МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

РОСИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ (МГУПС)

## Кафедра машиноведения и сертификации

# КУРСОВАЯ РАБОТА

# по дисциплине

# Теория механизмов и машин

# МОСКВА

Содержание

1. Расчёт недостающих размеров механизма
2. Кинематическое исследование механизма компрессора
   1. Построение плана скоростей для заданного 5-го положения
   2. Определение угловых скоростей
   3. Определение планов ускорений
   4. Определение угловых ускорений
   5. Определение сил полезного сопротивления
   6. Построение плана сил для группы 2-3
   7. Построение плана сил для группы 4-5
   8. Построение плана сил для кривошипа
3. Синтез зубчатого зацепления

3.1 Расчёт основных параметров зубчатого зацепления

### Выводы

1. Расчёт недостающих размеров механизма

Задана длина кривошипа lАС=r1=0,038 задаём ОА=ОС=38



Определяем масштабный коэффициент Кl:

Kl== ();



По известному параметру механизма = находим l2, где =;



l2==l4= (м);



lав=lас== (м);



Так как механизм находится в 5 положении, то, деля окружность на 12 частей, т.е. на каждую часть приходится по 30, задаём нужное положение.



2. Киниматическое исследование механизма компрессора

* 1. Построение плана скоростей для заданного 5-го положения.

,



угловая скорость коленчатого вала



,



где мин-1 – частота вращения коленчатого вала.



;



;



Определяем масштабный коэффициент скорости. Для этого выбираем произвольно отрезок PVa, на которой изображаем скорость в точке А.

PVa=80 (мм)

;



Определяем скорость в точке В. Так как шатун АВ совершает сложное плоскопараллельное движение, то скорость любой точки шатуна можно представить состоящую из двух скоростей:

1. Скорость любой точки поступательного движения (Va)
2. Скорость другой точки во вращательной движении относительно точки А. (Vва)

Составим векторное уравнение:



=+



=



=;



=



= ;



=



=



=



= ;



Находим из отношения:



(мм);



Находим из отношения:



(мм);



Находим скорости в точках и :



;



;



* 1. Определение угловых скоростей



(с-1);



(с-1);



* 1. Определение планов ускорений

Определяем ускорение в точке А.

, так как , то ,



;



Находим масштабный коэффициент ускорения.



;



Уравнения для определения ускорения в точке будет следующем.



, где



-нормальное ускорение,



-тангенциальное ускорение;



=



= ;



;



(мм);



=;



= ;



;



;



=;



= ;



;



(мм);



;



;



;



; ;



(мм);



(мм);



(мм);



(мм);



* 1. Определение угловых ускорений

();



;



* 1. Определение сил полезного сопротивления

;



(мм); (мм);



(м);



;



;



# ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА КОМПРЕССОРА.

максимальное ход поршня.



расстояние от поршня до В.М.Т.



давление в поршне.



- максимальное давление воздуха.



Составим таблицу поведения компрессора при всасывании и при нагнетании и по полученным данным строим векторную диаграмму компрессора.

При всасывании:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

При нагнетании:

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0 | 0,1 | 0,2 | 0,3 | 0,4 | 0,5 | 0,6 | 0,7 | 0,8 | 0,9 | 1 |
|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |

; ;



,



где -диаметр цилиндра,



- сила, определяемая из индикаторной диаграммы компрессора для соответствующего положения механизма.



(Н);



* 1. Построение плана сил для группы 2-3.

а) Силы тяжести.

(Н); (мм);



(Н); (мм);



б) Силы инерции

(Н); (мм);



(Н); (мм);



;



где - ускорение центра масс, полученное из плана скоростей.



Силы тяжести приложены в центрах масс звеньев. Силы инерции приложены в центре масс и направлены противоположно ускорениям соответствующих центров масс. К звеньям необходимо приложить момент инерции

в) Момент силы инерции.

;



Составим уравнение равновесия на 2-е и 3-е звено:



Мы не можем решить это уравнение, поэтому в нём 3 неизвестных. Для того, чтобы его решить найдём из уравнения моментов сил для звена 2 относительно



(Н);



Получаем что,



(Н);



(Н);



* 1. Построение плана сил для группы 4-5

а) Силы тяжести:

(Н) (мм);



б) Силы инерции:

(Н); (мм);



(Н); (мм);



;



в) Момент силы инерции:

;



Составим уравнение равновесия на 5-е и 4-ое звено:

;



Мы не можем решить это уравнение, поэтому в нём 3 неизвестных. Для того, чтобы его решить найдём из уравнения моментов сил для звена 4 относительно .



;



(Н);



(Н);



(Н);



2.8 Построение плана сил для кривошипа

;



;



Условие равновесия системы:

Найдём уравновешивающий момент.



3. Синтез зубчатого зацепления

3.1 Расчёт основных параметров зубчатого зацепления

Исходные данные: угол профиля ,угол зацепления , коэффициент смещения ; ;; Модуль зацепления (мм)



Межосевое расстояние.

(мм);



Делительные диаметры зубчатых колёс.

(мм);



(мм);



Делительное межосевое расстояние.

(мм);



Коэффициент воспринимаемого смещения.

;



Коэффициент уравнительного смещения.

(мм);



Радиус начальной окружности.

(мм);



(мм);



Радиусы вершин зубьев.



(мм);



(мм);



Радиусы впадин.

(мм);



(мм);



Высота зуба.

(мм);



Толщина зубьев по делительной окружности.

(мм);



(мм);



Радиусы основных окружностей.

(мм);



(мм);



Углы профиля в точке на окружности вершин.

;



;



Коэффициент торцевого перекрытия.

.



### Выводы

В ходе данной курсовой работы бал исследован механизм компрессора. В ходе кинетостатического исследования были построены планы сил, ускорений и скоростей, определены скорости и ускорения отдельных частей механизма.

Также нами был проведён геометрический синтез зубчатого зацепления, рассчитаны основные параметры зубчатой передачи.