МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського

«Харківський авіаційний інститут»

Привід тягової лебідки

Пояснювальна записка до курсової роботи

з дисципліни «Конструювання машин і механизмів»

ХАІ**.**202**.**235**.**08В**.**07002241**.**ПЗ

Виконав студент гр. 235

Білоног І.

Керівник доцент

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_В.І. Назін

Нормоконтролер ст. викладач

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ В.І. Назін

2008

**Реферат**

Страниц 69, рисунков 6, таблиц 4.

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 ленточного конвейера, рассчитаны планетарные прямозубые цилиндрические передачи двухступенчатого цилиндрического редуктора, проведены проверочные расчеты шестерни и колеса прямозубой цилиндрической передачи, шлицевого и шпоночного соединения, быстроходного и тихоходного валов, болтовых соединений, подобраны соединительные муфты и разработана система смазки механизма.

В ходе расчетов были разработаны следующие чертежи: сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора и его основных узлов, чертеж быстроходного вала, чертеж вала-шестерни, чертёж сателлита, чертёж втулки, чертеж барабана и компоновочный чертеж привода.

**Исходные данные**

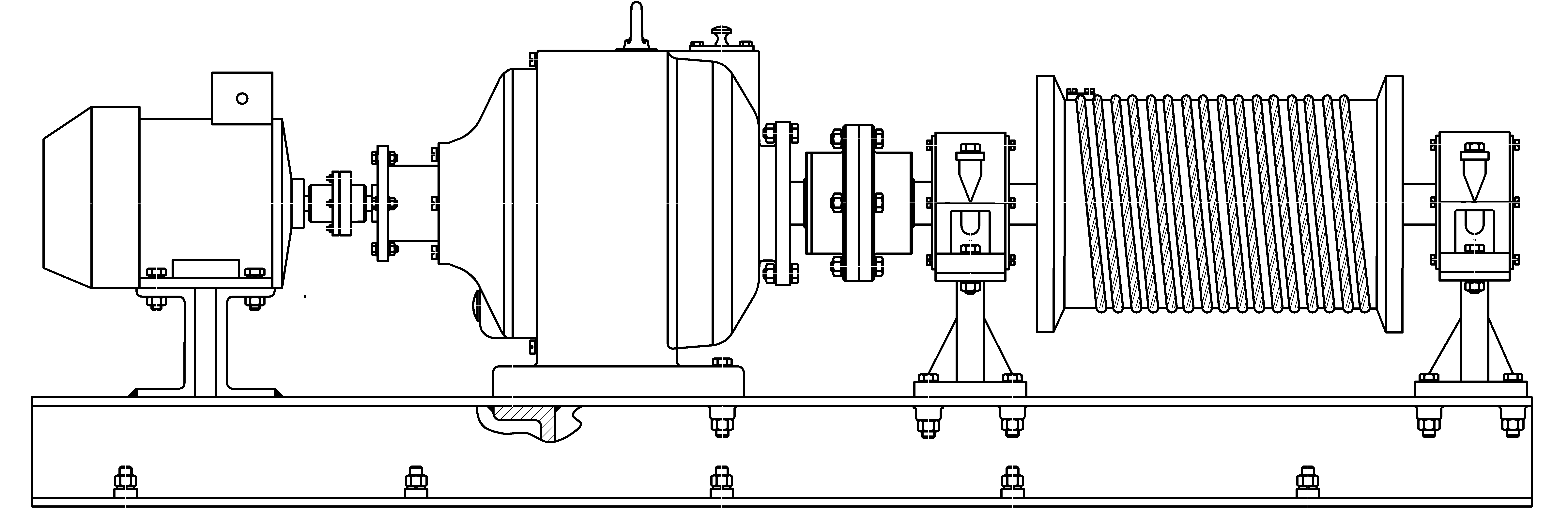


Рисунок 1 – Схема привода тяговой лебедки

Усилие на канат .

Окружная скорость барабана .

Срок службы .

Тип смазки – окунанием.

# **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,

Подбираем двигатель по :

. Тип двигателя 4АM132S6У3.

Номинальная частота вращения .

## 

## **1.2 Определение диаметра барабана**

Определяем усилие разрушения каната:

,

где F-усилие приложенное к тросу, Н;

k-коэффициент запаса прочности троса.



Таким образом выбираем стальной канат 9,8-Г-В-Н-Т-1470 ГОСТ 3062-80 с допускаемым разрывным усилием 77500Н.

Выбираем стальной трос с dкан =9,8 мм.

Далее по зависимости найдем диаметр барабана:

.

Линейная скорость вращения барабана определяется по формуле:

.

Откуда определяем частоту вращения барабана:



**1.3Определение передаточного отношения редуктора**

Истинное передаточное отношение редуктора находим по формуле:

.

##### Разбиваем передаточное отношение на ступени



где  - передаточное отношение первой ступени;

 - передаточное отношение второй ступени.

**2. Расчет первой ступени планетарной прямозубой цилиндрической передачи**

Мощность, подводимая к валу шестерни .

Частота вращения шестерни .

 - частота вращения ведомого вала (водила),

 - число контактов вращения,

- количество сателлитов, cрок службы  непрерывный режим работы.

Принимаем число зубьев шестерни равное .

По заданному передаточному отношению определяем количество зубьев:



где  - целое число.

Проверим выполняется ли условие передаточного отношения планетарного механизма схемы .

.

Проверим условие сборки



Условие сборки выполняется.

Проверим условие соосности:



Проверим условие соседства:



Определяем частоты вращения и угловые скорости валов:

* + ведущего:

* + ведомого:

 .

**2.1 Проектировочный расчет**

**2.1.1 Подбор материалов**

### Принятые материалы

Таблица 2.1 – Механические характеристики материала

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термо-  обработка |  |  | Твердость сердцевины | Твердость поверхности не менее | Базовое число циклов |
| Шестерня | поковка | 12Х2Н4А | Цемен- тация | 1200 | 1000 | HB 280-400 | HRС65 |  |
| Сателлит | поковка | 12ХН3А | Цемен- тация | 1000 | 850 | HB 260-400 | HRC63 |  |

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

Относительная частота вращения шестерни и колеса:

;

.

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

******

******

где  и  - количества контактов зубьев шестерни и колеса.

**2.1.3 Определение допускаемых напряжений**

Определение контактных допускаемых напряжений

***.***

Предел контактной выносливости:



Коэффициент безопасности  для поверхностно-уплотненных зубьев (цементация) равен 1,2.

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

Так как  и , то  - коэффициент долговечности.

Принимаем окружную скорость , тогда для передач  для  .

Коэффициент , учитывающий влияние смазки.

Коэффициент , учитывающий влияние перепада твёрдостей материалов сопряжённых поверхностей зубьев.



.

В качестве расчетного принимаем .

**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 шерховатости не ниже 4-го .

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

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

.

**Определение предельных допускаемых напряжений**



.

**2.1.4 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 колеса**



где  по- коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

.

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



.

**2.1.6 Определение модуля зацепления**

.

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

Тогда

,

,

.

Межосевое расстояние

.

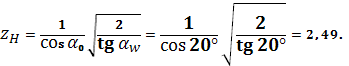
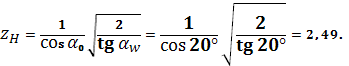
**2.2 Проверочный расчет**

**2.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,



где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления.



коэффициент учитывающий суммарную длину контактных линий



Ширина шестерни



Принимается



Уточнение значения



Так как изменилась мало, то остается неизменным.



 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Уточняем окружную скорость:

.

удельная окружная динамическая сила:



где коэффициенты который учитывает влияние модификации профиля и вида зубьев;



коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса.



Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку:



где коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,



Окружная сила на делительном цилиндре:



Коэффициент нагрузки:

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,



Сравнение действующих контактных напряжений с допускаемыми:



**2.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 150<164,4 проверяем зуб шестерни:



,

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

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Таким образом,

.

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

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

,

.

**3. Проектировочный расчет**

**3.1 Подбор материалов**

### Принятые материалы

Таблица 3.1 – Механические характеристики материала

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термообработка |  |  | Твердость сердцевины | Твердость поверхности не менее |
| Сателлит | поковка | 12ХН3А | Цемен- тация | 1000 | 850 | HB 260-400 | HRC63 |
| Венец | поковка | 12ХН3А | Цемен- тация | 1000 | 850 | HB 260-400 | HRC58 |

**3.2 Определение числа циклов перемены напряжений сателлита  и венца **

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

******

******

где  и  - количества контактов зубьев саптеллита и венца.

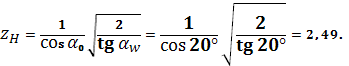
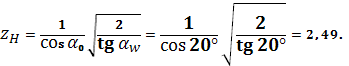
**3.3 Проверочный расчет**

**3.3.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,



где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления.



коэффициент учитывающий суммарную длину контактных линий



Ширина сателита



Уточнение значения



Так как изменилась мало, то остается неизменным.



 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Уточняем окружную скорость:

.

удельная окружная динамическая сила:



где коэффициенты который учитывает влияние модификации профиля и вида зубьев;



коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса.



Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку:



где коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,



Окружная сила на делительном цилиндре:

Коэффициент нагрузки:

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,



**3.3.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 150<164,4 проверяем зуб шестерни:



,

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

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Таким образом,

.

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

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

,

.

4. Определение геометрических и других размеров всех зубчатых колес первой ступени

- диаметр вершин зубьев:

,

,

.

- диаметр впадины зубьев:

,

,

.

- межцентровое расстояние:

.

**5. Расчет второй ступени планетарной прямозубой цилиндрической передачи **

Частота вращения шестерни .

 - частота вращения ведомого вала (водила),

 - число контактов вращения,

- количество сателлитов, cрок службы  непрерывный режим работы.

Передаточное отношение планетарно механизма равно: .

Определяем количество зубьев:



где  - целое число.

Проверим выполняется ли условие передаточного отношения планетарного механизма схемы .

.

Проверим условие сборки



Условие сборки выполняется.

Проверим условие соосности:



Проверим условие соседства:



**5.1 Проектировочный расчет**

**5.1.1 Подбор материалов**

### Принятые материалы

Таблица 5.1 – Механические характиристики материала

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термообработка |  |  | Твердость сердцевины | Твердость поверхности не менее | Базовое число циклов |
| Шестерня | поковка | 12Х2Н4А | Цементация | 1200 | 1000 | HB 280-400 | HRС65 |  |
| Сателлит | поковка | 12ХН3А | Цементация | 1000 | 850 | HB 260-400 | HRC63 |  |

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

Относительная частота вращения шестерни и колеса:

;

.

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

******

******

где  и  - количества контактов зубьев шестерни и колеса.

**5.1.3 Определение допускаемых напряжений**

Определение контактных допускаемых напряжений

***.***

Предел контактной выносливости:



Коэффициент безопасности  для поверхностно-уплотненных зубьев (цементация) равен 1,2.

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

Так как  и , то  - коэффициент долговечности.

Принимаем окружную скорость , тогда для открытых передач  для  .

Коэффициент , учитывающий влияние смазки.

Коэффициент , учитывающий влияние перепада твёрдостей материалов сопряжённых поверхностей зубьев.



.

В качестве расчетного принимаем .

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

.

Определение предельных допускаемых напряжений



.

**5.1.4 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 .

**5.1.5 Определение начального (делительного) диаметра колеса**



где  по- коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра;

.

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



.

**5.1.6 Определение модуля зацепления**

.

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

Тогда

,

,

.

Межосевое расстояние

.

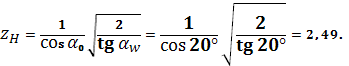
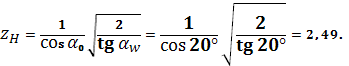
**5.2 Проверочный расчет**

**5.2.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,



где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления.



коэффициент учитывающий суммарную длину контактных линий



Ширина шестерни



Принимается



Уточнение значения



Так как изменилась мало, то остается неизменным.



 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Уточняем окружную скорость:

.

удельная окружная динамическая сила:



где коэффициенты который учитывает влияние модификации профиля и вида зубьев;



коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса.



Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку:



где коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,



Окружная сила на делительном цилиндре:



Коэффициент нагрузки:

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,



Сравнение действующих контактных напряжений с допускаемыми:



**5.2.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 150<164,4 проверяем зуб шестерни:



,

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

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Таким образом,

.

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

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

,

.

**6. Проектировочный расчет**

**6.1 Подбор материалов**

### Принятые материалы

Таблица 6.1 – Механические характиристики материала

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термообработка |  |  | Твердость сердцевины |
| Сателлит | поковка | 12ХН3А | Цемен- тация | 1000 | 850 | HB 260-400 |
| Венец | поковка | 12ХН3А | Цемен- тация | 1000 | 850 | HB 260-400 |

**6.2 Определение числа циклов перемены напряжений сателлита  и венца **

Числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса:

******

******

где  и  - количества контактов зубьев саптеллита и венца.

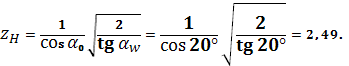
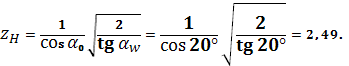
**6.3 Проверочный расчет**

**6.3.1 Проверка передачи на контактную выносливость**

,



где - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления.



коэффициент учитывающий суммарную длину контактных линий



Ширина сателита



Уточнение значения



Так как изменилась мало, то остается неизменным.



 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

Уточняем окружную скорость:

.

удельная окружная динамическая сила:



где коэффициенты который учитывает влияние модификации профиля и вида зубьев;



коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса.



Коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку:



где коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку,



Окружная сила на делительном цилиндре:

Коэффициент нагрузки:

где коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями,



**6.3.2 Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость**



Определяем коэффициенты формы зубьев шестерни и колеса:

 для 

 для 

, ,

так как 150<164,4 проверяем зуб шестерни:



,

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

; ;

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев.

Таким образом,

.

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

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

,

.

7. Определение геометрических и других размеров всех зубчатых колес первой ступени

- диаметр вершин зубьев:

,

,

.

- диаметр впадины зубьев:

,

,

.

- межцентровое расстояние:

.

**8. Проектирование и расчёт на прочность валов и осей**

**8.1 Проектирование валов**

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 три этапа:

1. Ориентировочный расчет на кручение ;
2. Расчет на статическую прочность ;
3. Расчет на выносливость (основной расчёт).

За материал валов принимаем сталь 12ХН3А, с характеристикой:

- временное сопротивление разрыву;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба;

- предел текучести;

- предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения;

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

## **8.1.1 Проектировочный расчёт валов**

Предварительный расчет валов состоит в определении диаметров из условия изгибной прочности.

Определяем крутящий момент на 1-ом ведущем валу:

T1=9550·P/n1=9550·5,5/965=54,43 Н·м;

Уровень прочности при расчете вала на кручение имеет вид: T=T/Wp<=[T];

Принимаем =20МПа.



Wp=0,2·d13;

Откуда



из конструктивных соображений d1=24 мм.

Определяем предварительно по крутящему моменту диаметр 2-го вала ступени редуктора;

T2=T1·U12·=54,43·7,5·0,98·0,995=398Н·м;



Принимаем



## **8.1.2 Проверочный расчёт быстроходного вала**

Для расчета вала необходимо составить его расчетную схему. Вал представим как балку на двух опорах: шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной. После этого необходимо:

- разметить точки, в которых расположены условные опоры;

- определить величину и направление действующих на вал сил: окружной , радиальной . В планетарной передаче эти силы взаимокомпенсируются. Поскольку на валы не действуют осевые силы, то .

- построить эпюры изгибающих и крутящих моментов.

Разбиваем вал на участки.

L1 = 65мм, L2 = 62мм, L3 = 68мм.

Силы действующие в зацеплении:

* сила от муфты Fm.

**,** где Dm – диаметр муфты**.**

Найдём моменты действующие на вал и построим эпюру моментов.

**.**



Рис. 2 – Эпюра изгибающих моментов

Определим суммарные изгибающие моменты (рис. 2):

- изгибающий момент в вертикальной плоскости:

**;**

- изгибающий момент в горизонтальной плоскости:

**;**

- суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала:

****

## **Расчёт на статическую прочность**

Данный расчёт производят в целях предупреждения остаточных пластических деформаций в том случае, если вал работает работает с большими перегрузками (кратковременными).

При этом кратковременные напряжения определяют по формуле:

**,**

**.**

****

**.**

****

****

**Расчёт на выносливость**

Данный расчёт проводят в форме проверки коэффициента запаса прочности по усталости. Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**,**

где – коэффициент запаса для нормальных напряжений;

– коэффициент запаса для касательных напряжений.

**.**

Здесь = 250 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба;

, – для изменения напряжений изгиба по симметричному знакопеременному циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали.

****МПа.

**,**

где = 1,8 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,86 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали;

= 1,5 – коэффициент влияния упрочнения.

**=** 1,47.

Коэффициент запаса

**=** 5,7.

Коэффициент запаса для касательных напряжений

**.**

Здесь = 210 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения;

 – для нереверсивной передачи при изменении напряжений кручения по пульсирующему отнулевому циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали;

= 0,05 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

**=** 9,8 МПа**.**

**,**

где = 1,45 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,86 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали;

= 1,5 – коэффициент влияния упрочнения.

**= 1**,29**.**

Коэффициент запаса

**=** 16.

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**.**

## **8.1.3 Проверочный расчёт тихоходного вала**

Для расчета вала необходимо составить его расчетную схему. Вал представим как балку на двух опорах: шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной. После этого необходимо:

- разметить точки, в которых расположены условные опоры;

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

Таким образом вал работает только на кручение

Определяем крутящий момент на валу:

T1=9550·P/n1 ·U1= 9550·5,5/965·7,5=408,2 Н·м;

Уровень прочности при расчете вала на кручение имеет вид:

T=T/Wp<=[T];

Принимаем =20МПа.



Wp=0,2·d13;

Откуда



из конструктивных соображений d1=48 мм.

## **Расчёт на статическую прочность**

Данный расчёт производят в целях предупреждения остаточных пластических деформаций в том случае, если вал работает работает с большими перегрузками (кратковременными).

При этом кратковременные напряжения определяют по формуле:

**,** где α0=0

**.**

****

**.**

****

****

## **Расчёт на выносливость**

Данный расчёт проводят в форме проверки коэффициента запаса прочности по усталости. Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**,**

где – коэффициент запаса для нормальных напряжений;

– коэффициент запаса для касательных напряжений.

**.**

Здесь = 250 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений изгиба;

, – для изменения напряжений изгиба по симметричному знакопеременному циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали.

****МПа.

**,**

где = 1,8 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,86 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали;

= 1,5 – коэффициент влияния упрочнения.

**=** 1,47.

Коэффициент запаса

**=** 11,6.

Коэффициент запаса для касательных напряжений

**.**

Здесь = 210 МПа – предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле напряжений кручения;

 – для нереверсивной передачи при изменении напряжений кручения по пульсирующему отнулевому циклу;

– эффективный коэффициент концентрации напряжений для детали;

= 0,05 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении.

**=** 9,57 МПа**.**

**,**

где = 1,45 – эффективный коэффициент концентрации напряжений для полированного образца;

= 1,25 – коэффициент состояния поверхности;

= 0,86 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали;

= 1,5 – коэффициент влияния упрочнения.

**=** 1,29.

Коэффициент запаса

**=** 16,37.

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

**.**

**9. Расчёт подшипников редуктора по динамической грузоподъёмности**

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

**9.1 Расчёт подшипников качения для сателлитов планетарной передачи**

1) для первой ступени:

1.1) определяем составляющие нормальной силы в зацеплении:

Окружная сила в зацеплении без учёта сил трения равна

,

где  -коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами;

Н.

Радиальные силы вычисляют через окружную силу:



Силу, действующую на подшипники, определяют из условия равновесия сателлита:



1.2) рассчитаем центробежную силу:



где - масса сателлита, кг;

-угловая скорость водила,1/c;

=0,07875- радиус расположения центра тяжести сателлита относительно оси вращения водила, м.

1.3) вычислим равнодействующую:



1.4) рассчитаем эквивалентную нагрузку:



1.5) определим расчётный ресурс в миллионах оборотов:

.

1.6) рассчитаем динамическую грузоподъемность:

Н.

1.7) по известному диаметру оси и найденной грузоподъемности из каталога выбираем два шариковых радиальных однорядных подшипника 202 ГОСТ 8338-57:



Два таких подшипника обеспечат данную грузоподъемность.

2) для второй ступени:

2.1) определяем составляющие нормальной силы в зацеплении:

Окружная сила в зацеплении без учёта сил трения равна

,

где  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между сателлитами;

Н.

Радиальные силы вычисляют через окружную силу:



Силу, действующую на подшипники, определяют из условия равновесия сателлита:



2.2) рассчитаем центробежную силу:



где - масса сателлита, кг;

-угловая скорость водила,1/c;

=0,09975- радиус расположения центра тяжести сателлита относительно оси вращения водила, м.

2.3) вычислим равнодействующую:



2.4) рассчитаем эквивалентную нагрузку:



2.5)определим расчётный ресурс в миллионах оборотов:



2.6) рассчитаем динамическую грузоподъемность:

кН.

2.7) по известному диаметру оси и найденной грузоподъемности из каталога выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник 206 ГОСТ 8338-57:



Два таких подшипника обеспечат данную грузоподъемность.

**9.2 Проверочный расчет подшипников валов**

Исходя из конструкции механизма, подбираем остальные подшипники:

1) шариковый радиальный однорядный подшипник 113 ГОСТ 8338-57:



Номинальная долговечность, принятая в миллионах оборотов:



Долговечность подшипника в часах:

час.

2) шариковый радиальный однорядный подшипник 115 ГОСТ 8338-57:



Номинальная долговечность, принятая в миллионах оборотов:



Долговечность подшипника в часах:



3) шариковый радиальный однорядный подшипник 116 ГОСТ 8338-57:



Номинальная долговечность, принятая в миллионах оборотов:



Долговечность подшипника в часах:

.

4) шариковый радиальный однорядный подшипник 205 ГОСТ 8338-57:



Номинальная долговечность, принятая в миллионах оборотов:



Долговечность подшипника в часах:

.

Такая расчетная долговечность приемлема.

**10. Расчёт шпоночных и шлицевых соединений**

**10.1 Расчет шпоночных соединений**

Принимаем на быстроходном валу призматическую шпонку с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78. 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 тихоходном валу.

Призматическая шпонка с размерами , длина шпонки  по ГОСТ 23360-78

.

**10.2 Расчет шлицевого соединения**

Для передачи крутящего момента в машиностроении часто используют шлицевые соединения. Они имеют ряд преимуществ по сравнения с другими видами соединения: высокая прочность зубьев на изгиб и на смятие; возможность передачи большего крутящего момента и т.д.

Расчет заключается в определении минимальной длины шлицов, необходимой для передачи крутящего момента. Расчет проводится на смятие по боковым поверхностям зубьев.

1. Расчёт шлицов на заднем хвостовике вала-рессоры которые передают крутящий момент:

,

Расчет шлицев шестерни 52х1,25х40 ГОСТ 6033-80:



- условие выполняется

**11. Расчёт и проектирование корпуса и опор редуктора**

Толщина стенок редуктора:

для двухступенчатых редукторов с несущими крышками . Принимаем .

Диаметр фундаментных болтов:

,

где  - межосевое расстояние тихоходной ступени.

Принимаем диаметр 16мм.

Количество фундаментных болтов:

, но не менее 4,

где  - длина редуктора,

 - ширина редуктора.

Толщина фундаментных лап:

.

Диаметр болтов (соединяющих крышки редуктора):

.

Толщина фланцев крышек редуктора:

.

**12. Разработка сборочного 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.

**13. Разработка сборочного чертежа барабана**

Выше были определены диаметр выходного вала, диаметр каната и диаметр барабана.

**13.1 Выбираем прототип конструкции барабана и определяем параметры его элементов**

Барабан изготовим сварным. Сварная конструкция позволяет снизить толщины элементов и в связи с этим уменьшить вес и расход металла. Обод сваривают из вальцованного листа толщиной 8мм по ГОСТ 5681-57.Диски изготавливаем из листа 3мм, рёбра – из полосы шириной 40мм, толщиной 6мм по ГОСТ 103-57.

**14. Выбор конструкции и расчёт муфт**

Муфты применяют практически во всех машинах и механизмах. Конструкция муфт весьма разнообразна. Тип муфты выбирают в зависимости от требований, которые предъявляют в данном приводе. Например, муфта должна компенсировать несносность валов, уменьшать динамические нагрузки, предохранять привод от перегрузки, позволять включение и выключение привода.

Тяговая лебёдка имеет две муфты. Одна из них соединяет двигатель и редуктор. Чаще всего здесь применяют муфты с резиновыми упругими элементами. Выберем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП 63-24-1-ІІ-2-У3 ГОСТ 21494-93 по диаметру выходного вала выбранного двигателя 24 мм. Проверим муфту по передаваемому моменту:

,

где *K=*1,3*-* коэффициент динамичности нагрузки (привода); -максимальный момент;

.

Вторая муфта находится между редуктором и барабаном. Выбираем зубчатую муфту МЗ 60 ГОСТ 5006-55.

Проверим муфту по передаваемому моменту:

,

где *K=*1,3*-* коэффициент динамичности нагрузки (привода); -максимальный момент;

.

**15. Конструирование рамы и разработка чертежа общего вида привода**

Рама служит для установки на неё сборочной единицы, связанных между собой требованиями точности относительного положения. Таким образом, рама является координирующим элементом конструкции. Основные требования к раме: жёсткость и точность взаимного расположения присоединительных поверхностей.

В сварной конструкции можно выделить элементы базовой конструкции и элементы надстройки. К базовой конструкции относится нижний пояс, от которого зависит с основном жёсткость и прочность рамы.

Нижний пояс состоит из швеллера №12 по ГОСТ 8240-72 в месте установления двигателя, редуктора и барабана. Рёбра полок швеллера не обеспечивают хорошей опоры на фундамент, поэтому в местах крепления сборочных единиц к раме внутрь швеллера вварены такие же швеллера.

Элементами надстройки в месте установления двигателя является швеллер профиля №5 по ГОСТ 8240-89, в месте установления барабана швеллер профиля №12 по ГОСТ 8239-89.

По рекомендации находим число и диаметр фундаментных болтов:

.

Диаметр 16мм.

Фундаментные болты располагаем так, чтобы они не мешали установленному на раме оборудованию. Ровная поверхность швеллера позволяет обойтись без платиков под лапы электродвигателя и редуктора.

**16. Расчёт болтов крепления редуктора к раме**

Будем определять осевую нагрузку, которая действует на болт при креплении корпуса редуктора к раме. Число болтов Z = 4.

Считая, что предварительная затяжка одинакова для всех болтов и обеспечивает нераскрытие стыка при действии внешнего момента Tкр, и предполагая, что нагрузка между болтами и поверхности стыка изменяется по линейному закону, можно записать формулу в первом приближении для определения внешней силы Fвн [2].

Число болтов z = 4; L=442 мм; B=268 мм; h=213 мм; a=190 мм.



По ГОСТ 8724-81 выбираем резьбу (мм).

По ГОСТ 7798-81 принимаем болт М16х55.

**17. Разработка системы смазки и назначение типа смазочного материала для проектируемого механизма**

Смазку машин применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

В связи с малыми окружными скоростями, предполагаемым состоянием окружающей среды и температурного режима работы колес подшипники набиваем консистентной смазкой солидол синтетический по ГОСТ 4366-76.

Для редукторов общего назначения применяют смазку жидким маслом. Способ смазки – картерный непроточный (окунанием зубчатых колёс в масло, залитое в корпус).

Исходя из передаваемой мощности, назначаем количество смазки, заливаемой в картер редуктора (0,6 л на 1 КВт). Таким образом, для заливки в картер назначаем 3,3 л ± 0,1 л смазки. Марку смазки определяем по окружной скорости зубчатого колеса на промежуточном валу.

Скорости м/с соответствует смазка, имеющая значение кинематической вязкости м2/с. Этим условиям соответствует масло цилиндровое 38 ГОСТ 21743-76.

**Заключение**

В данной курсовой работе в соответствии с полученным заданием спроектирован двухступенчатый планетарный цилиндрический редуктор как составная часть привода тяговой лебёдки.

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.

**Библиографический список**

1. Иванов М.Н. Детали машин. Учебн.М.: Высшая школа, 1975, 554 с.

2. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин, Х.: Основа, 1991, часть 1 и 2.

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

4. 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 – 560 с.

5. В.И. Назин «Проектирование подшипников и валов». Учебное пособие. Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2004 – 220 с.

6. В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державцев, И.И. Арефьев и др. «Курсовое проектирование деталей и машин». Под общей редакцией В.Н. Кудрявцева. Л.: Машиностроение, Ленингр. Отд-ние, 1984. 400 с.

7. Козловский Н.С., Виноградов А.Н. «Основы стандартизации, допуски, посадки и технические измерения: Учебник для учащихся техникумов.- М.: Машиностроение, 1979. - 224 с.