МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное образовательное учреждение высшего

образования

«МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ГОСУДАРСВЕННЫЙ

ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ (МАДИ)»

Бронницкий филиал

Факультет: автомобильный транспорт

Специальность: 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Дисциплина: «Теория механизмов и машин»

**РАСЧЁТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА**

**к курсовому проекту по дисциплине**

**«Теория механизмов и машин»**

Вариант 21

Выполнил студент группы: АХ-21Д

Руководитель курсового проекта: Ерёмин В.И.

Проект защищён с оценкой: \_\_\_\_\_\_\_

Дата защиты проекта: \_\_\_\_\_\_\_\_\_\_

БРОННИЦЫ 2023

СОДЕРЖАНИЕ

[2 Кинематический и силовой анализ рычажного механизма 8](#_Toc14524)

[2.1 Структурный анализ 8](#_Toc31747)

[2.1.1 Схема механизма 8](#_Toc32213)

[2.1.2 Классификация кинематических пар механизма 8](#_Toc27035)

[2.1.3 Классификация звеньев механизма 9](#_Toc5643)

[2.1.4 Определяем подвижность сложного механизма 9](#_Toc14117)

[2.1.5 Проводим классификацию структурных групп 9](#_Toc16262)

[2.1.6 Определяем класс сложного механизма 10](#_Toc1671)

[2.1.7 Структурная формула механизма 10](#_Toc26507)

[2.2 План положений механизма 10](#_Toc24345)

[2.3 Кинематический анализ рычажного механизма 11](#_Toc12946)

[2.3.1 Определение скоростей звеньев механизма 11](#_Toc11245)

[2.3.2 Определение ускорений звеньев механизма 14](#_Toc15862)

[2.3.3 Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена 18](#_Toc16702)

[2.4 Силовой анализ механизма 19](#_Toc12330)

[2.4.1 Определение силовых факторов 19](#_Toc19021)

[2.4.2 Силовой анализ положения 0 21](#_Toc5020)

[2.4.3 Силовой анализ положения 1 24](#_Toc19259)

[3 Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем 29](#_Toc6571)

[3.1 Исходные данные к проектированию кулачковых механизмов 29](#_Toc32417)

[3.2 Построение кинематических диаграмм движения толкателя 29](#_Toc3680)

[3.2.1 Построение графика 29](#_Toc21745)

[3.2.2 Построение графиков и методом графического интегрирования 31](#_Toc19138)

[3.3 Расчет масштабного коэффициента угла поворота кулачка, масштабных коэффициентов перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений 32](#_Toc19437)

[3.4 Определение минимального радиуса профиля кулачка 32](#_Toc8963)

[3.5 Построение теоретического и действительного профиля кулачка 35](#_Toc18095)

[СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ 37](#_Toc30420)

**1 Геометрический синтез и проектирование прямозубого эвольвентного зацепления**

Цель: Для заданных параметров цилиндрической зубчатой передачи провести геометрический расчёт и выполнить чертеж эвольвентной цилиндрической зубчатой передачи внешнего зацепления.

**1.1 Исходные данные**

Таблица – 1 Исходные данные к заданию – 1

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Обозначение** | **Наименование** | **Числовые данные** |
| *fa\** | коэффициент высоты делительной головки зуба | 1.0 |
| *с\** | коэффициент радиального зазора | 0,25 |
| *а* | угол профиля рейки | 20˚ |
| *m* | модуль | 4 |
|  | число зубьев: шестерни | 15 |
|  | число зубьев: колеса | 30 |
|  | коэффициент смещения: шестерни | 0,45 |
|  | коэффициент смещения: колеса | -0,45 |

**2 Определение геометрических размеров колес**

1. Определим радиус делительной окружности шестерни и колеса

2. Коэффициент смещения 𝑥1 и 𝑥2 исходного контура определим в зависимости от числа зубьев 𝑧4 и 𝑧5 (по формулам ISO) в таблице 2.

Таблица – 2 Расчёты коэффициентов смещения шестерни и колеса

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Число зубьев | Коэффициент смещения | |
|  |  |
| ˂ ( | = 0,03 (30 - ) |  |
| () ≤ 30 | = 0,9 | = 0,9 - |
| Расчёт | | |
| 15 ˂ 15 ( | = 0,03 (30 - 14) = 0,45 | - 0,45 |

3. Смещение исходного контура у шестерни

мм

у колеса

мм

4. Определим радиусы основных окружностей

5. Определим угол зацепления зубчатой передачи

*inv = inv a +*

Используя таблицы инвалют находим угол зацепления

Σ𝑥 – коэффициент суммы смещения;

𝑍4 *–* число зубьев: шестерни;

𝑍5 *–* число зубьев: колеса;

tg a – тангенс угла профиля рейки.

6. Определим радиусы начальных окружностей шестерни и колеса

мм

мм

7. Определим межосевое расстояние

=

где: m – модуль;

*–*  число зубьев шестерни;

*–* число зубьев колеса;

– косинус угла профиля рейки;

– косинус угла зацепления.

8. Определим коэффициент воспринимаемого смещения

где: *–* межосевое расстояние;

а *–* делительное межосевое расстояние;

m – модуль.

9. Определим коэффициент суммы смещения.

10. Определим коэффициент уравнительного смещения.

11. Высота делительной ножки зуба (высота головки):

мм

мм

12. Высота делительной ножки зуба (высота ножки):

мм

13. Определим радиусы вершин зубьев шестерни и колеса:

где: m – модуль;

*–*  число зубьев шестерни;

*–* число зубьев колеса;

*–* коэффициент высоты делительной головки зуба;

и *–* коэффициент суммы смещения;

*–* коэффициент радиального зазора.

14. Окружной делительный шаг:

15. Толщина зуба по делительной окружности шестерни и колеса:

где: m – модуль;

и – коэффициент суммы смещения;

– тангенс угла профиля рейки.

16. Углы профиля в точке на окружности вершин:

где: и радиус окружностей вершин зубьев;

и радиусы основных окружностей.

17. Окружная толщина зуба на окружности вершин:

где: 𝑟а1 и 𝑟а2 − радиус окружностей вершин зубьев;

и – диаметры делительных окружностей;

и *–* толщина зубьев по делительной окружности;

*inv a –* угол эвольвентой функции;

𝑖𝑛𝑣 *и* 𝑖𝑛𝑣 *–* Углы профиля в точке на окружности вершин эвольвентой функции;

18. Коэффициенты толщины зубьев по окружности вершин:

где: m – модуль;

и – толщина зубьев по окружности вершин.

# Кинематический и силовой анализ рычажного механизма

## Структурный анализ

### Схема механизма

Заданная схема механизма представлена на рисунке 2.1.

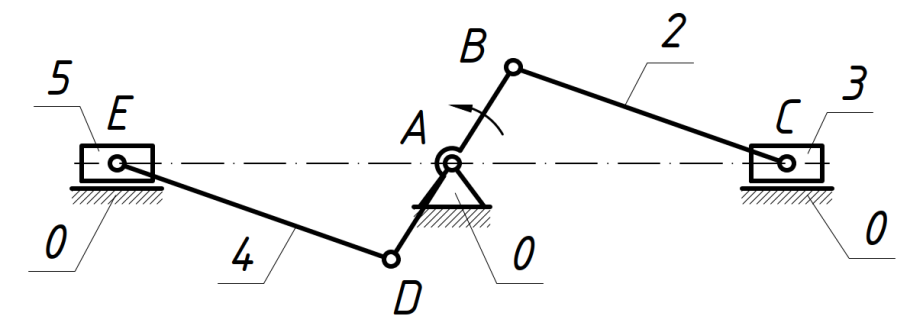


Рисунок 2.1 – Схема механизма

### Классификация кинематических пар механизма

В таблице 2.1 представлена классификация кинематических пар заданного механизма.

Таблица 2.1 – Классификация кинематических пар

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Номер звеньев, образующих пару | Обозначение | Название | Подвижность | Высшая  /низшая |
| 1 | 0-1 |  | Вращательная | 1 | Н |
| 2 | 1-2 |  | Вращательная | 1 | Н |
| 3 | 2-3 |  | Вращательная | 1 | Н |
| 4 | 0-3 |  | Поступательная | 1 | Н |
| 5 | 1-4 |  | Вращательная | 1 | Н |
| 6 | 4-5 |  | Вращательная | 1 | Н |
| 7 | 0-5 |  | Поступательная | 1 | Н |

Исследуемый механизм состоит только из одноподвижных кинематических пар, поэтому – число одноподвижных кинематических пар в механизме, – общее число кинематических пар в механизме.

### Классификация звеньев механизма

Классификация звеньев механизма представлена в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Классификация звеньев

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| № п/п | Номер звена | Название | Движение |
| 1 | 0 | Стойка | Отсутствует |
| 2 | 1 | Кривошип | Вращательное |
| 3 | 2 | Шатун | Сложное |
| 4 | 3 | Ползун | Поступательное |
| 5 | 4 | Шатун | Сложное |
| 6 | 5 | Ползун | Поступательное |

### Определяем подвижность сложного механизма

Формулы для определения подвижности механизма:

,

где – подвижность механизма;

*n* – число подвижных звеньев механизма;

– число кинематических пар -той подвижности.

Подставив данные, полученные выше (, , ), найдем подвижность этого сложного механизма:

.

### Проводим классификацию структурных групп

Классификация структурных групп представлена в таблице 2.3 и на рисунке 2.2.

Таблица 2.3 - Классификация структурных групп

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| № п/п | Номер звеньев, образующих группу | Класс, порядок, вид |
| 1 | 0-1 | Механизм I класса |
| 2 | 2-3 | II класс 2 порядок 2 вид |
| 3 | 4-5 | II класс 2 порядок 2 вид |

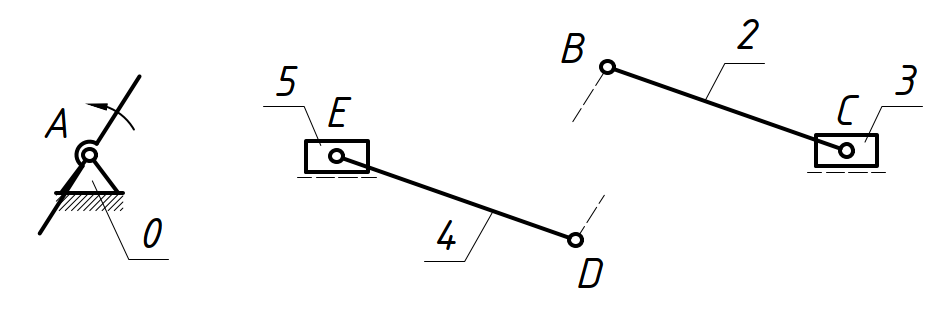


Рисунок 2.2 – Структурные группы механизма

### Определяем класс сложного механизма

Механизм относится ко II классу.

### Структурная формула механизма

.

## План положений механизма

План положений механизма – это графическое изображение взаимного расположения звеньев механизма за рассматриваемый промежуток времени, выполненное в определенном масштабном коэффициенте.

Построение плана положения начинают с изображения элементов стойки, т.е. шарнирно-неподвижных опор и направляющих. Далее последовательно изображают ведущие звенья в заданных положениях и структурные группы звеньев. Положение подвижных характерных точек определяются с помощью метода засечек.

Для построения кинематической схемы плоского рычажного механизма выберем масштабный коэффициент длин .

Масштабный коэффициент длин:

,

где – действительная длина кривошипа, м;

– произвольно выбранная длина кривошипа на чертеже, мм.

Далее переводим длины оставшихся звеньев в мм через масштабный коэффициент длин, используя формулу:

,

где – обозначение звена, для которого вычисляется длина на кинематической схеме.

Результаты заносим в таблицу 2.4.

Таблица 2.4 – Приведённые размеры механизма, мм

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  |  |
| 30 | 100 | 30 | 100 |

По полученным значениям в выбранном масштабном коэффициенте строим план положений механизма.

## Кинематический анализ рычажного механизма

### Определение скоростей звеньев механизма

Определим скорость всех обозначенных точек механизма с помощью плана скоростей.

Угловая скорость кривошипа:

.

Скорость точки :

.

Масштаб плана скоростей:

.

Вектор скорости точки представляет собой геометрическую сумму вектора скорости точки и скорости относительного вращательного движения точки вокруг точки :

.

Скорость точки равна нулю. Скорость перпендикулярна звену и напрвлена в сторону вращения этого звена. Откладываем отрезок .

Скорость точки :

. (2.1)

Скорость нам известна, вектор скорости направлен перпендикулярно звену , а вектор скорости направлен параллельно направляющим ползуна 3. Поэтому в уравнении (2.2) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену . Из полюса проводим прямую параллельно направляющим ползуна 3. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку .

Скорость точки найдём по теореме подобия:

;

.

Откладываем отрезок параллельно отрезку в противоположную ему сторону.

Скорость точки :

. (2.2)

Скорость нам известна, вектор скорости направлен перпендикулярно звену , а вектор скорости направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.2) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки плана скоростей проводим прямую перпендикулярно звену . Из полюса проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку .

По теореме подобия найдем скорости центров масс звеньев. Отмечаем точки и на серединах отрезков и соответственно и соединяем их с полюсом .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.5. Результаты расчётов представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.5 – Результаты измерений

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Векторы на плане скоростей, мм | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 31,4 | 31,4 | 0 | 22,0 | 31,4 | 31,4 | 0 | 22,0 |
| 1 | 31,4 | 27,5 | 19,8 | 25,5 | 31,4 | 27,5 | 19,8 | 25,5 |
| 2 | 31,4 | 16,3 | 31,4 | 30,5 | 31,4 | 16,3 | 31,4 | 30,5 |
| 3 | 31,4 | 0 | 31,4 | 31,4 | 31,4 | 0 | 31,4 | 31,4 |
| 4 | 31,4 | 16,3 | 23,0 | 28,2 | 31,4 | 16,3 | 23,0 | 28,2 |
| 5 | 31,4 | 27,5 | 11,6 | 27,5 | 31,4 | 27,5 | 11,6 | 27,5 |
| 6 | 31,4 | 31,4 | 0 | 22,0 | 31,4 | 31,4 | 0 | 22,0 |
| 7 | 31,4 | 27,5 | 11,6 | 27,5 | 31,4 | 27,5 | 11,6 | 27,5 |
| 8 | 31,4 | 16,3 | 23,0 | 28,2 | 31,4 | 16,3 | 23,0 | 28,2 |
| 9 | 31,4 | 0 | 31,4 | 31,4 | 31,4 | 0 | 31,4 | 31,4 |
| 10 | 31,4 | 16,3 | 31,4 | 30,5 | 31,4 | 16,3 | 31,4 | 30,5 |
| 11 | 31,4 | 27,5 | 19,8 | 25,5 | 31,4 | 27,5 | 19,8 | 25,5 |

Зная линейные скорости определим угловые:

; .

Для определения направления угловой скорости звена, необходимо на плане скоростей взять вектор относительной скорости звена и мысленно перенести его в ведомую точку звена на плане положений (точку стоящую первой в индексе), а вторую точку, стоящую в индексе условно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление угловой скорости звена.

Результаты расчёта угловых скоростей представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 – Результаты расчётов скоростей

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Скорости точек механизма, м/с | | | | | | | | Угловые скорости звеньев, рад/с | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 31,42 | 31,40 | 0 | 21,98 | 31,40 | 31,40 | 0 | 21,98 | 157,00 | 157,00 |
| 1 | 31,42 | 27,50 | 19,80 | 25,50 | 31,40 | 27,50 | 19,80 | 25,50 | 137,50 | 137,50 |
| 2 | 31,42 | 16,30 | 31,40 | 30,50 | 31,40 | 16,30 | 31,40 | 30,50 | 81,50 | 81,50 |
| 3 | 31,42 | 0 | 31,40 | 31,40 | 31,40 | 0 | 31,40 | 31,40 | 0 | 0 |
| 4 | 31,42 | 16,30 | 23,00 | 28,20 | 31,40 | 16,30 | 23,00 | 28,20 | 81,50 | 81,50 |
| 5 | 31,42 | 27,50 | 11,60 | 27,50 | 31,40 | 27,50 | 11,60 | 27,50 | 137,50 | 137,50 |
| 6 | 31,42 | 31,40 | 0 | 21,98 | 31,40 | 31,40 | 0 | 21,98 | 157,00 | 157,00 |
| 7 | 31,42 | 27,50 | 11,60 | 27,50 | 31,40 | 27,50 | 11,60 | 27,50 | 137,50 | 137,50 |
| 8 | 31,42 | 16,30 | 23,00 | 28,20 | 31,40 | 16,30 | 23,00 | 28,20 | 81,50 | 81,50 |
| 9 | 31,42 | 0 | 31,40 | 31,40 | 31,40 | 0 | 31,40 | 31,40 | 0 | 0 |
| 10 | 31,42 | 16,30 | 31,40 | 30,50 | 31,40 | 16,30 | 31,40 | 30,50 | 81,50 | 81,50 |
| 11 | 31,42 | 27,50 | 19,80 | 25,50 | 31,40 | 27,50 | 19,80 | 25,50 | 137,50 | 137,50 |

### Определение ускорений звеньев механизма

Порядок построения плана ускорений аналогичен плану скоростей. То есть, построив план ускорений ведущего звена, строим последовательно план ускорений для всех структурных групп Ассура, входящих в состав механизма.

Ускорение точки :

.

Масштаб плана ускорений:

.

Вектор ускорения точкипредставляет собой геометрическую сумму вектора ускорения точки и скорости относительного вращательного движения точкивокруг точки:

.

Ускорения(стойка неподвижна) и(кривошип движется с постоянной угловой скоростью) равны нулю. Ускорениепараллельно звенуи направлено к центру вращения этого звена. Откладываем отрезок.

Ускорение точки :

. (2.3)

Величина нормальных ускорений:

Точка пересечения этих прямых даст искомую точку .

Ускорение нам известно, ускорение параллельно звену и направлено от точки к точке (величина известна), а направлено перпендикулярно звену (величина не известна), а вектор ускорения направлен параллельно направляющим ползуна 3. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки плана ускорений откладываем отрезок , изображающий на плане ускорение . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену . Из полюса проводим прямую параллельно направляющим ползуна 3. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку .

Ускорение точки найдём по теореме подобия:

;

.

Откладываем отрезок параллельно отрезку в противоположную ему сторону.

Ускорение точки :

. (2.4)

Величина нормальных ускорений:

; .

Ускорение нам известно, ускорение параллельно звену и направлено от точки к точке (величина известна), а направлено перпендикулярно звену (величина не известна), а вектор ускорения направлен параллельно направляющим ползуна 5. Поэтому в уравнении (2.4) 2 неизвестных, для которых мы знаем направление. Решаем его графически. Из точки плана ускорений откладываем отрезок , изображающий на плане ускорение . Из его конца проводим прямую перпендикулярно звену . Из полюса проводим прямую параллельно направляющим ползуна 5. Точка пересечения этих прямых даст искомую точку .

По теореме подобия найдем ускорения центров масс звеньев. Отмечаем точки и на серединах отрезков и соответственно и соединяем их с полюсом .

Замерив длины полученных отрезков, умножаем их на масштабный коэффициент. Получаем значения скоростей точек механизма. Результаты измерений представлены в таблице 2.7. Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.7 – Результаты измерений

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Векторы на плане ускорений, мм | | | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 65,8 | 19,7 | 0 | 85,5 | 71,7 | 65,8 | 19,7 | 0 | 85,5 | 71,7 |
| 1 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 67,3 | 64,3 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 67,3 | 64,3 |
| 2 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 23,1 | 49,9 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 23,1 | 49,9 |
| 3 | 65,8 | 0 | 69,0 | 20,7 | 46,5 | 65,8 | 0 | 69,0 | 20,7 | 46,5 |
| 4 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 42,7 | 53,6 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 42,7 | 53,6 |
| 5 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 46,7 | 58,6 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 46,7 | 58,6 |
| 6 | 65,8 | 19,7 | 0 | 46,1 | 59,9 | 65,8 | 19,7 | 0 | 46,1 | 59,9 |
| 7 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 46,7 | 58,6 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 46,7 | 58,6 |
| 8 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 42,7 | 53,6 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 42,7 | 53,6 |
| 9 | 65,8 | 0 | 69,0 | 20,7 | 46,5 | 65,8 | 0 | 69,0 | 20,7 | 46,5 |

Продолжение таблицы 2.7

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Векторы на плане ускорений, мм | | | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| 10 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 23,1 | 49,9 | 65,8 | 5,3 | 57,6 | 23,1 | 49,9 |
| 11 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 67,3 | 64,3 | 65,8 | 15,1 | 31,0 | 67,3 | 64,3 |

Зная линейные ускорения определим угловые:

; .

Для того, чтобы найти направление углового ускорения звена, необходимо на плане ускорений взять вектор тангенциального ускорения звена и мысленно перенести его на план положений в первую точку, стоящую в индексе. Вторую точку мысленно остановить. Направление вращения звена при этом будет характеризовать направление углового ускорения.

Результаты расчётов представлены в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Результаты расчётов ускорений

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Ускорения точек механизма, м/с2 | | | | | | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 49,85 | 14,80 | 66,36 | 0,53 | 88,80 | 88,80 | 103,80 | 0,36 |
| 1 | 49,85 | 2,27 | 38,52 | 15,14 | 36,18 | 39,24 | 42,12 | 1,29 |
| 2 | 49,85 | 0,01 | 25,92 | 24,66 | 7,50 | 25,74 | 20,34 | 3,83 |
| 3 | 49,85 | 1,03 | 24,90 | 23,58 | 10,62 | 25,86 | 20,04 | 5,95 |
| 4 | 49,85 | 4,83 | 27,36 | 15,32 | 24,72 | 29,04 | 25,92 | 4,69 |
| 5 | 49,85 | 11,57 | 24,06 | 5,69 | 31,98 | 32,46 | 30,30 | 1,55 |
| 6 | 49,85 | 17,69 | 9,72 | 0,48 | 30,60 | 31,80 | 27,66 | 0,02 |
| 7 | 49,85 | 17,23 | 13,56 | 0,93 | 31,92 | 31,98 | 28,26 | 0,71 |
| 8 | 49,85 | 8,73 | 44,76 | 7,16 | 38,82 | 39,48 | 44,64 | 3,33 |
| 9 | 49,85 | 7,99 | 47,34 | 7,84 | 39,66 | 40,38 | 46,44 | 3,63 |
| 10 | 49,85 | 0,13 | 95,04 | 27,38 | 52,20 | 58,92 | 81,54 | 10,10 |
| 11 | 49,85 | 27,03 | 98,16 | 55,89 | 15,18 | 57,90 | 83,22 | 10,54 |
| 12 | 49,85 | 45,62 | 37,26 | 24,66 | 105,90 | 108,72 | 123,90 | 0,27 |

Продолжение таблицы 2.8

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение механизма | Ускорения точек механизма, м/с2 | | | | | Угловые ускорения  звеньев, рад/с2 | | |
|  |  |  |  |  |  |  |  |
| 0 | 10,56 | 105,72 | 69,30 | 51,90 | 104,64 | 189,60 | 341,54 | 21,33 |
| 1 | 19,80 | 40,74 | 39,30 | 21,06 | 40,26 | 110,06 | 139,15 | 40,00 |
| 2 | 19,86 | 2,16 | 34,38 | 10,17 | 10,32 | 74,06 | 28,85 | 40,12 |
| 3 | 3,60 | 25,20 | 37,74 | 10,02 | 22,50 | 71,14 | 40,85 | 7,27 |
| 4 | 17,34 | 24,00 | 35,70 | 12,96 | 23,28 | 78,17 | 95,08 | 35,03 |
| 5 | 28,74 | 9,30 | 37,68 | 15,15 | 17,16 | 68,74 | 123,00 | 58,06 |
| 6 | 27,30 | 2,52 | 38,28 | 13,83 | 14,10 | 27,77 | 117,69 | 55,15 |
| 7 | 25,50 | 11,10 | 38,16 | 14,13 | 17,28 | 38,74 | 122,77 | 51,52 |
| 8 | 31,08 | 34,44 | 37,68 | 22,32 | 36,66 | 127,89 | 149,31 | 62,79 |
| 9 | 31,62 | 36,78 | 37,56 | 23,22 | 38,76 | 135,26 | 152,54 | 63,88 |
| 10 | 30,42 | 88,20 | 31,56 | 40,77 | 83,40 | 271,54 | 200,77 | 61,45 |
| 11 | 43,08 | 72,12 | 24,66 | 41,61 | 74,64 | 280,46 | 58,38 | 87,03 |
| 12 | 63,96 | 124,74 | 86,88 | 61,95 | 120,12 | 106,46 | 407,31 | 129,21 |

### Построение кинематических диаграмм движения рабочего звена

Начнем построение графика углового перемещения ползуна 5 .

Строим оси координат и на оси абсцисс откладываем отрезок , который отображает время одного полного оборота кривошипа:

.

Определяем масштаб оси абсцисс:

;

.

По оси ординат масштаб выбираем равным .

Откладываем положения ползуна в масштабе. После полученные точки соединяем плавной кривой.

Аналогично строим графики скорости и ускорения выходного звена. Масштабы построения примем: ; .

## Силовой анализ механизма

### Определение силовых факторов

Вес звеньев определим по формуле:

,

где – ускорение свободного падения.

Силы инерции для звеньев механизма определяем по формуле:

.

Момент пары сил инерции определяется по формуле:

.

Силой, действующей на поршень двигателя, является сила давления газа. Зависимость давления на поршень от его перемещения представлена в виде индикаторной диаграммы. Сила, действующая на поршень равна:

.

где – давление газа в цилиндре;

– площадь поверхности поршня, на которое действует давление газа.

Найдём давление газа по индикаторной диаграмме:

- для положения 0:

;

;

- для положения 1:

;

.

Сила давления на поршень:

- для положения 0:

;

;

- для положения 1:

;

.

Результаты расчётов сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Силовые параметры механизма

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Параметр | Номер звена | | | | |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Масса звеньев , кг | 5 | 2 | 0,6 | 2 | 0,6 |
| Вес звеньев , Н | 49,05 | 19,62 | 5,89 | 19,62 | 5,89 |
| Момент инерции звена , кг∙м2 | 0,02 | 0,011 | - | 0,011 | - |
| Положение 0 | | | | | |
| Величина вектора ускорения , м/с2 | 0 | 17928,94 | 21379,8 | 17928,94 | 21379,8 |
| Величина силы инерции , Н | 0 | 35857,88 | 12827,88 | 35857,88 | 12827,88 |
| Величина углового ускорения , рад/с2 | 0 | 0 | - | 0 | - |
| Инерционный момент , Н∙м | 0 | 0 | - | 0 | - |
| Положение 1 | | | | | |
| Величина вектора ускорения , м/с2 | 0 | 16075 | 16825 | 16075 | 16825 |
| Величина силы инерции , Н | 0 | 32150 | 10095 | 32150 | 10095 |
| Величина углового ускорения , рад/с2 | 0 | 38750 | - | 38750 | - |
| Инерционный момент , Н∙м | 0 | 426,25 | - | 426,25 | - |

### Силовой анализ положения 0

#### Силовой анализ группы Ассура 4-5

Вычерчиваем отдельно группу 4-5 в масштабе. Связь этой группы со звеном 1 и направляющими ползуна заменяем силами и соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила в точке ; сила в точке ; сила в точке . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

;

.

Уравнение равновесия будет иметь вид:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

;

;

.

#### Силовой анализ группы Ассура 2-3

Вычерчиваем отдельно группу 2-3 в масштабе. Связь этой группы со звеном 1 и стойкой заменяем силами и соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила в точке ; сила в точке ; сила в точке . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

;

.

Уравнение равновесия будет иметь вид:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

;

;

.

#### Силовой расчёт ведущего звена

Вычерчиваем отдельно звено 1 в масштабе. Связь этого звена со звеньями 2 и 4 и стойкой заменяем силами , и соответственно. Прикладываем к звену все внешние силы: сила в точке ; сила в точке .

Определим величину уравновешивающей силы:

;

.

Величину опорной реакции определяем из уравнения статики:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

.

#### Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского

Вычерчиваем в принятом масштабе план скоростей механизма, повернутый на 900. В соответствующих точках плана скоростей прикладываем заданную внешнюю нагрузку и инерционные силы звеньев. В точке прикладываем уравновешивающую силу. Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и кривошипу, заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н. Е. Жуковского:

;

.

Составляем уравнения равновесия рычага Н.Е. Жуковского.

;

.

Оцениваем расхождение между в нахождении уравновешивающей силы двумя способами:

.

### Силовой анализ положения 1

#### Силовой анализ группы Ассура 4-5

Вычерчиваем отдельно группу 4-5 в масштабе. Связь этой группы со звеном 1 и направляющими ползуна заменяем силами и соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила в точке ; сила в точке ; сила в точке . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

;

.

Уравнение равновесия будет иметь вид:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

;

;

.

#### Силовой анализ группы Ассура 2-3

Вычерчиваем отдельно группу 2-3 в масштабе. Связь этой группы со звеном 1 и стойкой заменяем силами и соответственно. Прикладываем к группе все внешние силы: сила в точке ; сила в точке ; сила в точке . Прежде чем составлять уравнение статики, необходимо, на основании принципа Даламбера, уравновесить систему с помощью сил инерции.

Перейдём к определению реакций в кинематических парах.

;

.

Уравнение равновесия будет иметь вид:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

;

;

.

#### Силовой расчёт ведущего звена

Вычерчиваем отдельно звено 1 в масштабе. Связь этого звена со звеньями 2 и 4 и стойкой заменяем силами , и соответственно. Прикладываем к звену все внешние силы: сила в точке ; сила в точке .

Определим величину уравновешивающей силы:

;

.

Величину опорной реакции определяем из уравнения статики:

.

Для построения плана сил выбираем масштаб: .

Размеры векторов сил на плане:

;

;

;

.

Строим замкнутый многоугольник сил согласно векторному уравнению. Силами, размер которых на плане получается менее 1 мм, пренебрегаем.

Получаем:

.

#### Определение уравновешивающей силы методом Н. Е. Жуковского

Вычерчиваем в принятом масштабе план скоростей механизма, повернутый на 900. В соответствующих точках плана скоростей прикладываем заданную внешнюю нагрузку и инерционные силы звеньев. В точке прикладываем уравновешивающую силу. Моменты сил инерции, приложенные к шатуну и кривошипу, заменяем парами сил и прикладываем к рычагу Н.Е. Жуковского:

;

.

Составляем уравнения равновесия рычага Н.Е. Жуковского.

;

.

Оцениваем расхождение между в нахождении уравновешивающей силы двумя способами:

.

# Кинематический синтез и проектирование кулачковых механизмов с роликовым толкателем

## Исходные данные к проектированию кулачковых механизмов

Исходные данные представлены в таблице 3.1 и на рисунках 3.1 и 3.2.

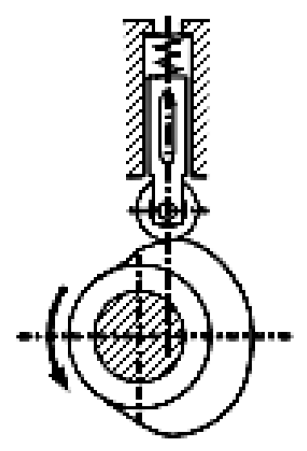


Рисунок 3.1 – Схема кулачкового механизма

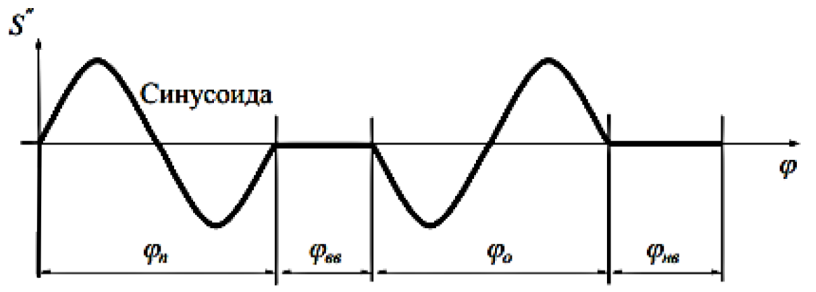


Рисунок 3.2 – Вид графика аналога ускорения толкателя

Таблица 3.1. Исходные данные

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Фазовые углы кулачка, град | | | Угол  давления  , град | Максимальный ход толкателя , м |
|  |  |  |
| 65 | 5 | 65 | 20 | 0,007 |

## Построение кинематических диаграмм движения толкателя

### Построение графика

На оси φ откладываем углы , , ( – «пустая» часть графика, которую не показываем) с соблюдением пропорции:

,

где , , – длины отрезков оси под соответствующие углы.

Сумму длин выбираем произвольно.

Примем , тогда получим:

;

;

.

В пределах и изображаем заданный в исходных данных проектированию график . Высоту выбираем произвольно. Высоте назначаем в зависимости от принятой по закономерности: площадь положительной и отрицательной частей графика на должны быть равны. Т. к. основания фигур на положительной и отрицательной части графика равны, то получаем: .

Т. к. , то график на участке должен быть симметричным графику на (относительно центральной по ординатной оси), т.е. , .

Для построения заданного графика синусоиды построим центром в точке 0 полуокружность радиусом . Участки оси абсцисс и графика разбиваем на равных частей. По точкам деления проводим ординатные линии для всех систем координат. Полуокружность делим на равных частей. Проводим из точек деления окружности прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с ординатными линиями. Эти точки принадлежат синусоиде. Соединяем их плавной кривой.

### Построение графиков и методом графического интегрирования

Рассчитаем полюсные расстояния по формулам:

; ,

где , – площади графиков.

Примем и . Тогда получаем:

;

.

Для построения графиков и выполним интегрирование графиков и соответственно. Применим метод графического интегрирования:

1. Для интегрирования графика и получения, в результате, графика скоростей толкателя , площади участков 0-1, 1-2 и т.д. с криволинейной одной стороной заменяем эквивалентными прямоугольными площадями. Верхние стороны получившихся прямоугольников проектируем на ось .
2. С левой стороны от начала координат откладываем отрезок произвольной длины, называемый полюсным расстоянием. Проекционные точки соединяем с концом отрезка (точка – полюс ) и получаем совокупность лучей.
3. Из начала координат графика проводим отрезок, параллельный лучу до пересечения с ординатой над абсциссой 1 (точка ), из этой точки проводим отрезок, параллельный лучу до пересечения со следующей ординатой (точка ) и т. д. Полученные таким образом точки принадлежат графику . Для окончательного построения графика через полученные точки проводим плавную кривую.
4. Для интегрирования графика и получения, в результате, графика перемещения толкателя , площади участков 0-1, 1-2 и т.д. с криволинейной одной стороной заменяем эквивалентными прямоугольными площадями. Верхние стороны получившихся прямоугольников проектируем на ось . Далее делаем построения аналогичные п. 2 и 3.

## Расчет масштабного коэффициента угла поворота кулачка, масштабных коэффициентов перемещений, аналогов скоростей и аналогов ускорений

Масштаб абсциссной величины :

;

.

Определяем масштабные коэффициенты перемещения, аналогов скорости и ускорения толкателя:

;

;

.

## Определение минимального радиуса профиля кулачка

Используя имеющиеся графики и , строим диаграмму .

Проводим оси и , по оси откладываем отрезок , выражающий на рисунке максимальный ход толкателя . Примем , тогда масштаб построений:

.

В пределах намечаем позиции центра ролика толкате­ля согласно делениям углов и графика : отрезки , и т. д. с пересчётом от масштаба к масштабу :

,

где , – ординаты графика в мм.

На линиях, проведенных через точки , и т. д. параллельно оси , откладываем отрезки , и т. д., вы­ражающие величины , соответствующие ординатам графика . Они должны соответствовать масштабу :

,

где – цифровые индексы буквенных обозначений;

– ординаты графика по соответствующим ;

– масштаб графика .

Результаты пересчёта размеров в этот масштаб представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – К расчёту радиуса кулачка

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение  кулачка | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| , мм | 0 | 0,2 | 1,7 | 5,7 | 12,7 | 23,2 | 36,7 | 52,7 |
| , мм | 0 | 0,1 | 0,4 | 1,4 | 3,2 | 5,8 | 9,2 | 13,2 |
| , мм | 0 | 2,7 | 10,3 | 21,6 | 35,0 | 48,4 | 59,7 | 67,3 |
| , мм | 0 | 2,3 | 9,0 | 19,0 | 30,8 | 42,6 | 52,6 | 59,3 |

Продолжение таблицы 3.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение  кулачка | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| , мм | 70,0 | 87,3 | 103,3 | 116,8 | 127,3 | 134,3 | 138,3 | 139,8 | 140,0 |
| , мм | 17,5 | 21,8 | 25,8 | 29,2 | 31,8 | 33,6 | 34,6 | 34,9 | 35,0 |
| , мм | 70,0 | 67,3 | 59,7 | 48,4 | 35,0 | 21,6 | 10,3 | 2,7 | 0 |
| , мм | 61,6 | 59,3 | 52,6 | 42,6 | 30,8 | 19,0 | 9,0 | 2,3 | 0 |

Продолжение таблицы 3.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение  кулачка | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 |
| , мм | 140,0 | 139,8 | 138,3 | 134,3 | 127,3 | 116,8 | 103,3 | 87,3 |
| , мм | 35,0 | 34,9 | 34,6 | 33,6 | 31,8 | 29,2 | 25,8 | 21,8 |
| , мм | 0 | -2,7 | -10,3 | -21,6 | -35,0 | -48,4 | -59,7 | -67,3 |
| , мм | 0 | -2,3 | -9,0 | -19,0 | -30,8 | -42,6 | -52,6 | -59,3 |

Продолжение таблицы 3.2

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Положение  кулачка | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 |
| , мм | 70,0 | 52,7 | 36,7 | 23,2 | 12,7 | 5,7 | 1,7 | 0,2 | 0 |
| , мм | 17,5 | 13,2 | 9,2 | 5,8 | 3,2 | 1,4 | 0,4 | 0,1 | 0 |
| , мм | -70,0 | -67,3 | -59,7 | -48,4 | -35,0 | -21,6 | -10,3 | -2,7 | 0 |
| , мм | -61,6 | -59,3 | -52,6 | -42,6 | -30,8 | -19,0 | -9,0 | -2,3 | 0 |

Ориентация отрезков следует правилу: отрезок получает направление пово­ротом скорости толкателя на 90° по вращению кулачка.

К получившейся диаграмме проводим касательные под углом к оси справа и слева. Получаем за точкой их пересечения зону возможного располо­жения центра вращения кулачка (заштрихована), при котором все­гда выдерживается условие . В заштрихованной зоне отмечаем точку – центр вращения кулачка. Получаем:

.

## Построение теоретического и действительного профиля кулачка

Из центра проводим луч, связывающий его с произволь­ной точкой на оси толкателя. В качестве такой точки возьмём верхнюю границу , чему соответствует луч . Придаем всей системе кулачек-толкатель-рама обратное вра­щение со скоростью , вследствие чего кулачок остается на месте, а толкатель вместе с опорами и лучом будет вращаться по часовой стрелке. Выделяем углы, проходимые в этом движении лу­чом , равные фазовым – , , . Углы и делим на части, соответствующие делению этих углов на графике , точки деления помечены цифрами 1, 2 и т. д. на дуге радиуса . Указан­ные точки являются общими для луча и толкателя.

Для получения позиций центра ролика толкателя в обращен­ном движении нужно на каждой касательной отметить соответст­вующую точку разметки . Поскольку размер , в прямом и обращенном движении одинаков, переносим точки разметки циркулем на соответствующие касательные (точки , и т. д.). Так как точки , , и т. д. принадлежат и толкателю и кулачку (точечный контакт), то, соединив плавной кривой точки , ,…, и , ,…, , получаем активные участки теоретического профиля кулачка. Участки и (фазы стояния толкателя) имеют профиль постоянного радиуса ( и ).

Определяем минимальный радиус кривизны центрового профиля кулачка  как радиус вписанной окружности выпуклого участка профиля кулачка, где кривизны окажется наибольшей. На этом участке произвольно выбираем три точки , , и соединяем их двумя хордами. В середине хорд восстанавливаем к ним перпендикуляры, точку пересечения которых принимаем за центр вписанной окружности. Получаем:

.

Радиус ролика выбираем из условий:

;

.

Принимаем .

Для получе­ния практического профиля кулачка нужно получить такое его очертание, чтобы при соприкосновении его с роликом центр ролика совмещался с точками теоретического профиля. Эта задача решается построением так называемой эквидистантной (равноотстоящей по нормалям) на радиус ролика кривой по отношению к теоретическому профилю. Для получения эквидистанты из точек , , и т. д. тео­ретического профиля проводим окружности радиуса ролика . Вписывая плавную кривую, касаю­щуюся всех позиций ролика с внутренней стороны, получаем очертание практического профиля на рабочих фазах кулачка. На участках и практический профиль описывается дугами постоянных радиусов () и ()). Для получения точек и нужно провести дополнительные лучи и до пересечения с ок­ружностями радиуса , проведенных из центров и . Точки и получаются аналогично при наличии ранее проведенных лучей и . Размер выявляет минимальный ради­ус практического профиля кулачка (обозначен ).

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

Изм.

Лист

№ докум.

Подпись

Дата

Лист

39

КП. 23.05.01. 2141002

1. Артоболевский И.И. ТММ / И.И. Артоболевский 1975. ТММ. Курсовое проектирование. Учебное пособие – М. ИНФРА-М. (БФ МАДИ).

2. Чмиль В.П. ТММ: учебно – методическое пособие / В.П. Чмиль – 3-е изд. стер – СПб: Лань.

3. Гузев Н.В. Методические указания к курсовому проектированию по ТММ: учебное пособие / Н.В. Гузев, А.Н. Авуза, В.Т. Гришакин.

4. Курсовое проектирование по ТММ. Методические указания / Карелина М. Ю. Черепнина Т.Ю. и др. МАДИ (ГТУ) – М. 2016 – 40 с

