МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

НАЦИОНАЛЬНЫЙ АЭРОКОСМИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

им. Н.Е. ЖУКОВСКОГО

«ХАРЬКОВСКИЙ АВИАЦИОННЫЙ ИНСТИТУТ»

Пояснительная записка к домашнему заданию №1

по курсу «Конструирование машин и механизмов».

**Подъемник шасси самолетный**

Выполнил:

ст. группы 232а Кошкина Н.В.

Консультант:

Профессор Доценко В.Н.

Харьков 2009

# **Содержание**

Введение

1. Расчёт винта
2. Расчёт гайки

3. Расчёт подшипника

4. Расчёт цапфы

5. КПД механизма

6. Расчёт корпуса подъемника

Заключение

Список используемой литературы

**Введение**

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное. При этом обеспечивается выигрыш в силе. Такие передачи широко используются в авиационной технике: в домкратах, съёмниках, подъёмниках шасси и др.

К преимуществам такой передачи можно отнести:

1) большую несущую способность при малых габаритах;

2) возможность достижения высокой точности перемещения;

3) простоту конструкции и изготовления.

Недостатком является низкий КПД таких передач.

В данной работе спроектирован подъемник шасси. Рассчитаны винт, гайка, корпус винтовой передачи.

Также проведены проверочные расчёты и подобраны стандартные детали.

# **Исходные данные**

* Действующая сила F(Н) 24000;
* Тип резьбы ГОСТ 10177-62 (упорная );
* Размер Hmax(мм): 1600;
* Ход винта h(мм): 0,3Hmax=480;

Рис. 1. Схема механизма

По той причине, что данный механизм испытывает большие нагрузки и является очень ответственным, то материалом для винта назначено сталь, а для гайки оловянистую бронзу.

Для винта: Сталь 45 ГОСТ 1050 – 74 (σв=750 МПа σт=450МПа);

Для гайки: БрОЦ 4 –3 ГОСТ 613 – 41 (σв=250 МПа);

**1. Расчёт винта**

Во всех случаях винт работает на сжатие (растяжение) и кручение.

Винты должны одновременно удовлетворять условию прочности при продольном изгибе и условию допускаемой гибкости:

Наибольшая допускаемая гибкость для грузовых винтов . Назначим коэффициент запаса S=4. Допускаемые напряжения для стальных винтов определяются по формуле:

Находим диаметр винта по критериям, определяющим работоспособность передачи винт-гайка, исходя из условий:

а) прочности на сжатия с учётом устойчивости;

б) допускаемой гибкости;

в) износостойкости рабочих поверхностей витков резьбы.

а) Условие прочности на сжатие с учётом устойчивости имеет вид:

где: k – коэффициент, учитывающий скручивание тела винта моментом в опасном сечении (принимаем k=1,3);

ϕ - коэффициент уменьшения основного допускаемого напряжения (ϕ=0,5);

α - отношение внутреннего диаметра d0 к внешнему d1 (α=0,7).

б) Условие по допускаемой гибкости имеет вид:

где: - коэффициент приведённой длины винта ();

θ - коэффициент полноты сечения (θ=0,305);

l - свободная длина винта ();

в) Износостойкость рабочих поверхностей витков резьбы.

где: d2 – средний диаметр резьбы винта;

 – коэффициент высоты гайки ();

Н – высота гайки;

- коэффициент высоты резьбы (h – высота профиля резьбы, Р – шаг резьбы) для упорной резьбы ;

– допускаемое удельное давление;

По наибольшему диаметру (вычисленному с учетом устойчивости) подбираем резьбу.

Таблица 1. Параметры резьбы

|  |  |
| --- | --- |
| Шаг резьбы, мм p | Резьба упорная ГОСТ 10177 – 62 (рис 2.1).Диаметр резьбы, мм |
| винта и гайки | винта | гайки |
| наружныйd | среднийd2 | внутреннийd1 | внутренний |
| 8 | 50 | 36,116 | 44 | 38 |

Проводим проверочные расчёты на условие самоторможения и на прочность в опасном сечении.

Расчёт на условие самоторможение.

Угол подъёма средней винтовой линии резьбы:

где: n– количество заходов резьбы (принимаем );

P – шаг резьбы;

d2 – средний диаметр резьбы.

Приведенный угол трения:

Условие самоторможения выполняется.

Дальше выполняем проверку винта на прочность в опасном сечении:

Напряжение сжатия определим из следующей формулы:

Условие прочности выполняется.

Определение КПД винтовой пары

Коэффициент полезного действия винтовой пары скольжения определяется по формуле:


# **2**. **Расчет гайки**

Гайки изготавливаются из материалов, имеющих в паре со стальным винтом низкий коэффициент трения и высокую износостойкость. К таким материалам относятся оловянистые и безоловянистые бронзы, латунь, металлокерамика и антифрикционный чугун.

Гайки выполняются в виде цилиндрических втулок, которые запрессовываются или ввинчиваются в подвижный или неподвижный корпус. В данном случае конструкцию гайки выбираем таким образом, чтобы распределение нагрузки по виткам резьбы было наиболее равномерным

**Конструкция гайки**

При расчёте резьбы гаек принимается допущение, что осевое усилие распределяется по виткам равномерно, а угол подъёма витков настолько мал, что их можно рассматривать в виде плоских круговых колец. В гайке рассчитывают резьбу (на изгиб, срез и удельное давление), основные её размеры (**H**, **D**), а также отдельные элементы (посадка в корпус, упорный буртик , фиксирующие детали и др.). Назначим допускаемое удельное давление [ р ] =500Па/см

Определим число витков гайки по формуле:

Принимаем z=4.

Определим высоту гайки по следующей формуле:

44=61,6 (мм)

Принимаем большее значение: Н=62мм.

Тело гайки подвергается кручению и сжатию. Наружный диаметр тела гайки D определяется из условия прочности:

винт подъемник шасси гайка

где: k – коэффициент, учитывающий скручивание тела гайки, k=1,3 ;

[σ] - допускаемое напряжение сжатия или растяжения ; [σ]=250 МПа;

Толщина стенки гайки по условию прочности оказалась малой, наружный диаметр гайки назначаем конструктивно:

.

Проведем проверку гайки на прочность

Допускаемые напряжения примем равными:

а) Проверка на срез

Уравнение прочности витка на срез при нагрузке, приходящейся на один виток, имеет вид:

где: h0 – ширина витка в корневом сечении резьбы:

б) Проверка на смятие:

где: h1 – высота витка в среднем сечении:

в) Проверка на изгиб:

где: р – равномерно распределенная нагрузка

Все условия выполняются.

Размер заплечика  определяем из условия смятия материала гайки под действием силы F по уравнению:

отсюда получаем:

где:

Из конструктивных соображений принимаем Δ=4 мм.

Высоту заплечика h определяется из условия изгиба под действием нагрузки F, без учёта запрессовки и трения на поверхности гайки, по уравнению:

Принимаем h = 8 мм.

Соединение гайки с корпусом имеет следующий вид (рис. 2.2).



рис. 2.1

Гайку в корпус ставим по посадке с гарантированным натягом. Для уменьшения натяга гайку в корпусе фиксируем штифтом, который должен удерживать гайку от проворачивания при работе механизма.

Расчет гайки выполним из условия смятия по поверхности

где: длина штифта выбрана с конструктивных соображений

Расчет стакана выполним из условия смятия по поверхности

где: длина штифта в стакане.

Условие выполняется.

Принимаем: **Штифт 416**ГОСТ 3128-70.

1. **Расчет подшипников**

Размер шарикового подшипника с двигательным приводом рассчитывается из расчета статической грузоподьемности по формуле:

где : n – коэффициент запаса (n=1,3);

Подбираем размеры подшипника из [1]:

d=35 мм; D=72м м; B=17мм; r=1,5мм;

Момент трения в стандартном радиально-упорном шарикоподшипнике равен:

где: средний диаметр круга качения шариков, мм;

 коэфициент трения качения;

диаметр шарика, мм;

внутренний диаметр кольца подшипника, мм;

 приведеный коефициент трения.

Из конструктивных соображений берём два подшипника

46114 ГОСТ 831-75.

**4. Расчет цапфы**

Диаметр цапфы определяется из условия прочности на срез:

Материал цапфы – Сталь 45 улутшение:

где:

Принимаем диаметр цапфы равным 12 мм.

Конструктивно длину цапфы принимаем: L=25.

**5. Определение КПД механизма**

Коэффициент полезного действия механизма определяется

по формуле:

где: - работа сил полезного сопротивления за один оборот;

 работа сил полезного сопротивления и трения в винтовой паре за один оборот;

 работа сил полезного сопротивления в подшипнике.

**6. Расчет корпуса подъемника**

В основном осевая нагрузка идет на болты. Она пытается вырвать их, оторвать крышку. Поэтому необходимо рассчитать болты на прочность и подобрать их размеры по ГОСТу.

1. Подбираем материал болта: сталь 45.

Характеристики:   

Так как в крышке находиться 6 болтов, то внешняя нагрузка на один болт равна:

2. Суммарное усилие в болте после приложения внешней нагрузки определяем по зависимости:

где: - коэффициент надежности стыка (при переменных нагрузках );

- коэффициент основной нагрузки, среднее значение которого для соединений металлических деталей равно 0,1…0,3;

3. Назначаем коэффициент запаса прочности болта  и определяем допускаемое напряжение (рекомендуемые значения ):

4. Определяем внутренний диаметр резьбы, принятый в качестве расчетного диаметра болта:

где : коэффициент, учитывающий скручивание тела болта моментом винтовой пары.

5. По ГОСТ 8724-81 подбираем резьбу: По ГОСТ 7808-70 подбираем болт: размер под ключ высота головки

Корпус подъемника рассчитывается на сжатие от силы F и от действия момента винтовой пары

где:

Проушина рассчитывается на сжатие от силы F и от действия момента винтовой пары

где:


# **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В данной работе был проведён расчёт и спроектирована конструкция подъёмника шасси самолета по предлагаемой схеме и заданным параметрам. В ходе выполнения домашнего задания были приобретены навыки конструирования винтовых передач, изучен и закреплён материал читаемого курса КММ, а также получены первичные навыки конструкторского труда.

Был спроектирован механизм, преобразующий вращательное движение в поступательное. Коэффициент полезного действия этого механизма равен 41%, что является характерным КПД для конструкций данного класса.

# **СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: В 3-х т.М.: Машиностроение, 1979. Т. 1, 2.

2. Ефоян А.С., Дорофеев В.Г. Проектирование винтовых механизмов авиационных устройств и роботов: Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1989.

3. Муравьева А.М., Яковлев Ю.В. Методические указания к выполнению домашнего задания по винтовым устройствам: Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1981.

4. Яковлев Ю.В. Расчет и проектирование устройств с винтовой передачей. Учебное пособие по курсовому и дипломному проектированию.Харьков, Харьк. авиац. ин-т, 1978.