;

Z1=29-2U (2.3)

Z1=29-2∙2,2,34=24,32, принимаем Z1=25 согласно рекомендации стр. 91 /4/.

[p]—допустимое давление в шарнирах цепи, Н/мм2;

[p]=32 Н/мм2 стр. 91 /4/.

v—число рядов цепи;

Принимаем v=2.

37,78 мм



Принимаем стандартный шаг цепи р=38,1мм.

Определяем число ведомой звёздочки:

Z2=Z1U=25∙2,34=58,5 принимаем Z2=59.

Определяем фактическое передаточное отношение:

uцеп = (2.4)



uцеп = =2,36



Согласно рекомендациям стр. 92/4/ принимаем межосевое расстояние в шагах ар=40.

Вычисляем число звеньев цепи lр.

(2.5)



=164,7,



принимаем согласно рекомендации стр. 92 /4/ lр=166

Определяем фактическое межосевое расстояние в шагах:

(2.6)



=47,93



Принимаем межосевое расстояние в шагах аt=48.

Определяем фактическое межосевое расстояние а:

а=аt∙р=48∙38,1=1828,8 мм.

Определяем длину цепи l мм:

l=lрр=166·38,1=6324,6 мм.

Определяем диаметры звёздочек:

d*д*=



Ведущей звёздочки:

d*д1*==303,98 мм.



Ведомой звёздочки:

d*д2*==715,8 мм.



Диаметр выступов звёздочки:

(2.7)



где К—коэффициент высоты зуба, К=0,7 стр. 92 /4/;

Кz—коэффициент числа зубьев;

Кz=ctg1800/Z

Кz1=ctg1800/25=7,91

Кz1=ctg1800/59=18,76

λ—геометрическая характеристика зацепления:

λ=р/d1 (2.8)

где d—диаметр ролика шарнира цепи, мм

d=25,4 стр. 131 /7/.

λ=31,75/22,23=1,25

Ведущей звёздочки:

=318,59 мм.



Ведомой звёздочки:

=851,6.



Диаметры окружностей впадин:

(2.9)



Ведущей звёздочки:

=281,63 мм



Ведомой звёздочки:

=694,8 мм.



Определяем фактическую скорость цепи:

(2.10)



=1,86 м/с.



Определяем окружную силу передаваемую цепью:

(2.11)



=5716 Н.



Проверяем давление в шарнирах цепи:

рц= (2.12)



А—площадь опорной поверхности шарнира, мм;

А=d1b3 (2.13)

b3—ширина внутреннего звена цепи, мм;

b3=25,4 мм

А=2·11,1∙25,4=563,8 мм2

рц= Н/мм2



Уточняем допустимое давление в шарнирах цепи в зависимости от скорости цепи стр. 91 /4/.: [рц]=24 Н/мм2 Условие прочности выполняется.

Определяем коэффициент запаса прочности:

(2.14)



Fр—разрушающая нагрузка цепи, Н, Fр=254000 Н стр. 131 табл. 8.1 /8/.

Кд—коэффициент, учитывающий динамичность нагрузки;

Кд=1 стр.269/8/

F0—предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви ( от силы тяжести):

F0=Кfqag (2.15)

где Кf—коэффициент провисания, Кf=3 стр. 94 /4/.

q—масса 1 м цепи, q=11 кг

а—межосевое расстояние, м; а=1,828 м.

g—ускорение свободного падения, g=9,81 м/с2.

F0=3∙11∙1,82∙9.81=589,2 Н.

Fv—натяжение цепи от центробежных сил, Н;

Fv=qv2 (2.16)

Fv=11∙1,862=38,05 Н

Тогда:

=25,3>[S]=8,2 стр. 94 табл. 5.9 /4/.



Определяем силу давления цепи на вал:

Fоп=kвFt+2F0 (2.17)

Kв—коэффициент нагрузки вала, kв=1,15 стр.90 табл. 5.7 /4/.

Fоп=1,15∙5716+2∙589,2=7758 Н

## 3. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

Принимаем для изготовления шестерни и колеса обеих ступеней для уменьшения номенклатуры сталь 40Х (улучшение) со следующими механическими характеристиками: для колеса σВ = 830 Н/мм2, σТ = 540 Н/мм2, НВ=260; для шестерни σВ = 930 Н/мм2, σТ = 690 Н/мм2, НВ=280.

Эквивалентное число циклов перемены напряжений определяем по формуле (3.1) для колеса тихоходной ступени

(3.1)



где n – частота вращения того из колес, для которого определяется допускаемое напряжение, об/мин.



Определяем число циклов напряжения по формуле (3.2)

(3.2)



где Тmax = Т1 – максимальный момент, передаваемый рассчитываемым колесом в течение Lh1 часов за весь срок службы при частоте вращения nT1 об/мин; Т2…Тi – передаваемые моменты в течение времени Lh2…Lhi при nT2…nTi оборотах в минуту; с – число колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым.

Так как режим нагрузки постоянный, NHE в формуле (3.2) заменяется на расчетное число циклов перемены напряжений, определяемое по формуле:

(3.3)



где Lh – расчетный срок службы передачи.

NК1 = 60∙1477∙2000=17,7∙107

NК2 = 60∙369,25∙2000=4,43∙107

Определяем базовый предел контактной выносливости из формулы (3.4) для шестерен быстроходной и тихоходной ступени

= 2 НВ + 70 (3.4)



= 2∙280 + 70 = 630 Н/мм2 ;



для колес

= 2∙260 + 70 = 590 Н/мм2 .



Допускаемые напряжения изгиба при расчете на выносливость определяются по формуле:

(3.5)



. Принимаем SH=1,1÷1,2, SH=1,1.



Выбираем допустимое =536,36 МПа.



Производим расчет на прочность тихоходной ступени как более нагруженной.

= НВ + 260(3.5)



= 280 + 260=540 МПа



= 260 + 260=520 МПа



Делительный диаметр шестерни d1 (мм) определяется из условия обеспечения контактной прочности по формуле

,(3.6)



где Kd – вспомогательный коэффициент, МПа1/3;

Kd=770 – для стальных прямозубых колес;

Kd=675 – для стальных косозубых и шевронных колес;

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; Т2Н – передаваемый крутящий момент на числа тех, число циклов действия которых превышает 0,03 NHE, Н·м (NHE – эквивалентное число циклов перемены напряжений); - допускаемое контактное напряжение, МПа.



Межосевое расстояние из условия контактной выносливости активных поверхностей зубьев по формуле:

aω=Ка(u+1) (3.5)



где для косозубых колёс Ка=43, а передаточное отношение редуктора uр=4.

ψab—коэффициент ширины колеса. Принимаем для косозубых колёс коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию ψab ==0.2 стр.157 /8/. где =1,09.



aω==150,1 мм, принимаем 150 мм.



Рабочая ширина тихоходной ступени



Принимаем =30 мм.



Для определения остальных диаметров зубчатых колес необходимо найти модуль, ориентировочное значение которого можно вычислить по формуле

(3.8)



Определяем модуль зацепления по формуле (3.8):



=25 (табл. 9.5 [3]). Принимаем m=2 мм.



Принимая , определяем угол наклона зубьев:



(3.9)



Определяем суммарное число зубьев шестерни и колеса:

ZΣ= (3.10)



ZΣ=146,7 принимаем ZΣ=147.



Уточняем угол наклона зубьев:

сosβ= (3.11)



сosβ=0,913



Тогда угол β=11028’.

Определяем действительное число зубьев шестерни:

(3.12) =29,4



Принимаем Z1=30

Число зубьев колеса:

Z2=ZΣ-Z1 (3.13)

Z2=147-30=117

Уточняем диаметры:

(3.12)



Уточняем межосевое расстояние:

(3.13)



Диаметры колёс:

(3.15)



(3.16)



Производим проверочный расчет по контактным напряжениям, для чего определяем:

окружную силу



(3.17)



Н



(3.18)



Н



окружную скорость определим по формуле

(3.19)



По таблице 9.10 [1] назначаем 9-ю степень точности. По таблице 9.9 [1] g0=73, по таблице 9.7 [1] δН=0,002. Удельная окружная динамическая сила по формуле (3.20).

(3.20)



где δН – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев. Значения δН при расчете на контактные и изгибные напряжения различны; g0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса; v – окружная скорость, м/с.

Отсюда удельная окружная динамическая сила равна:

.



Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации по формуле (3.21).

(3.21)



.



По формуле

(3.22)



По формуле

(3.23)



(рис.9.7 [1]).



Для полюса зацепления расчетное контактное напряжение определяется по формуле (3.22).

Определяем расчетное контактное напряжение по формуле

,(3.24)



где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; при Х=0 и ХΣ =0 =200, =1,77 cos β; - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес (Епр – приведенный модуль упругости материала зубчатых колес, v - коэффициент Пуассона); для стальных колес ; - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых передач ; для косозубых и шевронных при ; - удельная расчетная окружная сила, Н/мм.



Учитывая, что ZH=1,77·cos11028’=1,71; ZM=275.



(3.25)



Недогрузка 1,9% < Проверка по напряжениям изгиба:



(3.26)



Находим значение коэффициента в зависимости от числа зубьев: YF1=3,9, YF2=3,6 по графику 9.6 [1].

Определяем эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:



.



Расчет производим по шестерне.

При



;



(3.27)



По графику .



По таблице 9.8 [1] =0,006; g0=73.



,



Из выражения (3.21)

.



По формуле (3.22) определяем



По формуле (3.23)



Напряжение изгиба определяем по формуле (3.24)

< .



Прочность по напряжениям изгиба обеспечена.

# 4. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ ПЕРЕДАЧИ РЕДУКТОРА

Делительный диаметр шестерни d1 (мм) определяется из условия обеспечения контактной прочности по формуле из условия соосности межосевое расстояние аw=150 мм.

мм



мм



Определяем коэффициент



где =1,03, Kd=770



Рабочая ширина быстроходной ступени



Принимаем =50 мм.



Для определения остальных диаметров зубчатых колес необходимо найти модуль, ориентировочное значение которого можно вычислить по формуле

(4.1)



На основании рекомендации принимаем параметр =25 и определяем модуль зацепления по формуле (4.1):



По СТ СЭВ 310-76 и на основании рекомендаций принимаем m=2 мм.

Определяем число зубьев шестерни и колеса:

(4.2)



.



. (4.3)



.



Уточняем диаметры колес тихоходной ступени:

(4.4)



(4.5)



по формуле 3.16



Определяем межосевое расстояние

(4.6)



Выполним проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям, для чего определяем следующие величины:

Окружную силу

(4.7)



(4.8)



окружную скорость по формуле (3.19)



По таблице 9.10 [1] назначаем 8-ю степень точности. По таблице 9.9 [1] g0=56, по таблице 9.7 [1] δН=0,006. Удельная окружная динамическая сила по формуле (3.20).

.



Удельная расчетная окружная сила в зоне ее наибольшей концентрации по формуле: (3.21)

(рис. 9.5 [1]).



.



По формуле (3.22):



По формуле (3.23):



Для полюса зацепления расчетное контактное напряжение определяется по формуле (3.24), учитывая, что ZH=1,77, ZM=275.

(4.9)



Недогрузка составляет 7,2%, что допустимо.

Тогда



Недогрузка составляет 1,4%, что допустимо.

Производим проверку по напряжениям изгиба по формуле (3.24).

Находим значение коэффициента в зависимости от числа зубьев: YF1=3,8, YF2=3,6 (рис.9.6 [1]).

Определяем менее прочное звено:



.



Расчет производим по шестерне.

Коэффициент концентрации нагрузки (рис. 9.5 [1]).



По формуле (3.20):

,



где =0,016 (табл.9.8 [1]), g0, v, , u имеют прежние значение.



По формуле (3.21)



Коэффициент динамическое нагрузки по формуле (3.22)



По формуле (3.23)



Напряжение изгиба

(4.10)



< .



**5. КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ КОРПУСА И КРЫШКИ РЕДУКТОРА**

Корпус редуктора выполняем литым из чугуна марки СЧ 15 ГОСТ 1412-79.Для удобства сборки корпус выполняем разборным. Плоскость разъема проходит через оси валов, что позволяет использовать глухие крышки для подшипников. Плоскость разъема для удобства обработки располагаем параллельно плоскости основания. Для соединения корпуса и крышки редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняем фланцы. Фланцы объединены с приливами для подшипников.

Толщина стенок основания корпуса и крышки редуктора:

=0,025·150+1=5,5



Принимаем ,



=0,02·150+1=4,6



Принимаем .



Толщина фланцев поясов корпуса и пояс крышки



нижний пояс корпуса

,



принимаем р=20 мм.

Диаметры болтов:

* фундаментальных



принимаем болты с резьбой М18

* крепящих крышку корпуса у подшипников



принимаем болты с резьбой М12.

* соединяющих крышку с корпусом



принимаем болты с резьбой М10.

Ширина фланцев: К=2,7d

верхнего К1=2,7 ·10=27 мм;

нижнего К2=2,7· 18=50 мм.

Толщину стенок крышек подшипников, принимаем в зависимости от диаметра самого подшипника по табл. 5.4 [3].

## 6. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ПОДШИПНИКОВ РЕДУКТОРА

## 

## 6.1 Расчет входного вала



Материал вала сталь 45Х

Определяем изгибающий момент по формуле (6.12)

Н·м



Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости



Проверка



-912,7+779,2+133,5=0

Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости



Производим проверку правильности определения численных значений реакций

-



Диаметр выходного конца вала d=25 мм

Диаметр под подшипники d=30 мм

мм(6.2)



Определяем диаметр вала в опасном сечении считаем опасным сечением вал под подшипником, так как шестерня выполняется заодно с валом по формуле (6.2)

мм,



принимаем d=30 мм.

Определим момент сопротивления сечения вала по формуле (6.3).



Определим полярный момент по формуле (6.5).



Определим коэффициент безопасности по изгибу по формуле (6.5).

табл.12.13 [1]



табл.12.9 [1]



=0,77, =0,81 табл.12.2 [1]



=1,9, =1,7 табл.12.3 [1]



По формуле (6.7)



По формуле (6.7)



Расчет подшипников

Принимаем подшипник №206.

Характеристика подшипников: С=38000 Н; С0=25500 [2].

Требуемая долговечность 2000 ч.

Реакции в подшипниках:

(6.8)



Реакции в подшипниках определим по формуле (6.8).

Н



Н



е=0,42



X=1 Y=0, (6.10)



По формуле (6.10)



Подшипник подобран верно.

## 6.2 Расчет промежуточного вала



Материал вала сталь 45Х.

Определяем изгибающий момент по формуле

Н·м(6.11)



Н·м



Определяем реакции в опорах в горизонтальной плоскости



Н



Н



Производим проверку правильности определения численных значений реакций

,



Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости



Производим проверку правильности определения численных значений реакций



-397,37-912,7+2422-1111,5=0

Принимаем диаметр вала под подшипник d=45 мм.

Определяем диаметр вала в опасном сечении по формуле (6.2).

Опасное сечение возникает под зубчатым колесом.

мм



Конструктивно принимаем d=50 мм.

Определим момент сопротивления сечения вала по формуле (6.3).



Определим полярный момент по формуле (6.5).



Определим коэффициент безопасности по изгибу по формуле (6.5).

табл.12.13 [1]



табл.12.9 [1]



=0,77, =0,81 табл.12.2 [1]



=1,9, =1,7 табл.12.3 [1]



По формуле (6.7)



По формуле (6.7)



Расчет подшипников

Принимаем подшипник №209.

Характеристика подшипников: С=67200 Н; С0=50000 [2].

Требуемая долговечность 2000 ч.

По формуле (6.8)

Н



По формуле (6.9)

Н



е=0,28



X=1 Y=0

По формуле (6.12)



Подшипник подобран верно.

## 6.3 Расчет выходного вала



Материал вала сталь 45

Определяем реакции в опорах в вертикальной плоскости



Производим проверку правильности определения численных значений реакций



-5486-2442+10260-2332=0

Определяем реакции в опорах в горизонтальной плоскости



=3327,2



Диаметр выходного конца вала d=55мм

Диаметр под подшипники d=60мм

Определяем диаметр вала в опасном сечении по формуле (6.2).

Опасное сечение является в подшипнике В.

мм, принимаем d=60



Определим момент сопротивления сечения вала по формуле (6.3).



Определим полярный момент по формуле (6.5).



Определим коэффициент безопасности по изгибу по формуле (6.5).

табл.12.13 [1]



табл.12.9 [1]



=0,77, =0,81 табл.12.2 [1]



=1,9, =1,7 табл.12.3 [1]



По формуле (6.7)



По формуле (6.7)



Расчет подшипников

Принимаем подшипник №212.

Характеристика подшипников: С=52000 Н; С0=31000 [2].

Требуемая долговечность 2000 ч.

Реакции в подшипниках определим по формуле (6.8).

Н



По формуле (6.10)

Н



X=1 Y=0

По формуле (6.11)



Подшипник подобран верно.

## 7. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

## 

## 7.1 Выбор материала и методика расчета

Для закрепления на валах зубчатых колес и соединительных муфт применены призматические шпонки, выполненные по ГОСТ 23360 /СТ СЭВ 189-75/. Материал шпонок - сталь 45 для шпонок с пределом прочности . Так как высота и ширина призматических шпонок выбираются по стандартам, расчет сводится к проверке размеров по допускаемым напряжениям при принятой длине или на основании допускаемых напряжений находится ее длина.



## 

## 7.2 Расчет шпонок

Рабочая длина шпонки определяется по формуле:

(7.1)



гдеT - наибольший крутящий момент на валу, Нм; d - диаметр вала, мм; h - высота шпонки, мм; МПа – допускаемые напряжения смятия; t1 - заглубление шпонки в валу, мм.



Шпонка для соединения выходного вала со шкивом

Выбираем шпонку для диаметра мм, и крутящим моментом Т=75.32 Нм для которой b=8 мм, h=7мм, t1=4мм. Определяем минимальную длину:



мм.



Полная длина шпонки мм. Принимаем шпонка 8×7×36 ГОСТ 23360-78. Для соединения шестерни и цилиндрического колеса с промежуточным валом принимаем шпонку для диаметра d=50 мм с крутящим моментом Т=289.47 Нм, для которой b=16 мм, h=10мм, t1=6 мм. Определяем минимальную длину:



Полная длина шпонки мм. Принимаем шпонку 16×10×50 ГОСТ 23360-78. Для соединения тихоходного вала с цилиндрическим колесом выбираем шпонку для диаметра d=65 мм с крутящим моментом Т=866.77 Нм, для которой b=20 мм, h=12 мм, t1=7,5 мм. Определяем минимальную длину:



мм.



Полная длина шпонки мм.



Принимаем шпонку 20×12×50 ГОСТ 23360-78.

Для соединения входного вала с муфтой выбираем шпонку для диаметра d=55 мм с крутящим моментом Т=866.77 Нм для которой b=16 мм, h=10 мм, t1=6 мм Определяем минимальную длину:

39.08мм.



Полная длина шпонки мм.



Принимаем шпонку 16×8×56 ГОСТ 23360-78.

## 8. ВЫБОР И РАСЧЕТ СОЕДИНИТЕЛЬНЫХ МУФТ

На входном валу редуктора находится муфта для соединения вала редуктора с электродвигателем. Принимаем для соединения вала редуктора и вала конвейера упругую втулочно-пальцевую муфту МВУП ГОСТ 21424-75.

Расчётный момент:

Тр=крТ (7.1)

где кр—коэффициент режима работы для ковшового элеватора кр=1…2 стр.381. таб.17.1 /1/. Принимаем кр=1,5.

Тр=1,5·75,32=113 Н м

Расточки под полумуфты со стороны вала редуктора 25 мм. По табл. 17.8 стр. 386 /1/ принимаем муфту с наружным диаметром D=120 мм, и допускаемым расчётным моментом Т=125 Н м.

Характеристика муфты:

диаметр полумуфты d=25 мм;

расчётный момент Тр=125 Н м;

наружный диаметр D=120 мм;

диаметр расположения пальцев D0=84 мм

диаметр пальца dп=14 мм

длина пальца lп=33 мм

число пальцев z=4 мм

диаметр втулки dвт=27 мм

длина втулки lвт=28 мм

Проверяем пальцы на изгиб:

(7.2)



где σи—наибольшее напряжение при изгибе в опасном сечении пальца, МПа;

[σи]—допускаемое напряжение при изгибе пальцев, МПа, [σи]=80…90 МПа стр.372 /1/.



Условие прочности пальцев на изгиб выполняется.

Проверяем условие прочности втулки на смятие:

(7.3)



где [σсм]—допускаемое напряжение на смятие для резины, МПа, [σсм]=1,8…2 МПа стр. 372 /1/.

1,7 МПа≤[σcм]=1.8…2 МПа



Условие прочности втулки на смятие выполняется.

Посадки назначения в соответствии с указаниями, данными в табл. 8.11 стр.169 /4/.

Посадка зубчатого колеса на вал по ГОСТ 25347—82.



Посадка шкива на вал редуктора .



Шейки валов подшипники выполняем с отклонением вала k6.

Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца по Н7.

Посадка крышек подшипников и корпус редуктора .



Выходные концы валов при переходе в крышках выполняем с отклонением вала h8.

## 9. ВЫБОР СМАЗКИ ДЛЯ ПЕРЕДАЧ И ПОДШИПНИКОВ

## 

## 9.1 Смазывание зубчатого зацепления

Так как у нас редуктор общего назначения и окружная скорость не превышает 12,5 м/с, то принимаем картерную систему смазки, при которой в корпус редуктора заливается масло, так, чтобы венцы зубчатых колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю часть корпуса. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей. Для конически-цилиндрического редуктора глубина погружения зубчатых колес в масло должна быть такой, чтобы коническое колесо было погружено на всю ширину зубчатого венца.

По [7] определяем, что для смазки редуктора при окружной скорости 2…5 м/с и контактных напряжениях до 60 МПа необходимо масло с кинематической вязкостью 28·10-6 м2/с. принимаем для смазки передачи редуктора масло И-40А ГОСТ 20799-75. Контроль уровня масла осуществляется при помощи жезлового маслоуказателя. Для замены масла в корпусе предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической резьбой. Внутренняя полость корпуса сообщается с внешней средой посредством установленной на крышку отдушины. Заливка масла осуществляется через люк.

## 

## 9.2 Смазывание подшипников

Смазка подшипников качения будет производиться из картера редуктора в результате разбрызгивания масла зубчатым колесом. Для этого полости подшипников выполняются открытыми внутрь корпуса.

литература

1. Расчеты деталей машин/И.М. Чернин, А.В. Кузьмин, Г.М. Ицкович. – 2-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выш.щкола, 1978. – 472 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. Т.2.– 6-е изд., перераб. и доп.–М.: Машиностроение, 1982.–584 с.
3. Детали машин в примерах и задачах/Под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. - 2-е изд. - Мн.: Вышэйшая школа, 1981. - 432 с.
4. Шейблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. Пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
5. Дунаев П.Ф**.** Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для машиностроит. спец. техникумов. - 2-е изд., перераб. и доп. - Высш. шк., 1990. - 399 с.
6. Детали машин: Атлас конструкций/Под ред Д.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1979. - 367 с.
7. Методическое пособие "Курсовое проектирование" по деталям машин и прикладной механике. Под общ. ред. Томило С.С. Минск: БГАТУ 2003 г. – с. 114.
8. Кузьмин А.В**.** Расчеты деталей машин: Справочное пособие/А.В. Кузьмин и др. - Мн.: Вышэйшая школа, 1986 - 400 с.