МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ОРЛОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра: "Прикладная механика"

**КУРСОВОЙ ПРОЕКТ**

по предмету: «Теория машин и механизмов»

Работу выполнил: Казаков С.А.

Группа: 3-4 Факультет: вечерний

Специальность: (1202)

«Металлорежущие станки и инструмент»

Руководитель: Рябчук С.А.

***г*. Орёл 2004 *г*.**

# СОДЕРЖАНИЕ

[СОДЕРЖАНИЕ 2](#_Toc75916297)

[ВВЕДЕНИЕ 3](#_Toc75916298)

[1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА. 4](#_Toc75916299)

[2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО И ХОЛОСТОГО ХОДА МЕХАНИЗМА 6](#_Toc75916300)

[2.1. Задачи кинематического анализа. Исходные данные. 6](#_Toc75916301)

[2.2. Построение плана механизма. 7](#_Toc75916302)

[2.3. Определяем размеры всех звеньев кулисного механизма. 7](#_Toc75916303)

[2.4. Построение планов скоростей звеньев кулисного механизма. 8](#_Toc75916304)

[2.5. Построение кинематических диаграмм. 10](#_Toc75916305)

[2.5.1. Построение диаграммы перемещения. 10](#_Toc75916306)

[2.5.1. Построение диаграммы скоростей. 11](#_Toc75916307)

[2.6. Построение планов ускорений звеньев кулисного механизма. 11](#_Toc75916308)

[2.6.1. Построение плана ускорений звеньев кулисного механизма для 2 положения. 11](#_Toc75916309)

[2.6.2. Построение плана ускорений звеньев кулисного механизма для 6 положения. 12](#_Toc75916310)

[3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА 14](#_Toc75916311)

[3.1 Силы, действующие на механизм 14](#_Toc75916312)

[3.2 Кинетостатическое исследование рабочего хода 15](#_Toc75916313)

[3.2.1 Рассмотрим структурную группу 4-5 (ползун кулисы – штанга) 15](#_Toc75916314)

[3.2.2 Рассмотрим структурную группу 2-3 16](#_Toc75916315)

[3.2.3 Рассмотрим структурную группу 2-1 17](#_Toc75916316)

[3.2.4 Рычаг Жуковского 17](#_Toc75916317)

[3.3 Кинетостатическое исследование холостого хода 18](#_Toc75916318)

[3.3.1 Рассмотрим структурную группу 4-5 (шатун кулисы – штанга) 18](#_Toc75916319)

[3.3.2 Рассмотрим структурную группу 2-3 18](#_Toc75916320)

[3.3.3 Рассмотрим структурную группу 2-1 19](#_Toc75916321)

[3.3.4 Рычаг Жуковского 20](#_Toc75916322)

[4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ 21](#_Toc75916323)

[4. РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА. 24](#_Toc75916324)

[4.1. Основные определения. 24](#_Toc75916325)

[4.2. Графическое построение. 24](#_Toc75916326)

[СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ 26](#_Toc75916327)

# ВВЕДЕНИЕ

Одной из ведущих отраслей современной техники является машиностроение. По уровню развития машиностроения судят о развитии производительных сил в целом. Прогресс машиностроения в свою очередь определяется созданием новых высокопроизводительных и надёжных машин. Решение этой важнейшей проблемы основывается на комплексном использовании результатов многих дисциплин и, в первую очередь, теории механизмов и машин.

**Теория механизмов и машин** *-* наука об общих методах исследования свойств механизмов и машин и проектировании их схем.

Качество создаваемых машин и механизмов в значительной мере определяется полнотой разработки и использования методов ТММ. Чем более полно будут учтены при построении механизмов и машин критерии производительности, надёжности, точности и экономичности, тем совершеннее будут получаемые конструкции.

В данном курсовом проекте требуется спроектировать и произвести кинематический, динамический и кинетостатический расчёт кулисного механизма транспортера.

Рационально спроектированная машина должна удовлетворять социальным требованиям - безопасности обслуживания и создания наилучших условий для обслуживающего персонала, а также эксплуатационным, экономическим, технологическим и производственным требованиям. Эти требования представляют собой сложный комплекс задач, которые должны быть решены в процессе проектирования нового механизма.

Решение этих задач на начальной стадии проектирования состоит в выполнении анализа и синтеза проектируемого механизма, а также в разработке его кинематической схемы, обеспечивающей с достаточным приближением воспроизведение требуемого закона движения.

В первом разделе исследуется кинематика кулисного механизма. Строится план механизма, план скоростей, графики моментов инерции, диаграмма энергомасс.

Во втором разделе производится силовой анализ рычажного механизма. Строится план ускорений. Определяются силы, действующие на механизм в двух положениях.

В третьем разделе проводится синтез кулачкового механизма. Строятся графики ускорений, скоростей и перемещения толкателя кулачка методом графического дифференцирования. Производится динамический синтез кулачкового механизма. Профилируется кулачок.

В четвертом разделе проводится синтез зубчатого механизма. Определяются параметры зубчатого зацепления и производится его вычерчивание.

# 1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ КУЛИСНОГО МЕХАНИЗМА.

Механизм – это система тел, предназначенных для преобразования одного или нескольких твердых тел в требуемое движение других тел.

Твердое тело, входящее в состав механизма называется звеном механизма. Звенья бывают подвижные и неподвижные. Неподвижные это те звенья относительно которых ведется изучение движения других звеньев, эти звенья называются стойками. Из подвижных звеньев выделяют выходные и входные.

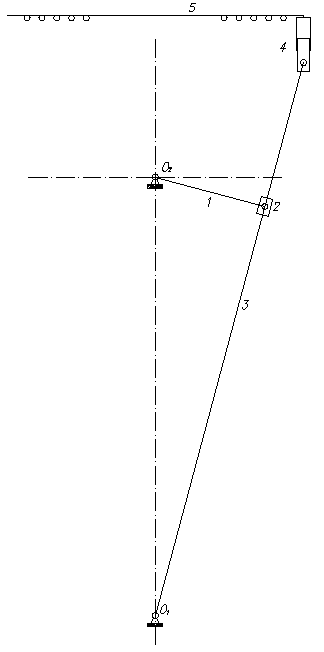
Выходное звено – называется звено, которому сообщается движение преобразуемое механизмом в требуемое движение других звеньев.

Выходным звеном называется звено совершающее движение для которого предназначен механизм. Остальные звенья называются соединительными или промежуточными.

Движущим (ведущим) называют звено, для которого элементарная работа внешних сил приложенных к нему является положительной. Ведомым называется звено, для которого элементарная работа внешних сил приложенных к нему является отрицательной или равна нулю.

Подвижное соединение двух звеньев называется кинематической парой. По числу наложенных связей они подразделяются на пары с 1 по 5 класса.

Рассмотрим кулисный механизм:



О1 – опора кулисы;

О2 – опора кривошипа;

1 – кривошип;

2 – камень кулисы;

3 – кулиса;

4 – ползун;

5 – штанга.

**Представим все пары механизма**

0 – 1 опора – кривошип – вращательная пара 5 класса;

0 – 3 опора – кулиса – вращательная пара 5 класса;

1 – 2 кривошип – камень кулисы – поступательная пара 5 класса;

2 – 3 камень кулисы – кулиса – поступательная пара 5 класса;

3 – 4 кулиса – ползун – поступательная пара 5 класса;

4 – 5 ползун – штанга – поступательная пара 5 класса;

5 – 0 штанга – опора – поступательная пара 5 класса.

Подсчитав число звеньев и число кинематических пар механизма, по формуле П.А. Чебышева для плоского механизма. Рассчитаем его степень подвижности.

W=3n-2p5-p4

где:

n – число всех подвижных звеньев механизма;

p5 – количество пар 5 класса;

p4 – количество пар 4 класса;

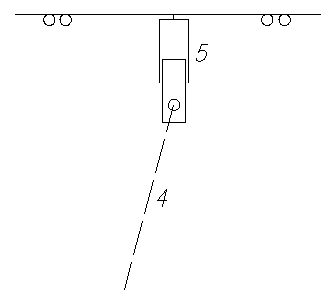
n = 5;

р5 = 7

W=3·5-2·7=1

Вывод: механизм работоспособен.

Определяем структурную группу Асура 4 – 5:



W=3·2-2·3=0

n = 2

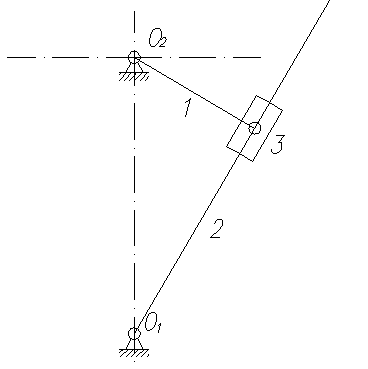
p5 = 3

Рис1.

Отдельная группа 4 – 5 – поступательная пара 5 класса

Остаток:

Пары:



0 – 1 опора – кривошип – вращательная пара 5 класса;

0 – 3 опора – кулиса – вращательная пара 5 класса;

3 – 2 камень кулисы – кулиса – поступательная пара 5 класса;

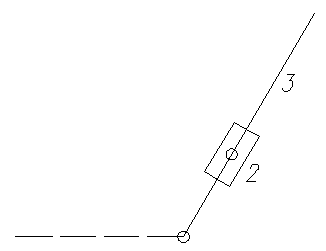
1 – 2 кривошип – камень кулисы – поступательная пара 5 класса;

W=3·3-2·4=1

n = 3

p5 = 4

Определим следующую структурную группу Асура 2 – 3 камень кулисы – кулиса – поступательная пара 5 класса;



W=3·2-2·3=0

n = 2

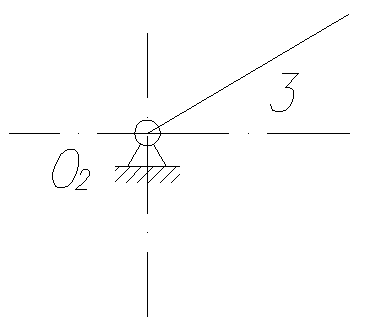
p5 = 3

Рис2.

Остаток:

Остаток составляет ведущее звено

W=3·1-2·1=1



n = 1

p5 = 1

Оставшийся механизм принято называть нулевым или начальным механизмом, во всех выше указанных отдельных структурных группах (присоединяемых цепей к нулевому механизму) степень подвижности W=0. Простейшие цепи типа 3 – 2; 5 – 4 называют нормальными цепями или группами Асура.

# 2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО И ХОЛОСТОГО ХОДА МЕХАНИЗМА

## 2.1. Задачи кинематического анализа. Исходные данные.

Кинематический анализ механизмов в общем случае предусматривает решение трех основных задач:

* определение положений звеньев и построение траекторий отдельных точек;
* определение скоростей точек и угловых скоростей звеньев;
* определение ускорений точек и угловых ускорений звеньев;

Для механизмов с одной степенью подвижности задаются законом движения одного из звеньев, обычно главного вала машины. Это звено называется ведущим.

Определение перечисленных кинематических характеристик производится в пределах одного периода (цикла) установившегося движения механизма для нескольких положений, что дает возможность с достаточным приближением решить поставленную задачу. Без знания упомянутых кинематических параметров невозможно решать дальнейшую задачу о рациональном подборе размеров. Так, например, траектории некоторых точек механизма нужны для определения хода звеньев, очертания контура машин, а также для установления соответствия движения рабочих звеньев машины правильной последовательности технологического процесса.

В некоторых машинах (в долбежных и строгальных станках) не допускаются большие изменения скорости рабочего звена, так как от этого зависит стойкость режущего инструмента. Из сказанного видна необходимость знания скоростей точек некоторых звеньев и умения, для наглядности, удобно представлять их в виде графиков.

С помощью планов скоростей определяют приведенную массу (без знания которой нельзя определить момент инерции маховика), закон движения машины и т.д.; планы ускорений нужны для нахождения сил инерции звеньев.

Кинематическое исследование механизмов производят в предположении, что ведущие звенья вращаются с постоянной угловой скоростью, несмотря на то, что в действительности угловая скорость вращения кривошипа не является постоянной. Такое допущение делается ввиду небольшого расхождения между средней и действительной угловой скоростью кривошипа, а также технически облегчает построение планов ускорений.

Кинематическое исследование схем механизмов выполняют графическими и аналитическими методами. Первые отличаются наглядностью и относительной простотой, но не дают точных результатов. Аналитические методы позволяют получить требуемую точность результатов, но отличаются большой сложностью и трудоемкостью вычислений.

**Исходные данные:**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Шаг перемещения | НЕ | 1 м. |
| Средняя скорость | VEср | 0,08 м/с |
| Коэффициент скорости | KV | 1,4 |
| Число оборотов кривошипа | nд | 10 мин-1 |
| Число заготовок | i | 10 шт. |
| Масса загрузки | mзаг | 70 кг. |
| Погонная плотность 3 звена | ρ3 | 10 кг/м |
| Коэффициент трения от загружаемых деталей | *F*Т3 | 0,11 |
| Коэффициент трения штанги | *f*шт | 0,09 |
| Погонная плотность 5 звена | ρ 5 | 30 кг/м |
| Модуль зубчатого зацепления | m | 8 мм. |
| Число зубьев ведущего колеса | Z1 | 12 |
| Суммарное число зубьев | ZC | 40 |
| Угол зацепления | α | 20ْ |

## 2.2. Построение плана механизма.

Изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответствующее определенному положению начального звена, называется планом механизма.

План механизма должен быть построен в определенном чертежном масштабе. Под масштабом физической величины понимают отношение численного значения физической величины в свойственных ей единицах измерения к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину.

Масштаб длин для плана механизма есть отношение какой-либо длины в метрах к отрезку, изображающему эту длину на чертеже в миллиметрах.

Пусть требуется определить положение механизма, через равные промежутки времени движения ведущего звена О2А, если заданы координаты неподвижных точек О2, О3, О4.

По заданной конструктивной схеме механизма составляем кинематическую схему (Рис.1). Кинематическую схему изображаем в четырех положениях: в двух крайних и двух промежуточных. В крайних положениях ось кулисы О1В и О1D является касательной к траектории центра пальца кривошипа.

## 2.3. Определяем размеры всех звеньев кулисного механизма.

Отмечаем ход штанги Н. Угол качания Ψ = < BO1D кулисы определяем по заданному значению коэффициента изменения скорости хода согласно формуле:



Так как ось симметрии О1Е угла качания кулисы перпендикулярна к оси движения штанги, то длина хорды BD равна ходу штанги. Из прямоугольных треугольников О1ЕB и О1АО2 определим длину кулисы *l* и длину кривошипа r по формулам:





Для построения плана кулисного механизма Лист 1. будем пользоваться следующим алгоритмом:

1. определяем масштаб плана механизма:

μ *l*=НЕ /**

гдеНЕ *=*1м – длина отрезка НЕ, в метрах;

**– длина отрезка в миллиметрах на плане механизма (выбирается произвольно);

Принимаем **= 200 мм, тогда:

μ *l*=1/200=0.005 м/мм;

Исходя из полученных данных, построение плана механизма (Рис.2) производится в следующем порядке:

1. Откладывается отрезок длинной равной перемещению штанги **=200 мм.
2. От крайних точек проводятся две прямые до пересечения точка О1, под углом к горизонтали Ψ/2 = 15º.
3. На оси качания кулисы откладывается отрезок О1О2 и вычерчивается окружность радиусом r / μ *l* = 0,383 / 0,005 = 76,6 мм
4. Из оси кривошипа О2 проводятся перпендикуляры к кулисе в крайних положениях механизма О2А.
5. Окружность делиться на восемь равных частей начиная от крайней точки кулисы А.

## 2.4. Построение планов скоростей звеньев кулисного механизма.

Задача об определении скоростей, которую будем решать путём построения плана скоростей формулируется следующим способом. Дан план механизма с указанием всех размеров и задано число оборотов начального звена.

Угловая скорость кривошипа определяется из известного числа оборотов двигателя как соотношение:



Исходя из уже определенных параметров можно рассчитать скорость точки А принадлежащую кривошипу:



Вектор этой скорости направлен перпендикулярно r в сторону вращения кривошипа.

Для построения плана скоростей рассчитываем масштаб построения:



– отрезок, соответствующий на плане ускорений скорости точки А.

Принимаем = 40 мм.

Скорость точки А3 кулисы совпадает с точкой А2 камня кулисы и определяется по уравнению:



Это уравнение основано на том, что абсолютное движение звена 2 представляется как составное из переносного движения вместе со звеном 3 и относительного движения по отношению к этому звену. Скорость VA2A3 направлена параллельно ОВ, поступательная пара, соединяющая звенья 2 и 3 допускает поступательное движение только в этом направлении. Скорость VА3 направлена перпендикулярно ОВ. Можно записать уравнение:

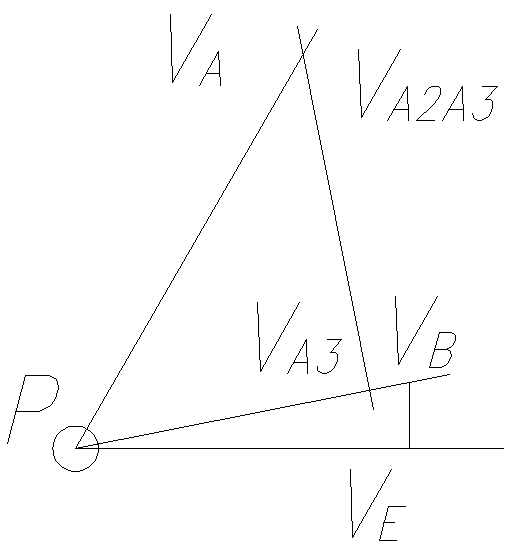


Скорость в точке В кулисы определяем на основе теоремы о подобии.

Построение планов скоростей Лист 1. производится следующим образом:

Из полюса Р в направлении вращения откладываем силу VA известную по величине и направлению. Силы неизвестные по величине но известные по направлению замыкают треугольник.

Далее узнаем их истинные значения умножая на соответствующий масштаб по теореме подобия определяем скорость в точке В.





Проводим прямую параллельную штанге (скорость будет определяться из второго треугольника и будет равна VE умноженной на масштаб.

Строим 8 планов скоростей Лист 1. результаты графического вычисления скоростей в точках А, В сводим в Таблицу 1.

0 - 

1 - м/с

2 -  м/с

3 -  м/с

4 -  м/с

5 -  м/с

6 -  м/с

7 -  м/с

Таблица 1. Значение скоростей.

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| N | VA | VA3 | VA3A2 | VВ | VE |
| 0 - 4’ | 0,4 | 0 | 0,4 | 0 | 0 |
| 1 | 0,4 | 0,264 | 0,302 | 0,299 | 0,294 |
| 2 | 0,4 | 0,392 | 0,083 | 0,409 | 0,408 |
| 3 | 0,4 | 0,367 | 0,163 | 0,389 | 0,387 |
| 4 | 0,4 | 0,189 | 0,354 | 0,225 | 0,22 |
| 5 | 0,4 | 0,108 | 0,386 | 0,157 | 0,151 |
| 6 | 0,4 | 0,377 | 0,138 | 0,654 | 0,651 |
| 7 | 0,4 | 0,31 | 0,255 | 0,514 | 0,507 |

## 2.5. Построение кинематических диаграмм.

2.5.1. Построение диаграммы перемещения.

Диаграмма перемещений строится по результатам полученным в ходе решения задач на определение положения механизма в периоде одного цикла его движения.

Кинематическая диаграмма скоростей можно строить графическим дифференцированием диаграммы перемещения.

Начнем построение графика перемещения SC=SC(t). Кривошип О1А вращается с постоянным числом оборотов n=10 об/мин траекторию движения делим на 8 равных частей А; А1; А2…А7. Определяем соответствующие положения точек В; В1; В2…В7.

Первое положение т. В соответствует крайнему левому положению механизма. Положение точки В1 будем определять ее расстоянием от точки В. Строим оси координат  и на оси абсцисс откладываем отрезок х который отображает время Т одного полного оборота кривошипа.

Причем:

 (сек)

Определяем масштаб оси абсцисс :

(сек/мм)

По оси ординат масштаб остается таким же как и масштаб μ *l* т.е. μ *l* = μS = 0,05

После полученные точки соединяем плавной кривой.

2.5.1. Построение диаграммы скоростей.

Для построения диаграммы скоростей точки В применим метод графического дифференцирования методом хорд.

Под кривой перемещения строим кривую скоростей для этого из полюса Р взятого на расстоянии Н=33,3мм. проводим лучи параллельные хордам диаграммы перемещения. Тогда отрезки отсекаемые этими лучами с осью ординат представляют собой скорость усредненную для каждого участка. Откладываем эти отрезки в виде ординат по середине соответствующих промежутков, получаем в осях ступенчатую линию, затем плавно скругляем ее и получаем график скорости точки В.

Масштаб для данного графика принимаем:



где:

Н=33.3мм;

μt = 0.03 (сек/мм);

μS = 0,005 м/мм;



## 2.6. Построение планов ускорений звеньев кулисного механизма.

### 2.6.1. Построение плана ускорений звеньев кулисного механизма для 2 положения.

Для построения планов ускорений принимаем, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, а точка А будет иметь только нормальное ускорение Wan величина которого определяется по формуле:



Wa по направлению параллельно отрезку *l*ОА и направлено к О2

Масштаб ускорения:



Ускорения точек А1 и А2, как и их скорости, будут равны.

Движение точки А2 камня кулисы рассматриваем как сложное: вместе с кулисой (переносное) и относительно нее. Поэтому:



Это уравнение можно записать и несколько иначе, что равносильно



В этом уравнении, кроме относительного ускорения  имеющего направление относительного перемещения звеньев 2 и 3 (т.е. параллельно звену О1В), появилось кориолисово (поворотное) ускорение, величина которого определяется по формуле:



Где:

рад/с

м/с2

Направление кориолисова ускорения определяется поворотом относительной скорости  на 90ْ по направлению переносной угловой скорости 

Нормальное ускорение в точке А3:

м/с2

направление которого от точки А к точке О1 параллельно прямой О1А.

Векторы  и  известны только по направлению: вектор  перпендикулярен направлению О1А, а вектор  параллелен этому направлению. От точки А1,2 плана ускорений перпендикулярно О1А отложим отрезок  вектора  кориолисова ускорения, так что бы конечные точки векторов ра1,2 и  совпадали. Теперь через начальную точку вектора  проводим параллельно О1А направление вектора . Из полюса Р отложим параллельно О1А от точки А к точке О1 отрезок nA3C , изображающий вектор . Через конец этого вектора проведем перпендикулярно направление вектора  до пересечения в точке а3 с направлением вектора . Соединив точку а3 с полюсом Р, получим отрезок Ра3 абсолютного ускорения  точки А3.

Определим величину м/с2

Определим ускорение шатуна кулисы:

 м/с2

Проводим горизонтальную прямую через точку полюса, опускаем на нее перпендикуляр из точки конца вектора WВ.

Определим значение ускорения  м/с2

Величину углового ускорения звена 3 находим по формуле:

 1/c

Для определения направления этого ускорения переносим вектор  в точку А3 и наблюдаем, в какую сторону этот вектор вращает кулису О1В.

### 2.6.2. Построение плана ускорений звеньев кулисного механизма для 6 положения.

Для построения планов ускорений принимаем, что кривошип вращается с постоянной угловой скоростью, а точка А будет иметь только нормальное ускорение Wa величина которого определяется по формуле:





Где:

рад/с

м/с2

м/с2

Определим величину м/с2

 м/с2

Проводим горизонтальную прямую через точку полюса, опускаем на нее перпендикуляр из точки конца вектора WВ.

Определим значение ускорения  м/с2

 1/с

Для определения направления этого ускорения переносим вектор  в точку А3 и наблюдаем, в какую сторону этот вектор вращает кулису О1В.

# 3. КИНЕТОСТАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

## 3.1 Силы, действующие на механизм

При силовом расчете механизмов обычно предполагаются задан­ными законы движения ведущих звеньев хотя бы в первом прибли­жении и часть внешних сил.

Основными силами, определяющими характер движения механизма, являются движущие силы, совершающие положительную работу, и силы полезного (производственного) сопротивления, возникающие в процессе выполнения механизмом полезной работы и совершающие отрицательную работу. К движущим силам относятся: момент, развиваемый электродвигателем на ведущем валу. Силы полезного сопротивления — это те силы, для преодоления кото­рых предназначен механизм. Кроме этих сил необходимо учитывать также силы сопротивления среды, в которой движется механизм, и силы тяжести звеньев, производящие положительную или отрицательную работу в зависимости от направления движения центра тяжести зве­ньев — вниз или вверх.

Механической характеристикой двигателя или рабочей машины называют зависимость момента, приложенного к ведомому валу двига­теля или к ведущему валу рабочей машины, от одного или нескольких кинематических параметров. Механические характеристики опреде­ляют экспериментальным путем или же при помощи различных мате­матических зависимостей.

При работе механизма в результате действия всех приложенных к его звеньям указанных сил в кинематических парах возникают реак­ции, которые непосредственно не влияют на характер движения меха­низма, но на поверхностях элементов кинематических пар вызывают силы трения. Эти силы являются силами вредного сопротивления.

Реакции в кинематических парах возникают не только вследствие воздействия внешних задаваемых сил на звенья механизма, но и вслед­ствие движения отдельных масс механизма с ускорением. Составляю­щие реакций, возникающих в результате движения звеньев механиз­ма с ускорением, могут быть названы дополнительными динамическими давлениями в кинематических парах.

Основная задача кинетостатического расчета состоит в определении реакций в кинематических парах механизмов или, иначе говоря, дав­лений, возникающих в местах соприкосновения элементов кинематических пар, а также в определении уравновешивающих моментов или уравновешивающих сил. Под последними обычно понимают те неиз­вестные и подлежащие определению силы или моменты, приложенные к ведущим звеньям, которые уравновешивают систему всех внешних сил и пар сил и всех сил инерции и пар сил инерции.

Если механизм имеет несколько степеней свободы, то для его рав­новесия необходимо столько уравновешивающих сил или пар сил, сколько имеется степеней свободы. В механизме, обладающем одной степенью свободы, уравновешивающей силой является сила или пара сил, приложенная к ведущему звену.

В теории механизмов и машин весьма широкое применение полу­чил так называемый кинетостатический метод силового расчета меха­низмов. Этот метод, как известно из курса теоретической механики, состоит в следующем. Если к точкам несвободной системы вместе с задаваемыми силами приложить мысленно фиктивные для этой системы силы инерции, то совокупность этих сил уравновешивается реак­циями связей. Этот прием, несмотря на свою условность, обладает тем важным для практики преимуществом, что позволяет свести решение задач динамики к решению задач статики. Это имеет место, когда по­ставленная задача относится к типу первой задачи дина­мики, т. е. задачи об определении сил по заданному движению.

## 3.2 Кинетостатическое исследование рабочего хода

### 3.2.1 Рассмотрим структурную группу 4-5 (ползун кулисы – штанга)

Для кулисного механизма считается заданными погонная плотность 5 звена ρ5=30 кг/м, погонная плотность 3 звена ρ3=10 кг/м, масса заготовок mЗАГ = 70 кг., количество заготовок i = 10 шт., коэффициенты трения штанги *fшт*=0,09, от загружаемых деталей *fт3* =0,11.

Массы звеньев механизма:

масса нагруженной штанги:

 кг.

где:

м.

определяем силу тяжести нагруженной штанги:

 Н

определяем силу инерции нагруженной штанги:

 Н

где: *WE* = 0.057 м/с2 ускорение нагруженной штанги.

определяем силу трения:

 Н

составим уравнение равновесия штанги:



где:

 Н

значение *P45* нам не известно, найдем его графическим способом, для этого построим план сил.

Целесообразно принять масштаб построения:



*lG5* = *G5/μP*= 9810/50=196,2 мм;

*lPтр* = *Ртр/μP*= 1079,1/50= 21,58 мм;

*lPин* = *Рин/μP*= 57/50= 1,14 мм;

*lR05* = *R05/μP*= 4905/50= 98,1 мм;

Определим величину силы *P45=lF45*⋅*μP*=22,72⋅50=1136 кН

### 3.2.2 Рассмотрим структурную группу 2-3

масса кулисы:

 кг.

где:

=1,93 м - длинна кулисы;

вес кулисы:

 Н

сила инерции кулисы:



где:

 м/с2

 Н

Сила инерции штанги прикладывается к точке К расстояние до которой определяется по формуле:

;

где:



м

м

*Plsk=lSK* /*μl=*0,32/0,005=64 мм.

Реакции действующие на (2-3) R03; R23; R34.

Откуда известно:

*R34* = - *R45*= 1136 Н

*R23* направлена перпендикулярно кулисе из точки А.

Составим уравнение моментов относительно точки А:



где:

*lO1A=*1,85 м;

*h1=*0,0792 м;

*h2=* 0,3 м;

*h3=*0,048 м;

 Н

Построим план сил. Масштабный коэффициент построения примем:



*R43*=1136/5=227,2 мм;

*Pин3*=0,965/5=0,193 мм;

*G3*=189/5=37,8 мм;

*RTO1*=53,69/5=10,74 мм;

Графически определим реакции R23 и :

 Н

 Н

### 3.2.3 Рассмотрим структурную группу 2-1

Определим реакции действующие на кривошип:

*R21+R01* = 0

Найдем крутящий момент:



Уравновешивающий момент *МУ* :

 Н⋅м

### 3.2.4 Рычаг Жуковского

Рычаг Жуковского это план сил в данном положении повернутый на 90° и рассматриваемый как твердое тело с приложенными в денных точках всеми силами действующими на это тело.

Найдем уравновешивающую силу *РУ* :



 Н



Сравниваем значения полученные при расчете по структурным группам и при расчете по рычагу Жуковского:





Что удовлетворяет условию.

## 3.3 Кинетостатическое исследование холостого хода

### 3.3.1 Рассмотрим структурную группу 4-5 (шатун кулисы – штанга)

Массы звеньев механизма:

масса штанги:

 кг.

где:

м.

определяем силу тяжести штанги:

 Н

определяем силу инерции штанги:

 Н

где: *WE* = 0,651 м/с2 ускорение штанги.

определяем силу трения:

 Н

составим уравнение равновесия штанги:



где:

 Н

значение *P45* нам не известно, найдем его графическим способом, для этого построим план сил.

Целесообразно принять масштаб построения:



*lG5* = *G5/μP*= 2943/50=58,86 мм;

*lPтр* = *Ртр/μP*= 323,7/50= 6,47 мм;

*lPин* = *Рин/μP*= 195/50= 3,9 мм;

*lR05* = *R05/μP*= 1471,5/50= 29,43 мм;

Определим величину силы *P45=lF45*⋅*μP*=10,37⋅50=518,5 кН

### 3.3.2 Рассмотрим структурную группу 2-3

масса кулисы:

 кг.

где:

=1,93 м - длинна кулисы;

вес кулисы:

 Н

сила инерции кулисы:



где:

 м/с2

 Н

Сила инерции штанги прикладывается к точке К расстояние до которой определяется по формуле:

;

где:



м

м

*Plsk=lSK* /*μl=*0,32/0,005=64 мм.

Реакции действующие на (2-3) R03; R23; R34.

Откуда известно:

*R34* = - *R45*= 518,5 Н

*R23* направлена перпендикулярно кулисе из точки А.

Составим уравнение моментов относительно точки А:



где:

*lO1A=*1,85 м;

*h1=*0,0792 м;

*h2=* 0,3 м;

*h3=*0,048 м;

 Н

Построим план сил. Масштабный коэффициент построения примем:



*R43*=518,5/5=103,7 мм;

*Pин3*=6,3 /5=1,26 мм;

*G3*=189/5=37,8 мм;

*RTO1*=398,23/5=79,65 мм;

Графически определим реакции R23 и :

 Н

 Н

### 3.3.3 Рассмотрим структурную группу 2-1

Определим реакции действующие на кривошип:

*R21+R01* = 0

Найдем крутящий момент:



Уравновешивающий момент *МУ* :

 Н⋅м

### 3.3.4 Рычаг Жуковского

Рычаг Жуковского это план сил в данном положении повернутый на 90° и рассматриваемый как твердое тело с приложенными в денных точках всеми силами действующими на это тело.

Найдем уравновешивающую силу *РУ* :



 Н



Сравниваем значения полученные при расчете по структурным группам и при расчете по рычагу Жуковского:





Что удовлетворяет условию.

# 4. РАСЧЕТ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Исходные условия:

Число зубьев шестерни – z1 =12;

Число зубьев колеса – z2 =28;

Модуль зубчатого зацепления – m =8;

Угол зацепления α = 20°

1. Шаг зацепления по делительной окружности:

мм.

1. Диаметр делительной окружности:

мм.

 мм.

1. Диаметр основной окружности:

мм.

мм.

1. Угол зацепления:





1. Диаметр начальной окружности:

мм.

мм.

1. Толщина зуба по делительной окружности:

 мм.

 мм.

1. Межцентровое расстояние:

мм.

1. Диаметр окружности вершин:



1. Диаметр окружности впадин:

мм.

мм.

1. Построение зубчатого зацепления:

Для выполнения зубчатого зацепления принимаем масштаб построения 4:1

Профили зубьев вычерчиваем в такой последовательности:

* на линии центров колес от точки Р (полюса зацепления) откладываем радиусы начальных окружностей и строим эти окружности.
* строим прямую N1N2 касающуюся начальных окружностей и проходящую через точку полюса.
* строим эвольвенты, которые описывает точка Р прямой N1N2 при перекатывании ее по основным окружностям. При построении 1 эвольвенты откладываем на основной окружности 1 колеса от точки N1 дугу N1Р’, равную длине отрезка N1Р. Отрезок N1Р делим на четыре равные части (N1В=ВС=CD=DP) и из точки B проводим дугу радиуса ρ = ВР до пересечения в точке Р’ с основной окружностью; тогда ∪ N1P’=N1Р. После этого отрезок PN1 снова делим на 8 равных частей (Р1 = 12 = 23 =...). Дугу N1Р’ также делим на 8 равных частей (∪P’l’=∪1’2’=∪2’3’=...). На прямой PN1 за точкой N1 от­кладываем отрезки (45=56=...), равные Р1, а на основной окружности — дуги (∪4’5’=5’6’=...), равные дуге Р’1’. Через точки 1’; 2’; 3’; 4’... проводим перпен­дикуляры к соответствующим радиусам O11; О12’; О13’... На этих перпендикулярах (они ка­саются основной окружности) откладываем отрезки 1'1”; 2’2”; 3’3”..., соответственно равные отрезкам 1P, 2Р, 3Р... Соединяя последовательно точки Р’; 1”; 2”; 3” ... плавной кривой, получаем эвольвенту для первого колеса. Таким же способом строим эвольвенту для второго зубчатого колеса.
* Строим окружности выступов обоих колес. Для более точного их построения целесообразно предварительно подсчитать высоты голо­вок зубьев, а затем отложить их в масштабе на линии центров от точки Р. Построив окружности выступов, найдем точки пересечения их с соответствующими эвольвентами — крайние точки на профилях головок.
* Строим окружности впадин обоих колес. Здесь также целесооб­разно предварительно подсчитать высоты ножек зубьев, а затем отложить их в мас­штабе от точки Р.
* Профиль ножки у основания зуба можно построить упрощенно. Если радиус окружности впадин больше радиуса основной окружности получают точку пересечения окружности впадин с эволь­вентой, а затем у основания делают закругление дугой радиуса 0,2⋅m. Если радиус окружности впадин меньше радиуса основной окружности то от основания эвольвенты до окружности впадин прово­дят радиальный отрезок, а затем у основания зуба делают закругление радиуса 0,2⋅m. Если разность радиусов основной окружности и окружности впадин меньше 0,2⋅m, то радиального отрез­ка не проводят и окружность впадин сопрягают с эвольвентой дугой радиуса 0,2⋅m. Упрощенное построение профиля ножки зуба не отра­жает истинного его очертания, а является только чертежным приемом.
* Линия зацепления. Различают теоретическую линию зацепления и активную часть линии зацепления. Теоретической линией зацепления называют отрезок N1N2 касательной к основным окружностям, заключенный между точками касания. Активной частью линии зацепления называют отрезок теоретической линии зацепления, заключенный между точками пересечения ее с окружностями выступов колес. Активная часть линии зацепления является геометрическим местом точек зацепления профилей зубьев на неподвижной плоскости.

# 4. РАСЧЕТ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА.

## 4.1. Основные определения.

Ведущее звено в кулачковом механизме называют кулачком. Ведомое – толкателем. Элементы высшей кинематической пары принадлежащей кулачку называют профилем кулачка, а элементы принадлежащие толкателю называют профилем толкателя.

Кулачковый механизм состоит из кулачка, толкателя, ролика, который закреплен на толкателе и непосредственно соприкасается с поверхностью кулачка. Ролик служит для уменьшения трения возникающего в зоне контакта кулачка с толкателем.

Полный цикл толкателя в кулачковом механизме соответствует одному полному обороту кулачка. Промежутки соответствующие удалению из самого (по отношению к центру вращения кулачка) в самое дальнее, высотою в самом дальнем положении, возвращение из самого дальнего положения в самое близкое, высотою в самом ближнем положении называют Ту, Твп, Тпр, Тнв.

φТу+φТвп+φТпр+φТнв=360ْ

Следует заметить, что в рассчитанном нами кулачке не существует явно выраженного верхнего выстоя и нижнего выстоя.

φТу+φТпр=360ْ

Угол удаления из самого нижнего в самое дальнее положение находится между точками 1-4’.

Угол приближения находится между точками 4’-1

1 – самое близкое положение;

4’ – самое дальнее положение.

## 4.2. Графическое построение.

Задача синтеза кулачкового механизма состоит в том, чтобы построить профиль кулачковой шайбы удовлетворяющий поставленным технологическим требованиям.

Для этого зададимся законом движения толкателя. Продифференцировав диаграмму перемещений получим диаграмму скоростей. Исключаем из обеих диаграмм угол (φ) для этого под диаграммой перемещения строим диаграмму скоростей повернутую на 90ْ. Проведем из соответствующих точек диаграммы S(φ) и V(φ) точки параллельные оси φ на пересечении точек диаграмм S(φ) и V(φ) получим соответствующие точки 1, 2, 3,….8. т.е. на пересечении прямой с диаграммой S(φ) идущей из точки 1’ и прямой с диаграммой V(φ) идущей из точки 1’’ получаем точку 1, то же проделываем и с остальными точками.

Плавно соединяем полученные точки. Мы имеем диаграмму S(v) в которой исключен угол (φ).

Далее из точки 1 вниз проводим луч а к крайним точкам диаграммы S(v) К2 и К1 касательные под углом α (угол передачи движения). Эти касательные пересекаются в некоторой точке С1. Точка С1 – минимальное расстояние от центра вращения кулачковой шайбы до центра вращения ролика.

Из точки С1 откладываем перпендикуляр на прямую а получаем отрезок Н – эксцентриситет.

Целесообразно принять масштаб для кулачка 

Для диаграммы скорости – 

Для диаграммы перемещения – 

Для диаграммы S(v) – 

Кулачек начинаем строить с построения точки О – центр вращения кулачка. Проводим из точки О окружности радиусом Н и С1. окружность радиусом Н делим на 8 равных частей угол 45˚ номеруем и определяем положение точки 4’, которая является точкой верхнего подъема. Для этого берем с диаграммы V(φ) или S(φ) расстояние от точки 4 до точки 4’ и умножаем его на масштаб μφ. Проводим из точек лежащих на окружности радиусом С1 касательные на окружность Н. продлеваем касательные за пределы С1.

На касательных откладываем отрезки равные ординатам в соответствующих точках диаграммы перемещения. Получаем точки 1, 2, 3, … 8. Плавно соединяем полученные точки получаем кривую обкатки – т.е. кривую по которой (движется) находится центр ролика. Для того чтобы найти профиль кулачковой шайбы нужно из кривой обкатки вычесть радиус ролика.

Rролика = С1∙0,4=96,43⋅0,4=38,6мм

Для этого откладываем окружности Rрол – радиуса на кривой обкатки соединяем их плавной кривой изнутри (со стороны центра вращения кулачка). Мы получили профиль кулачка.

# СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кореняко А.С. «Курсовое проектирование по теории механизмов и машин», Издательство «Вища школа», 1970, 326с.
2. Решетов Д.Н. «Детали машин» учебник для вузов. Р47 Изд. 3-е М., «Машиностроение», 1974.
3. Кожевников С.Н. «Теория механизмов и машин». Учебное пособие для студентов вузов Изд. 4-е М., «Машиностроение». 1973г. 592с.
4. Кочанов Н.С. «Компактные шестизначные математические таблицы». Изд. 2-е. Л., «Машиностроение». 1973 г., 264с.