Министерство науки и высшего образования Российской Федерации Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

**ИРКУТСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ**

Институт авиамашиностроения и транспорта

Кафедра конструирования и стандартизации в машиностроении

|  |  |
| --- | --- |
| Допускаю к защите |  |
|  | подпись |
| Руководитель | В.И.Умнов |
|  | И.О.Фамилия |

|  |
| --- |
| «Главный редуктор вертолета» |
| наименование темы |

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

к курсовому проекту по дисциплине

**«Детали механизмов и машин»**

|  |
| --- |
| 1.067.00.00-ПЗ |
| обозначение документа |

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Выполнил студент группы | СМ-16-1 |  |  |  | Т.А. Анисимова |
|  | шифр группы |  | подпись |  | И.О.Фамилия |
| Нормоконтроль |  |  |  |  | В.И. Умнов |
|  |  |  | подпись |  | И.О.Фамилия |
| Курсовой проект защищен с оценкой | |  |  | | |

Иркутск, 2019

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение

высшего образования

ИРКУТСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

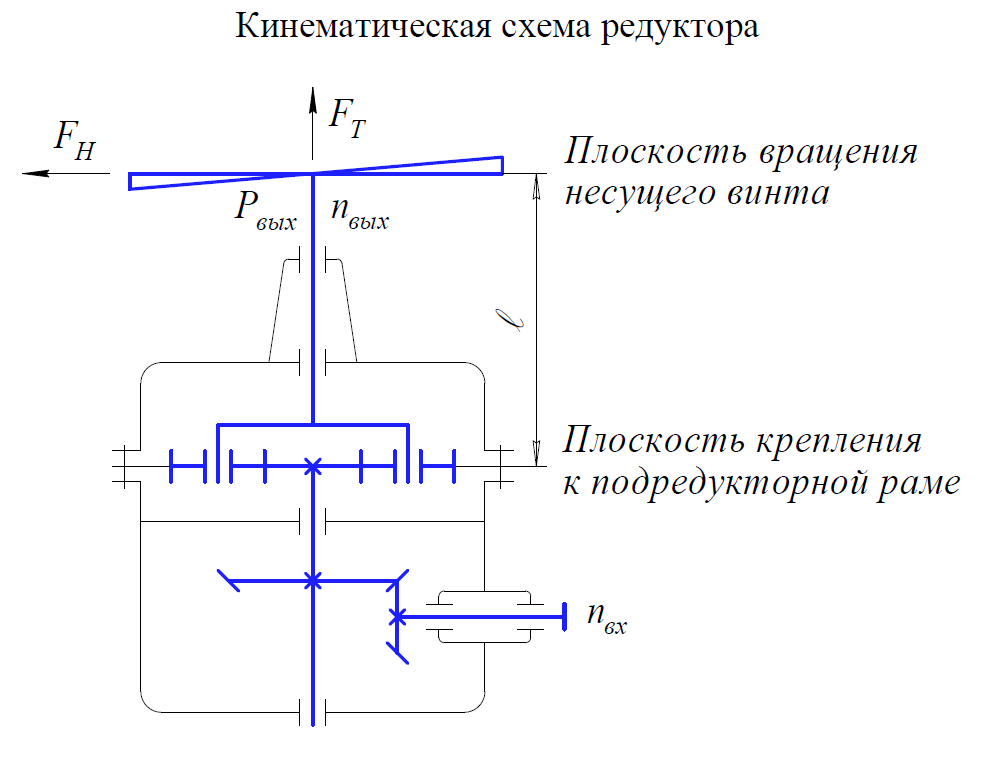
По курсу Детали механизмов и машин

Студенту гр. СМ-16-1 Анисимовой Татьяне Александровне

Тема проекта:

Главный редуктор вертолёта

Спроектировать главный редуктор вертолета по заданной кинематической схеме и графику режима нагружения.



В качестве прототипа рекомендуется использовать редуктор двигателя вертолёта КА-15.

Исходные данные:

Тяга несущего винта ;

Продольная сила несущего винта ;

Мощность на выходном валу .;

Частота вращения входного вала ;

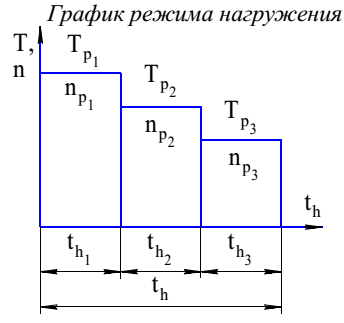
Частота вращения выходного вала ;

Срок службы редуктора ;

Расстояние от плоскости вращения винта вертолёта до плоскости крепления к подредукторной раме

Параметры режима нагружения:

,



За номинальную нагрузку принять максимальную из длительно действующих нагрузок, при которой число циклов перемены напряжений . Коэффициент перегрузки , при этом число цикло перемены напряжений

Рекомендуемая литература

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник/ В.И. Алексеев [и др.]; под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: машиностроение, 1981. – 376 с.
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 495 с.
3. Жильников Е.П. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. Указания к курсовому проектированию/ Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков – Самара: Изд-во Самар. Гос. аэрокосм. Ун-та, 2008. – 32 с.
4. Планетарные зубчатые передачи: справочник/ В.Н. Кудрявцев, Ю.И. Кирдяшев, Е.Г. Гинзбург и др. – Л.: Машиностроение, 1977. – 535 с.
5. СТО ИРНИТУ.005-2015 «Система менеджмента качества. Учебно-методическая деятельность. Оформление курсовых и дипломных проектов (работ) технических специальностей».

Графическая часть:

общий вид редуктора (1-2 листа А1),

рабочие чертежи деталей (1-2 листа А1).

Дата выдачи задания – 6 марта 2019 г.

Дата представления проекта руководителю – 29 мая 2019 г.

Руководитель курсового проектирования \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Умнов В.И.

**Содержание**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1

1.067.00.00 ПЗ

Разраб.

Анисимова Т.А.

Провер.

Умнов В.И.

Реценз.

Н. Контр.

Утверд.

Главный редуктор

вертолета

Лит.

Листов

ИРНИТУ, гр. СМ-16-1

**Введение** 3

**1 Кинематический и энергетический расчеты редуктора** 4

1.1 Разбивка общего передаточного отношения 4

1.2 Определение частот вращения валов 5

1.3 Определение числа сателлитов для планетарной ступени 5

1.4 Определение КПД и мощностей на валах 6

1.5 Определение вращающих моментов на валах 6

**2 Проектировочный расчет передач** 8

2.1 Выбор материала 8

2.2 Определение допускаемых контактных напряжений 8

2.3 Определение допускаемых изгибных напряжений 11

**3 Расчет передач** 14

3.1 Расчет конической передачи на прочность 14

3.1.1 Определение основных параметров конической передачи 14

3.1.2 Проверочный расчёт 16

3.1.3 Определение усилий зубчатого зацепления 18

3.1.4 Проверочные расчёты на перегрузку. 19

3.2 Расчет планетарной передачи 20

3.2.1 Проектировочный расчет 20

3.2.2 Проверочные расчёты передачи 22

3.2.3 Определение усилий зубчатого зацепления 23

3.2.4 Проверочные расчёты на перегрузку. 24

**4 Расчет валов и осей** 25

4.1 Расчет входного вала 25

4.1.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников 25

4.1.2 Определение реакций опор и построение эпюр 25

4.1.3 Расчет подшипников на долговечность 27

4.1.4 Проверочный расчет вала на прочность 28

4.2 Расчет промежуточного вала 31

4.2.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников 31

4.2.2 Определение реакций опор и построение эпюр 32

4.2.3 Расчет подшипников на долговечность 33

4.2.4 Проверочный расчет вала на прочность 34

4.3 Расчет оси сателлита 36

4.3.1 Определение реакций опор и выбор подшипников 36

4.3.2 Расчет подшипников на долговечность 37

4.3.3 Расчет опасного сечения 37

4.4 Расчет выходного вала 38

4.4.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников 38

4.4.2 Определение реакций опор и построение эпюр 38

4.4.3 Расчет подшипников на долговечность 38

4.4.4 Проверочный расчет вала на прочность 39

**5 Расчет соединений** 42

5.1 Проверочный расчет шлицевых соединений 42

5.1.1 Шлицевое соединение промежуточного вала 42

5.1.2 Шлицевое соединение выходного вала 43

5.2. Проверочный расчет шпоночного соединения входного вала 44

5.3 Проверочный расчет болтового соединения крепления корпуса 44

**6 Описание системы смазки** 46

**Заключение** 47

**Список использованных источников** 48

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

2

1.067.00.00 ПЗ

# **Введение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

3

1.067.00.00 ПЗ

Курсовой проект по деталям машин является моей первой конструкторской работой. Изучение основ конструирования (проектирования) начинают с конструирования простейших узлов машин-приводов, редукторов. Опыт и знания, приобретенные при конструировании этих узлов машин, являются основой для дальнейшей конструкторской работы, а также для выполнения курсовых проектов по специальным дисциплинам и дипломного проекта.

К важнейшим требованиям, предъявляемым к проектируемой машине, относятся экономичность в изготовлении и эксплуатации, удобство и безотказ-ность обслуживания, надёжность и долговечность.

Для обеспечения этих требований детали должны удовлетворять ряду критериев, важнейшие среди которых - прочность, надёжность, износостой-кость, жёсткость, виброустойчивость, теплостойкость, технологичность.

В данном курсовом проекте рассматривается кинематический и энергети-ческий расчет редуктора, расчет зубчатых передач с проверкой их на проч-ность. Так же примем конструкции валов, типы подшипников, способа уста-новки подшипников на валах и их конструктивное исполнение. Смазка редук-тора уменьшает потери мощности на трение в зацеплении, снижает износ трущихся поверхностей.

Основными параметрами всех редукторов являются передаточное число, коэффициенты ширины колес, модули зацепления, углы наклона зубьев, диа-метры колес, что будет определено при проектном расчете. Проведем необходимые проверочные расчеты основных деталей редуктора.

# **1 Кинематический и энергетический расчеты редуктора**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

4

1.067.00.00 ПЗ

Кинематическая схема проектируемого коническо-планетарного редуктора представлена на рисунке 1.1. Редуктор содержит две ступени: одну коническую (колесо обозначено индексом 1, шестерня – 2) и одну планетарную (солнечное колесо имеет индекс a, сателлиты – g, водило – h, корончатое колесо – b). Также редуктор включает три вала: входной (индекс 1), промежуточный (индекс 2), выходной (индекс 3).

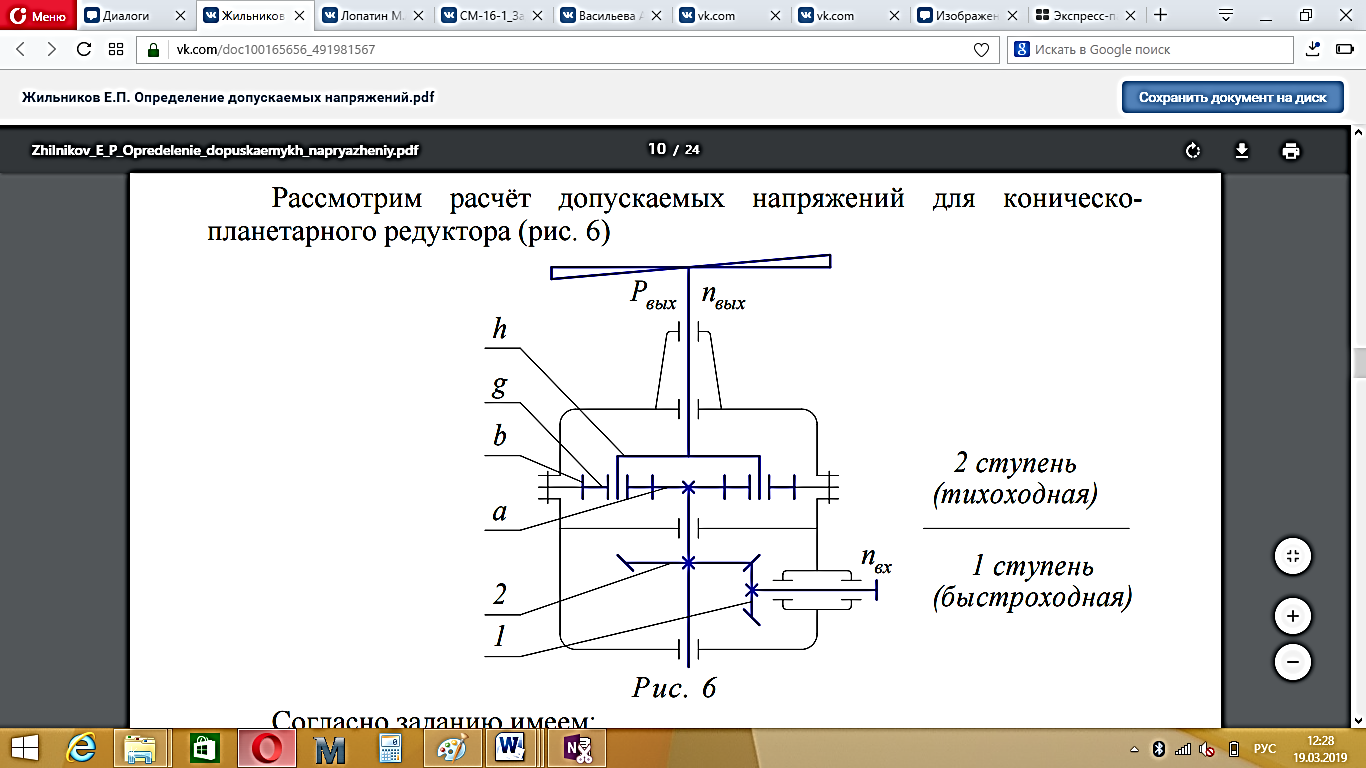


Рисунок 1.1 – Кинематическая схема главного редуктора

# 1.1 Разбивка общего передаточного отношения

При заданных частотах вращения валов на входе nвх = 2200 об/мин и выходе nвых = 200 об/мин общее передаточное отношение редуктора uред определяется по формуле

Выбираем передаточное отношение планетарной ступени u2 = 7. Тогда для передаточного отношения первой ступени получим

Передаточное отношение от солнечного колеса к сателлиту в обращенном движении вычисляется по формуле

Передаточное отношение от сателлита g к корончатому колесу b определяется по формуле

# 1.2 Определение частот вращения валов

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

5

1.067.00.00 ПЗ

Исходя из задания для коническо-планетарного редуктора, имеем: частота вращения входного вала nвх = nI = 2200 об/мин, частота вращения выходного вала nвых = nIII= 200 об/мин, тогда частота вращения второго вала

Для планетарных передач необходимо определить частоты вращения всех звеньев в обращённом движении. Обращённый механизм представляет собой простую передачу, в которой движение передается от а к b через паразитные колеса g. Частоты вращения солнечного колеса nа и водила nh в абсолютном движении будут равны частотам вращения соответствующих валов.

Найдём частоту вращения элементов планетарной ступени в относительном движении:

для колеса а:

для корончатого колеса b:

Определим частоту вращения сателлита g в относительном движении по формуле:

## 1.3 Определение числа сателлитов для планетарной ступени

Число сателлитов определяется из условия соседства. Условие соседства (условие совместного размещения нескольких сателлитов) требует, чтобы при многосателлитной конструкции соседние сателлиты не задевали своими зубьями друг друга. Число сателлитов определяется по формуле [4]:

Следовательно, число сателлитов для планетарной ступени аС = 3.

## 1.4 Определение КПД и мощностей на валах

Выбираем для всех зубчатых колёс привода седьмую степень точности.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

6

1.067.00.00 ПЗ

Для передач седьмой степени точности: конических = 0,96...0,98 [4]. Принимаем для конической передачи = 0,97 = .

КПД планетарной передачи определяется по формуле [4]:

Мощность на валу определяется по формуле

где Pi+1 - мощность на последующем валу, кВт;

Pi - мощность на валу, кВт;

- КПД ступени.

Для выходного вала задана мощность Pвых = PIII = 160 кВт. Исходя из этого условия, определяем мощности на остальных валах:

мощность на втором валу

мощность на входном валу .

## 1.5 Определение вращающих моментов на валах

Необходимо определить значения вращающих моментов на всех валах редуктора.

Для первого вала:

Для второго вала (в планетарной передаче крутящий момент на солнечном колесе равен моменту на валу этого колеса).

Для третьего вала

Расчётное значение момента, передаваемого одним потоком передачи от солнечного колеса а к сателлиту g, определяется по формуле:

где – коэффициент неравномерности.

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами определяется по таблице. В передаче из трех сателлитов и без плавающего солнечного колеса . Тогда

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

7

1.067.00.00 ПЗ

Расчётное значение крутящего момента, передаваемого от сателлита g к корончатому колесу b, определяется по формуле

# **2 Проектировочный расчет передач**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

8

1.067.00.00 ПЗ

## 2.1 Выбор материала

Так как передача авиационная, тяжелонагруженная и требует обеспечения высокой надежности и малых значений массово-габаритных характеристик, то для всех зубчатых колёс выбираем высокопрочную, малоуглеродистую, легированную сталь 12Х2H4A. Для повышения механических свойств материала (таблица 2.1) используется химико-термическая обработка – цементация.

Таблица 2.1 – Механические свойства стали 12Х2Н4А

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка стали | Вид термообра­ботки | Механические характеристики | | | |
| Твердость зубьев | | Предел прочности , МПа | Предел текучести , МПа |
| на поверхности | в сердцевине |
| 12Х2Н4А | Цементация | 59…63 | 35…40 | 1200 | 950 |

## 2.2 Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле [5]:

,

где – предел контактной выносливости, МПа;

– коэффициент запаса прочности.

– коэффициент долговечности.

Для стали 12Х2Н4А твердость на поверхности зубьев равна 59…63HRC. Примем HRC=60. Тогда базовый предел контактной выносливости поверхности:

.

Минимальное значение коэффициента запаса прочности для зубчатых колес с поверхностным упрочнением .

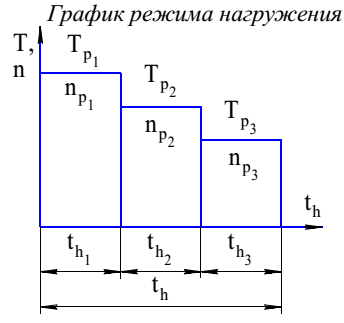
Коэффициент долговечности вычисляется по формуле

,

где – базовое число циклов перемены контактных напряжений;

– эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений.

График режима нагружения представлен на рисунке 2.1.



Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

9

1.067.00.00 ПЗ

Рисунок 2.1 – График режима нагружения

Исходные данные по режимам нагружения:

;

;

,

где и – номинальный крутящий момент на валу и соответствующая ему частота вращения.

Согласно заданию:

на первом режиме ; ; ;

на втором режиме ; ; ;

на третьем режиме ; ; .

Значения частот вращения и вращающих моментов были определены в пунктах 1.4 и 1.5.

Фактический переменный режим нагружения заменяем эквивалентным (по усталостному воздействию) постоянным режимом с номинальным моментом и эквивалентным числом циклов нагружения.

Эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений определяется по формуле:

, (1)

где c – число нагружений зуба за один оборот зубчатого колеса;

– частота вращения, об/мин;

– долговечность, час;

– коэффициент эквивалентности по контактным напряжениям, учитывающим переменный характер нагружения передачи.

,

при этом для расчета коэффициента контактных напряжений.

Коэффициент приведения напряжений :

.

Коэффициент одинаков для всех зубчатых колес.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

10

1.067.00.00 ПЗ

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений для зубчатых колёс (конической ступени 1, 2 и планетарной ступени a, b, g).

Для шестерни 1:

с1=1; n=n1=2200 об/мин;

.

Для зубчатого колеса 2:

с2=1; n=n2=1401 об/мин;

.

Для солнечного колеса а:

са=ас=3; n==1201 об/мин;

.

Для сателлита g:

сg=1; n==480,5 об/мин;

.

Для корончатого колеса b:

сb=ас=3; n==200 об/мин;

.

Для зубчатых колес 1, 2 и а получили, что , , .

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

11

1.067.00.00 ПЗ

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны:

В качестве расчетных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колес принимается наименьшее значение из двух полученных:

;

;

.

## 2.3 Определение допускаемых изгибных напряжений

Допускаемое напряжение изгиба определяется по формуле:

,

где – базовый предел выносливости по изгибу, МПа;

– коэффициент запаса прочности по изгибу.

– коэффициент долговечности,

– коэффициент, учитывающий условия нагружения зуба.

Базовый предел выносливости по изгибу для цементированных зубьев принимаем .

Значение коэффициента запаса прочности .

Базовое число циклов перемены напряжений

Коэффициент долговечности при вычислении напряжений изгиба определяются по формуле:

,

где – базовое число циклов перемены напряжений изгиба;

– эквивалентное число циклов перемены напряжений изгиба.

Эквивалентное число циклов перемены изгибных напряжений определяется по формуле:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

12

1.067.00.00 ПЗ

, (2)

где – коэффициент эквивалентности по изгибным напряжениям, учитывающим переменный характер нагружения передачи.

,

Коэффициент приведения напряжений :

..

Коэффициент одинаков для всех зубчатых колес.

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены изгибных напряжений для зубчатых колес (двух конических ступеней 1, 2 и планетарной ступени a, g, b).

Для шестерни 1:

с1=1; n=n1=2200 об/мин;

.

Для зубчатого колеса 2:

с2=1; n=n2=1401 об/мин;

.

Для солнечного колеса а:

са=ас=3; n==1201 об/мин;

.

Для сателлита g:

сg=1; n==480,5 об/мин;

.

Для корончатого колеса b:

сb=ас=3; n==200 об/мин;

.

Для всех колес получили, что .

Коэффициенты долговечности по напряжениям изгиба:

При работе редуктора все колеса, кроме сателлитов работают одной стороной, значит для них , для сателлитов .

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

13

1.067.00.00 ПЗ

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны:

В качестве расчетных допускаемых напряжений для каждой пары зубчатых колес принимается наименьшее значение из двух полученных:

;

;

.

# **3 Расчет передач**

# 3.1 Расчет конической передачи на прочность

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

14

1.067.00.00 ПЗ

Проектировочный расчет на контактную прочность проводится с целью предотвращения преждевременного выхода из строя зубчатых конических колес из-за разрушения их активных поверхностей в результате усталостного выкрашивания. В ходе проектировочного расчета предварительно определяются размеры конической прямозубой передачи. Основными раз-мерами будут габариты, показанные на рис. 3.1, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

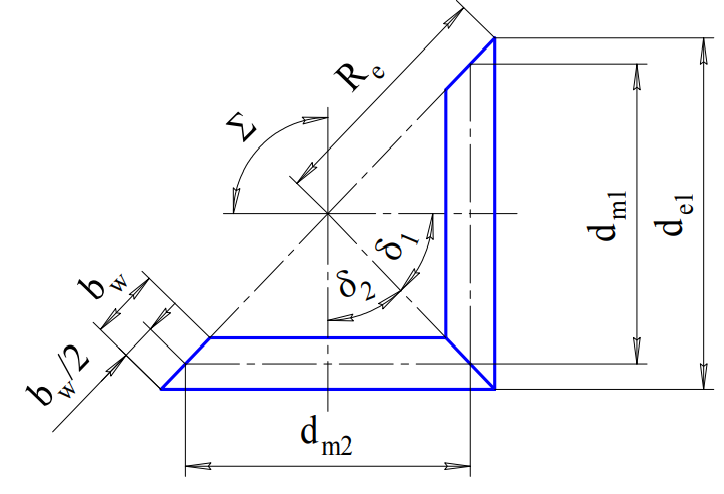


Рисунок 3.1 – Основные размеры конической передачи

# 3.1.1 Определение основных параметров конической передачи

Из предыдущих расчетов: u1 = 1,57; [σ12]=1150 МПа; TI = ;

Межосевой угол конической пары: Σ=90о.

Исходя из существующих прототипов и условий нагружения шестерни форма зуба – круговая βm = 35° [9].

Примем зубья конической передачи круговыми. Это позволит уменьшить габариты и массу передачи.

Принимаем рекомендуемое значение коэффициента ширины по отношению к внешнему конусному расстоянию

Возьмём предварительное значение коэффициента нагрузки .

Рассчитываем коэффициенты и по данным таблицы 2.5 [9].

;

Тогда диаметр внешней делительной окружности шестерни по формуле (2.6)

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

15

1.067.00.00 ПЗ

Принимаем по ГОСТ 12289 (табл. 2.2) ближайшее значение (по второму ряду).

Выбираем число зубьев шестерни 42 (табл. 2.6).

Число зубьев колеса .

Внешний окружной модуль:

Рассчитываем параметры венцов шестерни и колеса:

• углы делительных конусов:

- колеса º;

- шестерни º;

Проверка: = + = º +° = 90°.

• внешнее конусное расстояние и ширина венца b:

• внешний делительный диаметр колеса и шестерни:

• средний делительный диаметр шестерни и колеса:

º =99,8 мм;

º = 156,62 мм;

• средний окружной и средний нормальный модули зубьев:

принимая средний угол наклона зубьев = 35°, получаем:

° = 3,89 мм.

# 3.1.2 Проверочный расчёт

Средняя скорость

При этой скорости назначаем по таблице 1.15 шестую степень точности передачи. С понижением степени точности на одну из таблиц 1.17, 1.19

Коэффициенты и находим по таблицам 1.10 и 1.18 в зависимости от отношения

и типа опор. В целях снижения расчётной нагрузки назначаем роликовые опоры. Тогда

Окончательно:

.

Проверка контактных напряжений:

Недогрузка

что вполне допустимо.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

16

1.067.00.00 ПЗ

Проверяем зубья на сопротивление усталости по напряжениям изгиба. Для этого определяем эквивалентное число зубьев:

• шестерни

• колеса

Из таблицы 1.21 при находим

Коэффициент , учитывающий повышенную прочность кругового зуба по сравнению с прямым:

•

Коэффициент , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, при степени точности n = 6 и коэффициенте торцового перекрытия = 1,3

Сравнивая,

видим, что расчёт следует проводить по шестерне, как менее прочной.

Для зубьев шестерни расчётное напряжение изгиба

Перегрузка:

что недопустимо.

Следовательно, перегрузка 15%, что недопустимо.

Увеличиваем значение модуля с 5,5 до 6 ().

• внешнее конусное расстояние и ширина венца b

• внешний делительный диаметр колеса и шестерни

• средний делительный диаметр шестерни и колеса

º = 108,4 мм;

º = 170 мм;

• средний окружной и средний нормальный модули зубьев:

° = 4,22 мм.

Проверочный расчёт

Средняя скорость

Из таблиц 1.17, 1.19

По таблицам 1.10 и 1.18 находим коэффициенты

Окончательно

*.*

Проверка контактных напряжений:

Недогрузка

Проверяем зубья на сопротивление усталости по напряжениям изгиба.

следовательно, недогрузка 11%, что вполне допустимо.

# 3.1.3 Определение усилий зубчатого зацепления

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

18

1.067.00.00 ПЗ

Силы, действующие в зацеплении конических колёс с круговыми зубьями. Схема этих сил показана на рисунке 3.2.

Окружная сила , действующая на зуб шестерни:

Радиальная и осевая силы, действующие на шестерню, равны:

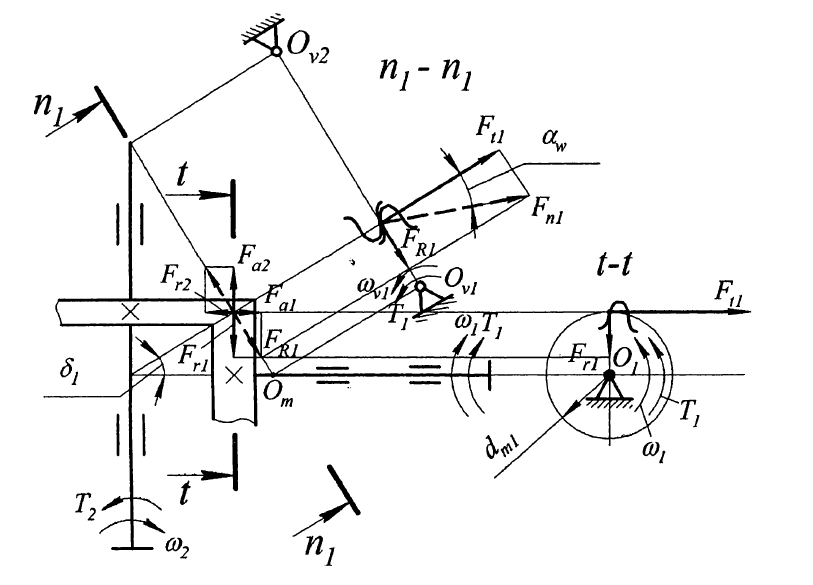


Рис. 3.2 - Силы, действующие в зацеплении конических колёс с круговыми зубьями

Силы, действующие на зуб колеса (без учёта потери мощности в зацеплении):

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

19

1.067.00.00 ПЗ

# 3.1.4 Проверочные расчёты на перегрузку.

Коэффициент перегрузки Допускаемые напряжения определяем по таблице 1.4 [9]. Тогда имеем:

Так как и то статическая прочность обеспечена.

# 3.2 Расчет планетарной передачи

# 3.2.1 Проектировочный расчет

При выборе чисел зубьев обеспечиваем условия собираемости передачи: соосности, симметричного размещения и соседства. Условные обозначения зуб-чатых колес в расчете: солнечная шестерня a – 1, сателлиты g – 2, корончатое колесо b – 3.

Согласно исходным данным и таблице 4.1 , причем отношение принимаем к числу сателлитов должно быть целым числом. Принимаем = 18.

Число зубьев колеса

В соответствии с условием соосности число зубьев сателлитов,

Проверяем условие симметричности расположения сателлитов: 18/3=6 и 108/3=36, т.е. кратны числу сателлитов. Следовательно, условие соблюдается.

Проверяем условие соседства:

Следовательно, условие соблюдается. Тогда число зубчатых колес рассматриваемой передачи:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

20

1.067.00.00 ПЗ

Передаточное число

В данном случае относительная ширина зубчатых колёс

При этом

Выбираем . Тогда .

Межосевое расстояние прямозубой пары 1-2 находим при (табл. 1.7, [Учаев]), коэффициенте перегрузки , , и по формуле

Определяем модуль

Принимаем ближайшее стандартное значение

Уточняем значение

Размеры венцов зубчатых колёс:

• диаметры делительных окружностей:

- шестерни

- сателлитов

- колеса

Проверка:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

21

1.067.00.00 ПЗ

• диаметры окружностей вершин зубьев:

- шестерни

- сателлитов

- колеса

• диаметры окружностей впадин зубьев:

- шестерни

- сателлитов

- колеса

• ширина венцов:

- сателлитов

- шестерни и колеса

# 3.2.2 Проверочные расчёты передачи

Окружная скорость зубчатых колёс:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

22

1.067.00.00 ПЗ

В соответствии с данными таблицы 1.15 [9] назначаем 7-ю степень точности по ГОСТ 1643. Из таблиц 1.17 и 1.19 в зависимости от степени точности, типа зацепления и твёрдости материала имеем:

Значения и даны в таблицах 1.10, 1.18.

и

Следовательно, уточненные значения коэффициентов нагрузки:

Расчётное контактное напряжение определяем по формуле:

Недогрузка

что вполне допустимо.

При х=0 из таблицы 1.21 [9] имеем коэффициенты формы зуба:

Сравниваем отношения для зубьев шестерни и сателлитов:

Дальнейший расчёт ведём для зубьев сателлитов, как менее прочных.

Напряжение изгиба в ножке зубьев сателлита при действии основной нагрузки

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

23

1.067.00.00 ПЗ

Перегрузка:

что вполне допустимо.

# 3.2.3 Определение усилий зубчатого зацепления

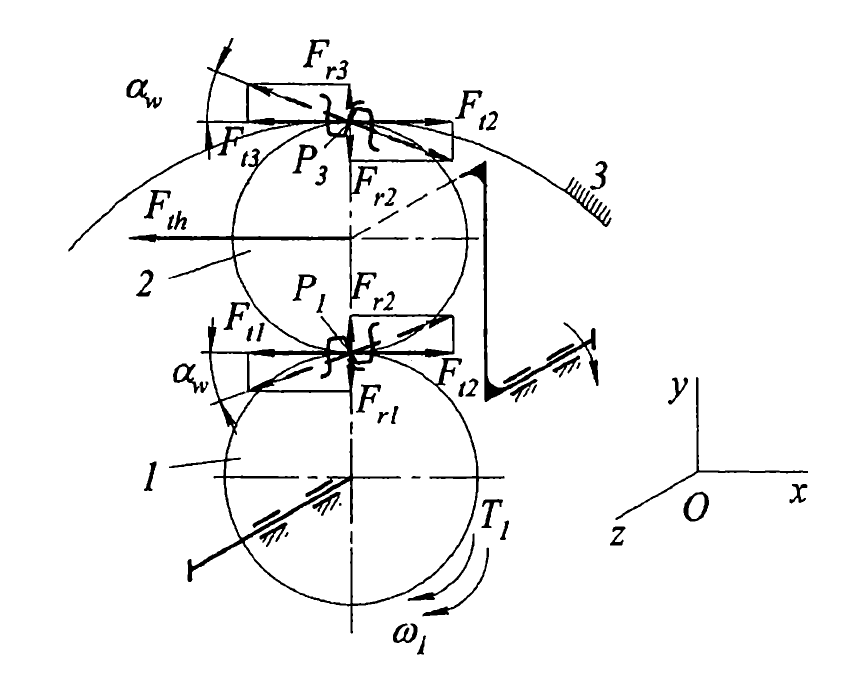
Силы, действующие в зацеплении планетарной передачи типа 2K-h. Схема этих сил показана на рисунке 3.3.

Рис. 3.3 - Силы, действующие в зацеплении планетарной передачи типа 2К-h

Из условия равновесия колеса 1 и сателлита 2 имеем окружные силы:

Окружная сила, действующая на водило (подшипники сателлитов):

Радиальные силы в зацеплении (при рассмотрении оси сателлитов или вала солнечной шестерни совокупное воздействие этих сил на их оси равно нулю):

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

24

1.067.00.00 ПЗ

# 3.2.4 Проверочные расчёты на перегрузку.

Коэффициент перегрузки Допускаемые напряжения определяем по таблице 1.4 [Учаев]. Тогда имеем:

Так как и то статическая прочность обеспечена.

# **4** **Расчет валов и осей**

# 4.1 Расчет входного вала

# 4.1.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников

Приближенное значение диаметра вала:

Где - расчетное значение вращающего момента,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

25

1.067.00.00 ПЗ

- допускаемое напряжение кручения,

- коэффициент пустотелости.

Примем

- коэффициент динамичности при перегрузках,

Примем

Допускаемое напряжение кручения:

Где ,

Возьмем [6,стр.15].

Тогда:

Диаметр вала:

Пользуясь стандартным рядом нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69, выберем диаметр 56 из ряда Ra20.

Установим в опоре А подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами №2213А ГОСТ 8328-75, а в опоре В подшипник двухрядный радиально-упорный роликовый конический №97513 ГОСТ 6364-78.

# 4.4.2 Определение реакций опор и построение эпюр

Исходя из эскизного проекта определим реакции опор и построим эпюры вращательного и изгибающего моментов.

Нагрузка от муфты:

Изгибающий момент от действия нагрузки Fa1 (при мысленном ее переносе на ось вала) в горизонтальной плоскости:

Крутящий момент от действия нагрузки Ft1 в плоскости кручения:

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

Опорные реакции в горизонтальной плоскости:

Результирующий изгибающий момент в выбранных опасных сечениях:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

26

1.067.00.00 ПЗ

Сечение I-I:

Сечение II-II:

Суммарные реакции опор:

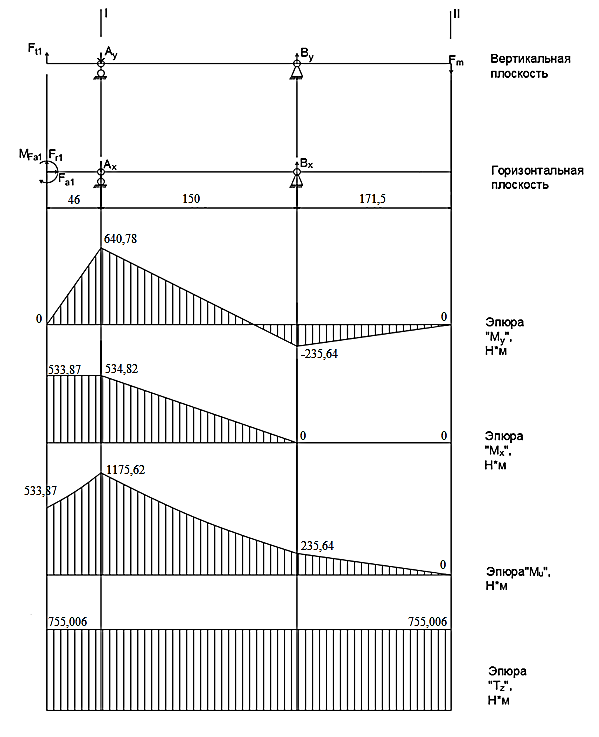


Рисунок 3.1 – Эпюры изгибающего и вращающего момента для входного вала

# 4.4.3 Расчет подшипников на долговечность

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

27

1.067.00.00 ПЗ

Долговечность в часах:

где n- частота вращения кольца об/мин,

- долговечность подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца.

Где m=3 для шариковых и m=3,33 для роликовых подшипников,

P- Приведенная динамическая нагрузка.

Где - результирующая внешних осевых сил,

- коэффициент безопасности,

- результирующая осевая сила,

V – коэффициент вращения.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам, определяются исходя из принятой схемы их установки – опора А является плавающей, а B – фиксированной, тогда:

Для роликового радиального подшипника опоры А:

Принимаем

X=1 и Y=0 [6, стр. 32]

Приведенная динамическая нагрузка:

Долговечность подшипника:

Применим подшипник из стали вакуумно-дугового переплава.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

28

1.067.00.00 ПЗ

Тогда:

Для двухрядного радиально-упорного конического роликового подшипника опоры B:

Принимаем

X=0,67 и Y=0,67 [6, стр. 32]

Приведенная динамическая нагрузка:

Долговечность подшипника:

Применим подшипник из стали электрошлакового переплава, тогда:

# 4.4.4 Проверочный расчет вала на прочность

Рассмотрим сечение I-I:

В данном сечении максимальный изгибающий момент , вращающий момент , осевая сила , а также концентратор напряжения – посадка внутреннего кольца подшипника с натягом.

Площадь сечения будет равна:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

29

1.067.00.00 ПЗ

Моменты сопротивления:

Запас усталостной прочности определяется, как:

где - коэффициент запаса усталостной прочности по нормальным напряжениям,

- коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжениям.

Для пропорционального изменения средних и амплитудных величин напряжений они определяются как:

Для непропорционального изменения составляющих цикла (вал винта редуктора – выходной вал):

Где и - пределы длительной выносливости материала вала (оси) соответственно при изгибе и кручении,

и - переменные (амплитудные) составляющие циклов изменения напряжений соответственно при изгибе и кручении,

и - средние (медианные) значения напряжений циклов при изгибе и кручении соответственно,

и -суммарные коэффициенты концентрации напряжений в рассматриваемом сечении соответственно при изгибе и кручении,

и -коэффициенты, учитывающие влияние асимметрии цикла изменения напряжений соответственно при изгибе и кручении и определяемые по формулам:

Напряжения изгиба и кручения:

Суммарные коэффициенты определятся как:

Где и - эффективные коэффициенты концентрации напряжений,

- коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности,

- коэффициент, учитывающий упрочнение поверхности,

- коэффициент влияния абсолютных размеров.

Примем , при шлифовании поверхности и так как поверхность упрочнена закалкой

Тогда:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

30

1.067.00.00 ПЗ

Коэффициенты запаса:

Запас усталостной прочности:

Рассмотрим сечение II-II:

В данном сечении действует изгибающий момент , вращающий момент , а также имеется концентратор напряжения – шпоночный паз

Моменты сопротивления в сечении шпоночного паза:

Напряжения изгиба и кручения:

Примем

Для поверхности с механической обработкой обточка и упрочением закалкой коэффициенты

Тогда:

Коэффициент запаса:

Запас усталостной прочности:

# 4.2 Расчет промежуточного вала

# 4.2.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников

Приближенное значение диаметра вала:

Где - расчетное значение вращающего момента,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

30

1.083.00.00 ПЗ

- допускаемое напряжение кручения,

- коэффициент пустотелости.

Примем

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

31

1.067.00.00 ПЗ

- коэффициент динамичности при перегрузках,

Примем

Допускаемое напряжение кручения:

Где ,

Возьмем [6,стр.15].

Тогда:

Диаметр вала:

Пользуясь стандартным рядом нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69, выберем диаметр 60 из ряда Ra40.

Установим в опоре А подшипник шариковый радиально-упорный №36112 ГОСТ 831-75, а в опоре В подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами №2212 ГОСТ 8328-75.

# 4.2.2 Определение реакций опор и построение эпюр

Исходя из эскизного проекта определим реакции опор и построим эпюры вращательного и изгибающего моментов.

Изгибающий момент от действия нагрузки Fa2 (при мысленном ее переносе на ось вала) в горизонтальной плоскости:

Крутящий момент от действия нагрузки Ft1 в плоскости кручения:

Опорные реакции в вертикальной плоскости:

Опорные реакции в горизонтальной плоскости:

Результирующий изгибающий момент в выбранных опасных сечениях:

Сечение I-I:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

32

1.067.00.00 ПЗ

Сечение II-II:

Суммарные реакции опор:

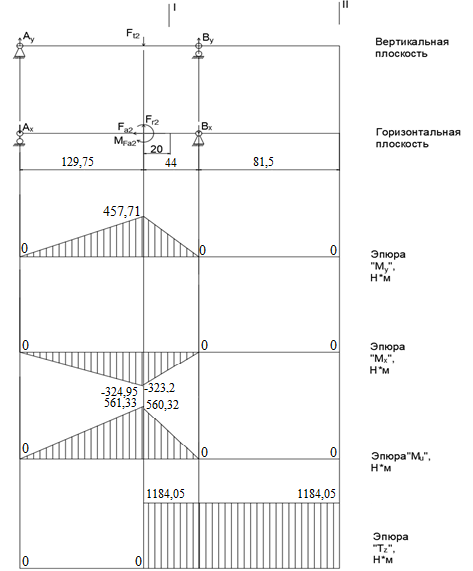


Рисунок 3.2 - Эпюры изгибающего и вращающего момента для промежуточного вала

4.2.3 Расчет подшипников на долговечность

Рисунок 3.2 - Эпюры изгибающего и вращающего момента для промежуточного вала

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

33

1.067.00.00 ПЗ

Долговечность в часах:

где n -частота вращения кольца об/мин,

- долговечность подшипника в миллионах оборотов вращающегося кольца.

Где m=3 для шариковых и m=3,33 для роликовых подшипников,

P- Приведенная динамическая нагрузка.

Где - результирующая внешних осевых сил,

- коэффициент безопасности,

- результирующая осевая сила,

V – коэффициент вращения.

Осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам, определяются исходя из принятой схемы их установки – опора А является фиксированной, а B – плавающей, тогда:

Для шарикового радиально-упорного подшипника опоры А:

Принимаем

X=1 и Y=0 [7, стр. 113]

Приведенная динамическая нагрузка:

Долговечность подшипника:

Для роликового радиального подшипника с цилиндрическими роликами опоры B:

Принимаем

X=1 и Y=0 [6, стр. 32]

Приведенная динамическая нагрузка:

Долговечность подшипника:

Применим подшипник из стали электрошлакового переплава:

# 4.2.4 Проверочный расчет вала на прочность

Рассмотрим сечение I-I:

В данном сечении изгибающий момент , вращающий момент , а также концентратор напряжения – галтель перехода от зубчатого колеса к валу (выбранную для неподвижного соединения деталей [7, стр. 60]).

Площадь сечения будет равна:

Моменты сопротивления:

Определим запас усталостной прочности в сечении:

Напряжения изгиба и кручения:

Примем , при шлифовании поверхности и так как поверхность упрочнена закалкой

Тогда:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

34

1.083.00.00 ПЗ

Коэффициенты запаса:

Запас усталостной прочности:

Рассмотрим сечение II-II:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

35

1.067.00.00 ПЗ

В данном сечении действует изгибающий момент , вращающий момент , а также имеется концентратор напряжения – эвольвентные шлицы

Площадь сечения будет равна:

Моменты сопротивления в сечении шлицев:

Напряжения изгиба и кручения:

Примем

Для поверхности с механической обработкой обточка и упрочением закалкой коэффициенты

Тогда:

Коэффициент запаса:

Запас усталостной прочности:

# 4.3 Расчет оси сателлита

# 4.3.1 Определение реакций опор и выбор подшипников

Согласно эскизному проекту определим реакции опор и подберем подшипники, а также рассчитаем ось в опасном сечении.

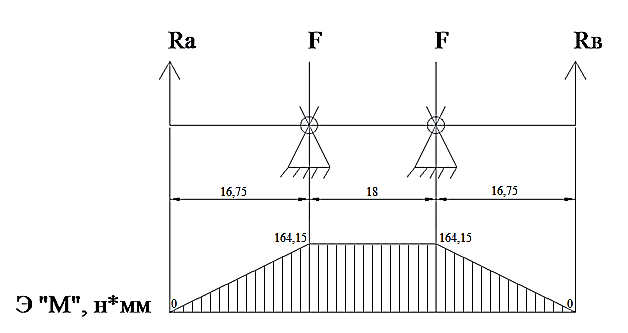


Рисунок 3.3 - Эпюра изгибающего момента для оси сателлита

Реакции опор:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

37

1.067.00.00 ПЗ

Для каждого из сателлитов установим подшипники шариковые радиальные №114 ГОСТ 8338-75.

# 4.3.2 Расчет подшипников на долговечность

Принимаем

Приведенная динамическая нагрузка:

Применим подшипник из стали двойного переплава.

Долговечность подшипника:

# 4.3.3 Расчет опасного сечения

В данном сечении максимальный изгибающий момент м.

Из эскизного проектирования знаем, что , . Концентратор напряжений – посадка подшипника с зазором.

Примем , при шлифовании поверхности и так как поверхность упрочнена закалкой

Тогда, коэффициент запаса:

Запас по усталостной прочности:

# 4.4 Расчет выходного вала

# 4.4.1 Определение диаметра вала и выбор подшипников

Приближенное значение диаметра вала:

Примем ,

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

38

1.067.00.00 ПЗ

Пользуясь стандартным рядом нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69, выберем диаметр 90 из ряда Ra40.

Установим в опорах А и В подшипники радиально-упорные роликовые конические с повышенной грузоподъемностью №7218А ГОСТ 27365-87 по схеме «врастяжку».

# 4.4.2 Определение реакций опор и построение эпюр

Исходя из эскизного проекта определим реакции опор и построим эпюры вращательного и изгибающего моментов.

Опорные реакции:

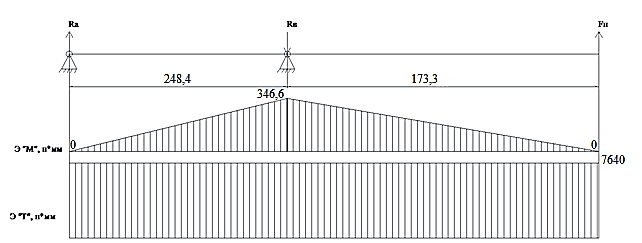


Рисунок 3.4 - Эпюра изгибающего и вращающего момента для выходного вала

# 4.4.3 Расчет подшипников на долговечность

Для выбранных подшипников

Осевые составляющие от радиальных нагрузок, приложенных к подшипникам, исходя из выбранной схемы враспор [6]:

Тогда:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

39

1.067.00.00 ПЗ

Рассчитываем подшипник в опоре А, как более нагруженный из двух одинаковых:

Принимаем

X=0,4 и Y=1,44.

Приведенная динамическая нагрузка:

Долговечность подшипника:

# 4.4.4 Проверочный расчет вала на прочность

Рассмотрим сечение, где расположены шлицы II-II:

В данном сечении вращающий момент , осевая сила , концентратор напряжения – шлицы с параметрами .

Площадь сечения будет равна:

Моменты сопротивления:

Рассчитаем коэффициенты запаса:

Напряжения изгиба и кручения:

Суммарные коэффициенты определятся как:

Примем при обтачивании поверхности и так как поверхность упрочнена закалкой

Тогда:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

40

1.083.00.00 ПЗ

Коэффициент запаса:

Запас усталостной прочности:

Рассмотрим сечение I-I:

В данном сечении изгибающий момент , вращающий момент , осевая сила , а также концентратор напряжения – посадка внутреннего кольца подшипника с натягом.

Площадь сечения будет равна:

Моменты сопротивления:

Рассчитаем коэффициенты запаса:

Напряжения изгиба и кручения:

Суммарные коэффициенты определятся как:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

1.067.00.00 ПЗ

Примем , при обтачивании шлифовании поверхности и так как поверхность упрочнена закалкой

Тогда:

Коэффициенты запаса:

Запас усталостной прочности:

# **5 Расчет соединений**

# 5.1 Проверочный расчет шлицевых соединений

# 5.1.1 Шлицевое соединение промежуточного вала

Параметры шлицевого соединения число зубьев и модуль

Диаметр делительной окружности:

Диаметр окружности впадин:

Рабочая высота боковой грани:

Из эскизной компоновки расчетная длина шлицевого соединения будет равна

Проверка прочности соединения производится на смятие боковых поверхностей шлицев:

Допускаемое напряжение смятия:

Где

– запас прочности,

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия.

Где - коэффициент, учитывающий точность изготовления, примем равным 1,15 [6,стр.43],

- Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (шлицами), так как есть центрирующие детали примем его равным 1 [6,стр.43],

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине шлицевого соединения.

В данном случае – коэффициент, учитывающий деформации вала и ступицы на длине соединения.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

42

1.067.00.00 ПЗ

Значение зависит от безразмерного параметра

Тогда значение

Тогда:

Проверка:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

43

1.067.00.00 ПЗ

# 5.1.2 Шлицевое соединение выходного вала

Параметры шлицевого соединения число зубьев и модуль

Диаметр делительной окружности:

Диаметр окружности впадин:

Рабочая высота боковой грани:

Из эскизной компоновки расчетная длина шлицевого соединения будет равна

Проверка прочности соединения производится на смятие боковых поверхностей шлицев:

Допускаемое напряжение смятия:

Где

– запас прочности,

- коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений смятия.

Где - коэффициент, учитывающий точность изготовления, примем равным 1,15 [6,стр.43],

- Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (шлицами), так как есть центрирующие детали примем его равным 1 [6,стр.43],

- коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине шлицевого соединения.

В данном случае – коэффициент, учитывающий деформации вала и ступицы на длине соединения.

Значение зависит от безразмерного параметра

Тогда значение

Тогда:

Проверка:

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

44

1.067.00.00 ПЗ

Проверка всех соединений пройдена.

# 5.2.1 Проверочный расчет шпоночного соединения входного вала

Параметры шпоночного соединения: .

Из эскизной компоновки расчетная длина шпоночного соединения будет равна .

Проверка прочности соединения производится на смятие боковых граней:

Допускаемое напряжение смятия:

Где

– запас прочности, при малоизменяющейся нагрузке ,

360 МПа (по наименее прочной детали в соединении – шпонки из стали 45)

Проверка:

Перенапряжение меньше 5%, что вполне допустимо, а значит проверка пройдена.

# 5.3 Проверочный расчет болтового соединения крепления корпуса

Поскольку болт вставлен без зазора и на него действует поперечная сила, необходимо проверить шпильку (болт) на срез и смятие.

Поперечная сила, действующая на один такой болт равна:

где n – количество болтов по всему периметру крепления корпуса,

Ftb – окружная сила корончатого колеса,

l – расстояние от оси болта до центра масс.

Количество болтов определялось на этапе эскизного проектирования рекомендацией на их диаметр по типу выбранного соединения и толщине фланца под это соединение [10]. После определения диаметра определялся примерный шаг по окружности между болтами. Из эскизного проектирования количество болтов n = 20, из них 10 – обычные болтовые соединения, и 10 – соединение со специальным болтом крепления к подредукторной раме, также имеется один штифт запрессованный в втулки. Диаметр болтов и штифта одинаков и равен d=12 мм.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

45

1.067.00.00 ПЗ

Для болтов, изготовленных с классом прочности 5.6 и изготовленных из стали 35: , .

Допустимые напряжения на срез определяются как:

Допускаемые напряжения на смятие:

Напряжение среза будут равны:

Напряжения смятия будут равны:

Как видно, напряжения смятия и среза существенно меньше допустимых, а значит болтовое соединение прошло проверку.

# **6 Описание системы смазки**

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты детали редуктора должны иметь смазку.

В спроектированном редукторе система смазки проточная, рециркуляционная. В рамках курсового проекта рассмотрен подвод масла через корпус. Используем масло марки ИМП-10. Масло подается через форсунки под давлением 4 атм. Смазываются все пары редуктора:

Для подшипников, установленных на выходном валу, спроектирована подача масла через форсунку, и струя СОЖ попадает на тела качения.

Для подшипников, установленных на сателлите и всей планетарной передачи также предусмотрена система смазки через форсунку, причем соблюдается оптимальный угол подачи масла [10], чтобы избежать попадания смазки на сепаратор и нерациональной ее траты.

На подшипники, установленные на промежуточном валу, масло подается сверху из планетарной передачи и системы смазки входного и выходного валов.

Для системы подшипников входного вала используется свежая СОЖ (подаваемая через форсунки и каналы).

Для смазывания конической ступени предусмотрена смесь свежей и стекающей с планетарной передачи и выходного вала смазки.

В спроектированном редукторе предусмотрена система отвода отработанной СОЖ для её охлаждения и очистки.

Для избежания выброса масла из корпуса редуктора через уплотнения и стыки в верхней точке корпуса установлен суфлер-отдушина.

Манжетные уплотнения на входном и выходном валах предотвращают утечку масла из корпуса редуктора и препятствуют попаданию в него пыли и влаги извне.

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

46

1.067.00.00 ПЗ

# **Заключение**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

47

1.067.00.00 ПЗ

Результатам работы стало приобретение навыков расчета, проектиро-вания и конструирования вертолетного редуктора, создание технологической документации, спецификации и сборочного чертежа спроектированного редуктора.

В данной работе произведён расчёт конических и планетарной зубчатых передач редуктора вертолёта. Выбран материал для зубчатых колёс и определены допускаемые напряжения. Определены геометрические параметры зубчатых передач. Выполнены кинематический и энергетический расчёты редуктора. Проведена проверка прочности зубчатых передач по контактным и изгибным напряжениям. Проведен подбор и расчет подшипников на дол-говечность, проектировочный и проверочные расчеты валов, расчет шлицевых и резьбовых соединений, продумана система смазки и уплотнения.

Выполнены рабочие чертежи главного редуктора и частично деталей редуктора, а также конструкторские спецификации к сборочным чертежам.

Объём и содержание проекта полностью соответствуют требованиям по выполнению курсового проекта предмета «Детали машин и механизмов».

# **Список использованных источников**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

48

1.067.00.00 ПЗ

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: справочник/ В.И. Алексеев [и др.]; под ред. Э.Б. Вулгакова. – М.: машиностроение, 1981. – 376 с.
2. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. техн. спец. вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 12-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 495 с.
3. Жильников Е.П. Курсовое проектирование по деталям машин для авиационных специальностей: метод. Указания к курсовому проектированию/ Е.П. Жильников, Б.М. Силаев, В.П. Тукмаков – Самара: Изд-во Самар. Гос. аэрокосм. Ун-та, 2008. – 32 с.
4. Кинематический и энергетический расчёт авиационных редукторов: Метод. указания к курсовому проекту / Самарский гос. аэрокосм. ун-т; Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков; Самара, 2008. - 24 с.
5. Определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач: Метод. указания к курсовому проекту / Самарский гос. аэро-косм. ун-т; Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков; Самара, 2008. 24 с.
6. Расчет и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов, учеб. пособие / В.Б.Балякин, Е.П.Жилъников. - Самара: СГАУ, 2007. - 60 с.
7. Конструирование деталей механизмов и машин, учеб. пособие / Ю.Б. Михайлов – Москва: «Издательство Юрайт», 2012. – 414 с.
8. Соединения типовых деталей с задачами и примерами расчетов, учебное пособие / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов, И.С. Захаров – Старый Оскол: «ТНТ», 2010. - 152 с.
9. Зубчатые передачи с задачами и примерами расчетов, учебное пособие / П.Н. Учаев, С.Г. Емельянов – Старый Оскол: «ТНТ», 2007. – 120 с.
10. Расчет и конструирование деталей авиационных механических передач: учеб.- справочное пособие / Б.М. Силаев – Самара: изд-во Самарского гос. аэрокосм. ун-та, 2008. – 150 с.
11. Атлас конструкций узлов и деталей машин / сост. О.А. Ряховский – Москва: МГТУ им. Баумана, 2005. -380 с.
12. Детали машин и основы конструирования: учеб. для вузов / Г.И. Рощиин, Е.А. Самойлов, Н.А. Алексеева – Москва: «Дрофа», 2006. – 415 с.
13. СТО ИРНИТУ.005-2015 «Система менеджмента качества. Учебно-методическая деятельность. Оформление курсовых и дипломных проектов (работ) технических специальностей».