**Приложение А**

**Титульный лист**

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

Руководитель \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ В.И. Умнов

Проект авиационного редуктора

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту по дисциплине

Детали механизмов и машин

1.ХХХ.00.00.ПЗ

Выполнил студент группы СМ-18-2 \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Иванов И.И.

Нормоконтролер : \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Умнов В.И.

Курсовой проект защищен с оценкой \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

Иркутск 2021 г.

**Приложение Б**

**Пример задания**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования

ИРКУТСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

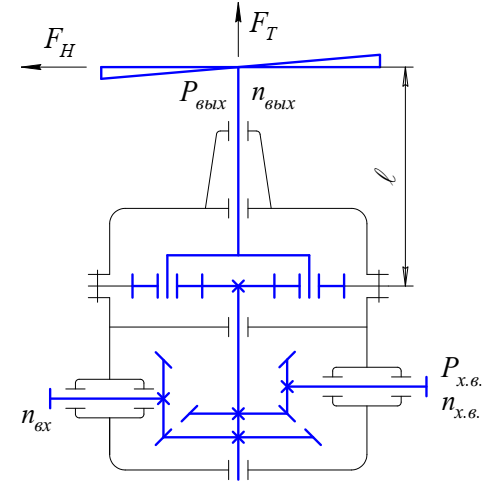
ЗАДАНИЕ НА КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

по курсу Детали механизмов и машин

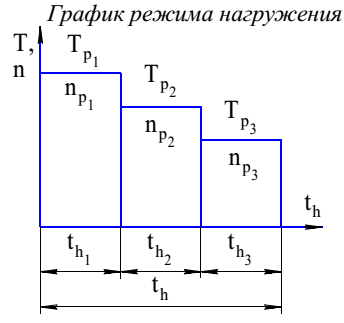
Студенту гр. СМ-18-1 Иванову И.И.

Тема проекта: Проект авиационного редуктора

Спроектировать коническо-планетарный редуктор вертолета с отбором мощности на хвостовой винт по заданной кинематической схеме.



Исходные данные:

* мощность на выходном валу ;
* мощность на выходном валу хвостового винта ;
* частота вращения входного вала ;
* частота вращения выходного вала ;
* частота вращения хвостового винта вертолета ;
* тяга несущего винта ;
* продольная сила несущего винта ;
* расстояние от плоскости вращения винта вертолета до плоскости крепления к подредукторной раме ;
* срок службы редуктора ;
* параметры режима нагружения:

,

.

За номинальную нагрузку принять максимальную из длительно действующих нагрузок, при которой число циклов перемены напряжений . Коэффициент перегрузки , при этом число циклов 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. Кестельман В.Н., Федоров А.В. Механические передачи вертолетов. М.: Машиностроение, 1983. – 122 с.
5. СТО ИРНИТУ.005-2020 «Система менеджмента качества. Учебно-методическая деятельность. Оформление курсовых и дипломных проектов (работ) технических специальностей».

Графическая часть:

* сборочный чертеж редуктора (1-2 листа А1),
* рабочие чертежи деталей (1-2 листа А1).

Дата выдачи задания – февраля 2021 г.

Задание получил – \_\_ \_\_\_\_\_ 2021 г. Иванов И.И.

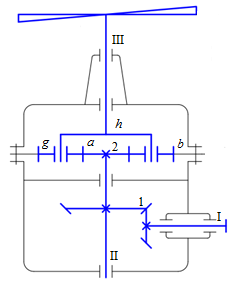
Дата представления проекта руководителю – 03. 06. 2021 г.

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

**Приложение В**

**1 Кинематический и энергетический расчет редуктора**

Редуктор включает коническую и планетарную передачу 2k-h типа A. На кинематической схеме редуктора (рисунок 1.1) обозначим ступени редуктора, звенья планетарной передачи и валы.



1 – коническая передача, 2 – планетарная передача,

*a* – солнечная шестерня, *g* – сателлит, *h* – водило, *b* – корончатое колесо,

I – входной вал, II – промежуточный вал, III – выходной вал

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема редуктора

Целью *кинематического расчета* редуктора является определение передаточных отношений передач и определения частот вращения валов. Для планетарной ступени дополнительно определим частоты вращения всех звеньев в обращенном движении.

Общее передаточное отношение редуктора определяем по заданным частотам вращения входного и выходного вала :

Принимаем передаточное отношение планетарной передачи

тогда передаточное отношение конической передачи:

Частоты вращения валов:

Угловые скорости валов:

Для определения частоты вращения колес *a* и *b* в относительном движении используем метод обращенного движения. Для этого всей планетарной передаче мысленно сообщается вращение с частотой вращения водила *h*, но в обратном направлении.

Передаточное отношение от солнечной шестерни *a* к сателлиту *g* примем по формуле [ ]:

тогда передаточное отношение от сателлита *g* к корончатому колесу *b*:

Частоты вращения в относительном движении

* солнечной шестерни *a*:
* корончатого колеса *b*:

,

* сателлита *g*:

Целью *энергетического расчета* редуктора является мощности и вращающих моментов на валах редуктора. Для планетарной ступени дополнительно определим вращающие моменты, передаваемые от солнечной шестерни к сателлиту и от сателлита к корончатому колесу.

Примем КПД конической передачи , а цилиндрической передачи . КПД планетарной передачи определим по формуле [1]:

Общий КПД редуктора:

Мощности на валах редуктора при мощности на выходном валу:

*.*

Вращающие моменты на валах редуктора:

Число сателлитов из условия соседства по формуле [1]:

Принимаем число сателлитов .

Расчетное значение вращающего момента, передаваемое одним потоком передачи от солнечной шестерни к сателлиту:

где – момент на солнечном колесе; – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами.

Расчетное значение вращающего момента, передаваемое одним потоком передачи от сателлита к корончатому колесу:

Основные результаты кинематического и энергетического расчета редуктора приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Расчетные механические характеристики передач редуктора

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Валы | Частота вращения об/мин | Угловая скорость  *ω*, рад/с | Мощность  *Р*, кВт | Вращающий момент *Т*, 103 Н∙мм | Передаточное отношение |
| входной | 2200 | 230,4 | 170,4 | 740 | 2,2 |
| промежуточный | 1000 | 104,7 | 165,3 | 1578 |
| 5 |
| выходной | 200 | 20,94 | 160,0 | 7640 |

Получены механические характеристики передач, необходимые для расчета зубчатых колес, валов и их опор.

**Приложение Г**

**2 Определение допускаемых напряжений при расчёте**

**зубчатых передач**

Кинематическая схема проектируемого цилиндрическо-планетарного редуктора представлена на рисунке 2.1. Редуктор содержит две ступени: цилиндрическую (включает шестерню 1 и колесо 2) и планетарную (включает солнечную шестерню *a*, четыре сателлита *g*, водило *h* и корончатое колесо *b*). Вал I – входной, вал II – промежуточный, вал III – выходной.

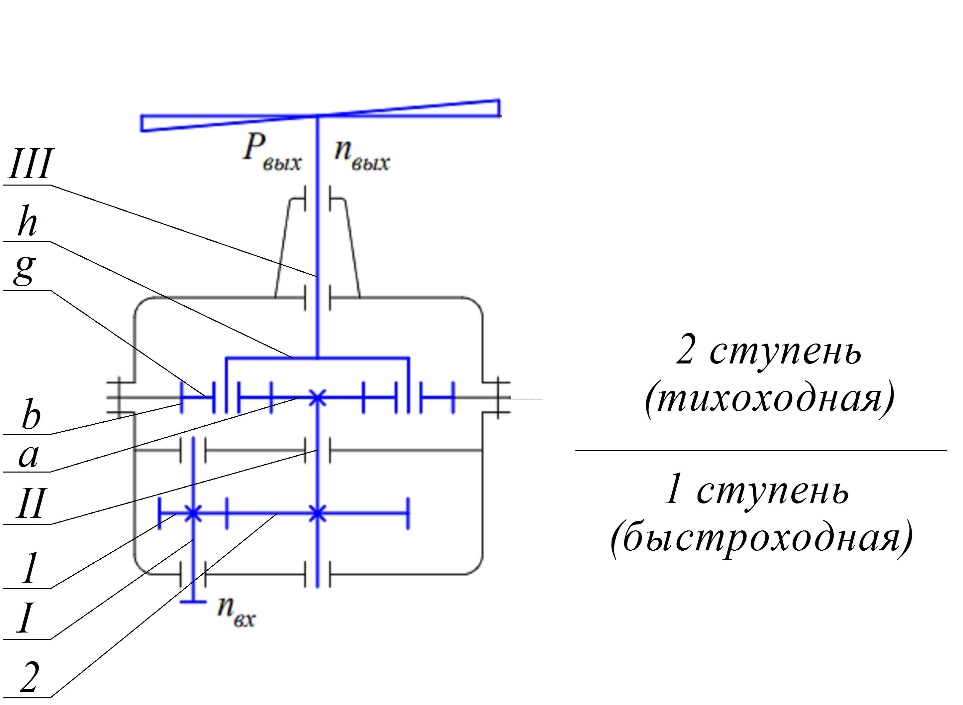


Рисунок 2.1 – Кинематическая схема редуктора

График режима нагружения представлен на рисунке 2.2.

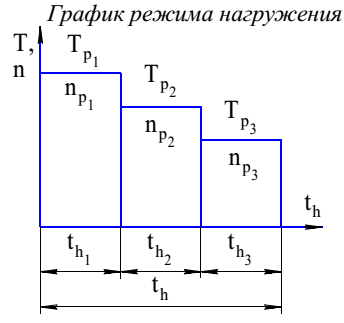


Рисунок 2.2 – График режима нагружения

Исходные данные по режимам нагружения:

; ; ,

где и – номинальный вращающий 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 в результате кинематического и энергетического расчета редуктора..

**2.1 Выбор материала зубчатых колёс и**

**обоснование термической обработки**

Так как передачи авиационные, тяжелонагруженные и требуют обеспечения высокой надежности и малых значений массово-габаритных характеристик, то для всех зубчатых колёс выбираем высокопрочную, малоуглеродистую, легированную сталь 12Х2H4A (таблица 2.1). Для повышения механических свойств материала используется химико-термическая обработка – цементация на глубину 1,0...1,2 мм с последующей закалкой, заготовка – штамповка. При цементации хорошо сочетаются весьма высокие контактная и изгибная прочности.

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 Допускаемые контактные напряжения**

Допускаемые контактные напряжения определяем по формуле:

(2.1)

где – базовый предел контактной выносливости, МПа;

– коэффициент запаса прочности;

– коэффициент долговечности.

Твердость на поверхности зубьев примем HRC=60. Тогда базовый предел контактной выносливости поверхности:

.

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

Коэффициент долговечности определяем по формуле:

где – базовое число циклов перемены контактных напряжений;

– эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений.

При большой длительности эксплуатации, когда , коэффициент долговечности принимается

При твёрдости поверхности зубьев HRC > 56 базовое число циклов перемены контактных напряжений принимается = 120·106.

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:

, (2.3)

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.

Коэффициент приведения напряжений :

.

Коэффициент одинаков для всех зубчатых колес.

Рассчитаем эквивалентное число циклов перемены контактных напряжений по формуле (2.2) для всех зубчатых колёс:

– для шестерни 1:

с1 = 1; n = nI = 2200 об/мин;

;

– для зубчатого колеса 2:

с2 = 1; n = nII = 840 об/мин;

;

– для солнечной шестерни *а*:

с*а*= 5; n = = 630 об/мин;

;

– для сателлита g:

сg = 1; n = = 630 об/мин;

;

– для корончатого колеса b:

сb  = 5; n = = 210 об/мин;

.

Коэффициенты долговечности по контактным напряжениям по формуле (2.3):

т.к. ;

т.к. ;

Допускаемые контактные напряжения по формуле (2.1):

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

;

;

.

**2.3 Допускаемые изгибные напряжения**

Допускаемое напряжение изгиба определяем 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.

При большой длительности эксплуатации, когда , принимается

Эквивалентное число циклов перемены изгибных напряжений определяется по формуле:

, (2.6)

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 по формуле (2.6) для всех зубчатых колес:

;

;

;

;

;

Для всех колес получили, что .

Коэффициенты долговечности по напряжениям изгиба:

При работе редуктора все колеса, кроме сателлитов работают одной стороной, значит для них . Сателлиты работают при знакопеременном режиме нагружения, поэтому .

Тогда допускаемые напряжения изгиба по формуле (2.4):

**2.4 Допускаемые напряжения статической прочности**

Допускаемые напряжений контактной статической прочности:

Допускаемые напряжения изгибной статической прочности:

где – предел выносливости при изгибе;

– максимально возможное значение коэффициента долговечности;

– коэффициент влияния частоты приложения пиковой нагрузки;

– коэффициент запаса прочности

**Приложение Д**

**3 Проектирование цилиндрической зубчатой передачи**

Исходные данные для расчета передачи:

* вращающий момент на шестерне ;
* частота вращения шестерни ;
* передаточное отношение ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса ;
* допускаемые напряжения контактной статической прочности
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности:
* передача прямозубая.

Цилиндрическую зубчатую передачу рассчитываем на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчёты цилиндрических зубчатых передач стандартизированы ГОСТ 21354-87. Существующие методики вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчётов. В данных расчетах использованы указания [3].

**3.1 Проектировочный расчет передачи**

Расчёт на усталостную прочность по контактным напряжениям  
является основным для определения габаритов передачи, расчёт на  
выносливость по напряжениям изгиба – для определения модуля  
передачи. Передача с прямыми зубьями.

Основными размерами цилиндрической передачи будут габариты, показанные на рисунке 3.1, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

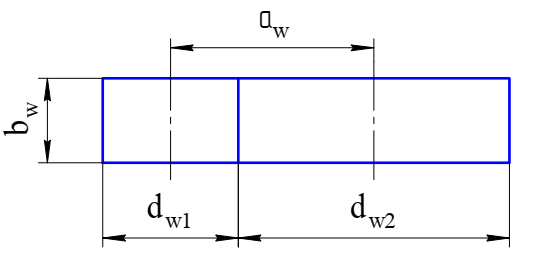


Рисунок 3.1 – Схема цилиндрической передачи

Примем коэффициент ширины зубчатого венца относительно межосевого расстояния .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни:

Начальный диаметр шестерни из условия контактной прочности:

где – вспомогательный коэффициент

– коэффициент нагрузки при расчёте по контактным напряжениям

Межосевое расстояние:

Принимаем стандартное значение

Рабочая ширина зубчатого венца:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни:

Начальное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца Эффективное значение коэффициента неравномерности при твердости HB > 350 принимаем

Окружная скорость:

Коэффициент динамической нагрузки

Коэффициент нагрузки при расчёте контактным напряжениям:

Уточнённое значение коэффициента нагрузки больше предварительно принятого в допустимых пределах:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между парами зубьев при многопарном зацеплении .

Коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Коэффициент формы зуба шестерни .

Из условия прочности на контактную выносливость определяем нормальный модуль:

Принимаем ближайшее стандартное значение .

Требуемое минимальное значение модуля по технологическим требованиям .

Число зубьев шестерни:

принимаем Подрезание зубьев отсутствует -

Число зубьев колеса:

принимаем

Уточняем передаточное число передачи:

**3.2 Геометрический расчёт передачи**

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рисунке 3.2.

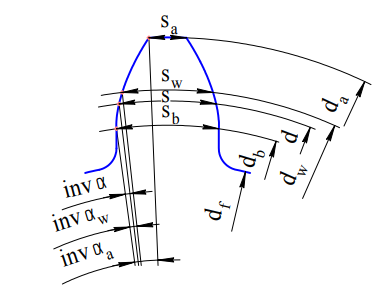


Рисунок 3.2 – Геометрические размеры зубчатого колеса

Делительный диаметр шестерни и колеса:

Начальный диаметр шестерни и колеса:

Основной диаметр шестерни и колеса:

где – угол профиля.

Делительное межосевое расстояние:

Угол зацепления:

Коэффициент суммы смещений:

где

*–* инвалюты угла зацепления и угла профиля.

Коэффициенты смещения шестерни и колеса принимаем:

Уточняем коэффициент формы зуба шестерни и колеса:

Диаметр впадин зубьев шестерни и колеса:

Диаметр вершин зубьев шестерни и колеса:

Шаг зубьев определяется по формуле:

Коэффициент торцевого перекрытия:

обеспечено непрерывность зацепления.

Толщина зуба шестерни и колеса по делительной окружности:

Толщина зуба шестерни и колеса по основной окружности:

Толщина зуба шестерни и колеса по начальной окружности:

Толщина зуба шестерни и колеса по окружности вершин:

где

где

Обеспечено отсутствие заострения зубьев:

где

**3.3 Проверка прочности передачи**

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел .

Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям определяется по формуле:

Коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел, определяется по формуле:

Контактные напряжения в зубьях шестерни:

Недогрузка по контактным напряжениям 10,5%:

Уменьшаем ширину зубчатого венца – тогда недогрузка по контактным напряжениям будет снижена до 5%:

Напряжение изгиба зуба шестерни:

Напряжение изгиба зуба колеса:

Недогрузка по изгибным напряжениям менее 3%:

Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [4].

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

**3.4 Силы в зацеплении**

Определяем окружную и радиальную силы:

# **Приложение Е**

# **4 Проектирование ортогональной конической зубчатой передачи**

Исходные данные для расчета передачи:

* вращающий момент на шестерне ;
* частота вращения шестерни ;
* передаточное отношение ;
* угол между осями колес ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса ,
* допускаемые напряжения контактной статической прочности
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности:

Коническую зубчатую передачу рассчитываем на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчёты конических зубчатых передач в настоящее время не  
стандартизованы и сведены к расчётам эквивалентной цилиндрической зубчатой передачи. Существующие методики вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчётов. В данных расчетах использованы указания [5].

**4.1 Проектировочный расчет передачи**

Расчёт на усталостную прочность по контактным напряжениям  
является основным для определения габаритов передачи, расчёт на  
выносливость по напряжениям изгиба – для определения модуля  
передачи. Передача коническая ортогональная, с прямыми зубьями.

Основными размерами конической передачи будут габариты, показанные на рисунке 4.1, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

Угол делительного конуса колеса и шестерни:

Примем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни .

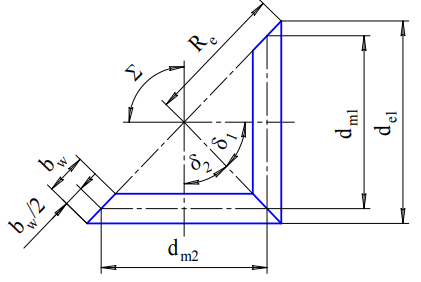


Рисунок 4.1 – Схема конической передачи

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно конусного расстояния:

Из условия прочности на контактную выносливость определяем средний делительный диаметр шестерни:

где – вспомогательный коэффициент,

– коэффициент нагрузки при расчёте по контактным напряжениям.

Рабочая ширина зубчатого венца:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни:

Начальное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца Эффективное значение коэффициента неравномерности при твердости HB > 350 принимаем

Окружная скорость:

Коэффициент динамической нагрузки

Коэффициент нагрузки при расчёте контактным напряжениям:

Уточнённое значение коэффициента нагрузки больше предварительно принятого в допустимых пределах:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям между парами зубьев при многопарном зацеплении .

Коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Коэффициент формы зуба шестерни (получен после предварительного расчета).

Из условия прочности на контактную выносливость определяем нормальный модуль в среднем сечении зуба:

Принимаем ближайшее стандартное значение

Требуемое минимальное значение модуля по технологическим требованиям .

Число зубьев шестерни и колеса:

принимаем

принимаем

Эквивалентное число зубьев шестерни и колеса:

Коэффициенты формы зуба шестерни и колеса:

Уточнённое значение коэффициента формы зуба шестерни меньше предварительно принятого в допустимых пределах:

Передаточное число передачи не изменилось:

Торцевой модуль в среднем сечении зуба:

**4.2 Геометрический расчёт передачи**

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рисунке 4.2.

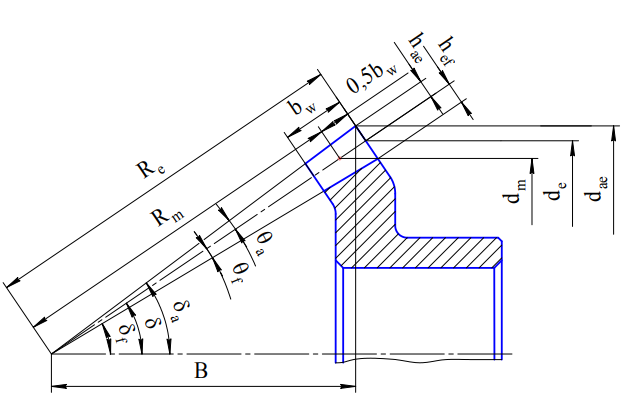


Рисунок 4.2 – Геометрические размеры конического колеса

Среднее и внешнее конусное расстояние конусное расстояние:

Торцевой модуль на внешнем торце:

Принимаем ближайшее стандартное значение

Внешний делительный диаметр шестерни и колеса:

Средний делительный диаметр шестерни и колеса:

Угол ножки зуба определяется:

Угол головки зуба:

Угол конуса вершин зубьев шестерни и колеса:

Угол впадин вершин зубьев шестерни и колеса:

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни и колеса:

**4.3 Проверочный расчет передачи на прочность**

Контактные напряжения в зубьях шестерни:

где – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел,

– коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям,

– коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел.

Относительная перегрузка по контактным напряжениям:

Напряжение изгиба зуба шестерни:

Напряжение изгиба зуба колеса определяется по формуле:

Недогрузка по напряженияи изгиба незначительна:

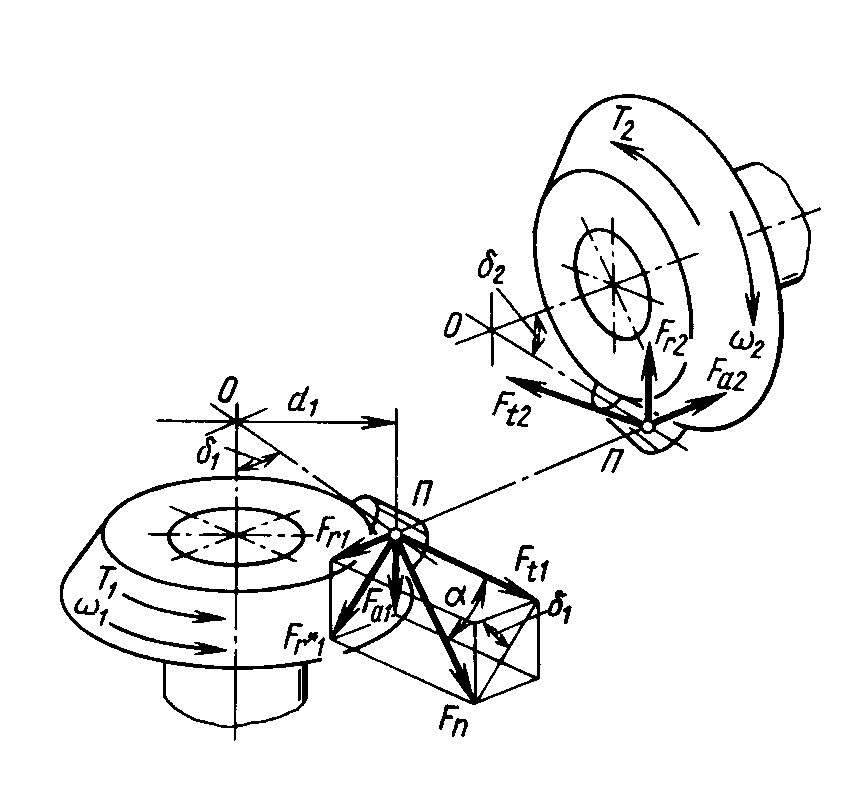
Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [Дунаев].

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

**4.4 Силы в зацеплении**

Нормальная нагрузка в контакте зубьев колес имеет три составляющие – окружную, радиальную и осевую. Схема сил взаимодействия зубьев в конической передаче показана на рисунке 4.3.

Рисунок 4.3 – Силы в зацеплении конической передачи

Окружная сила на шестерне и колесе:

Радиальная сила на шестерне, осевая на колесе:

Осевая сила на шестерне, радиальная на колесе:

**Приложение Ж**

**5 Проектирование неортогональной конической зубчатой передачи**

Исходные данные для расчета передачи:

* вращающий момент на шестерне ;
* частота вращения шестерни ;
* передаточное отношение ;
* угол между осями колес ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения для шестерни и колеса ,
* допускаемые напряжения контактной статической прочности
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности:

Коническую зубчатую передачу рассчитываем на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

Расчёты конических зубчатых передач в настоящее время не  
стандартизованы и сведены к расчётам эквивалентной цилиндрической зубчатой передачи. Существующие методики вводят некоторые упрощения, мало влияющие на результаты расчётов. В данных расчетах использованы указания [3].

Коническую зубчатую передачу рассчитываем на усталостную прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям и поломку зубьев – по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба.

# **5.1 Проектировочный расчет передачи**

Расчёт на усталостную прочность по контактным напряжениям  
является основным для определения габаритов передачи, расчёт на  
выносливость по напряжениям изгиба – для определения модуля  
передачи. Передача коническая неортогональная, с прямыми зубьями.

Основными размерами конической передачи будут габариты, показанные на рисунке 5.1, а также числа зубьев, модуль и размеры зуба.

Угол делительного конуса колеса и шестерни:

Примем коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни .

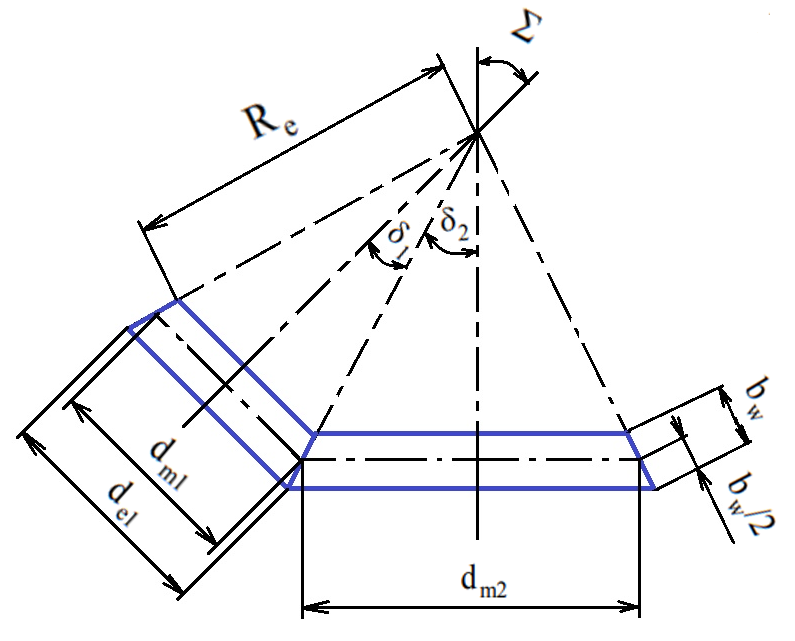


Рисунок 5.1 – Основные размеры конической передачи

Из условия прочности на контактную выносливость определяем средний делительный диаметр шестерни:

где – вспомогательный коэффициент,

– коэффициент нагрузки при расчёте по контактным напряжениям (определён в результате предварительных расчетов).

Рабочая ширина зубчатого венца:

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении .

Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни:

Начальное значение коэффициента неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца Эффективное значение коэффициента неравномерности при твердости принимаем

Окружная скорость:

Коэффициент динамической нагрузки

Коэффициент нагрузки при расчёте контактным напряжениям:

Уточнённое значение коэффициента нагрузки равно предварительно принятому :

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям между парами зубьев при многопарном зацеплении .

Коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Коэффициент формы зуба шестерни (получен после предварительного расчета).

Из условия прочности на контактную выносливость определяем нормальный модуль в среднем сечении зуба:

Принимаем ближайшее стандартное значение Минимальное значение модуля по технологическим требованиям соблюдается.

Число зубьев шестерни:

принимаем

Эквивалентное число зубьев шестерни:

Число зубьев колеса:

Эквивалентное число зубьев колеса:

Коэффициент формы зуба шестерни:

Коэффициент формы зуба колеса определяется по формуле:

Уточнённое значение коэффициента формы зуба шестерни меньше предварительно принятого в допустимых пределах:

Передаточное число передачи не изменилось:

Торцевой модуль в среднем сечении зуба:

# **5.3** **Геометрический расчет передачи**

Основные рассчитываемые размеры конического колеса показаны на рисунке 5.2.

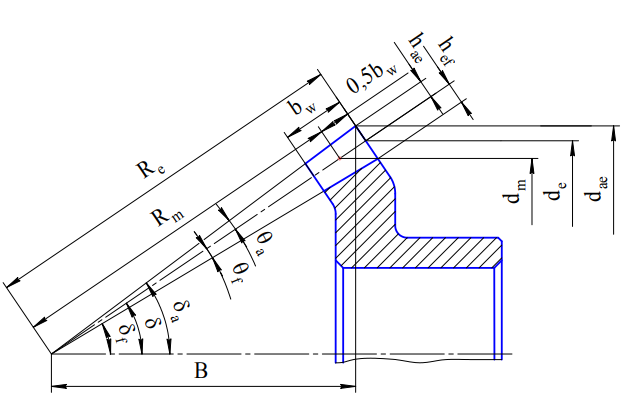


Рисунок 5.2 – Геометрические размеры конического колеса

Среднее конусное расстояние:

Внешнее конусное расстояние:

Торцевой модуль на внешнем торце:

Принимаем ближайшее стандартное значение

Внешний делительный диаметр шестерни и колеса:

Средний делительный диаметр колеса:

Угол ножки зуба:

Угол головки зуба:

Угол конуса вершин зубьев шестерни:

Угол конуса вершин зубьев колеса:

Угол впадин вершин зубьев шестерни:

Угол впадин вершин зубьев колеса:

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни:

Внешний диаметр вершин зубьев колеса:

# **5.3 Проверочный расчет передачи на прочность**

Контактные напряжения в зубьях шестерни:

где – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов контактирующих тел,

– коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям,

– коэффициент, учитывающий геометрию контактирующих тел.

Относительная перегрузка по контактным напряжениям:

Напряжение изгиба зуба шестерни:

Напряжение изгиба зуба колеса:

Недогрузка по напряженияи изгиба незначительна:

Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [Дунаев].

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

# **5.4 Силы в зацеплении**

Нормальная нагрузка в контакте зубьев колес имеет три составляющие – окружную, радиальную и осевую. Схема сил взаимодействия зубьев в конической передаче показана на рисунке 5.3.

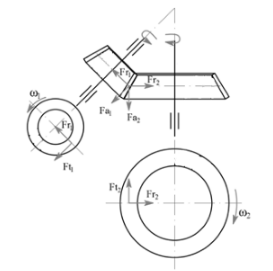


Рисунок 5.3 – Силы в зацеплении конической передачи

Окружная сила на шестерне и колесе:

Радиальная и осевая сила на шестерне:

Радиальная и осевая сила на колесе:

**Приложение Ж**

1. **Расчет планетарной передачи на прочность**

**6.1** **Определение основных параметров передачи a-g**

Передаточное отношение планетарной передачи типа 2k-h типа A –

. За основу принят алгоритм расчёта передачи, изложенный в указаниях [5].

Исходные данные для определения основных параметров передачи a-g:

* вращающий момент на шестерне
* вращающий момент на валу шестерни
* передаточное отношение от солнечной шестерни к сателлиту
* частота вращения шестерни в обращенном движении
* число сателлитов ;
* допускаемые контактные напряжения ;
* допускаемые изгибные напряжения
* допускаемые напряжения контактной статической прочности ;
* допускаемые напряжения изгибной статической прочности: ;
* зубчатые колёса прямозубые;
* степень точности передачи – 7.

Приближенно примем коэффициент нагрузки и коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни .

Делительный диаметр шестерни:

где – вспомогательный коэффициент, .

Ширина зубчатого венца:

Примем значение коэффициента неравномерности нагрузки по ширине зубчатого венца

Окружная скорость зубчатых колес:

Примем коэффициент динамической нагрузки . Тогда коэффициент нагрузки:

**6.2 Определение модуля и числа зубьев**

Примем коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями при многопарном зацеплении Тогда коэффициент нагрузки при расчёте по изгибным напряжениям:

Предварительно примем коэффициент формы зуба .

Приближенное значение модуля:

Учитываем, что при цементации, и принимаем модуль ГОСТ 9563-60.

Число зубьев солнечной шестерни:

Для данного числа зубьев коэффициент формы зуба .

Подбор чисел зубьев планетарной передачи должен обеспечить выполнение условий сборки и соосности. Условие соседства было выполнено при определении числа сателлитов.

Определим коэффициент :

Число зубьев корончатого колеса b:

Число зубьев сателлита g:

Уточним кинематические характеристики планетарной ступени.

Передаточное число ступени:

Передаточное отношение от колеса *a* к сателлиту *g:*

Передаточное отношение от сателлита *g* к корончатому колесу *b*:

Частота вращения водила:

Частота вращения солнечного колеса a в обращённом движении:

Частота вращения сателлита g в обращённом движении:

**6.3 Определение геометрических параметров**

Определим межосевое расстояние:

Делительный диаметр солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

Диаметр вершин зубьев солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

Диаметр впадин зубьев солнечной шестерни, сателлита и корончатого колеса:

**6.4 Проверка контактной прочности**

Определяем коэффициент торцевого перекрытия.

Коэффициент, учитывающий торцевое перекрытие при расчёте по контактным напряжениям.

Действительное контактное напряжение:

Условие прочности не выполняется:

Увеличиваем ширину зубчатого венца до . Коэффициент ширины зубчатого венца относительно диаметра шестерни

Уточняем значения коэффициентов:

Повторим расчет:

Условие прочности по контактным напряжениям практически выполняется:

**6.5 Проверка изгибной прочности**

Определим коэффициенты для солнечного и корончатого колес.

Действительное напряжение изгиба солнечного колеса *a*:

Напряжение изгиба сателлита *g*:

Условие прочности выполняется для обоих колес:

* 1. **Проверочный расчет на прочность при действии**

**максимальной нагрузки**

Так как в редукторе задан коффициент перегрузки , то передача проверяется на действие пиковых нагрузок [2].

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя определяем контактные напряжения:

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубев определяем изгибные напряжения:

**6.7 Определение усилий в передаче**

Вращающий момент от сателлита *g* к корончатому колесу *b* в обращенном движении:

КПД планетарной передачи

Вращающий момент на валу водила:

Окружные силы (рисунок 5.1):

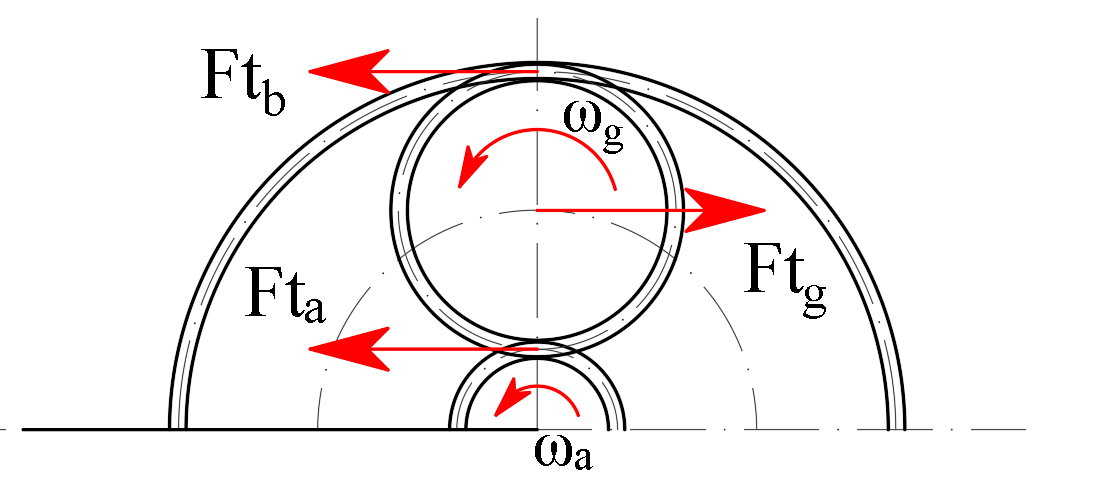


Рисунок 6.1 – Усилия в зацеплении планетарной передачи

Т.к. передача прямозубая, осевые силы отсутствуют. Окружные силы в планетарной передаче уравновешены. Солнечное и корончатое колеса уравновешены со стороны сателлитов и работают только на кручение.

**6.8 Определение ширины венца центрального колеса**

С целью снижения массы редуктора ширина зубчатого венца центрального колеса *b* может быть выполнена меньше ширины зубчатого венца сателлита.

Коэффициент формы корончатого колеса *b*:

Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на изгибную прочность:

Рабочая ширина венца зубчатого колеса из расчета на контактную прочность:

Так как , то принимаем ширину венца корончатого колеса , что меньше венца солнечной шестерни Условие выполняется.

**Приложение**

**Пример списка использованных источников**

**Список использованных источников**

1. Кинематический и энергетический расчёт авиационных редукторов: метод. указания к курсовому проекту / Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара, Самарский гос. аэрокосм. ун-т, 2008. – 24 с.
2. Определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач: Метод. указания к курсовому проекту / Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара, Самарский гос. аэрокосм. ун-т, 2008. – 24 с.
3. Расчёт на прочность цилиндрической прямозубой передачи: Метод. указания к курсовому проекту / Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков, Б.Б. Косенок. – Самара, Самарский гос. аэрокосм. ун-т, 2012. – 28 с.
4. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 496 с.
5. Расчёт на прочность планетарной передачи: метод. указания к курсо-вому проекту / Сост. Е.П. Жильников, В.П. Тукмаков. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2016. – 27 с.
6. Расчет конических зубчатых передач на прочность / В.В. Сыркин, В.Н. Никитин, Н.В.Захарова: Учебное пособие. – Омск: Изд-во СибАДИ, 2008. – 68 с.
7. Расчет конических зубчатых передач с прямыми и круговыми зубья-ми/ МГТУ “МАМИ” ; Сост. А.С. Лукьянов, С.А.Стародубцева; Москва, 2001. 26 с.
8. Расчет и проектирование валов, осей и опор качения авиационных редукторов, учеб. пособие / В.Б.Балякнн, Е.П.Жилъников. - Самара: СГАУ, 2007. - 60 с.
9. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов/ сост. Д.В.Чернилевский – Москва: Машиностроение, 2006 – 656с.
10. Атлас конструкций узлов и деталей машин/ сост. О.А.Ряховский/ - Москва: МГТУ им. Баумана, 2005. – 380с.
11. Конструирование узлов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие/Л.В.Курмаз, О.Л.Курмаз – Москва, 2007. 456с.
12. Расчет и конструирование деталей авиационных механических передач: учебно-справочное пособие/ Б.М.Силаев – Самара: изд-во СГАУ, 2008.149c.
13. СТО ИрНИТУ 005-2015. СИСТЕМА МЕНЕДЖМЕНТА КАЧЕСТВА. Учебно-методическая деятельность. Оформление курсовых проектов (работ) и выпускных квалификационных работ технических специальностей.