## МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

## Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского “ХАИ”

## Кафедра 202

ТЯГОВАЯ ЛЕБЕДКА ДЛЯ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ САМОЛЕТОВ

Пояснительная записка к курсовому проекту

по дисциплине “Конструирование машин и механизмов”

КП.ТЛ.00.00.00 ПЗ

Харьков 2005

Содержание

Введение

Реферат

1. Определение мощности двигателя и моментов на валах редуктора

2. Расчёт первой (быстроходной) ступени

2.1 Выбор материала

2.2 Проектировочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи

2.3 Проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи

2.4 Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи

3. Расчёт второй (тихоходной) ступени

3.1 Выбор материала

3.2 Проектировочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи

3.3 Проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи

3.4 Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи

4. Проектировочный расчёт валов на кручение

5. Проверочный расчёт валов

5.1 Определение реакций в опорах

5.1.1 Входной вал

5.1.2 Промежуточный вал

5.1.3 Выходной вал

5.2 Расчёт на статическую прочность

5.2.1 Входной вал

5.2.2 Промежуточный вал

5.2.3 Выходной вал

5.3 Расчёт валов на выносливость

5.3.1 Входной вал

5.3.2 Промежуточный вал

5.3.3 Выходной вал

6. Расчет и выбор подшипников по динамической грузоподъёмности

6.1 Входной вал

6.2 Промежуточный вал

6.3 Выходной вал

7. Подбор шпонок

7.1 Входной вал

7.2 Промежуточный вал

7.3 Выходной вал

8. Расчет болтового соединения фундаментных лап с обеспечением нераскрытия стыка

9. Выбор смазочного материала

Заключение

Список литературы

Введение

Тяговая лебедка предназначена для транспортирования различных объектов, в данном случае самолетов. Она состоит из трех основных элементов: редуктор, электродвигатель и барабан.

Неотъемлемой частью тяговой лебедки является редуктор. Редуктор – это механизм, состоящий из передач зацепления с постоянным передаточным отношением, заключенные в отдельный корпус и предназначенные для понижения угловой скорости выходного вала по сравнению с входным.

Расчёт на прочность деталей редуктора необходимое условие, без которого нельзя вести проектирование лебёдки, транспортирующую самолёты на стартовой площадке аэродрома.

Реферат

Количество страниц – 44.

Количество рисунков – 6.

Количество таблиц – 2.

Ключевые слова: редуктор, зубчатое колесо, корпус, шпонка, вал, шестерня, лебедка, электродвигатель, подшипник, смазочное масло, барабан, статическая прочность, выносливость, реакция, зубчатая передача, делительный диаметр, высота зуба, модуль, диаметр впадин зубьев, диаметр вершин зубьев.

В данном курсовом проекте было проведено проектирование тяговой лебёдки для транспортировки самолётов на стартовой площадке аэродрома. В рамках данного проекта был рассчитан цилиндрический раздвоенный редуктор, а также подобраны другие стандартные узлы тяговой лебедки на основании расчетов.

1. Определение мощности двигателя и моментов на валах редуктора

 (1.1)

 (1.2)

где

,

 - КПД муфты,

 - КПД зубчатой цилиндрической передачи,

 - КПД лебедки.

Определим требуемую частоту вращения вала двигателя:



Передаточное отношение редуктора:

 (1.3)









 - соответствует данному типу редуктора.

По ГОСТ 19523-74 принимаем асинхронный электродвигатель 4А112М4У3 мощностью 5,5(кВт) [5].

 (1.4)

 (1.5)

Определение чисел зубьев шестерни и колеса первой ступени:

;

;

Принимаем: 

Определение чисел зубьев шестерни и колеса второй ступени:

;

;

Принимаем:

 (1.6)

 (1.7)



Крутящий момент на приводном валу:

 (1.8)

Крутящий момент на среднем валу:

 (1.9)

Крутящий момент на быстроходном валу:

 (1.10)

2. Расчёт первой (быстроходной) ступени

2.1 Выбор материала

Таблица 2.1. Материалы для шестерни и колеса

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термообработка | σвМПа | σтМПа | ТвердостьПоверхностине менее | Базовые числа циклов |
| Шестерня  | Поковка | 40ХН | Улучшение | 850 | 600 | 300HB | NH01=6\*107NF01=4\*106 |
| Колесо  | Поковка | 40ХН | Улучшение | 850 | 600 | 295HB | NH02=4\*107NF02=4\*106 |

2.2 Проектировочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса

 (2.1)

 (2.2)

; ;

 (2.3)

; 

где

 и  - количество контактов зубьев шестерни и колеса за один оборот

 - срок службы передачи

Определяем допускаемые напряжения.

а) контактные:

;

;

 - предел контактной выносливости поверхности зубьев;

 - коэффициент безопасности [1].

 - коэффициент долговечности [1]; .

Так как  и , то ;

;

;

; 

В качестве расчетного принимаем .

б) изгибные:

;

 [1];

 [1];

 - коэффициент долговечности [1];  [1].

Так как  и , то ;

;  [1];

;

.

в) предельные:

;



Определение коэффициентов расчетной нагрузки.

 - коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на контактную выносливость;

 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [1];

 - коэффициент динамической нагрузки для 8-й степени точности [1].

 - коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгибную выносливость;

 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [1];

 - коэффициент динамической нагрузки для 8-й степени точности [1].

Начальный (делительный) диаметр шестерни:

 (2.4)

где  [1];  [1]

Модуль зацепления

 (2.5)

По ГОСТ 9563 – 60 округляем модуль до , тогда

 (2.6)

 (2.7)

 (2.8)

2.3 Проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

Проверка передачи на контактную выносливость:

 (2.9)

Предварительно устанавливаем следующие параметры:  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, где  - угол наклона прямого зуба, ;

 коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

где  - приведенный модуль упругости для случая стальных шестерни и колеса,  - коэффициент Пуассона.

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

 - для прямозубых колес [1].

Окружная скорость (уточняем):

 (2.10)

Удельная окружная динамическая сила:

 (2.11)

где  [1],  [1].

Удельная окружная сила в зоне наибольшей концентрации:

 (2.12)

где

 (2.13)

 (2.14)

принимаем , ()

Уточняем коэффициент расчетной нагрузки:

 (2.15)

 (2.16)

 (2.17)

Определяем удельную расчетную окружную силу:

 (2.18)

 (2.19)

Таким образом, перенапряжение меньше 3%, что допустимо.

Проверка зубьев передачи на изгибную выносливость

;

.

 для  - коэффициент формы зубьев шестерни [1].

 для  - коэффициент формы зубьев колеса [1].

; 

Так как 67.406<71.314, проверяем на прочность зуб шестерни:

 (2.20)

 (2.21)

где  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, при 8-й степени точности [1];  - коэффициент, учитывающий наклон зубьев [1].

Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки.

 (2.22)

 (2.23)

2.4 Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи:

 (2.24)

 (2.25)

 (2.26)

 (2.27)

 (2.28)

 (2.29)

 (2.30)

 (2.31)

 (2.32)

3. Расчёт второй (тихоходной) ступени

3.1. Выбор материала

Таблица 3.1. Материалы для шестерни и колеса.

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Элемент передачи | Заготовка | Марка стали | Термообработка | σвМПа | σтМПа | ТвердостьПоверхностине менее | Базовые числа циклов |
| Шестерня  | Поковка | 45 | Объем.закалка | 1000 | 750 | 45HBC | NH01=6\*107NF01=4\*106 |
| Колесо  | Поковка | 45 | Объем.закалка | 1000 | 750 | 40HBC | NH02=4\*107NF02=4\*106 |

3.2 Проектировочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

Определение числа циклов перемены напряжений шестерни и колеса.

 (3.1)

 (3.2)

; ;

 (3.3)

; .

 и  - количество контактов зубьев шестерни и колеса за один оборот.

 - срок службы передачи.

Определяем допускаемые напряжения.

а) контактные: ;

;  - предел контактной выносливости поверхности зубьев;

 - коэффициент безопасности [1].

 - коэффициент долговечности [1]; .

Так как  и , то ;

;

;

;

;

В качестве расчетного принимаем .

б) изгибные:

;

 [1];

 [1];

 - коэффициент долговечности [1];  [1].

Так как  и , то ;

;  [1];

;

;

в) предельные:



;

Определение коэффициентов расчетной нагрузки:

 - коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на контактную выносливость;

 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [1];

 - коэффициент динамической нагрузки для 8-й степени точности [1].

 - коэффициент расчетной нагрузки при расчетах на изгибную выносливость;

 - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий [1];

 - коэффициент динамической нагрузки для 8-й степени точности [1].

Начальный (делительный) диаметр шестерни

 (3.4)

где  [1];  [1].

Модуль зацепления.

 (3.5)

По ГОСТ 9563 – 60 округляем модуль до , тогда

 (3.6)

 (3.7)

 (3.8)

3.3 Проверочный расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

Проверка передачи на контактную выносливость.

 (3.9)

предварительно устанавливаем следующие параметры:  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, где  - угол наклона прямого зуба, .

 - коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес;

где  - приведенный модуль упругости для случая стальных шестерни и колеса,  - коэффициент Пуассона.

 - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий.

 - для прямозубых колес [1].

Окружная скорость (уточняем):

 (3.10)

Удельная окружная динамическая сила:

 (3.11)

где  [1],  [1].

Удельная окружная сила в зоне наибольшей концентрации:

 (3.12)

где

 (3.13)

 (3.14)

принимаем  ()

Уточняем коэффициент расчетной нагрузки:

 (3.15)

 (3.16)

 (3.17)

Определяем удельную расчетную окружную силу:

 (3.18)

 (3.19)

Таким образом, недонапряжение меньше 3%, что допустимо.

Проверка зубьев на изгибную выносливость.

;

.

 для  - коэффициент формы зубьев шестерни [1].

 для  - коэффициент формы зубьев колеса [1].

; .

Так как 73.256<84.337, то проверяем на прочность зуб шестерни:

 (3.20)

 (3.21)

где  - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев,

при 8-й степени точности [1];

 - коэффициент, учитывающий наклон зубьев [1].

Проверка на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки.

 (3.22)

 (3.23)

3.4 Геометрический расчёт цилиндрической зубчатой передачи.

 (3.24)

 (3.25)

 (3.26)

 (3.27)

 (3.28)

 (3.29)

 (3.30)

 (3.31)

 (3.32)

4. Проектировочный расчёт валов на кручение

Вал – деталь, предназначенная для передачи вращающего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей машин. Он также подвержен действию поперечных сил и изгибающих моментов.

Основными условиями, которым должна отвечать конструкция вала, являются достаточная прочность, жесткость, обеспечивающая нормальную работу зацеплений и подшипников, а также технологичность конструкции и экономия материала.

Выбираем материал для валов – сталь 40 ГОСТ 4543-71: ;.

Входной вал:

 (4.1)

где  [1].

Принимаем : 

Промежуточный вал:

 (4.2)

где  [1].

Принимаем: 

Выходной вал:

 (4.3)

где  [1].

Принимаем: .

5. Проверочный расчёт валов

5.1 Определение реакций в опорах

5.1.1 Входной вал

Схема нагружения вала представлена на рис. 5.1 приложения 2.

Окружная сила, действующая в зацеплении:

 (5.1)

 (5.2)

Эквивалентная нагрузка:

 (5.3)

где  – диаметр муфты;

Параметры расположения зубчатых колёс и опор с размерами:

 ; ; ;

;

Найдём реакции связей:

 (5.4)

 (5.5)

 (5.6)

 (5.7)

 (5.8)

 (5.9)

Найдём моменты, действующие на вал, и построим эпюру моментов:

 (5.10)

 (5.11)

 (5.12)

 (5.13)

 (5.14)

 (5.15)

 (5.16)

 (5.17)

Эпюры моментов изображены на рис. 5.2 приложения 2.

5.1.2 Промежуточный вал

Схема нагружения вала представлена на рис. 5.3 приложения 2.

Окружная сила, действующая в зацеплении:

 (5.18)

 (5.19)

 (5.20)

 (5.21)

Параметры расположения зубчатых колёс и опор с размерами:

 ; ; ;

;

Найдём реакции связей:

 (5.22)

 (5.23)

 (5.24)

 (5.25)

 (5.26)

 (5.27)

Найдём моменты, действующие на вал, и построим эпюру моментов:

 (5.28)

 (5.29)

 (5.30)

 (5.31)

 (5.32)

 (5.33)

 (5.34)

 (5.35)

 (5.36)

Эпюры моментов изображены на рис. 5.4 приложения 2.

5.1.3 Выходной вал

Схема нагружения вала представлена на рис. 5.5 приложения 2.

Окружная сила, действующая в зацеплении:

 (5.37)

 (5.38)

Эквивалентная нагрузка:

 (5.39)

где  – диаметр муфты.

Найдём реакции связей:

 ; ;

;

 (5.40)

 (5.41)

Найдём моменты, действующие на вал, и построим эпюру моментов:

 (5.42)

 (5.43)

 (5.44)

 (5.45)

 (5.46)

 (5.47)

Эпюры моментов изображены на рис. 5.6 приложения 2.

5.2 Расчёт на статическую прочность

5.2.1 Входной вал

Напряжения изгиба для сплошного вала ():

 (5.48)

Напряжение кручения для сплошного вала ():

 (5.49)

Эквивалентные напряжения:

 (5.50)

Расчет на перегрузку ( [2]):

 (5.51)

 (5.52)

 (5.53)

 (5.54)

 (5.56)

Допускаемые напряжения для материала вала (сталь 40Х), имеющего предел текучести :

 (5.57)

где  - коэффициент запаса прочности [2].

Рассчитанные эквивалентные напряжения, как при нормальных нагрузках, так и при перегрузках меньше допускаемых.

5.2.2 Промежуточный вал

Напряжения изгиба для сплошного вала ():

 (5.58)

Напряжение кручения для сплошного вала ():

 (5.59)

Эквивалентные напряжения:

 (5.60)

Расчет на перегрузку ( [2]):

 (5.61)

 (5.62)

 (5.63)

 (5.64)

 (5.65)

Допускаемые напряжения для материала вала 40Х, имеющего предел текучести :

,

где  - коэффициент запаса прочности [2].

Рассчитанные эквивалентные напряжения, как при нормальных нагрузках, так и при перегрузках меньше допускаемых.

5.2.3 Выходной вал

Напряжения изгиба для сплошного вала ():

 (5.66)

Напряжение кручения для сплошного вала ():

 (5.67)

Эквивалентные напряжения:

 (5.68)

Расчет на перегрузку ( [2]):

 (5.69)

 (5.70)

 (5.71)

 (5.72)

 (5.73)

Допускаемые напряжения для материала вала 40Х, имеющего предел текучести :

,

где  - коэффициент запаса прочности [2].

Рассчитанные эквивалентные напряжения, как при нормальных нагрузках, так и при перегрузках меньше допускаемых.

5.3 Расчёт валов на выносливость

5.3.1 Входной вал

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

 (5.74)

где  – коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений,

 – коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений.

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:

 (5.75)

где  [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба,  - среднее значение напряжений, – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе,

 - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений [2].

Амплитудное значение напряжений:

;

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе:

 (5.75)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелями [2],

 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали [2],

 - коэффициент влияния шероховатости поверхности [2],

 - коэффициент влияния упрочнения при поверхностной обработке [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:

 (5.76)

Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

 (5.77)

где  [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения,  - среднее значение напряжений, – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении,  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении [2].

Амплитудное и среднее значение напряжений:

.

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении:

 (5.78)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелями [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

 (5.79)

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

 (5.80)

5.3.2 Промежуточный вал

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

 (5.81)

где  – коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений,

 – коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений.

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:

,

где  [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба,  - среднее значение напряжений, – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе,  - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений [2].

Амплитудное значение напряжений:

;

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе:

 (5.82)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелями [2],

 – коэффициент влияния абсолютных размеров детали [2],

 - коэффициент влияния шероховатости поверхности [2],

 - коэффициент влияния упрочнения при поверхностной обработке [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:

;

Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

 (5.83)

где  [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения,  - среднее значение напряжений,

– суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении,

 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении [2].

Амплитудное и среднее значение напряжений:

;

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении:

 (5.84)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелями [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

;

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

 (5.85)

5.3.3 Выходной вал

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

;

где  – коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений,

 – коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений.

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:

 (5.86)

где

 [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба,  - среднее значение напряжений, – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе,  - коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений [2].

Амплитудное значение напряжений: 

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при изгибе:

 (5.87)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений для шпоночных участков валов [2],  – коэффициент влияния абсолютных размеров детали [2],  - коэффициент влияния шероховатости поверхности [2],

 - коэффициент влияния упрочнения при поверхностной обработке [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для нормальных напряжений:



Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

 (5.88)

где  [2] – предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения,  - среднее значение напряжений, – суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении,  – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при кручении [2].

Амплитудное и среднее значение напряжений:

;

Суммарный коэффициент, учитывающий влияние всех факторов на сопротивление усталости при кручении:

 (5.89)

где  – эффективный коэффициент концентрации напряжений для шпоночных участков валов [2].

Коэффициент запаса усталостной прочности для касательных напряжений:

;

Коэффициент запаса усталостной прочности при одновременном действии нормальных и касательных напряжений:

 (5.90)

6. Расчет и выбор подшипников по динамической грузоподъёмности.

При частоте вращения n>=1(об/мин) подшипники выбирают по динамической грузоподъемности. Выбор подшипников по динамической грузоподъемности состоит в проверке его расчетной долговечности при заданных условиях работы.

Номинальная долговечность подшипника в миллионах оборотов:

 (6.1)

где

С - каталожная динамическая грузоподъемность данного типа размера подшипника,

F - эквивалентная расчетная нагрузка на подшипнике,

р - степенной показатель, для шарикоподшипников равный 3.

Номинальная долговечность подшипника Lh связана с долговечностью L зависимостью:

Lh=106\*L/60\*n (6.2)

Для радиальных подшипников:

F=V\*Fr\*Kσ\*Kт (6.3)

где

Fr - радиальная нагрузка на подшипнике (качестве радиальной нагрузки на подшипник принимаем максимальную реакцию в опорах вала),

V=1 - коэффициент вращения при вращении внутреннего кольца подшипника [2],

Kσ =1 - коэффициент безопасности [2],

Kт=1 (если t<150oC) - температурный коэффициент [2].

6.1 Входной вал

На ведущем валу принят подшипник 403 ГОСТ 8338-75. Каталожная динамическая грузоподъемность С=22.9(кН).

Эквивалентная расчетная нагрузка:

 (6.4)

Динамическую грузоподъемность определяют по формуле:

 (6.5)

Здесь

 (6.6)

где

Ln -расчетный ресурс, n – частота вращения,  – коэффициент вводимый при необходимости повышения надежности [2],  – коэффициент учитывающий качество материала подшипников [2].

Принятый подшипник отвечает условиям задания по динамической грузоподъёмности.

6.2 Промежуточный вал

На ведущем валу принят подшипник 405 ГОСТ 8338-75. Каталожная динамическая грузоподъемность С=36.4(кН).

Эквивалентная расчетная нагрузка:

 (6.7)

Динамическую грузоподъемность определяют по формуле:

 (6.8)

Здесь

 (6.9)

где

Ln -расчетный ресурс, n – частота вращения,  – коэффициент вводимый при необходимости повышения надежности [2],  – коэффициент учитывающий качество материала подшипников [2].

Принятый подшипник удовлетворяет условиям задания по динамической грузоподъёмности.

6.3 Выходной вал

На ведущем валу принят подшипник 308 ГОСТ 8338-75. Каталожная динамическая грузоподъемность С=41(кН).

Эквивалентная расчетная нагрузка:

 (6.10)

Динамическую грузоподъемность определяют по формуле:

 (6.11)

Здесь

 (6.12)

где

Ln -расчетный ресурс, n – частота вращения,  – коэффициент вводимый при необходимости повышения надежности [2],  – коэффициент учитывающий качество материала подшипников [2].

Принятый подшипник отвечает условиям задания по динамической грузоподъёмности.

7. Подбор шпонок

В большинстве случаев в редукторах для крепления муфт и зубчатых колес на валах применяют призматические шпонки со скругленными торцами. Пазы на валах под такие фрезы выполняют пальцевыми фрезами. Наиболее опасной деформацией для шпонок и пазов является смятие от крутящих моментов.

7.1 Входной вал

Для диаметра вала  под МУВП по ГОСТ 23360-78 назначаем размеры поперечного сечения шпонки:  - ширина шпонки,  - высота шпонки, .

Материал шпонки - Сталь 45 ГОСТ 1050-84:

; ;

допускаемое напряжение смятия – 140(МПа).

Потребная длина шпонки из условия прочности на смятие:

 (7.1)

Принимаем: .

Проверка на смятие:

 (7.2)

7.2 Промежуточный вал

Для диаметра вала  под зубчатое колесо по ГОСТ 23360-78 назначаем размеры поперечного сечения шпонки:  - ширина шпонки,  - высота шпонки, .

Материал шпонки - Сталь 45 ГОСТ 1050-84:

; ;

допускаемое напряжение смятия – 140(МПа).

Потребная длина шпонки из условия прочности на смятие:

 (7.3)

Принимаем: .

Проверка на смятие:

 (7.4)

7.3 Выходной вал

Для диаметра вала  под зубчатое колесо по ГОСТ 23360-78 назначаем размеры поперечного сечения шпонки:  - ширина шпонки,  - высота шпонки, .

Материал шпонки - Сталь 40Х ГОСТ 4543-71:

; ;

допускаемое напряжение смятия – 250(МПа).

Потребная длина шпонки из условия прочности на смятие:

 (7.5)

По конструктивным соображениям принимаем длину шпонки: ;

Проверка на смятие:

 (7.6)

Для диаметра вала  под МУВП по ГОСТ 23360-78 назначаем размеры поперечного сечения шпонки:  - ширина шпонки,  - высота шпонки, .

Материал шпонки – Ст6 ГОСТ 380-71: допускаемое напряжение смятия – 200(МПа).

Потребная длина шпонки из условия прочности на смятие:

 (7.7)

Принимаем: ;

Проверка на смятие:

 (7.8)

8. Расчет болтового соединения фундаментных лап с обеспечением нераскрытия стыка

 (8.1)

 (8.2)

Здесь ; , где L и B – длина и ширина основания.

 (8.3)

 (8.4)

где

 (8.5)

;

;

 (8.6)

 (8.7)

 (8.8)

где  для стали 45Л ГОСТ 1050-84.

 (8.9)

 (8.10)

что удовлетворяет условию: 

тяговая лебедка редуктор

9. Выбор смазочного материала

Для смазывания зубчатых передач со стальными зубьями ориентировочное значение вязкости масла определим по рисунку [3] в зависимости от фактора :

 (9.1)

где  - твердость по Виккерсу активных поверхностей зубьев тихоходной ступени,  - контактные напряжения тихоходной ступени,  - окружная скорость в зацеплении тихоходной ступени.

Принимаем по ГОСТ 20799-75 нефтяное смазочное масло: И-100А.

Заключение

В данном курсовом проекте было проведено проектирование тяговой лебёдки для транспортировки самолётов на стартовой площадке аэродрома. В рамках данного проекта был рассчитан цилиндрический раздвоенный редуктор, а также подобраны другие стандартные узлы тяговой лебедки на основании расчетов. В проекте были использованы такие интегрированные программные пакеты, как «MathCad 2001» и «Компас 5.11-3D».

Список литературы

1. Артеменко Н.П., Волошин Ю.И. и др. Расчет и проектирование зубчатых передач. - Харьков: ХАИ, 1980.-113с.

2. Назин В.И. Проектирование подшипников и валов. - Харьков: ХАИ, 2004.-220с.

3. Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. - Л.: Машиностроение, 1984.-400с.

4. Самохвалов Я.А., Левицкий М.Я., Григораш В.Д. Справочник техника-конструктора. - Киев.: Техника, 1978.-592с.

5. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.1. -.: Машиностроение, 1979.-728с.

6. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.2. - М.: Машиностроение, 1980.-559с.

7. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т.3. - М.: Машиностроение, 1979.-557с.