## Министерство образования и науки Украины

## Национальный аэрокосмический университет им Н.Е. Жуковского

ХАИ

Кафедра 202

Пояснительная записка к курсовому проекту

Дисциплина - “Конструирование машин и механизмов”

**Расчет и проектирование привода тяговой лебедки для транспортирования ЛА на стартовой площадке**

Исполнитель: студент группы 432

А.В. Герасимчук

Руководитель: преподаватель

Ф.Ф. Кузьминов

Харьков - 2005

**Реферат**

Страниц 52, рисунков 16, таблиц 2.

Данный проект является первой конструкторской работой. Работа является завершающим этапом в цикле базовых общетехнических дисциплин.

Основными задачами являются:

1. расширить и углубить знания, полученные при изучении предшествующих курсов;
2. усвоить принцип расчета и конструирования типовых деталей и узлов;
3. ознакомиться с ГОСТами и т.п.

В ходе курсового проекта были спроектированы привод тяговой лебедки для транспортирования ЛА по стартовой площадке, рассчитаны планетарные прямозубые цилиндрические передачи двухступенчатого цилиндрического редуктора, проведены проверочные расчеты шестерни и колеса прямозубой цилиндрической передачи, а также быстроходного и тихоходного валов, болтовых соединений.

В ходе расчетов были разработаны следующие чертежи: сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора и его основных узлов, чертеж тихоходного вала, чертеж зубчатого колеса, чертеж барабана и компоновочный чертеж привода.

Шестерня, сателлит, межосевое расстояние, модуль, делительный диаметр, условие соосности, вал, болтовое соединение, трос, водило, шлицевое соединение.

**Исходные данные**



Рис.1 – Схема привода тяговой лебедки для транспортирования ЛА на стартовой площадке

Усилие в тросе 

Окружная скорость барабана 

Режим работы .

Срок службы .

Длина троса .

Тип смазки – окунанием.

Редуктор по схеме – Л-1033.

**Содержание**

Реферат

Исходные данные

Введение

Список условных обозначений, символов, сокращений

1. Определение основных параметров сборочного узла

1.1 Определение мощности двигателя и элементов исполнительного органа

1.2 Определение разрывного усилия и выбор диаметра барабана

1.3 Определение передаточного отношения редуктора

2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи I-ой ступени

2.1 Проектировочный расчет

2.1.1 Подбор материалов

2.1.2 Определение числа циклов перемены напряжений колеса и шестерни

2.1.3 Определение допускаемых напряжений

2.1.3.1 Определение контактных допускаемых напряжений

2.1.3.2. Определение изгибных допускаемых напряжений

2.1.3.3 Определение предельных допускаемых напряжений

2.1.4 Определение коэффициентов расчетной нагрузки

2.1.5Определение начального (делительного) диаметра шестерни

2.1.6 Определение модуля зацепления

2.2 Проверочный расчет

2.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость

2.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

2.2.3 Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

2.2.4 Определение геометрических и других размеров колеса и шестерни

3. Расчет прямозубой цилиндрической передачи II-ой ступени.

3.1 Проектировочный расчет

3.1.1 Подбор материалов

3.1.2 Определение числа циклов перемены напряжений колеса и шестерни

3.1.3 Определение допускаемых напряжений

3.1.3.1 Определение контактных допускаемых напряжений

3.1.3.2 Определение изгибных допускаемых напряжений

3.1.3.3 Определение предельных допускаемых напряжений

3.1.4 Определение коэффициентов расчетной нагрузки

3.1.5Определение начального (делительного) диаметра шестерни

3.1.6 Определение модуля зацепления

3.2 Проверочный расчет

3.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость

3.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

3.2.3 Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

3.2.4 Определение геометрических и других размеров колеса и шестерни

4. Расчет барабана

5. Проектировочный и проверочный расчет некоторых деталей и узлов

5.1 Тепловой расчет

### 5.2 Проверка по критерию "теплостойкость"

# 5.3 Расчет валов [6]

## 5.3.1 Расчет валов на сложное сопротивление

5.3.2 Расчет валов на выносливость[1]

5.3.2.1 Расчет быстроходного вала на выносливость

5.3.2.2 Расчет тихоходного вала на выносливость

# 5.4 Расчет подшипников на долговечность.

5.5 Расчет шпоночного соединения

## 5.6 Проверочный расчет болтового соединения

5.7 Расчет корпуса редуктора

# 6. Компоновка и разработка чертежа редуктора

# Заключение

# Список используемой литературы

# **Введение**

Редукторами называются механизмы, состоящие из передач зацепления с постоянным передаточным отношением, заключенные в отдельный корпус и предназначенные для понижения угловой скорости выходного вала по сравнению с входным. Редуктор - неотъемлемая составная часть современного оборудования.

В приводах общемашиностроительного назначения, разрабатываемых при курсовом проектировании, редуктор является основным и наиболее трудоемким узлом.

Основная цель этого курсового проекта по технической механике – привить студенту навыки конструкторского труда: умение самостоятельно, на основании заданной схемы, выбрать конструкцию механизма, обосновать ее расчетом и конструктивно разработать на уровне технического проекта.

**Список условных обозначений, символов, сокращений**

 - эффективная мощность, кВт;

 - мощность двигателя, кВт;

- диаметр троса, мм;

 - диаметр барабана, мм;

 - передаточное отношение;

 - крутящий момент, Нмм;

 - допускаемое контактное напряжение, МПа;

 - изгибное допускаемое напряжение, МПа;

 - делительный диаметр, мм;

 - модуль зацепления;

 - межосевое расстояние, мм;

 - диаметр вершин зубьев, мм;

 - диаметр впадин зубьев, мм;

 - ширина зубчатого венца, мм;

 — базовое число циклов перемены напряжений;

 — расчетное число циклов перемены напряжений;

 — запас прочности по нормальным напряжениям;

 — запас прочности по касательным напряжениям;

 — общий запас прочности;

 — окружная сила, H;

 — радиальная сила, H.

**1. Определение основных параметров сборочного узла**

## **Определение мощности двигателя и элементов исполнительного органа**

### Мощность двигателя определяется, как

,

- КПД редуктора, находится по формуле:



где  - КПД муфты,

 - КПД подшипника,

 - КПД зубчатой передачи,

 - КПД на перемешивания масла.

Частота вращения магнитного поля, создаваемого статором электродвигателя:

,

где  - число пар полюсов электродвигателя,

- частота сети, .

Подбираем двигатель по :

. Тип двигателя 4АМ112М4У3.

Частота вращения с учетом скольжения .

  , .

## **Определение разрывного усилия и выбор диаметра барабана**

Определяем разрывающее усилие на тросе с коэффициентом запаса :

.

#### По определяем диаметр троса:

#### Канат стальной по ГОСТ 3067-74. Маркировочная группа по временному сопротивлению разрыву .

##### Расчетное разрывное усилие суммарное всех проволок в канате

##### .

Диаметр каната .

Диаметр центральной проволоки: 7 проволок .

Диаметр проволоки в слоях: 126 проволок .

Расчетная площадь сечения всех проволок .

Расчетная масса 1000м смазанного каната .

Определяем диаметр барабана тяговой лебедки:



Из конструктивных соображений принимаем .

**1.3 Определение передаточного отношения редуктора**

Линейная скорость вращения барабана определяется по формуле:

.

Откуда определяем частоту вращения барабана:

.

Истинное передаточное отношение редуктора находим по формуле:

.

##### Разбиваем передаточное отношение на ступени

,

где  - передаточное отношение первой цилиндрической ступени;

 - передаточное отношение второй цилиндрической ступени.

**2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи 1-ой ступени**

Привод от электродвигателя



Мощность, подводимая к валу шестерни .

Частота вращения шестерни .

Срок службы .

Принимаем число зубьев шестерни равное .

По заданному передаточному отношению вычисляем число зубьев шестерни:

.

Определяем частоты вращения и угловые скорости валов:

* + ведущего:

 

* + ведомого:

 .

**2.1 Проектировочный расчет**

**2.1.1 Подбор материалов**

### Таблица 1

### Принятые материалы для колеса и шестерни I-ой ступени

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термо-  обработка |  |  | Твердость сердцевины | Твердость поверхности не менее | Базовое число циклов |
| шестерня | поковка | 40ХН | Улучше-  ние | 850 | 750 | HB 230-305 | HRС45-48 |  |
| колесо | -//-// | -//-//- | -//-//- | -//-//- | -//-//- | -//-//- | HRC40-45 |  |

**2.1.2 Определение числа циклов перемены напряжений колеса и шестерни**

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

****

****

где  и  - количество контактов зубьев шестерни и колеса соответственно за один оборот (принимаем их равными 1).

**2.1.3 Определение допускаемых напряжений**

**2.1.3.1 Определение контактных допускаемых напряжений**

**,**

где  - предел контактной выносливости



 - коэффициент безопасности для поверхностно-уплотненных зубьев (цементация) равен 1,1.

 - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности сопряженных зубьев, принимают в зависимости от класса шероховатости: для 5-го класса - .

 - коэффициент долговечности, так как  и  то



Принимаем окружную скорость , тогда для открытых передач  для  .



.

В качестве расчетного значения принимаем .

* + - 1. **Определение изгибных допускаемых напряжений**

,

так как  и , то .

Коэффициент безопасности при работе зубьев на изгиб

,

где  - коэффициент, учитывающий нестабильность свойств материала зубчатого колеса и степень ответственности передачи;

(для поковок) - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки колеса.

Тогда

.

 - коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности зуба. Для шлифованных и фрезерованных зубьев при классе шероховатости не ниже 4-го .

 - коэффициент, учитывающий упрочнение переходной поверхности зуба. При отсутствии упрочнения .

 - коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки:  - при работе зубьев одной стороной

 по 

.

редуктор привод тяговый лебедка

* + - 1. **Определение предельных допускаемых напряжений**



.

* + 1. **Определение коэффициентов расчетной нагрузки**

# Коэффициенты расчетной нагрузки соответственно при расчетах на контактную и изгибную выносливость

# ,

где  и  - коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий ;

 - коэффициенты динамичности нагрузки .

**2.1.5 Определение начального (делительного) диаметра шестерни**



где  по- коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

 - для стальных колес при 20-градусном зацеплении без смещения рекомендуется принимать при расчете прямозубых цилиндрических передач.

Вращающий момент на валу колеса:

.

Таким образом,

.

Из конструктивных соображений принимаем .

**2.1.6 Определение модуля зацепления**

.

Округляя это значение до ближайшего стандартного по ГОСТ9563-60, получаем .

Межосевое расстояние

.

Тогда

,

.

**2.2 Проверочный расчет**

**2.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,

где

 - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Уточняем окружную скорость:

.

Уточняем коэффициент расчётной нагрузки:

,

где

 - удельная окружная динамическая сила;

 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев;

 - коэффициент, учитывающий влияние разности основных шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;

 - удельная расчётная окружная сила в зоне наибольшей концентрации;

 - полезная окружная сила;

 - радиальная сила;

 - ширина зубчатого венца.

Cледовательно,

;

;

.

Определю удельную расчётную окружную силу:

,

,

таким образом, недогрузка 3,9%.

**2.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определю коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 80,8<84 проверяем зуб шестерни:

.

,

где  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при 5-й степени точности

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

.

**2.2.3 Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки**

Проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома.

,

.

2.2.4 Определение геометрических и других размеров колеса и шестерни

- диаметр вершин зубьев:

,

,

- диаметр впадины зубьев:

,

.

, .

Определяем диаметр отверстия под вал в колесе:

,

,

где .

Принимаем из конструктивных соображений .

**3. Расчет планетарной прямозубой цилиндрической передачи II-ой ступени**

Привод от электродвигателя

.

Мощность, подводимая к валу шестерни .

Частота вращения шестерни .

Срок службы .

Принимаем число зубьев шестерни равное .

По заданному передаточному отношению вычисляем число зубьев шестерни:

.

Определяем частоты вращения и угловые скорости валов:

* + ведущего:

 

* + ведомого:

 .

**3.1 Проектировочный расчет**

**3.1.1 Определение числа циклов перемены напряжений колеса и шестерни**

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

****

****

где  и  - количество контактов зубьев шестерни и колеса соответственно за один оборот (принимаем их равными 1).

**3.1.2 Определение начального (делительного) диаметра шестерни**



где  по- коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

 - для стальных колес при 20-градусном зацеплении без смещения рекомендуется принимать при расчете прямозубых цилиндрических передач.

Вращающий момент на валу колеса:

.

Таким образом,

.

Из конструктивных соображений принимаем .

**3.1.3 Определение модуля зацепления**

.

Округляя это значение до ближайшего стандартного по ГОСТ9563-60, получаем .

Тогда

,

.

Межосевое расстояние

.

**3.2 Проверочный расчет**

**3.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,

где

 - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев;

 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

Уточняем окружную скорость:

.

Уточняем коэффициент расчётной нагрузки:

,

где

 - удельная окружная динамическая сила;

 - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев;

 - коэффициент, учитывающий влияние разности основных шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;

 - удельная расчётная окружная сила в зоне наибольшей концентрации;

 - полезная окружная сила;

- радиальная сила;

 - ширина зубчатого венца.

Cледовательно,

;

;

.

Определю удельную расчётную окружную силу:

,

,

таким образом, недогрузка 8,6%.

**3.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определю коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 76,5<82,9 проверяем зуб шестерни:

.

,

где

 - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при 5-й степени точности

;



;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев

.

**3.2.3 Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки**

Проверка на перегрузку, на предотвращение пластической деформации или хрупкого излома.

,

.

3.2.4 Определение геометрических и других размеров колеса и шестерни

- диаметр вершин зубьев:

,

,

- диаметр впадины зубьев:

,

.

, ;

.

Определяем диаметр отверстия под вал в колесе:

,

,

где

.

Принимаем из конструктивных соображений .

4. Расчет барабана

Барабаны изготавливаем в виде цилиндра из стали 15Л. Как орган навивки гибкого элемента – троса, барабан нарезается по винтовой линии и содержит желоб, соответствующий виду гибкого органа.





Срок службы каната значительно увеличивается, если он укладывается на барабан в один слой в специально предназначенный для него желоб полукруглого профиля радиусом

,

где  - диаметр каната.

# Шаг нарезки канавки определяется по формуле:



Длина нарезанной части  барабана при однослойной навивке одного троса

,

где - число витков, определяемое по формуле

;

 - длина троса;

- число несматываемых витков, равное двум.

Из конструктивных соображений общую длину барабана принимаем , так как трос можно наматывать на барабан в несколько слоев.

Максимальное напряжение в опасном сечении барабана получается в результате совместного действия изгиба, кручения и сжатия. Трос, навитый при постоянном натяжении на барабан, сжимает его стенки радиальными силами давления. Максимальная величина напряжения сжатия

,

где  - максимальное натяжение каната;

- минимальная толщина стенки барабана.

При предварительных расчетах часто пользуются эмпирическими формулами для определения :

.

Так как , то принимаем .

Допускаемые напряжения сжатия для стали 15Л .

Таким образом

.

Для крепления используются планки, прижимаемые болтами. Наличие в планке продольного трапециидального выреза с углом  увеличивает силу трения.

Сила трения  на поверхности соприкосновения каната с барабаном и планками должна равняться или превышать силу  натяжения в закрепленном его конце

.

Так как

,

,

,

,

,

где  - коэффициент трения;

- наименьший угол обхвата барабана в радианах ( при );

- принимаем из конструктивных соображений.

Таким образом, получаем

.

Осевое усилие, нагружающее болт, равно

,

где  - число болтов.

Напряжение в сечении по внутреннему диаметру  болта

,

где

 - изгибающий момент;

 - коэффициент, учитывающий скручивание тела болта моментом.

Для Ст. 4 принимаю .

В приближенном расчете принимаем . Тогда

.

Так как мы не учитывали действие нагрузки , то из конструктивных соображений принимаем  и делаем проверку:

.

По ГОСТ 7798-70 принимаем .

Подбор шпонки: принимаю призматическую шпонку с размерами

 ГОСТ 23360-78

потребная длина шпонки определяется из условия прочности шпоночного соединения на смятие:

.

Из конструктивных соображений принимаем .

**5. Проектировочный и проверочный расчет некоторых деталей и узлов**

**5.1 Тепловой расчет**

Необходимо провести проверку температуры масла  в редукторе, которая не должна превышать допускаемую . Температура воздуха вне корпуса редуктора . Температура масла  в корпусе цилиндрической передачи при непрерывной работе без искусственного охлаждения определяется по формуле:

,

где  - площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора;

=9…17Вт/()- коэффициент теплопередачи.

<.

Принимаем масло И-40А ГОСТ 20799-75.

### **5.2 Проверка по критерию "теплостойкость"**

Определение количества тепла, образующегося вследствие потерь мощности.

,

где η=0,87% – КПД редуктора;

 – мощность на ведущем вале:

.

Таким образом,

.

# **5.3 Расчет валов [6]**

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция вала являются достаточная прочность, обеспечивающая нормальную работу зацеплений и подшипников; технологичность конструкции и экономию материала. В качестве материала для валов используют углеродистые и легированные стали.

Расчет вала выполняется в четыре этапа:

* Ориентировочный расчет на кручение (было проведено выше);
* Расчет на сложное сопротивление (кручение, изгиб);
* Расчет на выносливость.

За материал валов принимаем сталь 12ХН3А, с характеристикой:

- временное сопротивление разрыву;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения;

-коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

## **5.3.1 Расчет валов на сложное сопротивление**

Для расчета вала на сложное сопротивление необходимо составить его расчетную схему:

- разметить точки, в которых расположены условные опоры;

- определить величину и направление действующих на вал сил: окружной , радиальной , осевой . А также точки их приложения. Поскольку на валы не действуют осевые силы, то .

Расчет тихоходного вала:



Рис.4 – Расчетная схема тихоходного вала на сложное сопротивление

Длины расчетных участков находятся после предварительного проектирования:



Реакции опор для входного вала:







Определим реакции опор:



.

.

.

Построим эпюры моментов для тихоходного вала:

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

.



.



Рис.5 – Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости для тихоходного вала

Максимальный изгибающий момент действует в сечении III –

.

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

.

.

Максимальный изгибающий момент действует в сечении II –.



Рис.6 – Эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости для тихоходного вала

Построим эпюру крутящего момента для быстроходного вала





Рис.7 – Эпюра крутящего момента для тихоходного вала

Приведенный момент

****

Максимальный приведенный момент

**;**

**.**

Наиболее опасным является третье сечение



Рис.8 – Эпюра приведенного момента для тихоходного вала

Расчет промежуточного вала:



Рис.9 – Расчетная схема промежуточного вала на сложное сопротивление

Длины расчетных участков находятся после предварительного проектирования:



Реакции опор для промежуточного вала:

 

 

Определим реакции в опорах:



.

.

.

Построим эпюры моментов для тихоходного вала:

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости:

.







Рис.10 – Эпюра изгибающего момента в горизонтальной плоскости для промежуточного вала

Максимальный изгибающий момент действует в сечении III – .

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

.



.

Максимальный изгибающий момент действует в сечении III –



Рис.11 – Эпюра изгибающего момента в вертикальной плоскости для промежуточного вала

Построим эпюру крутящего момента для быстроходного вала.





Рис.12 – Эпюра крутящего момента для промежуточного вала

Приведенный момент

****

Максимальный приведенный момент

**;**

**.**

Наиболее опасным является третье сечение



Рис.13 – Эпюра приведенного момента для промежуточного вала

**5.3.2 Расчет валов на выносливость[1]**

Для примера будем рассчитывать быстроходный и тихоходный вал.

**5.3.2.1 Расчет быстроходного вала на выносливость**

Определим коэффициент запаса прочности  быстроходного (рис.14) вала двухступенчатого цилиндрического редуктора



Рис.14 – Расчетная схема быстроходного вала на выносливость

1. а) Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении I-I. Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена наличием шестерни. Находим эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении от шестерни. При

, ;

масштабный коэффициент для вала  ; коэффициент состояния поверхности при шероховатости

 .

Эффективный коэффициент концентрации напряжений для данного сечения вала при изгибе и кручении в случае отсутствия технологического упрочнения:



б) Находим запас прочности для касательных напряжений.

Напряжение кручения



Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

.

Запас прочности для касательных напряжений 



2. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала в сечении II-II, вызванные посадкой внутреннего кольца подшипника на вал. Для вала с , .

Определяем запас прочности для касательных напряжений:

,

## здесь напряжение кручения:

## ,

## амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

## 

## **5.3.2.2 Расчет тихоходного вала на выносливость**

Определим коэффициент запаса прочности  тихоходного (рис.15) вала двухступенчатого цилиндрического редуктора.



Рис.15 – Расчетная схема тихоходного вала на выносливость

1.а) Проверяем запас прочности по пределу выносливости в сечении I-I. Концентрация напряжений в этом сечении обусловлена наличием шпоночного паза. Находим эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении от шпоночного паза.

При , ; масштабный коэффициент для вала  ; коэффициент состояния поверхности при шероховатости  . Эффективный коэффициент концентрации напряжений для данного сечения вала при изгибе и кручении в случае отсутствия технологического упрочнения:



б) Находим запас прочности для касательных напряжений.

Напряжение кручения

.

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

.

Запас прочности для касательных напряжений 

.

2. Определяем эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении вала в сечении II-II, вызванные посадкой внутреннего кольца подшипника на вал. Для вала с , .

Определяем запас прочности для касательных напряжений:

,

## здесь напряжение кручения:

## ,

## амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

## .

## **5.4 Расчет подшипников на долговечность**

Основные критерии работоспособности подшипников качения – его динамическая и статическая грузоподъемности. Метод подбора по динамической грузоподъемности применяют в случаях, когда частота вращения кольца превышает .

Исходя из конструкции механизма, подбираем:

1) шариковый радиальный однорядный подшипник (дет.32) номер 206 ГОСТ 8338-75:



Необходимо обеспечить номинальную долговечность  при условии, что  

а) Выбираем коэффициенты X и Y. Отношение



этому соответствует [7, табл. 12.26] .

Поскольку , то .

б) Определяем эквивалентную нагрузку

.

в) Определяем расчетную долговечность по формуле:

,

где  - показатель степени:  - для шарикоподшипников;  - для роликоподшипников.

Такая расчетная долговечность приемлема

2) шариковый радиальный однорядный подшипник (дет.33) номер 210 ГОСТ 8338-75:



Необходимо обеспечить номинальную долговечность  при условии, что  

а) Выбираем коэффициенты X и Y.

Отношение  этому соответствует [7, табл. 12.26] . Поскольку , то .

б) Определяем эквивалентную нагрузку

.

в) Определяем расчетную долговечность по формуле:

,

где  - показатель степени:  - для шарикоподшипников;  - для роликоподшипников.

Такая расчетная долговечность приемлема

**5.5 Расчет шпоночного соединения**

Принимаем на быстроходном валу призматическую шпонку с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (дет.39). Выбранную шпонку проверяем на смятие:

,

где - передаваемый момент;

 - диаметр вала;

 - допускаемое напряжение на смятие: при стальной ступице и спокойной нагрузке ; при чугунной – вдвое меньше. В случае неравномерной или ударной нагрузки  на 25-40% ниже.

Проверим на смятие призматические шпонки на промежуточном валу.

а) призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (дет.36):

.

Проверим на смятие призматические шпонки на тихоходном валу.

а) призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (дет.37):

.

б) призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78 (дет.38):

.

## **5.6 Проверочный расчет предварительно затянутого болтового соединения фланцев крышек редуктора**



Рис.16 – Схема болтового соединения корпуса редуктора

Исходя из конструктивных соображений, выбираем:

- резьба: ;

- болт: ;

- гайка: .

Для болта выбираем материал сталь 45 –

,,

соединяемые детали изготовлены из СЧ 15-32 –

.

Определяем гибкость болта и детали по следующим зависимостям:

,

где



деформированная длина болта

,

Где

 - площадь поперечного сечения эквивалентного цилиндра с наружным диаметром

,

и внутренним 

.

Определяем ряд вспомогательных коэффициентов:

 - коэффициент основной нагрузки

 - коэффициент запаса усталостной прочности.

;;

(резьба болта со срезом впадин по прямой).

- амплитудное напряжение в болте;

;

, ;





Прочность болтового соединения обеспечена.

**5.7 Расчет корпуса редуктора**

Толщина стенок корпуса редуктора:

для редукторов с силовой крышкой

.

Принимаем .

Толщина ребер жесткости в сопряжении со стенкой корпуса редуктора:

.

Диаметр фундаментных болтов крепления редуктора к раме:

.

Принимаем .

Толщина фундаментальных лап:

.

Количество фундаментальных болтов:

, но не менее 4,

где  - длина редуктора,

 - ширина редуктора.

Диаметр болтов (соединяющих крышки редуктора):

.

Принимаем .

Толщина фланцев корпуса редуктора: .

Расстояние от стенки корпуса до края фланца фундаментальных лап

.

Расстояние от края фланца до оси болта

.

Расстояние между осями болтов для крепления крышки редуктора к корпусу

.

Толщина подъемных ушей корпуса:

.

**6. Компоновка и разработка чертежа редуктора**

Размеры валов и подшипников в значительной мере определяются компоновочными размерами прямозубых цилиндрических передач, взаимным расположением агрегатов привода, заданными габаритными размерами привода.

Поэтому после расчета передач и установленных размеров их основных деталей приступают к составлению компоновочных чертежей узлов, агрегатов и всего привода.

Компоновка привода определяется его назначением, предъявленными к нему требованиями, зависит от компоновки отдельных агрегатов.

**Заключение**

В данной курсовой работе в соответствии с полученным заданием спроектирован двухступенчатый цилиндрический редуктор как составная часть привода тяговой лебедки для транспортирования ЛА по стартовой площадке.

В результате проектировочных расчетов получены конкретные параметры деталей механизма, участвующих в передаче движения, таких как: колесо, шестерня, тихоходный, промежуточный и быстроходный валы, крышки редуктора и т.д.

Детали корпуса изделия, крепления и другие элементы разработаны конструктивно. Произведен подбор стандартных деталей крепежа.

**Список используемой литературы**

1. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин, Х.: Основа, 1991, 276с.

2. Анурьев В.И. «Справочник конструктора-машиностроителя» (3 тома). М.,1980.

3. Бейзедьман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. ”Подшипники качения” (справочник),М. “Машиностроение”,1975, 574с.

4. Иванов М.Н. Детали машин. Учебн.М.: Высшая школа, 1984, 336с.

5. Чернин И.М., Кузьмин А.В., Ицкович Г.М. «Расчеты деталей машин» (справочное пособие). Издание 2-е, переработанное и дополненное. – Минск: «Высшая школа», 1978 – 472с.

6. Чернавский С.А., Снесарев Г.А., Боков К.Н. «Проектирование механических передач». Учебно-справочное пособие по курсовому проектированию механических передач. Издание пятое, переработанное и дополненное. – Москва: «Машиностроение», 1984 – 560с.