**Содержание**

Вступление

1. Кинетический и силовой расчёт привода

1.1 Кинематическая схема привода

1.2 Выбор двигателя

1.3 Общее передаточное число и разбиение его по степеням

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

2. Расчет клиноременной передачи

2.1 Исходные данные для расчёта передачи

2.2 Механический расчет

3. Расчет цилиндрической 3.1. Кинематическая схема передачи и исходные данные для расчета

3.2 Выбор материала и определение допустимых напряжений

3.3 Определение геометрических параметров

3.4 Проверочный расчет передачи

3.5 Определение сил в зацеплении (см. рис. 3.3)

4. Расчёт цилиндрической косозубой передачи || ступени

4.1 Кинематическая схема передачи и исходные данные для расчета

4.2 Выбор материала и определение допустимых напряжений

4.3 Определение геометрических параметров

4.4 Проверочный расчет передачи

4.5 Определение сил в зацеплении (см. рис. 3.3)

5. Условный расчет валов

5.1 Определение диаметров входного валаредуктора

6. Определение конструктивных размеров зубчатых колес

6.1 Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи I ступени

6.2 Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи II ступени

6.3 Определяем размеры цилиндрического колеса (рис.6.1.)

6.4 Определение диаметров выходного вала

7. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора

7.1 Определение конструктивных размеров корпуса и крышки редуктора, согласно табл. 4.2, 4.3, [1]

7.2 Размеры необходимые для черчения

8. Выбор шпонок и их проверочный расчет

9. Расчёт промежуточного вала редуктора на статическую способность и долговечность

9.1 Расчет вала на несущую способность

9.2 Расчет вала на прочность

10. Расчет подшипников качения

10.1 Определение реакции в опорах

10.2 Определение коэффициентов

10.3 Определение эквивалентной нагрузки

10.4 Определяем долговечность подшипников

10.5 Выбор муфты

10.6 Проверочный расчёт зубчатой муфты

11. Выбор и проверочный расчёт опор скольжения

Литература

**Вступление**

Развитие народного хозяйства Украины тесно связано с развитием машиностроения, так как материальная мощность современной страны базируется на технике – машинах, механизмах, аппаратах, приводах, которые выполняют разную полезную работу. В наше время нет ни одной области народного хозяйства, где бы не применялись машины и механизмы в широких масштабах. Благодаря этому осуществляется комплексная механизация в промышленности, в сельском хозяйстве, в строительстве, на транспорте. Это заставляет уделять большое внимание при проектировании и усовершенствования конструкций современных машин и механизмов. Машины и механизмы, которые проектируются, должны иметь высокие эксплуатационные показатели, не большое количество энергии и эксплуатационных материалов, должны быть экономичными, как в процессе производства, так и в процессе эксплуатации, удобными и безопасными в обслуживании.

**1. Кинетический и силовой расчёт привода**

Согласно техническому заданию на курсовой проект по дисциплине «Детали машин» необходимо спроектировать привод цепного конвейера, который состоит из двигателя, клиноременной передачи, двухступенчатого цилиндрического ора и муфты. При проектировании деталей привода использованы современные критерии оценки их работоспособности – прочность, жесткость и износостойкость. Кинематический и силовой расчеты привода

**1.1 Кинематическая схема привода**

Рис 1.1

Таблица 1.1

Исходные данные для кинематического и силового расчета привода

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Название параметров | Обозначения в формулах | Единица измерения | Величина параметра |
| Окружная сила | F1 | Н | 28000 |
| Скорость |  | м/с | 0,5 |
| Число зубьев | z | - | 9 |
| Шаг цепи | р | мм | 160 |
| Режим работы | P | - | С |
| Число смен | T | - | 1 |

**1.2 Выбор двигателя**

Работа над курсовым проектом по дисциплине «Детали машин» подготавливает студентов к решению более сложных задач общетехнического характера в своей дальнейшей практической деятельности.

Определяем необходимое усилие на валу 1 двигателя, *кВт,*

 *кВт*

*где N5* – усилие на приводном валу 5, *кВт*, ηобщ - общий кпд.

 кВт,

*ηобщ = η12η23 η34 η45*= 0,95· 0,95· 0,96· 0,98 = 0,85,

где*η12= ηкр=*0,95 – кпд между 1 и 2 валами; *η23= ηцп· η кр =*0,96·0,99=0,95 – кпд между 2 и 3 валами; *η34=ηцп· ηоп =*0,97·0,99=0,96 – кпд между 3 и 4 валами; *η45= ηм· ηоп ηоп*=1·0,99·0,99=0,98 – кпд между 4 и 5 валами.

Средние значения кпд принимаем из [1], табл. 1.1

η*кр =*0,95-кпд клиноременной передачи;

η*цп* =0,97-кпд цилиндрической передачи;

η*оп*=0,99-кпд в опорах;

η*м*=1,0-кпд муфты.

Принято, что валы привода установлены на подшипниках качения.

Определяем угловую скорость и частоту вращения вала электродвигателя.

 рад/с

где рад/с – угловая скорость на 5 валу

где

 - общее передаточное отношение привода.

,

Средние значения ориентировочных передаточных чисел принимаем из [2], табл. 5.5, с 74.

 - ориентировочное передаточное число клиноременной передачи; - ориентировочное передаточное число цилиндрической передачи I ступени; - ориентировочное передаточное число цилиндрической передачи II ступени; - ориентировочное передаточное число муфты.

Определяем частоту вращения вала 1

 *об/мин.*

Выбираем электродвигатель исходя из условий .

Из [3], табл.2.4, с.23, выбираем электродвигатель *4АН180М6,*  *кВт*  об/мин и для дальнейших расчётов выполняем переход от к

 *рад/с*

**1.3 Общее передаточное число и разбиение его по степеням**

Определяем действительное общее передаточное число привода при выбранном двигателе.

Проводим разбиение по степеням.

Принимаем ; ; .

Тогда

**1.4 Силовые и кинематические параметры привода**

Определяем мощности на валах:

 *кВт* ; *кВт* ;

*кВт ; кВт;*

*кВт* (див.розд.1.2.1.)

Определяем угловые скорости валов:

 рад/с;

 рад/с;

 рад/с;

 рад/с;

 рад/с.

Определяем крутящие моменты на валах:

*Нм*; *Нм;*

*Нм;* *Нм*;

*Нм*.

Результаты расчётов сводятся в табл.1.2 и являются исходными данными для всех следующих расчётов.

Таблица 1.2

Результаты кинетического и силового расчётов привода

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры№ вала | N, кВт | ω рад/с | М,Нм |  |  |
| 1 | 16,5 | 102,05 | 161,7 | 2,98 | 47,68 |
| 2 | 15,7 | 34,24 | 458,5 |
| 4 |
| 3 | 14,9 | 8,56 | 1740 |
| 4 |
| 4 | 14,3 | 2,14 | 6682 |
| 1 |
| 5 | 13 | 2,4 | 6542 |

**2. Расчет клиноременной передачи**

Схема клиноременной передачи

Рис 2.1

**2.1 Исходные данные для расчёта передачи**

Таблица 2.1

Исходные данные для расчета передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметры№шва | N, кВт | w, рад/с | М, Нм |  ид12 | и добщ  |
| 1 | 16,5 | 102,05 | 161,7 | 2,98 | 47,68 |
| 2 | 15,7 | 34,24 | 458,5 |

**2.2 Механический расчет**

Сечение ремня по табл. 5.6 ([8], с. 69)

Рис 2.2

При заданном значении М принимаем сечение ремня (В).

Диаметр меньшего шкива

Минимально допустимый диаметр шкива *dmin*= 63 *мм.*

Для повышения коэффициента полезного действия передачи, увеличения долговечности и тяговой способности ремней, уменьшение числа ремней принимаем *d*1=100 *мм.*

Диаметр большего шкива: *d2=d1·iкл* =100∙2,98=298

Скорость ремня: ;

где *v* – скорость ремня, *м/с.*

Частота вращения ведомого вала ;

где *n*2 – частота вращения ведомого вала, *об/мин*.; - коэффициент скольжения; принимаем = 0,01

*об/мин*.

Ориентировочное межосевое расстояние

Принимаем *a*0=400 *мм.*

Длина ремня

;

где *L* - длина ремня, *мм;*

;

;

 *мм.*

В соответствии с ГОСТ 1284.1-80 принимаем *L* = 1600 *мм.*

Окончательное межосевое расстояние

;

 *мм.*

Принимаем *a* = 500 *мм.*

Наименьшее расстояние, необходимое для надевания ремня

*a*наим = *a*- 0,01*L*;

*a*наим = 500-0,01·1600 = 484 *мм.*

Наибольшее расстояние, необходимое для компенсации вытяжки ремня

*a*наиб = *a*- 0,025*L*;

*a*наиб = 500-0,025·1600 = 460 *мм.*

Коэффициент динамичности и режима работы

*с*р = 1,1

Угол обхвата

;

где - угол обхвата, º;

По табл. 5.7 ( 5, с.71) величина окружного усилия р0 , передаваемого одним ремнем р0=124 Н (на один ремень)

Допускаемое окружное усилие на один ремень

[р]=р0×Сα×СL×CР,

где Сα=1-0,003(180-α1)=1- 0,003(180-156,24)=0,93

Коэффициент, учитывающий длину ремня

, так как расчетная длина L=1600=L0

Коэффициент режима работы Ср=1, следовательно

[р]=824∙0,93=757

где р0 =814 ( по табл. 5,7 [8], с. 71 )

Окружное усилие

 *Н*

Расчетное число ремней ; .

Принимаем *Z* = 4

**3. Расчет цилиндрической 3.1. Кинематическая схема передачи и исходные данные для расчета**

Кинематическая схема передачи

Рис.3.1.

Исходные данные для расчета передачи Таблица 3.1.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| параметры№ вала | N, кВт | ω, рад/с | M,Нм | ид34 | идобщ |
| 2 | 15,7 | 34,24 | 458,5 | 4,0 | 47,68 |
| 3 | 14,9 | 8,56 | 1740 |

**3.2 Выбор материала и определение допустимых напряжений**

Материалы зубчатых колес

Для уравновешивания долговечности шестерни и колеса, уменьшения вероятности заедания и лучшей приработки твердость зубьев шестерни необходимо выбирать большей, чем твердость колеса: *НВш = НВк +* (20…50).

Так как к габаритам передачи не накладываются жесткие условия, то для изготовления зубчатых колес, из [6], принимаем материалы для шестерни *– сталь 50*, для колеса – *сталь 40.* Параметры материалов зубчатых колес сводим в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

Материалы зубчатых колес.

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Материал | Термообработка | Предел теку-чести, σт, МПа | Твердость, НВ |
| Шестерня | Сталь 50 | нормализация | 380 | 180 |
| Колесо | Сталь 40 | нормализация | 340 | 154 |

Допустимые контактные напряжения:

,

где σ*Н*lim– граница контактной долговечности поверхности зубцов, соответствует базовому числу циклов изменения напряжений *NН0*= 30 НВ2,4, (при твердости поверхности зубьев ≤350 *НВ,* *σН*lim *b*= 2 *НВ* +70):

*σНl*im *bш*= 2·180+70=430*МПа, σН*lim *bк* =2· 154 + 70=378 *МПа;*

*NН0ш*= 30·1802,4 = 7,76·106, *NН0к* = 30 · 1542,4 = 5,3·106;

*SН*– коэффициент безопасности (запас прочности), учитывается от термообработки и характера нагрузок, принимаем *SН* = 1,1, [6];

*КНL* – Коэффициент долговечности, который учитывает время службы и режим нагрузок передачи, определяется из соотношения *NН0* и дополнения (*NΣ·КНЕ*); *КНЕ* – коэффициент интенсивности режима нагрузки, из [6], табл. 1.1, для легкого режима принимаем *КНЕ* = 0,06.

*NΣ* - суммарное число циклов нагрузки зубьев за все время службы передачи:

,

где *Lh* –время службы передачи, для односменной работы Lh=1·104 час.

, .

*NΣш* · *КНЕ* =1,96 · 108 · 0,06 = 1,17 · 106 < *NН0ш* = 7,76 · 106,

*NΣк* · *КНЕ* = 0,49 · 108 · 0,06 =2,9 · 106 < *NН0ш =* 5,3 ·106.

Так как в обоих случаях *NН0* >*NΣ* · *КНЕ* , то коэффициент долговечности

,

.

*Мпа*; *МПа*

Допустимые напряжения на изгиб.

,

где σ*F*lim*b*– граница выносливости поверхности зубцов при изгибе, соответствует базовому числу циклов смены напряжений NFо = 4 · 106, [6], (при твердости поверхности зубьев ≤350 *НВ,* σ*F*lim*b = НВ* + 260):

σ*F*lim*bш* = 180 +260 = 440*МПа,* σ*F*lim*bк* = 154 + 260 = 414 *МПа;*

*SF –* коэффициент безопасности (запас прочности), из [2], принимаем *SF* = 1,8, *KFL* – коэффициент долговечности, который учитывает время службы и режим нагрузок передачи, определяется соотношением *NF0* и (*NΣ KFЕ*); *KFЕ* – коэффициент интенсивности режима нагрузки, из [6], табл. 1.1, для легкого режима принимаем *KFЕ* = 0,02.

*NΣm*· *KFЕ* = 1,05·108·0,02 = 2,1·106 < *NF0* = 4·106,

*NΣк* · *KFЕ* = 0,26·108·0,02 = 0,52·106 < *NF0* = 4·106.

Так как в обоих случаях *NF0* > *NΣ KFЕ*, то согласно [ ], коэффициент долговечности:

; .

*KFC* - коэффициент реверсивности нагрузки, для нереверсивной передачи *КНL* – 1,0, [6].

;

Допустимые максимальные контактные напряжения.

[*σН*]*max* = 2,8 *σТ.*

[*σН*]*max ш* = 2,8·380 = 1064 *МПа*, [*σН*]*max к* =2,8·340=952 *МПа.*

Допустимые максимальные напряжения на изгиб.

[*σF*]*max* = 0,8 *σТ.*

[*σF*]*maxш* = 0,8·380 = 304 *МПа.,* [*σF*]*maxк =* 0,8·340 = 272 *МПа*.

**3.3 Определение геометрических параметров**

Межосевое расстояние.

Из условий контактной усталости поверхности зубьев:

,

где *Ка* – коэффициент межосевого расстояния, из [6], для косозубых передач *Ка* = 4300 *Па1/3*; - коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию, из [6], для косозубой передачи принимаем

*ψba* = 0,45; *и* = *ид34* = 4;

*КНβ* – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, из [6], табл.1.2, в зависимости от *ψbd* = 0,5 *ψba* (*и+*1) = 0,5 · 0,45 · (4+1) = 1,13, для косозубой передачи *КНβ* = 1,046;[*σН*] – наименьшее из двух значений (шестерни и колеса) допустимых контактных напряжений, *МПа*.

,

Определение модуля.

Первоначальное значение расчетного модуля зубьев определяется

где *β* – угол наклона зубьев, для косозубой передачи *β* = 20°;

*Zш*– число зубьев шестерни, согласно [6] принимаем *Zш* = 20;

*Zш* – число зубьев колеса, *Zк*= *Zши* = 20·4 = 80*.*

Согласно [6], табл.1.3, принимаем *m*п *=* 5 *мм.*

- ширина: *bк* = *ψdа аw* = 0,45 · 266 = 119,7 *мм.* Принимаем *bк* = 120 *мм.*

**3.4 Проверочный расчет передачи**

Расчет на контактную усталость.

где *ZН* – коэффициент, учитывающий форму спряженных поверхностей зубьев: для косозубых - *ZН* = 1,75, [6];

*ZМ* = 275 · 103 *Па1/2* - коэффициент учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, [6];

*ZЕ* - коэффициент суммарной длинны контактный линий спряженных зубьев: для косозубых - *ZЕ* = 0,8, [6];

*КН* = *КНа КН β КНV* – коэффициент нагрузки : *КНа* – коэффициент распределения нагрузки между зубьями из [6], табл. 1.4, *КН а* = 1,15; *КН β* = 1,046, см. разд.3.3.1, *КНV* – коэффициент динамической нагрузки, из [6], табл. 1.4, при

; *КHV*=1.02*; КН*=1,15∙1,046∙1,02=1,22.

Так как *σН* = 363 находится в пределах (0,9…1,0)[σН], то расчет можем считать завершенным: .

Расчет на контактную прочность.

,

где *Кп*=2,2, [*σН*]*max* – наименьшее из двух значений (шестерни и колеса) допустимых максимальных контактных напряжений, *МПа*

Условие выполняется.

расчет на усталость при изгибе.

Определяем отдельно для шестерни и колеса по формуле

*,*

где - *YF* - коэффициент формы зуба, из [6], табл. 1.7, по эквивалентному числу зубьев *ZV ,* для косозубой передачи: , *YFш* =3,92; ,*YFк* = 3,6.

*YE* - коэффициент перекрытия зубьев, согласно [6] принимаем *YE* =1,0.

*Yβ* - коэффициент наклона зубьев, согласно [6] для косозубых передач принимается:

*КF* = *КFа К Fβ КFV*- коэффициент нагрузки: *КFа* – коэффициент распределения нагрузки между зубьями для косозубых - *КFа* =1,0, [6], табл. 1,8; *К Fβ* –коэффициент

Геометрические размеры цилиндрической зубчатой передачи

Рис 3.2.

Геометрический расчет передачи (см. рис. 3.2).

Межосевое расстояние

Принимаем *аw* = 266 *мм.*

Уточняем угол наклона зубьев

Размеры шестерни:

- делительный диаметр:

- диаметр вершин зубьев: *dаш* = *dш* + 2*mn* = 106,4+ 2 · 5= 116,4*мм;*

- диаметр впадин: *d*ƒ*ш* = *dш* – 2,5*mn* = 106,4 – 2,5 · 5= 93,9*мм;*

- ширина: *bш* = *bк* + 5 *мм* = 120 + 5 = 125 *мм.*

Размеры колеса:

-делительный диаметр

- диаметр вершин зубьев: *dак* = *dк* + 2*mn* = 425,5 +2 · 5 = 696 *мм;*

- диаметр впадин: *d*ƒ*к* = *dк* – 2,5*mn* = 425,5 – 2,5 · 5 = 413 *мм;*

распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, из [6], табл. 1.9, в зависимости от *ψba* = 1, 13 (см. разд. 3.3.1.) для косозубой передачи *К Fβ* = 1,09; *КFV*- коэффициент динамической нагрузки, выбирается из табл. 1.10, [6], при *КFV* = 1,05; *КF* = 1,00 · 1,09 · 1,05 = 1,14.

Условия выполняются.

Расчет на прочность при изгибе.

Выполняется отдельно для шестерни и колеса при действии кратковременных максимальных нагрузок (в период пуска двигателя).

*σF maх* = *σF Кп* ≤ [*σF*]*max΄*

где *Кп* – коэффициент перегрузки, из [2], табл. 1, с. 249 - *Кп* =2,2.

*σF maх ш*= 114 · 2,2 = 250,8 *МПа* ≤ [*σF*]*max ш* = 304 *МПа,*

*σF maх к* = 92 · 2,2 = 202,4 *МПа* ≤ [*σF*]*max к* = 272 *МПа.*

Условия выполняются.

**3.5 Определение сил в зацеплении (см. рис. 3.3)**

- окружная сила

- радиальная сила

- осевая сила *Fаш* = *Fак* = *Ftк tgβ* = 8651· *tg 19,95* 0 = 3139 *Н*

Схема сил в зацеплении

Рис.3.3.

**4. Расчёт цилиндрической косозубой передачи || ступени**

**4.1 Кинематическая схема передачи и исходные данные для расчета**

Кинематическая схема передачи

Рис.4.1.

Исходные данные.

Таблица 4.1.

Исходные данные для расчета передачи

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  параметры№ вала | N, кВт  | ω, рад/с | M,Нм | ид34 | идобщ |
|  3  | 14,9 | 8,56 | 1740 | 4 | 47,68 |
|  4 | 14,3 | 2,14 | 6682 |

**4.2 Выбор материала и определение допустимых напряжений**

Материалы зубчатых колес.

Для уравновешивания долговечности шестерни и колеса, уменьшения вероятности заедания и лучшей приработки твердость зубьев шестерни необходимо выбирать большей, чем твердость колеса: *НВш = НВк +* (20…50).

Так как к габаритам передачи не накладываются жесткие условия, то для изготовления зубчатых колес, из [6], принимаем материалы для шестерни *– сталь 50*, для колеса – *сталь 40.* Параметры материалов зубчатых колес сводим в таблицу 3.2.

Таблица 4.2.

Материалы зубчатых колес

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Материал | Термообработка | Предел теку-чести, σт, МПа | Твердость, НВ |
| Шестерня | Сталь 50 | нормализация | 380 | 180 |
| Колесо | Сталь 40 | нормализация | 340 | 154 |

Допустимые контактные напряжения:

,

где σ*Н*lim– граница контактной долговечности поверхности зубцов, соответствует базовому числу циклов изменения напряжений *NН0*= 30 *НВ*2,4, (при твердости поверхности зубьев ≤350 *НВ,* *σН*lim *b*= 2 *НВ* +70):

*σНl*im *bш*= 2·180+70=430*МПа, σН*lim *bк* =2· 154 + 70=378 *МПа;*

*NН0ш*= 30·1802,4 = 7,76·106, *NН0к* = 30 · 1542,4 = 5,3·106;

*KFL* – коэффициент долговечности, который учитывает время службы и режим нагрузок передачи, определяется соотношением *NF0* и (*NΣ KFЕ*); *KFЕ* – коэффициент интенсивности режима нагрузки, из [6], табл. 1.1, для легкого режима принимаем *KFЕ* = 0,02.

*NΣm*· *KFЕ* = 1,05·108·0,02 = 2,1·106 < *NF0* = 4·106,

*NΣк* · *KFЕ* = 0,26·108·0,02 = 0,52·106 < *NF0* = 4·106.

Так как в обоих случаях *NF0* > *NΣ KFЕ*, то согласно [ ], коэффициент долговечности:

;

.

*KFC* - коэффициент реверсивности нагрузки, для нереверсивной передачи *КНL* – 1,0, [6].

;

Допустимые максимальные контактные напряжения.

[*σН*]*max* = 2,8 *σТ.*

[*σН*]*max ш* = 2,8·380 = 1064 *МПа*, [*σН*]*max к* =2,8·340=952 *МПа.*

Допустимые максимальные напряжения на изгиб.

[*σF*]*max* = 0,8 *σТ.*

[*σF*]*maxш* = 0,8·380 = 304 *МПа.,* [*σF*]*maxк =* 0,8·340 = 272 *МПа*.

**4.3 Определение геометрических параметров**

Межосевое расстояние.

Из условий контактной усталости поверхности зубьев:

,

где *Ка* – коэффициент межосевого расстояния, из [6], для косозубых передач *Ка* = 4300 *Па1/3*; - коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию, из [6], для косозубой передачи принимаем

*ψba* = 0,45; *и* = *ид34* = 4;

*КНβ* – коэффициент распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, из [6], табл.1.2, в зависимости от *ψbd* = 0,5 *ψba* (*и+*1) = 0,5 · 0,45 · (4+1) = 1,13, для косозубой передачи *КНβ* = 1,046;[*σН*] – наименьшее из двух значений (шестерни и колеса) допустимых контактных напряжений, *МПа*.

,

Определение модуля.

Первоначальное значение расчетного модуля зубьев определяется

*SН*– коэффициент безопасности (запас прочности ), зависит от термообработки и характера нагрузок, принимаем *SН* = 1,1, [6];

*КНL* – Коэффициент долговечности, который учитывает время службы и режим нагрузок передачи, определяется из соотношения *NН0* и дополнения (*NΣ·КНЕ*); *КНЕ* – коэффициент интенсивности режима нагрузки, из [6], табл. 1.1, для легкого режима принимаем *КНЕ* = 0,06.

*NΣ* - суммарное число циклов нагрузки зубьев за все время службы передачи:

,

где *Lh* –время службы передачи, для односменной работы Lh=1·10 4 час.

, .

*NΣш* · *КНЕ* =0,49 · 108 · 0,06 = 2,94 · 106 < *NН0ш* = 7,76 · 106,

*NΣк* · *КНЕ* = 0,12 · 108 · 0,06 = 0,72 · 106 < *NН0ш =* 5,3 ·106.

Так как в обоих случаях *NН0* >*NΣ* · *КНЕ* , то коэффициент долговечности

,

.

*Мпа*; *МПа*

 Допустимые напряжения на изгиб.

,

где σ*F*lim*b*– граница выносливости поверхности зубцов при изгибе, соответствует базовому числу циклов смены напряжений NFо = 4 · 106, [6], (при твердости поверхности зубьев ≤350 *НВ,* σ*F*lim*b = НВ* + 260):

σ*F*lim*bш* = 180 +260 = 440*МПа,* σ*F*lim*bк* = 154 + 260 = 414 *МПа;*

*SF –* коэффициент безопасности (запас прочности), из [2], принимаем *SF* = 1,8,

где *β* – угол наклона зубьев, для косозубой передачи ***β*** = 20°;

*Zш*– число зубьев шестерни, согласно [6] принимаем *Zш* = 20;

*Zш* – число зубьев колеса, *Zк*= *Zши* = 20·4 = 80*.*

Согласно [6], табл.1.3, принимаем *m*п *=* 8,0 *мм.*

- ширина: *bк* = *ψdа аw* = 0,45 · 425 = 191,25 *мм.* Принимаем *bк* = 220 *мм.*

**4.4 Проверочный расчет передачи**

Расчет на контактную усталость. распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса, из [6], табл. 1.9, в зависимости от *ψba* = 1, 13 (см. разд. 3.3.1.) для косозубой передачи *К Fβ* = 1,09; *КFV*- коэффициент динамической нагрузки, выбирается из табл. 1.10, [6], при ν = 1,77 *м/с, КFV* = 1,05; *КF* = 1,00 · 1,09 · 1,05 = 1,14.

Условия выполняются.

Расчет на прочность при изгибе.

Выполняется отдельно для шестерни и колеса при действии кратковременных максимальных нагрузок (в период пуска двигателя).

*σF maх* = *σF Кп* ≤ [*σF*]*max΄*

где *Кп* – коэффициент перегрузки, из [2], табл. 1, с. 249 - *Кп* =2,0.

*σF maх ш*= 103 · 2,2 = 226,6 *МПа* ≤ [*σF*]*max ш* = 304 *МПа,*

*σF maх к* = 84 · 2,2 = 184,8 *МПа* ≤ [*σF*]*max к* = 272 *МПа.*

Условия выполняются.

**4.5 Определение сил в зацеплении (см. рис. 3.3)**

- окружная сила

- радиальная сила

- осевая сила *Fаш* = *Fак* = *Ftк tgβ* = 20470 · *tg*20° = 7450 *Н*

Схема сил в зацеплении

Рис.4.3.

где *ZН* – коэффициент, учитывающий форму спряженных поверхностей зубьев: для косозубых - *ZН* = 1,75, [6];

*ZМ* = 275 · 103 *Па1/2* - коэффициент учитывающий механические свойства материалов зубчатых колес, [6];

*ZЕ* - коэффициент суммарной длинны контактный линий спряженных зубьев: для косозубых - *ZЕ* = 0,8, [6];

*КН* = *КНа КН β КНV* – коэффициент нагрузки : *КНа* – коэффициент распределения нагрузки между зубьями из [6], табл. 1.4, *КН а* = 1,15; *КН β* = 1,046, см. разд.3.3.1, *КНV* – коэффициент динамической нагрузки, из [6], табл. 1.4, при

; *КHV*=1.02*; КН*=1,15∙1,046∙1,02=1,22.

Так как *σН* = 363 находится в пределах (0,9…1,0)[σН], то расчет можем считать завершенным: .

Расчет на контактную прочность.

,

где *Кп*=2,2, [*σН*]*max* – наименьшее из двух значений (шестерни и колеса) допустимых максимальных контактных напряжений, *МПа*

Условие выполняется.

 расчет на усталость при изгибе.

Определяем отдельно для шестерни и колеса по формуле

*,*

где - *YF* - коэффициент формы зуба, из [6], табл. 1.7, по эквивалентному числу зубьев *ZV ,* для косозубой передачи: , *YFш* =3,92; ,*YFк* = 3,6.

*YE* - коэффициент перекрытия зубьев, согласно [6] принимаем *YE* =1,0.

*Yβ* - коэффициент наклона зубьев, согласно [6] для косозубых передач принимается:

*КF* = *КFа К Fβ КFV*- коэффициент нагрузки: *КFа* – коэффициент распределения нагрузки между зубьями для косозубых - *КFа* =1,0, [6], табл. 1,8; *К Fβ* –коэффициент

Геометрические размеры цилиндрической зубчатой передачи

Рис 4.2.

Геометрический расчет передачи (см. рис. 4.2).

Межосевое расстояние

Принимаем *аw* = 425 *мм.*

Уточняем угол наклона зубьев

Размеры шестерни:

- делительный диаметр:

- диаметр вершин зубьев: *dаш* = *dш* + 2*mn* = 170 + 2 · 8,0 = 186*мм;*

- диаметр впадин: *d*ƒ*ш* = *dш* – 2,5*mn* = 170 – 2,5 · 8,0 = 150 *мм;*

- ширина: *bш bк* + 5 *мм* = 220 + 5 = 225 *мм.*

Размеры колеса:

-делительный диаметр

- диаметр вершин зубьев: *dак* = *dк* + 2*mn* = 680 +2 · 8,0 = 696 *мм;*

- диаметр впадин: *d*ƒ*к* = *dк* – 2,5*mn* = 680 – 2,5 · 8,0 = 660 *мм;*

**5. Условный расчет валов**

При отсутствии данных о моменте изгиба, диаметр вала определяют приблизительно по известному крутящему моменту из условий прочности на кручение по заниженным значениям допустимых напряжений:

где *i-* номер вала, *j*- номер участка ступенчатого вала, *Мi* - крутящий момент на *i-*тому валу, принимаем из *табл.* 1.2. Согласно рекомендаций [4], с.53, принимаем пониженные допускаемые напряжения кручения, для валов редукторов общего назначения, [τк] = 25 *МПа.*

**5.1 Определение диаметров входного валаредуктора**

Схема входного вала редуктора

Рис. 5.1.

Согласно [7], с. 6 полученный диаметр округляем до ближнего большего значения из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d21* = 50 *мм.*

Диаметры других участков вала выбираем из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d22* =60 *ммd23* = 60 *мм d24* = 65 *мм.* .2. Определение диаметров промежуточного вала редуктора

Схема промежуточного вала редуктора

Рис. 5.1.

**6. Определение конструктивных размеров зубчатых колес**

**6.1 Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи I ступени**

Устанавливаем способ изготовления шестерни и вала – вместе или отдельно. Согласно рекомендаций [1], если - отдельно, – вместе, где *dfш* - диаметр впадин шестерни (*dfш* = 200,7 *мм, см. разд.3.3.3.11), dвш* - диаметр участка вала под шестерню (*dвш* = 60 *мм,* см. разд. 5.2)

-выполняем вместе.

**6.2 Размеры зубчатых колес цилиндрической передачи II ступени**

Устанавливаем способ изготовления шестерни и вала – вместе или отдельно. Согласно рекомендаций [1], если - отдельно, – вместе где *dfш* – диаметр впадин шестерни,, *dfш* =150 *мм, dвш* - диаметр участка вала под шестерню *dвш =d24* =75 *мм.*

*-* выполняется отдельно.

**6.3 Определяем размеры цилиндрического колеса (рис.6.1.)**

Схема колеса зубчатого

Рис.6.1.

Согласно [7], с.6 полученный диаметр округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d31* = 70 *мм.*

Диаметры других участков вала выбираем из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d32* = 75 *мм; d33* = 80 *мм.*

**6.4 Определение диаметров выходного вала**

Схема выходного вала редуктора

Рис. 5.2.

Согласно [7], с.6 полученный диаметр округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d41* = 110 *мм.*

Диаметры других участков вала выбираем из стандартного ряда *Ra*40 *ГОСТ6636-69.*

Принимаем *d42* = 115 *мм*; *d43* = 120 *мм*; *d44* = 130 *мм. d45* = 140 *мм.*

Общая ширина зубчатого венца *в=*220 *мм.*

Диаметр ступицы *dс* = 1,6*dв* = 1,6 · 130 = 208 *мм*

Длина ступицы *lс* = (1,2…1,5) *dв* = 1,5 · 130 = 195 *мм.* Принимаем 220 *мм*

Толщина обода *δ0* = (2,5…4)*mn* 4 · 8 = 32 *мм*

Толщина диска *с* = (0,2…0,4)*b* = 0,4·220 = 88 *мм* Принимаем 90 *мм.*

Диаметр отверстий в диске *dотв* = 0,25[*dоб* –(*dв* + 2 *δст*)],

где , *dоб* = *dfш* - 2 *δ0* = 660 – 2 · 39 = 582 *мм.*

*dотв* = 0,25[582–(130+ 2 *·*39)] = 93,5 *мм,* принимаем *dотв* = 95 *мм.*

Диаметр центров отверстий в диске

*d0* = 0,5(*dв* 2 *δс* + *dоб*) = 0,5 · (130 +2 · 38 + 582) = 395 *мм.*

**7. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора**

**7.1 Определение конструктивных размеров корпуса и крышки редуктора, согласно табл. 4.2, 4.3, [1]**

Толщина стенки корпуса редуктора:

*δ* = 0,025aw + 3 = 0,025 · 425 + 3 = 13,6 ≈ 14 *мм,*

где aw– межосевое расстояние зубчатых передач редуктора.

Толщина стенки крышки редуктора:

*δ1* = 0,02аw + 3 = 0,02 · 425 + 3 = 11,5 ≈ 12 *мм.*

Толщина верхнего фланца корпуса:

*S* = (1,5…1,75) · *δ* =(1,5…1,75) ∙14 = 21…24,5 = 24 *мм.*

Толщина нижнего фланца корпуса:

*S2* = 2,35 *δ* = 2,35 ∙14 = 32,9 ≈ 33*мм.*

Толщина фланца крышки редуктора:

*S1* = (1,5…1,75) · *δ1* =(1,5…1,75) ·12 = 18…21 = 20 *мм.*

Диаметр фундаментных болтов:

*d1* = 0,072aw + 12 = 0,072 · 425 + 12 = 37,9 ≈ 39 *мм,*

Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку возле бобышек:

*d2* = (0,7…0,75) · *d1* =(0,7…0,75) ∙39 = 27,3…29,25 = 27 *мм.*

Диаметр болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки редуктора:

*d3* = (0,5…0,6) · *d1* =(0,5…0,6) ∙24 = 12…14,4 = 14*мм.*

Ширина опорной поверхности нижнего фланца корпуса:

*m* = k + 1,5 *δ* = 60 + 1,5 ∙ 14 = 81*мм.*

Толщина ребер корпуса:

*с1* = (0,8…1) · *δ* = (0,8…1) ·∙14 = 10,4…14 = 12*мм.*

**7.2 Размеры необходимые для черчения**

Минимальный зазор между колесом и корпусом:

*b* = 1,2 *δ* = 1,2 · 14 = 16,8 *мм.*

Расстояние от внутренней стенки до торца вращающейся детали:

*е1* = (1,0…1,2) **∙** *δ* = (1,0…1,2) ∙14 = 14…16,8 = 12*мм.*

Расстояние от внутренней стенки до радиального торца вращающейся детали:

*е2* = (0,5…1,0) ∙ *δ* = (0,5…1,0) ∙14 = 7,0…14 = 10*мм.*

Расстояние от окружности выступов наибольшего колеса до дна редуктора: *b0* = (0,5…10)*m* = (5…10) ∙8 = 50…80*мм.*

Размеры отверстий под подшипники редуктора принимаем в зависимости от размеров подшипника, согласно рекомендаций с. 141, [1].

Оставшиеся необходимые геометрические размеры корпуса и крышки принимаем конструктивно на основе рекомендаций с. 140-8. Эскизная компоновка редуктора

**8. Выбор шпонок и их проверочный расчет**

Выполняем проверочный расчет шпонки на смятие. Результаты расчетов сводим в таблицу 8.2.

Таблица 8.2.

Результаты проверочных расчетов шпонок на смятие

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номер вала и название шпонки |  | [σсм] |
| 2– шпонка под ведомый шкив клиноременной передачи |  | 140 |
| 2- шпонка под шестерню цилиндрической передачи I ступени |  |
| 3 – шпонка под колесо цилиндрической передачи I ступени |  |
| 3 – шпонка под шестерню цилиндрической передачи II ступени |  |
| 4 – шпонка под колесо цилиндрической передачи II ступени |  |
| 4 – шпонка под зубчатую муфту |  |

Схема шпоночного соединения

Рис. 8.1.

Для передачи крутящего момента зубчатые колеса, шкивы, муфты соединяются с валами при помощи призматических шпонок.

Геометрические размеры поперечных сечений (b, h) призматических шпонок выбираем в зависимости от диаметров валов. Длины шпонок принимаем на 5…10 *мм* меньше длин ступиц в ряду стандартных значений, приведенных в табл.5.19, [1].

В качестве материала шпонок используем – Сталь 45, нормализованную [σзм] = 140 *МПа* и [τзр] = 100 *МПа, с.* 191, [1].

Размеры сечений шпонок и пазов по ГОСТ 10748-79 выбираем из табл. 5.19, [1] и сводим в таблицу 8.1

Таблица 81

Параметры и размеры шпоночных соединений

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Номер вала и название шпонки | Диам. вала d1 мм | Мкр,Нм | Размеры шпонки, мм |
| b | h | l | t1 | t2 |
| 2– шпонка под ведомый шкив клиноременной передачи | 50 | 458,5 | 18 | 11 | 80 | 7 | 4,4 |
| 2- шпонка под шестерню цилиндрической передачи I ступени | 55 | 458,5 | 20 | 12 | 90 | 7,5 | 4,9 |
| 3 – шпонка под колесо цилиндрической передачи I ступени | 75 | 1740 | 22 | 14 | 100 | 9 | 5,4 |
| 3 – шпонка под шестерню цилиндрической передачи II ступени | 75 | 1740 | 22 | 14 | 100 | 9 | 5,4 |
| 4 – шпонка под колесо цилиндрической передачи II ступени | 130 | 6542 | 36 | 20 | 180 | 12 | 8,4 |
| 4 – шпонка под зубчатую муфту | 110 | 6542 | 32 | 18 | 150 | 11 | 7,4 |

При эскизном проектировании размещаем детали передач (шестерни и зубчатые колеса), валы, подшипники, складываем эскизную компоновку цилиндрического редуктора.

По определенном размерам зубчатых передач, валов, корпуса и крышки(см. разд. 3, 4, 5, 6,) строим на миллиметровой бумаге формата А1 эскиз коническо – цилиндрического редуктора, в масштабе 1:4. При оформлении эскиза редуктора вычерчиваем конструкцию колес и его корпуса. Подшипники и болтовые соединения вычерчиваем упрощенно.

Подшипники качения выбираются из [3], ориентируясь на диаметры валов и характер нагрузки в передачах. В нашем случае выбираем подшипники №7312, №7314, №7224. В зависимости от их номера, который вмещает сведения о типе и серии подшипника выписываем габаритные размеры, которые используем в эскизной компоновке.

Размеры крышек под подшипники редуктора принимаем в зависимости от размеров подшипников, согласно рекомендаций с. 14.1, [1].

Другие необходимые геометрические размеры принимаем конструктивно, на основе рекомендаций с. 140-143, [1].

Для расчетов промежуточного вала из компоновочного чертежа прямым измерением определяем расстояние между точками приложения сил: *l*1 = 108*мм, l2* = 184*мм* и *l3* = 156*мм*.

После согласования параметров редуктора, проверочных расчетов валов и подшипников качения, чертим общий вид 143, [1].проверочный расчет шпонок на срез. Результаты вносим в таблицу 8.3.

Таблица 8.3

Результаты проверочного расчета шпонок на срез

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Номер вала и название шпонки |  | [σсм] |
| 2– шпонка под ведомый шкив клиноременной передачи |  | 80 |
| 2- шпонка под шестерню цилиндрической передачи I ступени |  |
| 3 – шпонка под колесо цилиндрической передачи I ступени |  |
| 3 – шпонка под шестерню цилиндрической передачи II ступени |  |
| 4 – шпонка под колесо цилиндрической передачи II ступени |  |
| 4 – шпонка под зубчатуюмуфту |  |

Условия прочности на деформации смятия и срез выполняются.

Порядок построения сил выполняем в следующей последовательности:

- вычерчиваем кинематическую схему привода;

- обозначаем опоры валов латинскими буквами А, В, С, D, E, F, обозначаем точки приложения сил К1, К2, К3, К4, приводим пространственную систему координат X, Y, Z к которой осуществляется привязка действующих сил;

- выполняем построения схемы сил в точках их приложения, способность и долговечность

**9. Расчёт промежуточного вала редуктора на статическую способность и долговечность**

**9.1 Расчет вала на несущую способность**

Силы, действующие на вал во время работы редуктора:

- силы, действующие на цилиндрическую шестерню II ступени: окружная сила *Ftш* = 20470 *Н,* Радиальная сила *Frш* =7928 *Н;* Осевая сила *Faш* =7450 *Н.*

- силы, действующие на цилиндрическое колесо I ступени *Ftk* = 8651 *Н;* радиальная сила *Frk* = 3349 *Н;* осевая сила *Fак* = 3139 *Н.*

Вычерчиваем расчетную схему вала (рис.9.1) и определяем размеры между опорами и точками приложения сил (расстояние определяем по первой эскизной компоновке редуктора измерением, допустив, что силы приложенные по середине колеса и шестерни): *l1* = 108 *мм, l2* = 184 *мм*, *l3* = 156 *мм.*

Находим реакции в опорах от сил в вертикальной и горизонтальной плоскости:

- в вертикальной *х*0*у*

*ΣМF(D)* =0.

.

*RDX* = *RCX –Frш +Frk* = 7262 - 7928 + 3349 = 2683 *Н*

- в горизонтальной *z*O*x*

*ΣМF(D)* =0

*ΣМF(D)* = - *Ftш ∙(l1+l2)+ Ftk ∙l1+ Rc z (l1 + l2 +l3 ) = 0*

*RDZ* = - *Rc z + Ftш +Ftk* = - 11256 + 20470 – 8651 = 562*Н*

Выполняем построения эпюр моментов изгиба в вертикальной и горизонтальной плоскостях, суммарного крутящего момента и изгиба.

Момент изгиба в вертикальной плоскости:

в m.K3: МК3 = *RDX* · *l1* =2683 · 0,108 = 290 *Нм;*

в m.K4: МК4 = *RCX* · *l3* =7262 · 0,156 = 1132,8 *Нм;*

Момент изгиба в горизонтальной плоскости

в m.K4: МК4 = *RDz* · *l1 =* 562 · 0,108 = 61*Нм;*

Суммарный момент изгиба определяется по формуле:

в m.K3:

в m.K4:

Определяем приведенный (эквивалентный) момент в опасном сечении.

Исходя из анализа построенных эпюр моментов опасное сечение вала находится на шестерне цилиндрической передачи II ступени (точка *К4*).

Значение эквивалентного момента в m.K4:

*.*

– коэффициент, табл. 5.3., [1] для материала вала

– *сталь 40. [σ1], σ0* - допустимые напряжения для материала вала соответственно при симметричном и при пульсирующем циклах нагрузки, табл. 5.3., [1].

Определяем диаметр вала в опасном сечении:

Полученный диаметр округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда *Rа 40 ГОСТ 6636-69.* С учетом шпоночного паза принимаем *d32 = 75мм.*

Диаметр вала в этом сечении, принятый в условном расчете

*d32* = 75,0*мм,* т.е. условие выполняется.

**9.2 Расчет вала на прочность**

Для опасного сечения быстроходного вала, который имеет конструктивный концентратор напряжений – переход от меньшего диаметра к большему (между участками под подшипник и шестерню), определяем характеристики напряжений, [1], с.173- 185.

- границы выносливости:

для напряжений изгиба при симметричном цикле:

*σ*-1 = 043*σВ*=0,43 · 800 = 344 *МПа, σm* = 0 *МПа;*

для напряжений кручения при пульсирующем цикле:

*τ-1* = 0,58 *σ*-1 = 0,58 · 344 = 199,52 *МПа; τm* = *τа* =2,79 *МПа;*

-амплитуды напряжений:

при симметричном цикле:

где *МЗj* – суммарный момент изгиба в m. *К4, Нм,*

Рис. 11 .1.

*Зj* – осевой момент в сечении опор *j* – того участка вала. Для сечения в m. *К4, м3.*

где *d –* диаметр вала под подшипник,

при пульсирующем цикле:

где *W кj* – полярный момент сечения опор *j* – того участка вала. Для сечения под шпонку, м3.

Выбираем коэффициенты:

- эффективные коэффициенты конструкционных напряжений при изгибе - Кσ = 1,75, при кручении - Кτ =1,50, табл. 5.11, [1].

- масштабные коэффициенты, учитывающие снижения границы выносливости с увеличением размеров вала: при изгибе - *έσ* = 0,745; при кручении- *έr* = 0,745, табл. 5.16, [1].

- коэффициенты учитывающие свойства материалов до асимметрии цикла напряжений:

при изгибе – *ψσ*=0,02 + 2·10-4 · 800 = 0,18 *МПа;*

при кручении *- ψτ*=0,5*ψσ*= 0,5· 0,18 = 0,09 *МПа.*

Определяем коэффициент запаса прочности опасного сечения:

где *Ѕσ* и *Ѕτ* – коэффициенты запаса прочности при действии изгиба и кручения.

[*Ѕ*] *–*допустимое значениекоэффициенты запаса прочности. Для редукторных валов [*Ѕ*] ≥2,5…3,0, с.185, [1].

,

,

Условие выполняется.

**10. Расчет подшипников качения**

Исходные данные для расчета:

Диаметры вала под подшипники – 70 *мм*

Реакции в опорах: *Rсх* = 7262 *Н,* *RDX* =2683*Н,*

*RCZ=*11256*, ROZ=*562*H*

Осевые силы: *Fфш* = 7450 *Н, Fок* = 3139*Н.*

Угловая скорость: *ω3 =*18,3 *рад/с.*

Pис. 12.1

**10.1 Определение реакции в опорах**

Определяем результативную радиальную реакцию в каждой опоре вала (для схемы нагрузки):

,

где *Rпх* = *Rnz –* радиальные реакции в опоре, в горизонтальной и вертикальной плоскостях.

Индекс «п»- опора.

;

*.*

Выбираем роликовые однорядные подшипники №7314 с такими основными параметрами:

*d* = 70 мм, *D* = 150 мм, *B* = 35 *мм.*

*C* = 168 *кН* – динамическая грузоподъемность;

*С0*= 137 *кН* – статическая грузоподъемность;

*е* = 1,5*tga* =1,5 *tg*140 = 0,37.

Результирующая осевая сила:

*Fa = Fаш Fак =* 7450 –3139*=* 1713 *Н.*

Определяем по соотношению коэффициент осевой нагрузки.

Определяем составляющие осевых реакций Sп в подшипниках от радиальных реакций Rrn:для радиально-упорных шариковых подшипников:

- для опоры А:

*SC=eRrC*=0.37∙13395=4956*H;*

для опоры В:

*SD=eRrD=*0.37∙2741=1014*.0H.*

Определение осевых реакций *Rап* подшипников.

Осевые реакции определяем исходя из схемы размещения подшипников, принимаем схему – «в распор»:

Рис.10.2.

-в т. D

*ΣF=-SC+Fa+SD*=-4956+4311+1014=369*H>0.*

тогда

*RaD=Fa+SC=*4311+4956=9267*H*

-в т. С

*ΣF=-SD-Fa+SC=-*1014-4311+4956=-369*H*.>0

тогда

*RaC=SC=*4956*H.*

**10.2 Определение коэффициентов**

*V*-коэффициент оборота кольца, *V=*1,0 (вращается внутреннее кольцо);

реакции подшипников:

- для опоры С

- для опоры D

**10.3 Определение эквивалентной нагрузки**

*Pen=(X∙V∙Rrn+Y∙Ran)∙KσKT :*

- опора С: *РеС*=(1∙1∙13395+0∙4956)∙1,3∙1,0=17413,5*Н*;

- опора D: *PeD*=(0.4∙1∙2741+1.88∙9267)∙1.3∙1.0=24074*H.*

**10.4 Определяем долговечность подшипников**

,

где пi- частота вращения i-того вала, об/мин,

.

р=10/3- для роликовых подшипников.

Опора С: ч,

Опора D: ч,

Срок работы привода Lh=1∙104ч подшипники (опора С и опора D) обеспечивают.

**10.5 Выбор муфты**

Расчётный крутящий момент, который передаёт муфта в данном приводе определяется по формуле:

*Мmax=KPMн*=1,5∙6682=10023*Нм,*

где *KP* = 1,5 – коэффициент, который учитывает условия эксплуатации установки, принимаем по табл. 7.1. , [1].

Мн – номинальный крутящий момент на валу.

Выбираем зубчатую муфту МЗ 6, табл. 17.6.,[9] с такими параметрами:

*М=11800 Нм*, *dв = 105 мм, nmax=2500 об/мин.*

Геометрические размеры муфты, см. рис. 12.2.

*B = 50 мм, D=320 мм, D1=230 мм, D2=140 мм, L=255 мм.*

Размеры зацепления зубчатой муфты:

*m =4,0 мм, z=48, b=30 мм.*

Муфты зубчатые используют для соединения валов, которые передают большие крутящие моменты, где точное установление валов невозможно или возникают значительные осложнения. Зубчатые муфты отличаются компактностью и высокой выносливостью нагрузок.

Компенсирующая способность муфты достигается созданием зазоров между зубьями и приданием бочкообразной формы зубьям.

**10.6 Проверочный расчёт зубчатой муфты**

Рис. 10.5.

**11. Выбор и проверочный расчёт опор скольжения**

В качестве опор конвейера принимаем подшипники скольжения, разъёмные с двумя болтами по ГОСТ 11607-65 с чугунными вкладышами с СЧ 18 для которого определяем допустимые значения параметров: , , табл. 9.1, [8].

Конструктивные размеры корпуса выбранного подшипника определяем согласно С.594, [8] в зависимости от диаметра вала:

*dВ*=110 *мм*, *d1*=32 *мм*, *B*=130 *мм, b*=110 *мм*, *H*=200 *мм*, *h=*110 *мм*, *h1*= 40 *мм, L*=370 *мм*, *A*=310 *мм*,

*A1=*190 *мм*, *шпилька* М24х100.

Схема подшипника скольжения

Рис. 11.1.

Проверяем выбранный подшипник по двум критериям:

- условие износа ( долговечность )

,

где *F0=Ft*=28000 *H* – окружная сила, см. раздел 1.1.

- условие теплоустойчивости

где - скорость скольжения.

Оба условия выполняются, значит опоры скольжения удовлетворяют

При проверочном расчёте у зубчатых муфт рассчитывают рабочие поверхности зубов на износ (определяется граничное значение удельного давления на зубцы муфты).

где *d0* – диаметр делительного круга*, м,* *d0 = mz=*4,0∙48=192 *мм,* *b* – длина зуба зубчатой втулки, *м,* [q] – допустимое значение удельного давления для материала зубов, *МПа*, табл. 17.6, [9].

**Литература**

1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А.. Расчёт и проектирование деталей машин [Учеб. Пособие для техн. вузов]. – 3-е изд., перераб. и доп. – Х.: Основа,1991.- 276 с.: схем.
2. Расчёты деталей машин: Справ. Пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов. – 3-е изд., перераб. и доп. – Мн.: Выс. шк., 1986. – 400 с.: ил.
3. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. Пособие. Часть 1 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др.-Мн.: Выс. школа ,1982-208 с.,ил.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Справ. Пособие. Часть 2 / А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик, В.Ф. Калачев и др.-Мн.: Выс. школа ,1982-334 с.,ил.
5. Методичні вказівки для виконання курсового проекту з курсу „Деталі машин” (Розділ „Пасові передачі ”) для студентів спец. 31.11 заочної форми навчання / Гончарук О.М., Стрілець В,М., Шинкаренко І.Т., - Рівне, У||ВГ, 1990.-24 с.
6. Методические указания по выполнению курсового проекта по курсу «Детали машин» (Раздел «Расчёт закрытых зубчатых и червячных передач») для студентов специальности 1514 заочной формы обучения / Стрелец В.Н,, Шинкаренко И,Т.- Ровно, УИИВГ, 1988 – 41 с.
7. Методичні вказівки для виконання курсового проекту з курсу „Деталі машин” (Розділ „Розрахунки валів і підшипників кочення”) для студентів спец. 31.11 заочної форми навчання / Стрілець В,М., Шинкаренко І.Т., - Рівне, У||ВГ, 1990.-16 с.

С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович и др.. Курсовое проектирование деталей машин, М: Машиностроение, 1979-351