Федеральное агенство по образованию

ГОУ ВПО

«Уральский государственный технологический университет – УПИ»

Нижнетагильский технологический институт (филиал) УГТУ-УПИ

# пояснительная записка

ПЗ.1501.00.00.03(2)

к курсовому проекту по теории механизмов и механике машин

Нижний Тагил

2008

СОДЕРЖАНИЕ

[1. Структурный анализ рычажного механизма](#_Toc125341701)

[1.1. Схема рычажного механизма.](#_Toc125341702)

[1.2. Классификация кинематических пар](#_Toc125341703)

[1.3. Определение степени подвижности механизма](#_Toc125341704)

[1.4. Определение класса и порядка механизма по Ассуру](#_Toc125341705)

[2. Синтез механизма.](#_Toc125341706)

[2.1. Определение геометрических размеров механизма.](#_Toc125341707)

[2.2. Построение плана положений механизма.](#_Toc125341707)

[2.3. Построение плана скоростей механизма. Определение скоростей шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых скоростей звеньев.](#_Toc125341708)

[2.4. Построение плана ускорений механизма. Определение ускорений шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых ускорений звеньев.](#_Toc125341709)

[2.5. Построение графиков аналога скорости и ускорения механизма.](#_Toc125341709)

[3. Силовой расчёт рычажного механизма](#_Toc125341710)

[3.1. Определение силы полезного сопротивления](#_Toc125341711)

[3.2. Определение сил тяжести звеньев.](#_Toc125341712)

[3.3. Определение сил инерции и моментов сил инерции звеньев.](#_Toc125341713)

[3.4. Расчёт группы ВПП](#_Toc125341714)

[3.5. Расчёт группы ВПВ.](#_Toc125341715)

[3.6. Расчёт группы начального звена.](#_Toc125341716)

[4. Проектирование эвольвентных профилей зубчатых колес](#_Toc125341718)

5. [Синтез кулачкового механизма.](#_Toc125341720)

[Список использованных источников](#_Toc125341724)

**1.** **Структурный анализ рычажного механизма**

### Схема рычажного механизма.

Схема рычажного механизма (механизма поперечно-строгального станка) приведена на рис. 1.

Рис. 1.Схема рычажного механизма

Механизм состоит из шести звеньев:

0-стойка, неподвижное звено;

1-кривошип, подвижное звено, совершает вращательное движение;

2-ползун кулисы, совершает поступательное движение;

3-кулиса, совершает вращательное движение;

*4-ползун,* совершает поступательное движение;

5-ползун, совершает поступательное движение.

**1.2. Классификация кинематических пар**

*Кинематической парой* называется подвижное соединение двух звеньев, ограничивающее их относительное движение.

Кинематические пары механизма компрессора показаны на рис. 2.

Таблица 1. Классификация кинематических пар

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № кинематической пары | № звеньев | Вид кинематической пары | Класс кинематической пары |
| 1 | 0-1 | вращательная | 5 |
| 2 | 1-2 | вращательная | 5 |
| 3 | 2-3 | поступательная | 5 |
| 4 | 0-3 | вращательная | 5 |
| 5 | 3-4 | вращательная | 5 |
| 6 | 4-5 | поступательная | 5 |
| 7 | 5-0 | поступательная | 5 |

По характеру соприкосновения элементов звеньев кинематические пары являются *низшими*.

По характеру относительного движения звеньев кинематические пары являются *плоскими*.

По числу условий связи, наложенных на относительное движение звеньев, кинематические пары являются парами*5-го класса.*

По характеру замыкания элементов звеньев кинематические пары являются парами *с геометрическим замыканием.*

###

### 1.3. Определение степени подвижности механизма.

Степень подвижности плоского механизма определяется по формуле П.Л.Чебышева

**** , (1)

где - число звеньев механизма,  = 6;

; - число кинематических пар пятого и четвёртого классов, =7, =0.

Подставляя значения параметров в формулу Чебышева, получим

.

Число W показывает, скольким звеньям необходимо задать закон движения для получения определенности движения всего механизма. Звено, закон движения которого задан, называется *начальным звеном.*

В рассматриваемом механизме начальным звеном является кривошип ОА.

### 1.4. Определение класса и порядка механизма по Ассуру.

Так как степень подвижности механизма равна единице, то группа начального звена состоит из одного подвижного звена 1 и стойки. Такая группа по классификации Ассура относится к 1-му классу, 1-му порядку.

С группой начального звена соединена группа Ассура 2-3, состоящая из ползуна 2, кулисы 3. Эта группа относится к 2-му классу, 3-му порядку.

С группой Ассура 2-3 соединена группа Ассура 3-4, состоящая из кулисы 3, и ползуна, которая также относится к 2-му классу, 2-му порядку.

С группой Ассура 3-4 соединена группа Ассура 4-5, состоящая из стойки и ползуна 5, которая относится к 2-му классу, 2-му порядку.

Класс и порядок механизма определяется классом и порядком наиболее сложной группы, входящей в его состав. Следовательно, данный *механизм 2-го класса, 2-го порядка****.***

*Вывод***.** Механизм может существовать и для его работы необходимо и достаточно иметь один двигатель.

2. Синтез механизма

2.1. Определение геометрических размеров звеньев механизма.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Наименование параметра | Обозначение | Размерность | Значение |
| Максимальная длина хода ползуна | Н | м | 0,45 |
| Длина перебега резца в долях от хода Н | *l*п | м | 0,06 |
| Число оборотов кривошипа | n1 | об/мин | 94 |
| Коэффициент изменения средней скорости ползуна | Kv | ---- | 1,5 |
| Число оборотов электродвигателя | nд | об/мин | 1420 |
| Межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы | *l*OC | м | 0,38 |
| Сила резания | Pрез | Н | 1800 |
| Сила трения между ползуном и направляющими | Fтр | Н | 180 |
| Вес ползуна | G5 | Н | 720 |
| Вес кулисы | G3 | Н | 200 |
| Момент инерции кулисы относительно оси, проходящей через её центр тяжести | I3S | кг·м2 | 1,1 |
| Отношение расстояния от точки С до центра тяжести кулисы к длине кулисы |  | ---- | 0,5 |
| Координата центра тяжести ползуна | *l*S5 | м | 0,152 |
| Вылет резца | *l*р | м | 0,08 |
| Коэффициент неравномерности вращения кривошипа | δ | ---- | 1/20 |
| Маховой момент ротора электродвигателя | mDд2 | кг·м2 | 0,42 |
| Маховой момент зубчатых механизмов, приведенный к валу электродвигателя | mD2 | кг·м2 | 0,65 |
| Максимальный подъем толкателя | h | м | 0,039 |
| Длина толкателя | *l*BN | м | 0,12 |
| Максимально допустимый угол давления на толкателе | θ | рад | 0,58 |
| Соотношения между величинами ускорений толкателя | a1/a2 | ---- | 3 |
| Модуль зубчатых колес Z4, Z5 | m | мм | 3,5 |
| Число зубьев колеса 4 | z4 | ---- | 12 |
| Число зубьев колеса 5 | z5 | ---- | 23 |

Угол перекрытия по формуле [2.17(1)]:

где -коэффициент изменения средней скорости ползуна.

Угол качания кулисы [стр. 64(1)]:

Длина кулисы [стр. 64(1)]:

где H=0.45 м-ход ползуна.

Высота сигмента [стр. 64(1)]:

Расстояние между опорой кривошипа и осью ползуна 5 [стр. 64(1)]:

где –межосевое расстояние между опорами кривошипа и кулисы.

Длина кривошипа [стр. 64(1)]:


### 2.2. Построение плана положений механизма.

Масштабный коэффициент длин – это отношение истинной длины кривошипа *l*1 к длине отрезка в мм, изображающего его на чертеже. Приняв графическое значение длины кривошипа *l*OA = 53.01 мм, найдем значение *Kl*:

Графические значения линейных размеров находятся как отношения истинных значений к значению масштабного коэффициента длин *Kl*:

Имея графические значения линейных размеров (длин звеньев и расстояний между опорами), строим план 12 положений механизма из одной общей точки О вращения кривошипа ОА, начиная с разбивки траектории движения точки А конца кривошипа на 12 равных частей. Методом засечек находятся положения всех звеньев механизма для каждого из 12 положений кривошипа.

План положений механизма показан на листе 1 чертежей курсовой работы.

Построение графика перемещения исполнительного звена.

Измерением находим перемещение точки B относительно начального положения механизма (точка 1) с учетом масштабного коэффициента:

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| 1-1=0 мм; | 1-2=31.28 мм; | 1-3=89.55 мм; | 1-4=184.28 мм; |
| 1-5=265.72 мм; | 1-6=360.45 мм; | 1-7=418.72 мм; | 1-8=450 мм; |
| 1-9=418.72 мм; | 1-10=295.88 мм; | 1-11=154.12 мм; | 1-12=31.28 мм. |

Выберем масштабный коэффициент графика перемещения:

Рассчитаем координаты точек по оси ординаты.



|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| *y1*=0 мм; | *y2*=7.82мм; | *y3*=22.39 мм; | *y4*=46.07 мм; |
| *y5*=66.43 мм; | *y6*=90.11 мм; | *y7*=104.68 мм; | *y8*=125 мм; |
| *y9*=104.68 мм; | *y10*=73.97 мм; | *y11*=38.53 мм; | *y12*=7.82 мм; |

Найдём масштабные коэффициенты по оси абцисс.

Масштабный коэффициент угла поворота кривошипа:

где *L*=240 мм-длина по оси абцисс.

Масштабный коэффициент времени поворота кривошипа:

где *n*=94 об/мин-частота вращения кривошипа.


###

### 2.3. Построение плана скоростей механизма.

**2.3.1. Положение кривошипа 1.**

Угловая скорость вращения кривошипа определяется по формуле

 (11)

Линейная скорость точки А кривошипа равна

Масштабный коэффициент скорости KV определяется как отношение истинного значения скорости точки *А* кривошипа к длине отрезка в мм, изображающего эту скорость на чертеже. Приняв графическое значение скорости , найдем значение *KV*

.

Строим вектор

Для определения скорости точки *A*3, принадлежащей кулисе, составим векторные уравнения

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

Строим вектор

Находим значение скорости точки *А3*

Для определения скорости точки В составим векторное уравнение

где

Угловая скорость кулисы равна

где - находим измерением на плане положений механизма.

Следовательно,

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Для определения скорости центра тяжести *S5*, принадлежащей ползуну 5, составим векторное уравнение

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.2. Положение кривошипа 2.**

Аналогично находим скорости для остальных положений механизма.

Угловая скорость вращения кривошипа определяется по формуле

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.3. Положение кривошипа 3.**

Строим вектор


где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.4. Положение кривошипа 4.**

Строим вектор


где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.5. Положение кривошипа 5.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.6. Положение кривошипа 6.**

Строим вектор


где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.7. Положение кривошипа 7.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.8. Положение кривошипа 8.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

Строим вектор

где

Угловая скорость кулисы равна

где - находим измерением на плане положений механизма.

Следовательно,

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Для определения скорости центра тяжести *S5*, принадлежащей ползуну 5, составим векторное уравнение

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.9. Положение кривошипа 9.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.10. Положение кривошипа 10.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.11. Положение кривошипа 11.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

**2.3.12. Положение кривошипа 12.**

Строим вектор

где

где

Пересечение векторов образуют точку .

где

Угловая скорость кулисы равна

Скорость центра тяжести кулисы S3

где

Пересечение этих векторов образуют точку

2.4. Построение плана ускорений механизма. Определение ускорений шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых ускорений звеньев.

Ускорение находим для трех заданных положений кривошипа 3, 7, 10.

Ускорение точки А одинаково для всех положений кривошипа и равно

Т. к. движение кривошипа равномерное, по окружности, то тангенциальное ускорение

Нормальное ускорение

где

Выбираем масштабный коэффициент. Принимаем тогда

2.4.1. Ускорений шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых ускорений звеньев для положения кривошипа 3.

Ускорение точки *А*3

где ускорение Кориолиса равно

направление под углом 90˚ к в сторону угловой скорости ;

 -релятивное ускорение.

Ускорение точки *А*3 относительно точки *С*

где - ускорение точки С;

*.*

Длина векторов на плане ускорений:

Измерением находим

Ускорение точки *А*3

Угловое ускорение кулисы

где *АС=*459.26 мм;

Ускорение точки B

Ускорение центра тяжести кулисы S3

Длина векторов на плане ускорений:

Ускорение центра тяжести ползуна B5

где

Пересечение этих векторов образуют точку *b*5 на плане ускорений.

2.4.2. Ускорений шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых ускорений звеньев для положения кривошипа 7.

Ускорение точки *А*3

Ускорение точки *А*3 относительно точки *С*

*.*

Длина векторов на плане ускорений:

Измерением находим

Ускорение точки *А*3

Угловое ускорение кулисы

где *АС=*422.81 мм;

Ускорение точки B

Ускорение центра тяжести кулисы S3

Длина векторов на плане ускорений:

Ускорение центра тяжести ползуна B5

где

Пересечение этих векторов образуют точку *b*5 на плане ускорений.

2.4.3. Ускорений шарнирных точек, центров тяжести звеньев и угловых ускорений звеньев для положения кривошипа 10.

Ускорение точки *А*3

Ускорение точки *А*3 относительно точки *С*

*.*

Длина векторов на плане ускорений:

Измерением находим

Ускорение точки *А*3

Угловое ускорение кулисы

где *АС=*138.95 мм;

Ускорение точки B

Ускорение центра тяжести кулисы S3

Длина векторов на плане ускорений:

Ускорение центра тяжести ползуна B5

где

Пересечение этих векторов образуют точку *b*5 на плане ускорений.

2.5. Построение графиков аналога скорости и ускорения

механизма

Найдём дополнительные значения масштабов, необходимые для верного построения диаграмм:

где –длина вспомогательного отрезка.

Строим график аналога скорости методом дифференцирования графика перемещения, а аналога ускорения дифференцированием графика аналога скорости.

**3. Силовой расчёт рычажного механизма**

###

### 3.1. Определение силы полезного сопротивления.

Сила полезного сопротивления, действующая на ползун, определяется согласно заданного графика технологической нагрузки (лист 2).


### 3.2. Определение массы звеньев.

Массы звеньев (кг), определяемые как отношение веса к ускорению свободного падения, равны:

Так как силы тяжести звеньев 2,4 малы по сравнению с технологической нагрузкой условно принимаем их массы равными нулю.

###

### 3.3. Определение сил инерции и моментов сил инерции звеньев.

Силы инерции звеньев (Н), определяемые как произведение массы на ускорение центра тяжести.

Для звена 5.

Положение механизма 3:

Положение механизма 7:

Положение механизма 10:

Для звена 4.

Для звена 3.

Положение механизма 3:

Положение механизма 7:

Положение механизма 10:

Силы инерции направлены в сторону, противоположную ускорениям центров тяжести звеньев.

Моменты сил инерции звеньев (Н·м) определяются по уравнению

,

где IS – момент инерции массы звена относительно оси, проходящей через его центр тяжести (кг·м2),

ε – угловое ускорение звена (1/с2).

Момент инерции 3 звена, для 3, 7 и 10 соответственно

Моменты сил инерции направлены в сторону, противоположную угловым ускорениям звеньев.

### 3.4. Расчёт группы ВПП.

Силовой расчет механизма начинают с группы Ассура, наиболее удаленной от группы начального звена, т.е. в данном случае с группы ВПП.

В начале рассмотрим звено 4.

Из этого уравнения следует, что сила и приложена в точке B к звену 4.

Сумма моментов для звена 4 относительно точки B позволяет вычислить момент в поступательной паре B, образованный звеньями 4 и 3,

Рассмотрим группу звеньев 4 - 5 :

Векторное уравнение сил для группы звеньев 4 - 5 дает возможность определить модули векторов сил *F45* и *F05*.

Строим план сил с масштабным коэффициентом *К F* =20 Н/м и находим

Для положений 3, 7, 10 соответственно:

Для определения реактивного момента в поступательной паре составим уравнение моментов для звенев 4 - 5 относительно точки Q и N

где NQ=500 мм – расстояние между опорами, остальные рычаги находим из плана положений, с учетом масштабного коэффициента.

Для положения 3:

Для положения 7:

Для положения 10:


###

### 3.5. Расчёт группы ВВП

Для определения силы *F12* составляем уравнение равновесия для звена BC.

Для положения 3:

где h1=795.02 мм, h2=394.04 мм, h3=67.73 мм, АС=459.26 мм*–* рычаги, взятые с плана положений.

Для положения 7:

где h1=782 мм, h2=402 мм, h3=96 мм, АС=422 мм.

Для положения 10:

где h1=804 мм, h2=352 мм, h3=36 мм, АС=278 мм.

Строим план сил для звена 3 по векторному уравнению

План сил замыкается искомыми векторами известными по направлению.

Направление F12 определяется из условия равновесия камня кулисы по векторному уравнению

**3.6. Расчёт группы начального звена**

Из векторного уравнения сил для звена 1 графически определяем вектор *F01* по величине и направлению :

Строим план сил с масштабным коэффициентом KF=200 H/мм.

Соответственно для 3, 7, 10 положения:

F10=9993.5 H; F10=3857.9 H; F10=3028.3 H.

Сумма моментов для звена 1 относительно точки *О* дает возможность найти значение движущего момента *Mд1* :

Для положения 3:

Для положения 3:

Для положения 3:

**4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНОГО ПРОФИЛЯ**

**ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

**4.1. Расчёт основных размеров колёс**

Исходные данные;

число зубьев, зубчатых колес z1=12, z2=23;

модуль m=3.5

 Коэффициенты смещения: х1=0.693, х2=0.334, х∑=1.027 по табл. 4(2).

1. Делительные диаметры:

 (25)

Основные диаметры:



1. Угол зацепления:

где α=20˚- профильный угол рейки;

.

1. Делительное межосевое расстояние:

1. Межосевое расстояние:

1. Передаточное число:

1. Начальные диаметры:

1. Коэффициент воспринимаемого смещения:

1. Коэффициент уравнительного смещения:

1. Диаметры впадин:

1. Высота зуба:

1. Диаметры вершин зубьев:

1. Окружной делительный шаг:

1. Угловые шаги:

1. Окружные делительные толщины зубьев:

1. Начальные окружные толщины зубьев:

1. Угол профиля зуба на окружности вершин:

1. Окружные толщины зубьев по вершинам:

где

1. Радиусы кривизны эвольвенты на вершине зуба:

1. Длина линии зацепления:

1. Длина активной линии зацепления:

1. Угол перекрытия:

1. Коэффициент перекрытия:

1. Радиус кривизны эвольвенты в нижней точке активного профиля:

1. Радиус кривизны эвольвенты в граничной точке эвольвенты:

Построение картины зацепления.

1. Наносим центры колес. Строим начальные окружности  и *,* соприкасающиеся в полюсе зацепления *P,* а затем окружности вершин и *,* делительные  и *,* впадин  и *,* основные  и *.* Через полюс зацепления *P* проводим общую касательную к на­чальным окружностям, перпендикулярную к межосевой прямой *, t* — *t* и общую касательную к основным окружностям *п* — *п* (точки касания к основным окружностям *N*1и *N*2*).*

Для построения профилей зубьев колес, находящихся в зацепле­нии, выбраем масштабный коэффициент Кs=0,008м/мм.

Отрезок прямой, заключенный между точками *N*1 и *N2,* назы­вают линией зацепления ()*.* Эта линия и прямая *t* — *t* образуют угол зацепления . Часть линии зацепления, отсе­каемая от нее окружностями вершин, представляет геометрическое место действительных точек контакта парных профилей и называ­ется активной линией зацепления .

Построение эвольвентных профилей зубьев производим рассчитав предварительно толщину зубьев по ряду окружностей. Зададимся для этого последователь­ным рядом значений с шагом 0,5/п в пределах  и рассчитаем по формуле , где  - окружные толщины зубьев. Результаты расчета для шестерни и колеса приведены в таблице 3 и 4.

Таблица 3. Толщина зубьев шестерни

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| dy1, мм | 40 | 42 | 44 | 46 | 48 | 50 |
| Sy1, мм | 7.455 | 7.26 | 6.73 | 5.92 | 4.855 | 3.56 |

Таблица 4. Толщина зубьев колеса

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| dy2, мм | 76 | 78 | 80 | 82 | 84 | 86 |
| Sy2, мм | 7.1 | 6.92 | 6.49 | 5.87 | 5.1 | 4.19 |

Отложив по делительным окружностям окружные делительные толщины зубьев и разделив их пополам, найдем положения осей симметрии зубьев. Проведя окружности диаметром  и*,* откладываем значения  и .Точки на окружностях опреде­ляют положения эвольвентных профилей зубьев парных колес. Для построения профилей соседних зубьев достаточно по делительной окружности отложить хордальный шаг *,* где , или  — угловой шаг, наметить положение осей симметрии соседних зубьев и построить их.

Профиль ножки зуба у ее основания формируется переходной кривой вершины зуборезной рейки, радиус которой равен *.* Этот же радиус при упрощенном вычерчивании основания зуба можно принять за радиус переходной кривой между эвольвентой и окружностью впадин

Плавность работы зубчатой передачи характеризуется коэффи­циентом перекрытия: отношением угла перекрытия зубчатого колеса к его угловому шагу:

В нашем примере

Это означает, что 18% времени контакта колес в зацеплении будут участвовать две пары зубьев и 82% времени — одна.

Удельные скольжения  и  характеризуют изнашивания актив­ных профилей зубьев.

Для шестерни , где — радиус кривизны эвольвенты шестерни в точке контакта *; * — радиус кривизны эвольвенты колеса в этой же точке; для колеса . Результаты расчета сведены в табл. 5. На основании их строим на линии зацепления диаграммы  и .

Таблица 5.Значения удельного скольжения

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| ρk1, мм | λ1 | λ2 |
| 0 | ∞ | 1.00 |
| 4 | -2.77 | 0.69 |
| 8 | -0.35 | 0.26 |
| 9.85 | 0 | 0 |
| 12 | 0.27 | -0.37 |
| 16 | 0.58 | -1.59 |
| 20 | 0.77 | -3.38 |
| 24 | 0.9 | -8.66 |
| 28.77 | 1 | ∞ |

Фактически зацепление происходит по активной линии зацепле­ния, поэтому удельные скольжения целесообразно исследовать лишь в пределах  (эти участки диаграмм заштрихованы).

Т.к.зубчатые колеса не имеют подреза ножки зуба у основа­ния.

Оценка проектируемой передачи по геометрическим показателям производится в соответствии с ГОСТ 16532—70.

При отсутствии подрезания зуба , где : ; .

Принятые в расчетах коэффициенты смещений  и . Так как  и *,* подрезание зуба исходной рейкой в обоих случаях отсутствует.

Для построения графика скоростей скольжения, находим относительную скорость скольжения

где РК - расстояние от полюса до любой точки К лежащей на линии зацепления

.

Выбираем масштабный коэффициент для графика скоростей скольжения

Для графика коэффициентов удельных скольжений выбираем Кi=0.05мм/мм.

**4. СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА**

Исходные данные:

х=0.039 м – максимальный подъем толкателя;

lBN=0.12 м-длина толкателя;

a1/a2=3 –соотношение между величинами ускорений толкателя.

При проектировании кулачкового механизма необходимо обеспечить заданный закон движении толкателя (рис. 3—3) и осуществить подачу стола во время заднего перебега (о конце холостого и в начале рабочего ходов) в соответствии с циклограммой.

Определим фазовые углы путем замера на плане положений и согласно циклограмме.

Угол удаления уд=56.72˚, угол дальнего стояния д.с=151.7˚, угол сближения сб=56.72˚,угол ближнего стояния б.с=94.85˚.

Рабочий угол

уд+д.с+сб=раб=265.14˚ (51)

Строим график .

Произвольно выбираем базу графика b=200 мм.

Масштабный коэффициент по оси

Задаем произвольно

Методом обратного дифференцирования строим графики перемещений и аналога скоростей.

Находим масштабные коэффициенты

Определяем минимальный радиус кулачка.

Выбираем ординату и строим в масштабе

В выбранном масштабе разбиваем траекторию толкателя соответственно точкам на графике перемещений:

На линиях отложим значения аналогов скоростей:

Зная максимальный угол давления на толкателе θ=0,58 рад=33,23˚, строим зону возможных диаметров. Принимаем диаметр кулачка D=100 мм, экстриситет е=0,находим межосевое расстояние между осью кулачка и осью толкателя aw=156.2 мм*.*

Определяем радиус ролика.

где ρ=58,75 мм - минимальный радиус кривизны кулачка, находится из построения. Принимаем из нормального ряда чисел Rр=20 мм.

Строим профиль кулачка путем поворота толкателя вокруг оси кулачка, в масштабе КS=0,001 м/мм.

Построение графика изменения угла давления.

Из графика определения минимального радиуса кулачка определяем значения угла давления.

Таблица 6. Значения угла давления

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение толкателя | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| значение угла давления, град | 23,07 | 33,2 | 22,55 | 12,7 | 4,18 | -3,6 | -10,16 | -16,08 | -16,08 |
| Положение толкателя | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 |
| значение угла давления, град | -21,12 | -25,12 | -28,8 | -32,04 | -35,25 | -28,67 | -20,22 | 0 |

Строим график изменения угла давления в масштабе Кδ=0,01745 рад/мм.

Определение жесткости пружины.

Строим график, на котором по оси х откладываем значения хода толкателя с масштабным коэффициентом КН=0,001 м/мм. По оси у откладываем значения силы толкателя Fi с масштабным коэффициентом КF=0.02 Н/мм.

Принимая массу толкателя m=2 кг и зная ускорение толкателя, находим силу:

С полученного графика находим

Принимая предварительное натяжение пружины f0=0.2 H и запас по усилию пружины находим максимальную силу пружины

БИБЛИОГРАФИЯ

1. Методические указания по выполнению курсового проекта. Часть1 и 2. Свердловск 1978 г.
2. Кореняко Е.Ф. Курсовое проектирование механизмов и машин. М. Высшая школа. 1967г.
3. Попов С. А. Курсовое проектирование механизмов и машин. М. Высшая школа. 1986 г.