**Задание**

Спроектировать привод к конвейеру по схеме (рис.1). Механизм привода состоит из конического редуктора и цепной передачи.

Исходные данные для проектирования:

1.Мощность на ведомой звездочке N2 = 2,5 кВт

2.Угловая скорость на ведомой звездочке = 8 рад/с

Рис.1

Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчет.

1. Определяем общий КПД привода передачи:

общ м ×  2оп × цп × кп = 0,98 × 0,992 × 0,92 × 0,96 = 0,85

м − КПД муфты

оп − КПД подшипников

цп − КПД цепной передачи

кп − КПД конической передачи

1. Требуемая мощность электродвигателя будет равна:

Pэл = = = 2,94кВт

1. Выбираем электродвигатель:

трехфазный асинхронный электродвигатель серии 4АМ предназначенные для привода машин и механизмов общепромышленного применения.

Табл.1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| тип электродвигателя | Мощность кВт. | Число оборотов об/мин |
| 4АМ90L2У3 | 3 | 2840 |
| 4АМ100S4У3 | 3 | 1435 |
| 4АМ112МA6У3 | 3 | 955 |
| 4АМ112MB8У3 | 3 | 700 |

4.Определяем частоту вращения выходного вала привода:

nвых = = = 76,43 об/мин

5.Определяем передаточное число привода для всех вариантов при заданной номинальной мощности:

iпер1 = = =37,16iпер2 = = =18,78

iпер3 = = = 12,5iпер4 = = =9,16

6.Производим разбивку передаточного числа привода по ступеням, принимая для всех вариантов передаточное число редуктора постоянным и равным iзп = 3,15.

цп1 = = =11,8iцп2 = = =5,96

iцп3 = = = 3,97iцп4 = = = 2,91

Табл.2

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Передаточное число | Варианты | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 |
| привода iпер | 37,16 | 18,78 | 12,5 | 9,16 |
| конического редуктора iзп | 3,15 | 3,15 | 3,15 | 3,15 |
| цепной передачи iцп | 11,8 | 5,96 | 3,97 | 2,91 |

Анализируя полученные значения передаточных чисел, приходим к выводу:

a)первый вариант (i = 37,16; nном = 2840 об/мин) затрудняет реализацию принятой схемы двухступенчатого привода посредством конического редуктора

и цепной передачи из-за большого передаточного числа i всего двигателя.

б)во втором варианте (i = 18,78; nном = 1435 об/мин) получилось все таки большое значение передаточного числа цепной передачи, уменьшение которого за счет увеличения передаточного числа редуктора нежелательно.

в)четвертый вариант (i = 9,16; nном = 700 об/мин) не рекомендуется для приводов общего назначения ввиду того, что двигатели с низкими частотами оборотов весьма металлоемки.

г)из рассмотренных четырех вариантов предпочтительнее всего третий:

i = 12,5nном = 955об/мин.

7.Определяем максимально допустимое отклонение частоты вращения приводного вала рабочей машины nрм, об/мин

nрм = = = 3,82 об/мин

8.Определяем допускаемую частоту вращения приводного вала рабочей машины с учетом отклонения [nрм], об/мин:

[nрм] = nвых + nрм = 76,43 + 3,82 = 80,25 об/мин

1. Определяем фактическое передаточное число привода iф:

iф = = =11,84

10.Уточняем передаточные числа закрытой и открытой передач в соответствии с выбранным вариантом разбивки передаточного числа привода (при этом неизменным оставим iзп = 3,15):

iоп = = =3,78

Таким образом, выбираем электродвигатель 4АМ112МA6У3 с nном = 955 об/мин и мощностью Рном = 3кВт.

1. Определим мощность, число оборотов и крутящий момент на быстроходном валу:

PБ = Pэл × м = 3 × 0,98 = 2,94 кВтnБ = nэл = 955 об/мин;

Б = = = 100,01 рад/секMКБ = = = 29,4 Hм

на тихоходном валу:

PТ = PБ × кп × 2оп = 2,94× 0,96 × 0,992 = 2,77 кВт

nТ = = = 303,17 об/минТ = = = 31,75 рад/сек

MКТ = = = 92,6 Hм

Выбор твердости, термообработки и материала колес.

1)В соответствии с рекомендациями из таблицы 3.1 [1] при мощности двигателя Р 7,5кВт выбираем материал для зубчатой пары колес. При этом будем учитывать, что разность средних твердостей рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса при твердости материала Н 350 НВ в передачах с прямыми зубьями составляет Δср = НВ1ср − НВ1ср = 20 ÷ 50 :

шестерня:

сталь *45* улучшение

колесо:

сталь *45* улучшение

2)Из таблицы 3.2 [1] выбираем интервал твердости зубьев шестерни НВ1 и колеса НВ2,:

НВ1 =НВ2 = 179÷262 НВ

3)Определяем среднюю твердость зубьев для шестерни и колеса:

шестерня:

*HBср1 = =* *193*

колесо:

*НВср2 = НВср1 − Δср*

*HBср2 = 193 − 20 =173*

Определение допускаемых контактных напряжений []к, H/мм2

Определяем допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни []H1 и колеса []H2 по формуле шестерни напряжения

[]к =[но]× , где

[SH] – коэффициент безопасности, равный 1,1для однородных материалов.

кНL – коэффициент долговечности, равный 1,8 при t =10000час

[но]= Hвr ×1,8+67

Находим:

*[но]2 =173×1,8+67=378,40*

[но]1 =193×1,8+67=414,40

*[к2]= [но]2×=378,40 × =619,2*

[к1]= [но]1× =414,40 × =678,11

Определение допускаемых напряжений изгиба []u

[]u = [ро]× ,

где крL =1,1,крС = 1,0 − коэффициент приложения

нагрузки, [Sр]=1,75 − для поковки, [ро] − предел направления изгиба.

[ро] =1,03× =1,03× = 188,49 H/мм2

следовательно:

[]uз = [ро]× = 188,49 × = 118,48H/мм2

Расчет закрытой конической зубчатой передачи.

1.Определим главный параметр − внешний делительный диаметр колеса de2, :

de2 165 × ,где кн = 1 (для прямозубых передач)

н = 1,0 − коэффициент вида конических колес (прямозубые)

de2 165 × =165 × =150,63

округляем до de2 = 150 мм (ГОСТ 6636-69)

2.Определяем углы делительных конусов шестерни ∠и колеса ∠2:

∠2 = arctg i = arctg 3,15 = 72,3874 o, ∠ o −∠2 = o −72,3874 o=17,6126 o

Определение внешнего конусного расстояния Re, мм:

Re = = = 78,69

4.Определение ширины зубчатого венца шестерни и колеса b, мм:

b = R Re ,где R =0,285 −коэффициент ширины венца

b = R Re = 0,285×78,69=22,42

округляем до b = 22мм (ГОСТ 6636-69)

5.Определение внешнего окружного модуля me, мм:

me = ,

где кF=1 – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца (прямозубые).

F =0,85 – коэффициент, вида конических колес (прямозубые).

me = = =3,9

6.Определение числа зубьев колеса z2и шестерни z1:

z2 = = =38,46z1 = = =12,2

так как в рекомендациях [1] по условиям уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется принять z1 18 (прямозубая пара колес), для силовых конических передач принимаем модуль me =2 [1].

Следовательно:

z2 = = =75z1 = = =24

7.Определение фактического передаточного числа iф и проверка его отклонения Δi от заданного i:

iф = = =3,125Δiф = ×100% = ×100% =0,6% 4%

8.Определение действительных углов делительных конусов шестерни ∠1 и колеса ∠2:

∠2 = arctg iф = arctg 3,125 =72,2553o 1 = 90o –2 = 90o – 72,2553o =17,7447o

9.Определение фактических внешних диаметров шестерни и колеса, мм:

de1 = me × z1 =2×24 =48de2 = me × z2 =2×75 = 150

10.Определение вершин зубьев, мм:

dbe1 = de1 + [2(1+ xe1)cos 1]×me , где xe1 = 0

dbe1 = de1 + [2(1+ xe1)cos 1]×me = 48 +[2(1+0)cos 17,7447o]×2 = 51,81

dbe2 = de1 + [2(1– xe1)cos 2]×me , где xe2 = 0

dbe2 = de2 + [2(1 – xe2)cos 2]×me = 150 +[2(1 – 0)cos 72,2553o]×2 = 151,22

11.Определение размеров впадин, мм:

dfe1 = de1 – [2(1,2 – xe1) cos 1]× me, где xe1 = 0

dfe1 = de1 – [2(1,2 – xe1) cos 1]× me =48 – [2(1,2 – 0)cos17,7447o]×2=43,43

dfe2 = de2 – [2(1,2 + xe1) cos 2]× me, где xe2 = 0

dfe2 = de2 – [2(1,2 + xe2) cos 2]× me =150 – [2(1,2 + 0)cos72,2553o]×2=148,54

12.Определение среднего делительного диаметра шестерни d1 и колеса d2, мм:

d1 ≈ 0,857×de1 = 0,857 × 48 = 41,14 d2 ≈ 0,857×de2 =0,857×150=128,55

Проверочный расчёт.

а ) Условия пригодности заготовок колёс:

Dзаг Dпред; Sзаг Sпред По табл.3.2 [1]. Dпред и Sпред для любых размеров.

б) Проверяем контактные напряжения  по формуле:

н = 470× []H где:

1) - окружная сила в зацеплении, F1 = =1440Н;

2) KH = 1 − коэффициент ,учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

3) KH − коэффициент динамической нагрузки. Определяется по табл. 4.3 [1] в зависимости от окружной скорости колёс, где скорость колеса определяется по формуле:

 = м/с и степени точности передачи

определяем по табл. 4.2 и табл4.3[1]. KH =1,08

4) KH =1.

н = 470× = 590Hмм2 619,2Hмм2

Допускаемая недогрузка передачи (н [не более 10% и перегрузка

(н [ до 5% . = 4,72%.

б) Проверяем напряжения изгиба зубьев шестерни  и колеса  по формулам:

F2 = Y×Y   и

F1=F2×  [F1; где :

1) значение b =22мм ; m=2мм;F = 0,85 ; Ft=1440Н. КF =1 .

2) КFa= 1 − коэффициент ,учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубых колёс.

3) КF=1,08 − коэффициент динамической нагрузки определяется аналогично коэффициенту − KH

4) YF1 и YF2 − коэффициенты формы зуба и колеса. Определяются по табл. 4.7

интерполированием в зависимости от эквивалентного числа зубьев шестерни Z и колеса Z:

Z = = =25,2 YF1 =3,67;

Z = = = 246,01 Y= 3,63;

5) Y = 1 − коэффициент, учитывающий наклон зуба.

6) []F1 и []F2 − допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса.

[]F2 =3,63 × 1 × ×1 ×1 × 1,08 = 150,9 Нмм2

[]F1 = 150,9 × = 152,6 []F1; F1=152,6 Нмм2[]F1=416 Нмм2

F2 = 150,9Hмм2[]F2 =455б8Hмм2 .

При проверочном расчёте F значительно меньше [F, что это допустимо ,так как нагрузочная способность большинства зубчатых передач ограничивается контактной прочностью. Проверочный расчёт дал положительный результат.

Полученные результаты параметров конической зубчатой передачи сводим в таблицу №3:

Табл. 3

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Проектный расчет | | | |
| Параметр | Значение | Параметр | Значение |
| Внешнее конусное расстояние Re | 78,69 | Внешний делительный диаметр:  шестерни de1  колеса de2 | 48  150 |
| Внешний окружной модуль me | 2 |
| Ширина зубчатого венца b | 22 | Внешний диаметр окружности вершин:  шестерни dbe1  колеса dbe2 | 51,81  151,22 |
| Число зубьев:  шестерни z1  колеса z2 | 24  75 |
| Вид зубьев | прямой | Внешний диаметр окружности впадин:  шестерни dfe1  колеса dfe2 | 43,43  148,54 |
| Угол разделительного конуса, град:  шестерни 1  колеса 2 | 17,7447o  72,2553o | Средний делительный диаметр:  шестерни d1  колеса d2 | 41,14  128,55 |

Предварительное определение геометрических параметров валов и их расчет на прочность.

1. Выбор материала.

В проектируемых редукторах рекомендуется применять [1] термически обработанные среднеуглеродистые и легированные стали 45, 40Х, одинаковые для быстроходного и тихоходного вала. Выбираем по таблице 3.2 [1] сталь 40Х улучшенная со следующими механическими характеристиками:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Материал | В | Т | –1 |
| Сталь 40X | Н/мм2 | | |
| 790 | 640 | 375 |

Проектный расчет валов выполняем по напряжениям кручения (как при чистом кручении) т.е. при этом не учитываем напряжения изгиба, концентраций напряжений и переменность напряжений во времени (циклы напряжений).

Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчета допускаемые напряжения на кручение применяем заниженными: []к =10…20 Н/мм2. При этом меньшие значения []к – для быстроходных валов, большие []к – для тихоходных.

2.Определение сил действующих в зацеплении.

Окружные силы на шестерне и колесе:

Ft1 = Ft2 = = =1440 H

Радиальная сила на шестерне:

Fr1 = Ft1r,

где r– коэффициент радиальной силы

r= 0,44cos– 0,7sin =0,44cos17,7447 – 0,7sin17,7447=0,206

Fr1 = Ft1r =1440 × 0,206 =296,2Н

Осевая сила на шестерне:

Fa1 = Ft1a,

где a– коэффициент осевой силы

a= 0,44sin+ 0,7cos =0,44 sin17,7447 + 0,7cos17,7447=0,801

Fa1 = Ft1r =1440 × 0,801=1153H

Радиальная сила на колесе:

Fr2 = Fa1 = 1153H

Осевая сила на колесе:

Fa2 = Fr1 = 296,2Н

3.Определение размеров ступеней быстроходного вала, мм.

Согласно таблицы №7.1 [1], диаметр d1 выходного конца быстроходного вала, соединенного с двигателем через муфту, определяется по формуле:

a)d1 = = = 24,5

d1 выбираем равным 30мм.

б)d2 = d1 + 2t =30 + 2×2,2 = 34,4мм, где t − высота буртика

d5 определяем в зависимости от d2 по табл. 10.11[1] для регулирующей гайки с мелкой метрической резьбой d5 = 36мм.(М36 × 1,5).

в)для быстроходного вала конического редуктора на 4-й ступени устанавливаются два подшипника и диаметр d4 равен диаметру d внутреннего кольца подшипника:

d4 = d5 + (2…4) = 36 +4 = 40мм

г) d3 = d4 + 3,2r = 40+3,2×2 =46,4мм,

где r − координата фаски внутреннего кольца подшипника.

д)под полумуфту длина выходного конца быстроходного вала:

l1 = (1,0…1,5)d1 = 1×30 = 30мм

е)l2 = 0,6 ×d4 = 0,6×40 =24мм

ж)l3 =23,56мм , l4 = 53,64ммопределено графически.

з)l5 = 0,4 × d4 = 0,4 × 40 = 16мм

4.Определение размеров ступеней тихоходного вала, мм.

Согласно таблицы №7.1 [1], диаметр d2 выходного конца тихоходного вала, соединенного цепной передачей с исполнительным механизмом, определяется по формуле:

dt1 = = = 28,5

d1 выбираем равным 30мм.

d2 = d4 = 40мм,d3 = 48мм,d5 = 43мм,L1 = 30мм,

L2 = 37,5мм,L3 – определено графически,L4 = 36мм,L5 = 16мм.

5.Конструктивные размеры шестерни и колеса

Шестерню выполняем за одно с валом. Коническое зубчатое колесо кованное. Его размеры:

диаметр ступицы dст ≈(1,55…1,6)d ≈ 48×1,55 = 76мм

длина ступицы Lст ≈ (1,1…1,5)d3 =54мм

толщина обода δo ≈ (3÷4)×m =8мм

толщина диска С =(0,1÷0,17)Re = 14 мм

6.Первый этап компоновки редуктора.

Разработка чертежа общего вида редуктора.

а)Из исходных данных Re, de1, de2, δ1, δ2, me, hae = me, hfe = 1,2me. Строим коническую пару зубчатой передачи.

б)Прочерчиваем контур внутренней поверхности стенок корпуса редуктора с зазором x от вращающихся поверхностей колеса для предотвращения задевания;

x = + 3 мм (x должен быть > 8 мм)

x = 9 мм

Расстояние y между дном и шестерней принимаем y 4x будет 36 мм.

в)Вычерчиваем ступени вала на соответствующих осях по размерам d и L, полученным в проектном расчете валов.

г)При установке радиально-упорных подшипников необходимо учитывать, что радиальные реакции считают приложенными к валу в точках пересечения нормалей, проведенных к середине контактных площадок. Для однородных конических подшипников по формуле

a1 = 0,5 ×(T + l)

a1 = 0,5 ×(20 + ×0,38) = 17,6 мм

a2 ≈ 2,5 × a1 = 2,5 ×17,6 = 44 мм

д)Вал тихоходный вычерчивается впоследствии от 5-й к 1-й ступени, при этом длины 5-й и 3-й ступени (L5, L3) вала получают конструктивно. Третью ступень вала d3 c насиженным колесом следует расположить противоположно от выходного конца вала d, что обеспечить более равномерное распределение сил между подшипниками.

е)Выбираем способ смазывания. Зацепление зубчатой пары – окунание зубчатого колеса в масло. Для подшипников в пластичный смазочный материал. Раздельное смазывание принято потому, что один из подшипников ведущего вала удален и это затруднит попадание масляных брызг.

7.Выбор подшипников

По таблице К-29 [1] для конической передачи при n< 1500 об/мин применяется подшипник роликовый конический однорядный. Выбираем типоразмер подшипника по величине диаметра внутреннего кольца, равного диаметру d =40мм.

Это подшипник легкой широкой серии 7208 (ГОСТ 27365 – 87).

d =40мм;D = 80мм;T = 20мм;угол контакта ∠ 14o;Cr = 42,4 кН.

8.Определение реакций опор быстроходного вала.

Данные из предыдущего расчета:

Fr1 = Fa2 = 296,2H;Fr2 = Fa1 = 1153H;Ft1 = Ft2 = 1440H;

Первый этап компоновки дал:

L1 =17,6ммL2 = 44мм L3 = 100мм

Определяем нагрузку на опоры быстроходного вала:

а)вертикальная плоскость

Σ МXB = 0; Fa× + Fr(l1 +l2) – RBYl2 = 0

RBY = = = 953,70 H

Σ Мxа = 0;Fa× + FrL1 – RAYl2 = 0

RAY = = = 657,5H

ΣX =0 – RAY + RBY – Fr = 0– 657,5 + 953,7 – 296,2 = 0

Строим эпюру изгибающих моментов в характерных сечениях рисунок 2.

Мxc = Fa  = 1153 × 20,57 = 237717,21 H мм = 237,72 H м

Мxc = Fa  – Frl1 =1153 ×20,57 –296,2 × 17,6 =232504,09 Hмм =232,5Нм

б)горизонтальная плоскость.

Σ МYA = 0; Ft ×Fr(L1+L2) – RBXL2 =0 RBX = = =2016H

Σ МYB =0; FtL1 – RAXL2 =0RAX = = =576H

Проверка:ΣY = 0Ft – RBX +RAX =0;1440 –2016 +576 = 0

в)Строим эпюру изгибающих моментов в характерных сечениях (рис. 2)

MYC =0;

MYB = Ft ×L1 =1440 ×17,6 =25,3Hм

MYA = 0

г)Строим эпюру крутящих моментов в характерных сечениях (рис. 2)

Mк = Mz =Ft × =1440× =296,2Hм

д)Определяем суммарные реакции опор.

RA = = =887H

RB = = = 2230H

е)Определяем суммарные изгибающие моменты в наиболее нагруженном сечении В.

MИВ = = =2242 Н м

ж)Определяем приведенный момент.

МПР = = = 2242 Н м

9.Проверочный расчет подшипников.

9.1Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности с базовой. В результате расчетов имеем:

угловая скорость вала 2 =100,01рад/сек

осевая сила в зацеплении Fa =1153H

реакция в подшипникахRXB = 953,7H; RYB = 2016H;

R = 887H; R = 2230H

Подшипники установлены в растяжку: обе опоры фиксирующие, крышки торцовые, регулирование подшипников круглой шлицевой гайкой. Эквивалентная динамическая нагрузка рассчитывается для каждого подшипника (RE1;RE2) с целью определения наиболее нагруженной опоры.

9.2Определяем коэффициент влияния осевого нагружения e по табл. К-29 [1] e =0,38.

9.3Определяем осевые составляющие радиальной нагрузки по формуле RS=eRГ

RS1 = 0,83eRA = 0,83 × 0,38 ×887 =279,8H

RS2 = 0,83eRB = 0,83 × 0,38 ×2230 =703,3H

9.4 Определяем осевые нагрузки подшипников Ra1 , Ra2.

По таблице 9.6 [1] в случае RS1RS2, тогда Ra1 = Ra2, т.е. Ra1 =279,8Н,

Ra2 = Ra1+ Fa = 279,8 + 1153 = 1432,8H.

Вычисляем отношение , и сравниваем с коэффициентом «е»,

где V− коэффициент вращения.

При вращающемся внутреннем кольце подшипника согласно таб. 9.1[1] V =1.

= = 0,29 < 0,38; = =0,45 > 0,38

По соотношениюа)0,29 < 0,38 б)0,45> 0,38 согласно таб. 9.1 [1] выбираем формулу:

а) RE = V Rr K,

где K − коэффициент безопасности по таб. 9.4 K =1,1

 − температурный коэффициент по таб. 9.5 температура до 100oС  KТ =1,тогда:

RE = V Rr K = 1×953,7×1,1×1 =1049H

б)RE = (X V Rr + Y Ra)×K

где по таб. 9.1 X =0,4; по таб. К-29 Y = 1,56;

K

RE = (X V Rr + Y Ra)×K×1+1,56×1432,8)×1,1×1 =2849H

1. Определяем динамическую грузоподъемность по формуле:

Сгр = RE ,

где m =3,33 показатель степени для роликовых подшипников, a1 − коэффициент надежности. При безотказной работе подшипников γ =90% a =1.

a23 − коэффициент учитывающий влияние качества подшипников a23 =0,6

n − частота вращения внутреннего кольца (об/мин)

Сrр = RE = 2849× =22366H

Cr = 42,4 Cr > Crр , значит подшипник пригоден к применению.

11.Определяем реакция опор подшипников тихоходного вала.

Данные из предыдущих расчетов:

Ft = 1440H Fr = 1153HFa = 296,2H

Первый этап компоновки дал следующие результаты:

L1 = 40мм,L2 = 108мм

Для тихоходного вала определяем подшипники:

это подшипник легкой широкой серии 7208 (ГОСТ 27365 – 87).

d =40мм;D = 80мм;T = 20мм;угол контакта ∠ 14o;Cr = 42,4 кН.

а)Плоскость XZ– RX3 ×(L2 + L1)+Ft×L2 = 0

RX3 = = =389,2H

RX1×(L2 + L1) – Ft ×L2 = 0

RX1 = = =1050,8H

Проверка : RX3 + RX1 – Ft =0389,2 + 1050,8 – 1440 = 0

Определяем изгибающий момент:

MX =Ft ×

Cтроим эпюру изгибающих моментов

б)Плоскость YZ– RY3 ×(L2 + L1) – Fr ×L1 + Fa× = 0

RY3 = = = – 182,94H

– RY1×(L2 +L1)+ Fr ×L1 +Fa× = 0

RY1 = = = 970,06H

Проверка: RY3 – RY1 + Fr =0–182,94 –970,06 + 1153 = 0

Cтроим эпюру изгибающих моментов

Определяем суммарную реакцию опор:

R1 = = = 1045H

R3 = = = 1066,6H

Определяем суммарные изгибающие моменты в сечении 2:

MИ2 = = = 185,2 H м

MПР = = = 185,22 H м

12. Конструктивные размеры корпуса редуктора.

Толщина стенок корпуса и ребер жесткости в проектируемых малонагруженных редукторах (Т2 500 Нм) с улучшенными передачами, определяется по формуле

=1,8× 6мм

где Т2 – вращающий момент на тихоходном валу

=1,8× 6мм

толщина стенок крышки и основания корпуса принимают такими же.

Взаимное расположение подшипников на быстроходном вале фиксируется установочной гайкой М36×1,5 с предохранительной шайбой. Подшипники размещаем в стакане, толщина которого ст=10мм. Между шестернею и

внутреннем подшипником устанавливается шайба для предотвращения попадания жировой смазки в корпус редуктора. Очерчиваем всю внутреннюю стенку корпуса, сохраняя величины зазоров принятые в первом этапе компоновки Х=9 ,У=36.

На тихоходном валу устанавливается зубчатое колесо. Соединение с валом шпоночное. Колесо зафиксировано. С одной стороны оно упирается в утолщение вала, с другой стороны внутреннюю обойму подшипника.

На валу установлена распорная втулка. Одним концом опирается в ступицу колеса, другим во вращающуюся кольцо подшипника. Определяем глубину гнезда под подшипник.

L r = 1.5 T2;

где Т2 ширина подшипника Т2 = 20 мм

L r = 1.5 × 20 = 30мм

По таблице 10.17 лит.1 определяем диаметры болтов для корпуса редуктора.

d1 =M14; d2=M12; d3=M10 ; d4=M8 ; d5=M5.

Длина L определяем конструктивно.

13. Определение геометрических размеров шпонок и проверка прочности шпоночного соединения.

По табл. 42 лит. 1определяем размер шпонок.Быстроходный вал:d =30мм b=10; h=8;фаска 0,5мм.

Для тихоходного вала d =48мм b=14 h=9 фаска 0,5мм.

Шпонки призматические, со скругленными торцами. Материал шпонок: сталь 45 нормализация. Проверка ведётся на смятие. Проверяем соединение вала с колесом на тихоходном валу по формуле:

см = [см ] где,

а) Ft – окружная сила

б) Асм =(0,94h-t1)Lр – площадь смятия в мм2

в) Lр= L – b –рабочая длина шпонки со скруглёнными торцами L – полная длина шпонки определена на конструктивной компоновке.

[см ] =110… 190 Н/мм2

Асм =(0,94 х 9- 5,5 )26 =76,96.

см = =19[см ]

14. Выбор способа смазывания ,сорта масла и его количества.

Тихоходный вал:

Для редукторов общего назначения применяют непрерывное смазывание жидким маслом картерным непроточным способом (окунанием). Сорт масла по табл. 10.29 лит.1 И-Г-С-68.

Количество масла: из расчёта 0,4…0,8л масла на один киловатт

Быстроходный вал:

Подшипники смазываем пластичной смазкой ,которую закладывают в подшипниковые камеры при сборке . Периодически смазку пополняют шприцом через прессмаслёнку. Сорт смазки − солидол УС-2.

15.Проверочный расчёт стяжных болтов подшипниковых узлов.

Стяжные болты рассчитывают напрочность по эквивалентным напряжениям на совместное действие растяжения и кручение по формуле:

экв. = [ ]

а) Fр − расчётная сила затяжки винтов ,обеспечивающая нераскрытие стыка под нагрузкой

Fр = [ К3 ( 1- х ) + х ]Fв

Здесь Fа = 0,5Rу − сила воспринимаемая одним болтом, где Rу-большая из реакций в вертикальной плоскости в опорах реакций в вертикальной плоскости в опорах подшипников. К3=1,25…2-коэффициент затяжки. Х=0,4… 0,5

б) А − площадь опасного сечения болта.

А =

где dр = d2 – 0.94р − расчётный диаметр болта, d2 − наружный диаметр болта, р − шаг резьбы.

В[ ] − допускаемое напряжение при некоторой затяжке до 16мм []( 0,2…0,25) сигма т а) Определяем силу, приходящуюся на один болт:

Fв = = 525 Н

Определяем площадь опасного сечения болта:

б) Принимаем К3 =1,5 (постоянная нагрузка ); х = 0,27 ( соединение чугунных деталей без прокладок ).

в) Определяем механические характеристики материала болтов: предел прочности [в] =500 н / мм2 в квадрате; предел текучести T =300 Нмм2; допускаемое напряжение [] =0,25х=75Н/мм2.

г) Определяем расчётную силу затяжки болтов :

Fр = [ К3( 1- х) + х] Fв = [1,5×(1- 0,27) + 0,27]× 525 =716,6 Н.

г) Определяем площадь опасного сечения болта:

А= = = 84,2 мм2

д) Определяем эквивалентные напряжения:

экв = 11,1Н / мм 2< []

Расчёт болтов удовлетворяет нужного запаса прочности.

16. Уточняющий расчёт валов.

Наиболее опасный участок на быстроходном валу это точка №1, место приложений реакций внутреннего подшипника, поэтому расчёт будем вести на этом участке вала.

Данные из предыдущих расчётов:

Быстроходный вал.

MX =25,3 Н/мMу=232,5 Н/м Мк =2240 Н/м

Находим суммарные изгибающие моменты:

М = = 233,9Н/м

а) Определяем момент сопротивления сечения вала.

W = 0,1d 3 = 0,1×403 =6400мм3

б) Определяем напряжения в опасном сечении вала.

а =и == =36,5Н/мм2

в) Определяем касательные напряжения, они изменяются по от нулевому циклу, при котором амплитуда цикла  равна половине расчётных напряжений кручения к:

= = =306,8Н/мм2

г) Определяем коэффициент концентрации нормальных и касательных напряжений для расчётного сечения вала. Для валов без поверхностного упрочнения коэффициенты концентрации нормальных и касательных напряжений определяют по формуле:

(К)D =+ КF -1; (К)D =+ КF -1;

где КиК − эффективные коэффициенты. Они определяются по таблице 11.2 [1] .

Кd - коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения по табл. 11.3 [1] .

КF - коэффициент влияния шероховатости таб.11.5 [1].

(К)D =+ КF −1 =3,95 +1,10 −1=4,05; (К)D = + КF −1 =2,8+1,10−1=2,9

д) Определяем пределы выносливости в расчётном сечении вала по формуле:

(-1)D =; ( 1)D =; где (-1) и  1 = 0.58-1 − пределы

выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения.

(-1)D = =37,2; ( 1)D = =51,8;

е) Определяем коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

S ; S

S = 6,5 ; S

ж) Определяем общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении:

s = [s];

где [s]= 1,3…1,5 высокая достоверность расчёта;[S]=1,6…2,1 менее точная достоверность расчёта.

s = = 6,3; S[S]; Проверочный расчёт на прочность дал удовлетворительные результаты.

17. Сборка редуктора.

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса редуктора тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской. Сборку производят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов:

− на быстроходный вал одевают мазеудерживающую шайбу, затем устанавливают внутренний подшипник, потом наружный, предварительно нагретые в масле до 80-100 С;

− в тихоходный вал закладывают шпонку, затем напрессовывают зубчатое колесо до упора в бурт вала;

− далее надевают распорную втулку и устанавливают подшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора и надевают крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса спиртовым лаком. Для центровки устанавливают крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягивают болты, крепящие крышку к корпусу. После этого на тихоходный вал надевают распорное кольцо, в подшипниковые камеры закладывают пластичную смазку, ставят крышки подшипников. Регулирующим болтом бугеля, регулируют зазор между шестерней и колесом, при этом проверяют проворачиванием валов отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки винтами. Затем фиксируют стопорной шайбой и винтами.

Затем ввертывают пробку масло спускного отверстия с прокладкой и жезловый масло указатель. Заливают в корпус масло и закрывают смотровое отверстие крышкой с прокладкой; закрепляют крышку болтами. Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по программе, устанавливаемой техническими условиями.