Московский ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции и ордена Трудового Красного Знамени

Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана

Калужский филиал

РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

к курсовому проекту на тему:

Проектирование механизма поворота и отсчета аттенюатора

Калуга

Содержание

1. Задание на проектирование
2. Цель и назначение изделия
3. Проектирование кинематической схемы
4. Описание конструкции
5. Расчёт спиральной многооборотной шкалы
6. Описание конструкции шкалы
7. Расчёт червячной передачи
8. Выбор диаметра вала-червяка
9. Выбор подшипников для вала-червяка
10. Выбор подшипников для подвижного волновода

Литература

Приложения

1. **Задание на проектирование**

Тема задания: разработать конструкцию механизма поворота поглощающей пластины П центрального волновода 2 поляризационного аттенюатора в сочетании с отчетным устройством по кинематической схеме, исходным данным и следующим техническим требованиям:

1. Затухание сигнала в волноводе 3 обеспечить поворотом волновода 2 с пластиной П на угол от Θ = 0 до Θ = Θmax
2. Пластину П изготовить из двойного слоя слюды, толщиной 0.25 мм с нанесением поглощающего слоя из графита.
3. Отверстия входного и выходного волноводов выполнить прямоугольными с размерами 18×28 мм. На концах предусмотреть контактные фланцы.
4. Соединение центрального подвижного волновода с неподвижным выполнить дроссельными фланцами.
5. Для улучшения электрических характеристик контура контактные и токопроводящие поверхности серебрить.
6. **Цель и назначение изделия. Описание принципа действия**

Для уменьшения мощности в известное число раз используются приборы, называемые аттенюаторами. Они применяются в различных измерительных приборах, например, в генераторах малых мощностей. Аттенюатор любого типа характеризуется вносимым в тракт затуханием, т.е. отношением мощностей на входе и выходе.

В радиотехническом диапазоне волн применяются аттенюаторы различных типов, в том числе аттенюаторы, обеспечивающие затухание за счёт поглощения мощности материалом, помещённым в электромагнитное поле. Они бывают коаксиальные и волноводные. Схема аттенюатора для круглого волновода, возбуждаемого волной Н1, показана на рисунке 1.

Рис. 1.

Здесь 1 и 3 – неподвижные участки волновода, 2 – его вращающийся участок. Когда все три поглощающие пластины П лежат в одной плоскости, то затухание близко к нулю. По мере поворота поглощающей пластины во вращающейся части волновода затухание на выходном конце волновода увеличивается. Принцип возникновения затухания показан на рисунке 2.

Рис. 2.

Вектор напряжённости поля Е может быть разложен на составляющую EsinΘ в плоскости пластины и составляющую EcosΘ, перпендикулярную ей. На выходе средней секции волновода составляющая EsinΘ не пропускается. Прошедшая составляющая EcosΘ в неподвижной третьей секции восстанавливает первоначальную поляризацию, образуя составляющие Еcos2Θ и EsinΘ EcosΘ, на выходе соседней секции остаётся только составляющая Еcos2Θ. Затухание такого аттенюатора определяется выражением:

А = М lg cosΘ,

где М – постоянная затухания.

1. **Проектирование кинематической схемы**

Кинематическая схема должна обеспечивать поворот подвижной части волновода 2 (см. чертежи) с поглощающей пластиной П относительно неподвижных участков 1 и 3. Её поворот на угол Θ осуществляется с помощью рукоятки 5, которая управляет червячной передачей Z1 - Z2. Червячное колесо закреплено при этом на подвижном участке волновода. Отсчёт затухания будем вести по шкале 4. График функции затухания А = М lg cosΘ показан на рисунке 3.

Рис. 3.

1. **Описание конструкции**

Аттенюатор состоит из корпуса, отлитого из магниевого сплава МЛ5, соединённого фланцами с входным и выходным волноводами. Внутри корпуса на шариковых подшипниках вращается подвижный волновод с поглощающей пластиной. Её вращение осуществляется от ручки настройки с помощью червячной передачи, состоящей из червяка и червячного колеса, насаженного на наружную поверхность подвижного волновода. Поглощающие пластины из слюды с графитовым покрытием установлены также в неподвижных волноводах. Шкала отчетного устройства многооборотная и закреплена на оси червяка. Соединение волноводов бесконтактное, дроссельного типа. Для уменьшения излучения в зазоре в волноводном тракте установлены поглощающие шайбы. Шайбы фиксируются на волноводе с помощью стопорных колец. Так как частота внутренней поверхности волновода сильно влияет на величину затухания, чистоту поверхности назначают не хуже Ra = 0.32 с последующим серебрением. Поглощающие пластины изготовлены из двух слоёв слюды, толщиной 0.25 мм с нанесённым на их внешнюю поверхность поглощающего слоя из графита. Передаточное число червячной передачи u = 12, заходность червяка Z1 = 4, число зубьев на колесе Z2= 48, модуль зацепления m = 1 мм.

1. **Расчёт спиральной многооборотной шкалы**

Исходные данные для расчёта: Тема №8 Вариант№5

1. Постоянная затухания М = -45
2. Наибольшая относительная погрешность настройки

ε = 0,5 для 0 < Θ < 45о

ε = 2,0 для 45о < Θ < Θmax

1. Диапазон затухания

Аmin = 0 Дб Аmax = 70 Дб

1. Внутренний диаметр центрального волновода

dв = 32 мм

1. Диаметр шкалы (начало оцифровки) отсчётного устройства

Dш = 150 мм

Порядок расчёта:

1. Определяем угол поворота элемента настройки, соответствующий наибольшему затуханию

Θmax = arccos 10Amax / M

Θmax = arccos 1070/ -45 = 88,384°

1. Расчёт для относительной погрешности

ε = 0.5 при 0 < Θ < 45о

* 1. Находим угол поворота элемента настройки, соответствующий заданной величине абсолютной погрешности ΔА, исходя из

A1 = Amax – 2\*ΔA = Amax –2\*ε \*Amax /100% =70 - 2 \* 0,5 \* 70 / 100 = 69,3Дб

Θ1 = arccos 10A1 / M = arccos 1069,3/-45 = 88,347°

* 1. Выбираем допустимую погрешность перемещения на ручке настройки из условия

[δϕn] = 1...1.5o. Полагаем [δϕn] = 1о.

* 1. Расчитаем величину коэффициента замедления

i = [δϕn] / δϕn = [δϕn] / (Θmax - Θ1) = 1 / (88,384-88,347) = 37

1. Проводим расчёт шкалы, исходя из длины деления

[b] = 1...1.5мм. Положим [b] = 1.5мм

* 1. Цена деления

H = 2\*ΔA=2\*Amax\*ε/100 = 2\*70\*0.5/100 = 0,7Дб

* 1. Число делений шкалы

N = A/H = 70 / 0.7 = 100

* 1. Число оборотов шкалы при угле поворота элемента настройки

Θmax = 88,384°

K = Θmax i/2π = 88,384\*37/360=9,08

### Число делений на каждом обороте

#### N’ = N / K = 100/ 9,08= 11,01

* 1. Наименьшая длина деления шкалы при наибольшем радиусе шкалы

Ro = Dш / 2 =150/2=75 мм

и далее очерченной дугами окружностей будет на каждом полувитке

bk ’=2πRm / N’= 2π(Ro – (t/4)\*m) / N’

где t – шаг спирали шкалы

t = 4 мм

b1 = 2π(75 – 1\*1)/11,01= 42,02

b2 = 2π(75 – 1\*3)/11,01 = 41,07

b3 = 2π(75 – 1\*5)/11,01 = 39,93

b4 = 2π(75 – 1\*7)/11,01 = 38,9

b5 = 2π(75 – 1\*9)/11,01 = 37,65

b6 = 2π(75 – 1\*11)/11,01 = 36,5

* 1. Расчёт произведён правильно, т.к. bk>[b]
1. Расчёт для относительной погрешности

ε = 2 при 45о < Θ < Θmax

4.1 Находим угол поворота элемента настройки, соответствующий заданной величине абсолютной погрешности ΔА, исходя

A1 = Amax – 2\*ΔA = Amax –2\*ε\* Amax /100% = 70 - 2 \* 2 \* 70 / 100 = 67,2 Дб

Θ1 = arccos 10A1 / M = arccos 1067,2 / -45 = 88,161°

4.2 Выбираем допустимую погрешность перемещения на ручке настройки из условия [δϕn] = 1...1.5o. Полагаем [δϕn] = 1о.

4.3 Расчитаем величину коэффициента замедления

i = [δϕn] / δϕn = [δϕn] / (Θmax - Θ1) = 1 / (88,384-88,161) = 2,23

4.4 Проводим расчёт шкалы, исходя из длины деления

[b] = 1...1.5мм. Положим [b] = 1.5мм

4.5 Цена деления

H = 2\*ΔA=2\*Amax\*ε/100 = 2\*70\*2/100 = 2.8Дб

4.6 Число делений шкалы

N = A/H = 70 / 2,8 = 25

4.7 Число оборотов шкалы при угле поворота элемента настройки

Θmax = 88,384°

K = Θmax i/2π = 88,384\*2,23/360=0,55

4.8 Число делений на каждом обороте

#### N’ = N / K = 25 / 0,55 = 45,4

4.9 Наименьшая длина деления шкалы при наибольшем радиусе шкалы

Ro = Dш / 2 =150/2=75 мм

и далее очерченной дугами окружностей будет на каждом полувитке

bk ’=2πRm / N’= 2π(Ro – (t/4)\*m) / N’

где t – шаг спирали шкалы

b1 = 2π(75 – 2\*1)/45,4 = 10,1

b2 = 2π(75 – 2\*3)/45,4 = 9,5

b3 = 2π(75 – 2\*5)/45,4 = 8,9

b4 = 2π(75 – 2\*7)/45,4 = 8,4

b5 = 2π(75 – 2\*9)/45,4 =7,9

b6 = 2π(75 – 2\*11)/45,4 = 7,3

и далее очерченной дугами окружностей будет на каждом полувитке

где t – шаг спирали шкалы

t = 8 мм

4.10 Расчёт произведён правильно, т.к. bk>[b], где [b] = 1.5мм

**6. Описание конструкции шкалы**

Конструкция отчетного устройства с многооборотной шкалой в основном аналогична отчетному устройству с однооборотной шкалой. Отличие состоит в кинематической связи между вращением шкалы 1 и перемещением указателя 2 в радиальном направлении за один оборот шкалы, которое равно одному шагу спирали. Это обеспечивается вхождением выступов с одной стороны указателя в прорезь спирали шкалы, а выступа с другой стороны указателя в направляющие 3 держателя шкалы (рис. 4).

Шкалу со спиралью изготавливают из металла, шкалу изготавливают из оргстекла. На оргстекло наносим оцифровку. Надписи на шкале

Рис.4

выполняем шрифтом по ГОСТ 2930-62. Технические требования к конструкции шкалы

1. Число делений шкалы – 125. Шкала содержит 37 главных отметок, которые делятся средней отметкой пополам.
2. Допустимое смещение отметок от номинала ±3
3. Риски и цифры гравируют. Ширина рисок – 0,2мм, глубина – 0,85мм. Шрифт надписей ПО-5 по ГОСТ 2930-62. Гравировку заливают эмалью.



Рис.5

Разметка на многооборотной шкале наносится с учётом проведённых расчётов. Шкала закрепляется на валу с помощью штифта. Шкалу и спиральную шкалу соединяем склеиванием.

**7. Расчёт червячной передачи**

Исходные данные:

|  |  |
| --- | --- |
| Передаточное число червячной передачиЗаходность червякаЧисло зубьев на червякеМодуль зацепления | U = 12Z1 = 4Z2 = 48M = 1 |

**7.1 Расчёт параметров зацепления**

**7.1.1 Межосевое расстояние**

aω = 0.5M(Z2 + q) = 0.5\*1(48+20) = 34

где q – коэффициент диаметра червяка. Он выбирается из специального ряда. Примем = 20, т.к. необходимо повысить жёсткость червяка.

**7.1.2 Принимаем hа\* = 1 по ГОСТ 9036 – 73.**

**7.1.3 Передаточное число U = 12.**

**7.1.4 Модуль зацепления M = 1**

**7.2 Расчёт червяка**

**7.2.1 Длина нарезанной части червяка**

b1 ≥ (12.5+0.09\*Z2)\*M

b1 ≥ (12.5+0.09\*48)\*1 = 16.89; b1 = 17

На конце нарезной части выполняют фаски под углом 20о. Обеспечение жёсткости – основное условие, предъявляемое к конструкциям червяков. Поэтому расстояние между опорами вала – червяка принимают по возможности минимальным.

**7.2.2 Находим делительный угол подъёма витка**

tgγ = Z1 /q

γ = arctg Z1 /q = arctg 4/20 = 11.3°

**7.2.3 Находим высоту витка**

h = (2 hа\* + cos20°)M = 2.25\*1 = 2.25

**7.2.4 Находим делительный диаметр червяка**

d = q\*M = 20\*1 = 20

**7.2.5 Определяем диаметр вершин витков**

da1 = d1 + 2M = 20 +2 =22

**7.2.6 Находим диаметр впадин витков**

df1 = d1 - 2.5M = 20 –2.5 = 17.5

**7.2.7 Находим шаг червяка**

p = πM = 3.14

**7.2.8 Ход витка рассчитываем по известному модулю зацепления**

pz1 = p\* Z1 = 3.14\*4 = 12.56

**7.2.9 Выбираем архимедов червяк и правое направление линии витка**

**7.2.10 Определяем коэффициент смещения**

x = aω /M – 0.5(Z2 +q) = 34 – 34 = 0

Отношение фактического передаточного от заданного составляет не более 4% . Червяк изготавливается из стали 45 в соответствии с ГОСТ 1050 – 74.Диаметр не нарезанной части червяка выбирают таким образом, чтобы обеспечивать выход инструмента по возможности свободным при обработке витков.

**7.3 Расчёт червячного колеса**

**7.3.1 Определяем делительный диаметр колеса**

d2 = Z2 \*M = 48\*1 = 48

**7.3.2 Диаметр вершин зубьев определяем по формуле**

da2 = d2 + 2M = 50

**7.3.3 Вычисляем диаметр впадин зубьев**

df2  = d2 - 2.5M = 45.5

**7.3.4 Наибольший диаметр червячного колеса**

dam2 ≤ da2 + 6M/Z1 + 2 = 50 + 6/4 + 2 = 53.5; dam2 = 52

**7.3.5 Ширина венца зубчатого колеса**

b2 ≤ 0.67da1 = 14.74; b2 = 14

**7.3.6 Угол обхвата червяка колесом выбираем в зависимости от назначения передачи**

2δ = 22 … 66°

В связи с большим диаметром отверстия в колесе полагаем.

**7.3.7 Определяем радиус выемки поверхности вершин зубьев**

R = 0.5q – M = 0.5\*20 –1 = 9

Зубчатый венец изготавливается из бронзы и насаживается с натягом на стальное кольцо. Марка бронзы БРАК – 9 – 4Л по ГОСТ 1586 – 70. Кольцо насаживаем с натягом на поверхность волновода.

**7.3.8 Определяем радиусы закруглений впадин и вершин зубьев**

Pf2 = 0.3M = 0.3; Pk2 = 0.1M = 0.1

**7.3.9**

Допуски на размеры червяка и колеса назначены в соответствии с таблицей по ГОСТ 9368 – 60. Соединение в натяг можно получить непосредственно после изготовления колеса.

**8. Выбор диаметра вала – червяка**

Диаметр вала определяем из условия прочности на кручение, а изгиб учитывается путём снижения допустимых напряжений

d ≥ = 2

где Mk–крутящий момент, выбираемый из конструктивных соображений Mk = 20

[t] - допускаемое напряжение [t] = 20 мПа

В связи с тем, что вал изготавливают заодно с червяком принимаем d = 12мм. В процессе разработки конструкции вала размеры назначают исходя из конструктивных соображений. Номинальные диаметры всех посадочных мест согласуют со стандартным рядом номинальных размеров. Для повышения технологичности конструкции размеры галтелей и размеры фасок на одном валу принимают по возможности одинаковыми. Ширина канавок для выхода инструмента также будем принимать одинаковой. В местах изменения диаметра вала выполняем плавный переход-галтель постоянного радиуса. Для уменьшения концентрации напряжений разность между диаметрами ступеней вала должна быть минимальной, а радиус галтели максимальным. На чертеже также показаны предельные отклонения размеров, допуски форм и расположение поверхностей, параметры шероховатости, указания о материале, другие сведения, необходимые для изготовления детали. Требования к шероховатости сопрягаемых поверхностей устанавливают исходя из величины назначенного допуска. Максимально необходимую шероховатость поверхности детали можно определить по заданному допуску в справочнике.

9. Выбор типа подшипников для вала червяка

Принимаем предварительно подшипник шариковый радиально-упорный легкой серии 36100 с углом α=12°.

Fr1 = Fr2 = 10.517H; Fa = 40.17H

Частота вращения вала n = 300 об/мин. Требуемая долговечность подшипника L = 6300 час. Диаметр посадочной поверхности d = 10 мм.

Для этого подшипника на стр.201 в книге [3] по таблице находим:

С = 5030 – динамическая грузоподьемность

Со = 2180 – статическая грузоподьемность

Определяем отношение :

Fa /Co = 40.17/2180 = 0.02

X = 0.014; Y = 1.81; l = 0.3

Эти значения находим для заданного отношения по таблице в учебнике [2]. Находим отношение

Fa /VFr = 40.17/1 \* 10.517 = 2.74

Окончательно принимаем

X = 0.014: Y = 1.81

Определяем эквивалентную динамическую нагрузку. Принимаем значения коэффициентов Kr = 1; Kб = 1.3 в соответствии с таблицей учебника [3].

Pf =(VXFr+YFr)\*Kr\*Kб =(1\*0.014\*10.517+1.81\*40.17)\*1\*1.3 Kr =50.81H

Определяем требуемую грузоподьемность по формуле:

Cmp = Pf  = 47.48H

Так как Cmp< C, то данный подшипник подходит. Характеристики подшипника:

d = 10мм; B = 8мм; r = 0.5мм; D = 26мм; α = 20°

Способ установки подшипников на валах показан на сборочном чертеже аттенюатора.

10. Выбор типа подшипника для подвижного волновода



Выбираем предварительно шариковый радиальный подшипник особо легкой серии 107.

Для этих подшипников из таблицы в учебнике [2] находим, что

Co = 15900H - динамическая грузоподьемность.

Так как подшипник радиальный, то осевая составляющая равна 0. Из условия равновесия находим

Fa = 40.17H; Fr = 17.1 H

Находим отношения по таблице в учебнике [3] находим, что

X = 0.56; Y = 2.3; l = 0.19

Находим отношение

Fa /VFr = 40.17/17.2 = 2.54,

что больше l = 0.19.

Окончательно принимаем X = 0.56; Y = 2.3.

Находим эквивалентную динамическую нагрузку

Pe = (Fr \*XV + XFa )\* Kб \*Kr

Принимаем Kr = 1 (температура подшипника меньше 100°C;

Kб = 1, см. таблицу в учебнике 2 ).

Pe = (1\*0.56\*17.1 + 2.3\*40.17) = 40.263H

Определяем требуемую динамическую грузоподьемность

Cmp = Pe  = 49.574H

Так как Cmp< C, то предварительно выбранный подшипник подходит. Этот подшипник имеет следуюшие характеристики:

d = 31,5мм; B = 14мм; r = 1.5мм; D = 62мм;

C = 15900H; Co = 8500H.

Литература

1.Элементы приборных устройств (курсовое проектирование) в 2-х частях под ред. О.Ф. Тащенко. М. «Высшая школа» 1978.

2.Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: «Высшая школа» 1978.

3.«Справочник конструктора точных приборов» под. Ред. Н.Я. Левина. М.: «Машиностроение» 1964.

4.Курсовое проектирование механизмов РЭС: Учебное пособие для вузов по спец. «Конструирование и технолог. радиоэлектр. средств»/ В.В. Джамай, И.П. Плево, Г.И. Рощин и др.; Под ред. Г.И. Рощина. – М.: «Высшая школа», 1991.