

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Клочков Юрий Сергеевич
Должность: и.о. ректора
Дата подписания: 07.10.2024 09:01:23
Уникальный программный идентификатор:
4e7c4ea90328ec8e65c5d8058549a2538d7400d1

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ТЮМЕНСКИЙ ИНДУСТРИАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Институт транспорта

Кафедра «Прикладная механика»

**СТРУКТУРНЫЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ
ГЛАВНОГО МЕХАНИЗМА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

Методические указания для курсового проекта по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Прикладная механика», «Теория механизмов и машин и детали машин» для студентов всех технических специальностей и направлений всех форм обучения

Составители:

*И.А. Пуртова, старший преподаватель,
А.Н. Королевских, старший преподаватель,
С.Ю. Лебедев, кандидат технических наук, доцент*

Тюмень
ТИУ
2024

Структурный, кинематический и силовой расчеты главного механизма поршневого компрессора: методические указания для курсового проекта по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Прикладная механика», «Теория механизмов и машин и детали машин» для студентов всех технических специальностей и направлений всех форм обучения /сост. И. А. Пуртова, А.Н. Королевских, С.Ю. Лебедев ; Тюменский индустриальный университет.- Тюмень: Издательский центр БИК ТИУ, 2024. - 32с.- Текст: непосредственный.

Методические указания рассмотрены и рекомендованы к изданию на заседании кафедры «Прикладная механика» «___» _____ 2024 года, протокол № _____.

Аннотация

Методические указания для курсового проекта по дисциплинам «Теория механизмов и машин», «Прикладная механика», «Теория механизмов и машин и детали машин» и «Детали машин и основы конструирования» для студентов всех технических специальностей и направлений всех форм обучения. Данные дисциплины изучаются один семестр.

Даны методические указания по содержанию отчета по проделанной работе, задания на выполнение лабораторной работы. Даны вопросы для самопроверки усвоения темы.

Содержание

Назначение методических указаний	4
Требования к знаниям и умениям студентов	4
Цель работы	4
Основные теоретические положения	4
Порядок выполнения работы	7
Структурный анализ механизма	7
Алгоритм проведения структурного анализа	7
Кинематический расчет механизма	8
Силовой расчет механизма	14
Задания	21
Контрольные вопросы	24
Критерии работы студента	24
Список литературы	24

НАЗНАЧЕНИЕ МЕТОДИЧЕСКИХ УКАЗАНИЙ

Для определения параметров движения звеньев рычажных механизмов (кинематический анализ) используют аналитические, графические и экспериментальные методы. Один из методов – графический – подробно изучается в данной практической работе. Силовой расчет механизмов заключается в определении тех сил, которые действуют на отдельные звенья механизма при их движении. Вопрос об определении сил имеет большое практическое значение для расчета на прочность отдельных деталей механизма, для определения мощности, потребной для работы механизма, для определения трения в кинематических парах, для расчета на износ трущихся деталей в кинематических парах и т.д. В методических указаниях рассматривается кинетостатический способ определения различных сил.

ТРЕБОВАНИЯ К ЗНАНИЯМ И УМЕНИЯМ СТУДЕНТОВ

В результате выполнения данной практической работы студент должен:

- знать: общие методы кинематического и силового анализа рычажных механизмов;
- уметь: определять параметры (перемещения, скорости и ускорения) движения звеньев кривошипно-ползунного механизма по заданному закону движения входного (ведущего) звена;
- уметь определять силы и моменты инерции, силы тяжести, реакции в кинематических парах;
- владеть: основными методами исследования и проектирования механизмов машин и приборов.

ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Кинематический и силовой расчёты главного механизма поршневого компрессора. Определение: скоростей и ускорений точек звеньев; угловых скоростей и ускорений звеньев; различных сил для заданного положения механизма.

ОСНОВНЫЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Рассмотрим тело, совершающее плоскопараллельное движение (рис.1).

Для плоскопараллельного движения скорости точек определяются по формулам:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad \vec{V}_C = \vec{V}_A + \vec{V}_{CA},$$

где $\vec{V}_A, \vec{V}_B, \vec{V}_C$ - абсолютные скорости точек A, B, C ;

$\vec{V}_{BA}, \vec{V}_{CA}$ - относительные скорости.

Необходимо найти относительные скорости $\vec{V}_{BA}, \vec{V}_{CA}$. Воспользуемся графическим способом. Построим план скоростей.

Планом скоростей (ускорений) называется фигура, на которой от некоторого центра (полюса) в масштабе отложены векторы скоростей (ускорений) точек тела.

План скоростей получим, если в выбранном масштабе $\mu_v \left(\frac{м/с}{мм} \right)$ отложим от полюса p_v отрезки $p_v a$, $p_v b$ и $p_v c$, параллельные векторам скоростей \vec{V}_A , \vec{V}_B , \vec{V}_C . Отрезки находятся по формулам: $p_v a = \frac{V_A}{\mu_v}$, $p_v b = \frac{V_B}{\mu_v}$, $p_v c = \frac{V_C}{\mu_v}$.

В результате построения плана скоростей получен треугольник abc (рис.2), который подобен треугольнику ABC . Найдем относительные скорости \vec{V}_{BA} и \vec{V}_{CA} по формулам: $V_{BA} = ab \cdot \mu_v$, $V_{CA} = ac \cdot \mu_v$, где ab и ac – отрезки, измеренные на плане скоростей.

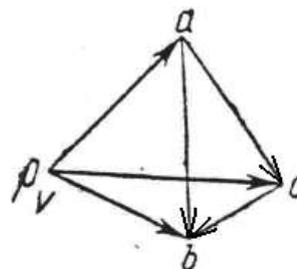
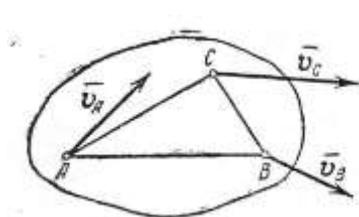


Рис.1. Тело, совершающее плоскопараллельное движение

Рис.2. План скоростей

Сформулируем принцип подобия в плане скоростей:

В плане скоростей векторы относительных скоростей точек жесткого звена образуют фигуру, подобную звену, повернутую на угол 90° в сторону угловой скорости звена.

Следствие:

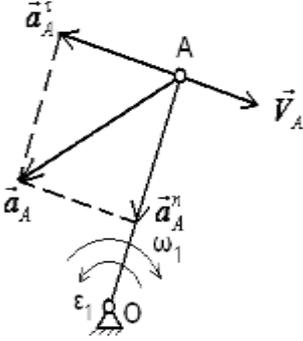
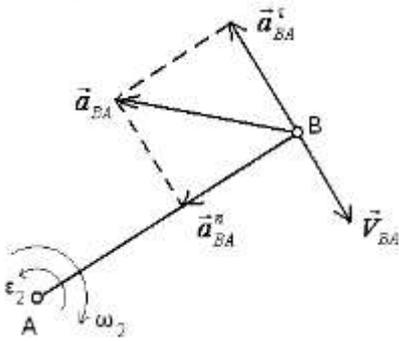
Пользуясь принципом подобия, достаточно на плане скоростей построить векторы скоростей только двух точек жесткого звена. Скорость же любой третьей точки определится путем построения фигуры или линии подобной данному звену.

Аналогично формулируется принцип подобия в плане ускорений.

Таблица 1

Основные формулы для определения скоростей и ускорений точек звеньев

№	Вид движения	Скорость	Ускорение
1	Поступательное движение (ползун по стойке) 	Все точки звена имеют одинаковую скорость \vec{V}_B , вектор который направлен вдоль траектории движения точки A. $\vec{V}_B \parallel X-X$	Все точки звена имеют одинаковые ускорения \vec{a}_B . Если вектор ускорения \vec{a}_B направлен в сторону \vec{V}_B , то движение ускоренное, если вектор ускорения \vec{a}_B направлен в противоположную сторону \vec{V}_B , то движение

			замедленное. $\vec{a}_B \parallel X-X$
2	<p>Вращательное движение вокруг неподвижной оси (кривошип или коромысло относительно стойки)</p> 	<p>Скорость точки A $V_A = \omega_1 \cdot OA$</p> <p>Вектор \vec{V}_A направлен перпендикулярно OA, в сторону угловой скорости ω_1.</p> <p>$\vec{V}_A \perp OA$</p>	<p>Полное ускорение точки A $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau$</p> <p>Нормальное ускорение $a_A^n = \omega_1^2 \cdot OA$</p> <p>Вектор \vec{a}_A^n направлен по радиусу AO к центру вращения O. $\vec{a}_A^n \parallel OA$.</p> <p>Касательное ускорение $a_A^\tau = \varepsilon_1 \cdot AO$</p> <p>Вектор \vec{a}_A^τ направлен перпендикулярно AO $\vec{a}_A^\tau \perp OA$</p>
3	<p>Плоскопараллельное движение (шатун)</p> 	<p>Скорость точки B $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$</p> <p>Относительная скорость $V_{BA} = \omega_2 \cdot AB$</p> <p>Вектор \vec{V}_{BA} направлен перпендикулярно к BA в сторону угловой скорости ω_2.</p> <p>$\vec{V}_{BA} \perp BA$</p>	<p>Ускорение точки B $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}$</p> <p>Относительное ускорение $\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau$</p> <p>Нормальное ускорение $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB$</p> <p>Вектор \vec{a}_{BA}^n направлен параллельно AB (от точки B к точке A) $\vec{a}_{BA}^n \parallel AB$</p> <p>Касательное ускорение $a_{BA}^\tau = \varepsilon_2 \cdot AB$</p> <p>Вектор \vec{a}_{BA}^τ направлен перпендикулярно AB $\vec{a}_{BA}^\tau \perp BA$</p>

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

Дано:

Число оборотов кривошипа является постоянным и равно $n_1 = 200 \text{ об/мин}$.

Размеры звеньев:

$OA = 80 \text{ мм}$, $AB = 200 \text{ мм}$, $AC = 200 \text{ мм}$.

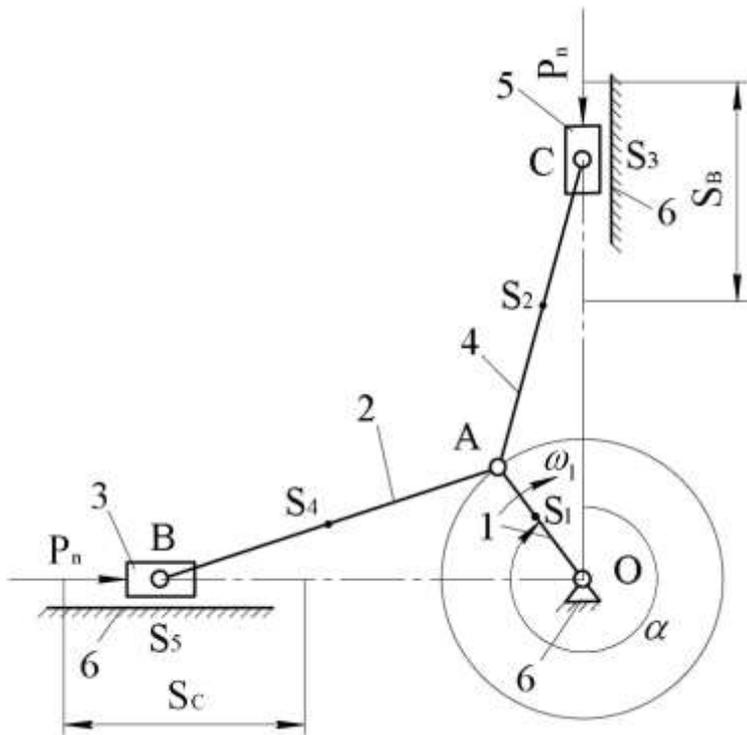


Рис.3 Схема механизма

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

Задачей структурного анализа механизма является определение параметров структуры заданного механизма:

- числа и вида звеньев,
- числа и вида кинематических пар,
- определение степени подвижности механизма,
- разбиение механизма на группы Ассур и начальный механизм и их описание,
- определение класса всего механизма.

Студентам предлагается самостоятельно решить данную задачу, используя приведенный алгоритм решения.

АЛГОРИТМ ПРОВЕДЕНИЯ СТРУКТУРНОГО АНАЛИЗА

1. Начертить структурную схему механизма.
2. Обозначить все подвижные и неподвижные звенья механизма. Найти количество подвижных звеньев n .
3. Заглавными буквами латинского алфавита обозначить все кинематические пары. Найти количество одноподвижных и двухподвижных кинематических пар p_1 и p_2 .
4. Определить степень подвижности механизма W по формуле $W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2$.
5. Отсоединить от механизма наиболее отдаленную от ведущего звена группу Ассур II класса, так чтобы оставшийся механизм продолжал работать, а степень его

подвижности W не менялась. Определить вид, порядок, класс и степень подвижности данной группы Ассура. Записать структурную формулу группы Ассура.

6. Продолжать отсоединять от механизма группы Ассура до тех пор, пока не останется начальный механизм.

7. Определить класс и степень подвижности начального механизма. Записать структурную формулу начального механизма.

8. Записать структурную формулу всего механизма.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

2.1. Определение скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев.

2.1.1. Определение угловой скорости кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 200}{30} = 20,93 \text{ рад/сек.}$$

2.1.2. Определение скорости точки A :

$$V_A = \omega_1 \cdot OA = 20,93 \cdot 0,08 = 1,67 \text{ м/сек.} \quad (1)$$

Выбираем масштаб плана скоростей $\mu_v = 0,02 \frac{\text{м/сек}}{\text{мм}}$.

Найдём отрезок, изображающий вектор скорости \vec{V}_A на плане:

$$p_v a = \frac{V_A}{\mu_v} = \frac{1,67}{0,02} = 83,5 \text{ мм.}$$

Вектор скорости \vec{V}_A направлен перпендикулярно кривошипу OA сторону вращения. Показываем это направление на схеме механизма (рис.4).

2.1.3. Определение скорости точки B :

Запишем векторное уравнение:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}, \quad (2)$$

где \vec{V}_B - вектор скорости точки B ползуна, направлен параллельно оси $X-X$;

\vec{V}_{BA} - вектор относительной скорости точки B относительно точки A , направлен перпендикулярно шатуну AB .

2.1.4. Определение скорости точки C :

Запишем векторное уравнение:

$$V_C = V_A + V_{CA}, \quad (3)$$

где \vec{V}_C - вектор скорости точки C ползуна, направлен параллельно оси $Y-Y$;

\vec{V}_{CA} - вектор относительной скорости точки C относительно точки A , направлен перпендикулярно шатуну AC .

2.1.5. Построение плана скоростей (рис.4)

Уравнения (2) и (3) решаются графически с помощью построения плана скоростей.

Из полюса плана скоростей (точка p_v) откладываем отрезок $p_v a = 83,5 \text{ мм}$ перпендикулярно кривошипу OA в направлении угловой скорости ω_1 .

Из конца вектора \vec{V}_A (точка a) проводим направление вектора \vec{V}_{BA} . Из полюса (точка p_v) проводим направление вектора \vec{V}_B . На пересечении двух проведённых направлений получим точку b .

Из конца вектора \vec{V}_A (точка a) проводим направление вектора \vec{V}_{CA} . Из полюса (точка p_v) проводим направление вектора \vec{V}_C . На пересечении двух проведённых направлений получим точку c .

Вычисляем скорости. Для этого измеряем длины полученных отрезков ab , $p_v b$, ac , $p_v c$, подставляем их в формулы в миллиметрах и умножаем на масштаб μ_v .

$$V_B = p_v b \cdot \mu_v = 36 \cdot 0,02 = 0,72 \text{ м/сек};$$

$$V_{BA} = ab \cdot \mu_v = 64 \cdot 0,02 = 1,28 \text{ м/сек};$$

$$V_C = p_v c \cdot \mu_v = 78 \cdot 0,02 = 1,56 \text{ м/сек};$$

$$V_{CA} = ac \cdot \mu_v = 54 \cdot 0,02 = 1,08 \text{ м/сек}.$$

2.1.6. Определение угловой скорости шатуна AB :

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB} = \frac{1,28}{0,2} = 6,4 \text{ рад/сек}.$$

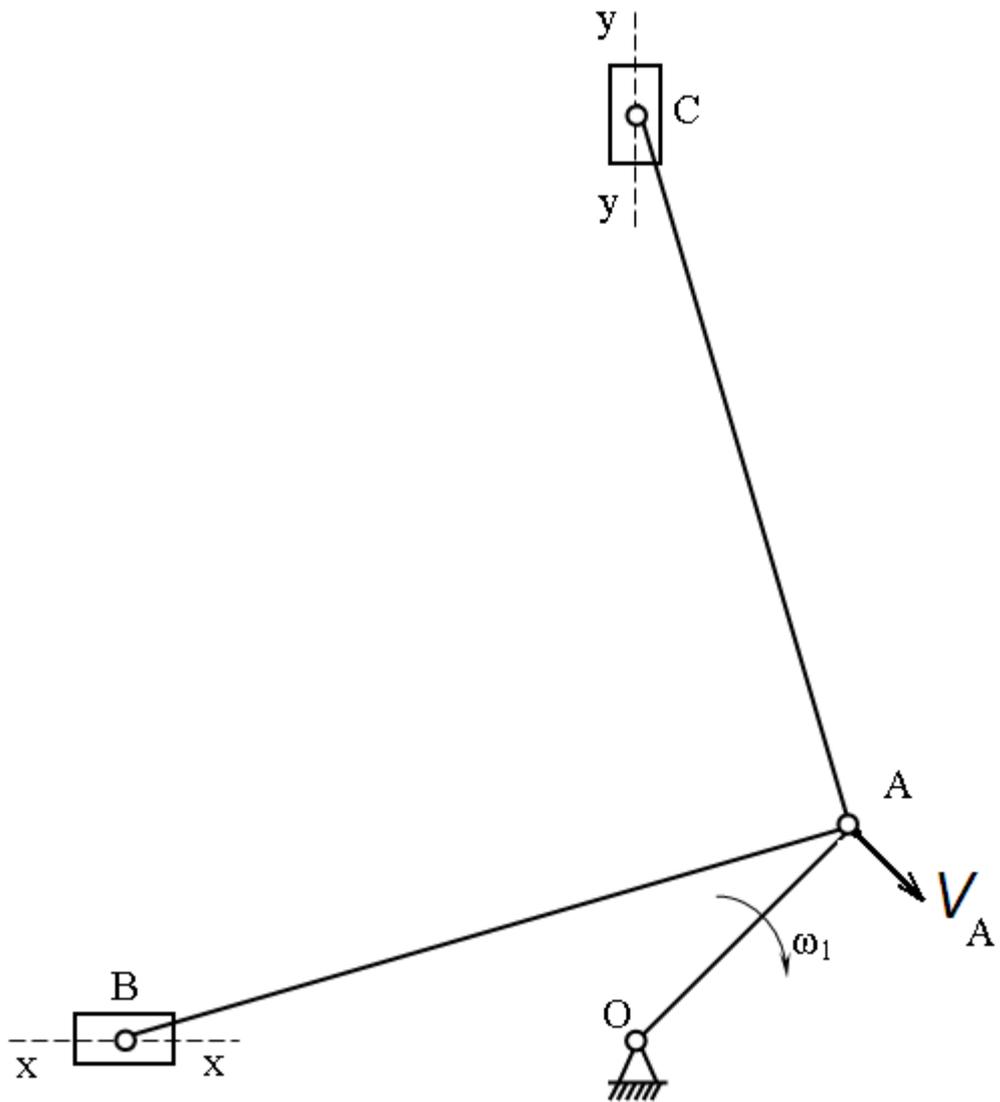
Для определения направления ω_2 переносим вектор \vec{V}_{BA} в точку B шатуна AB и смотрим как она движется относительно точки A . Направление этого движения соответствует ω_2 . В данном случае угловая скорость ω_2 направлена по часовой стрелки.

2.1.7. Определение угловой скорости шатуна AC :

$$\omega_4 = \frac{V_{CA}}{AC} = \frac{1,08}{0,2} = 5,4 \text{ рад/сек}.$$

Для определения направления ω_4 переносим вектор \vec{V}_{CA} в точку C шатуна AC и смотрим как она движется относительно точки A . Направление этого движения соответствует ω_4 . В данном случае угловая скорость ω_4 направлена против часовой стрелки.

Результаты расчетов занесены в таблицу 2.



План скоростей $\mu_v = 0,02 \frac{м/сек}{мм}$

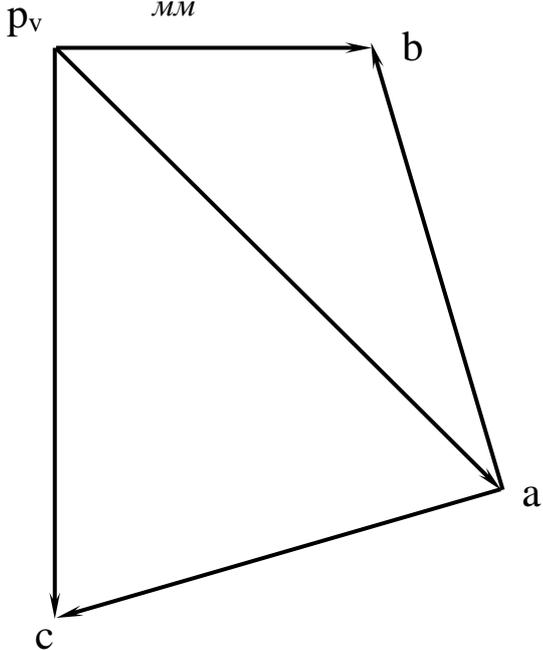


Рис.4 Построение плана скоростей

Таблица 2
Определение скоростей

Исследуемая величина	Отрезок на плане	Направление	Величина отрезка на плане, мм	Масштабный коэффициент μ_a	Значение величины, м/с ²
V_A	$p_v a$	$\vec{V}_A \perp O_1 A$	83,5	$\mu_v = 0,02 \frac{\text{м/сек}}{\text{мм}}$	1,67
V_B	$p_v b$	$\vec{V}_B \parallel X - X$	36		0,72
V_{BA}	ab	$\vec{V}_{BA} \perp AB$	64		1,28
V_C	$p_v c$	$\vec{V}_C \parallel Y - Y$	78		1,58
\vec{V}_{CA}	ac	$\vec{V}_{CA} \perp AC$	54		1,08
ω_2	по часовой стрелке				6,4 с ⁻¹
ω_4	против часовой стрелки				5,4 с ⁻¹

2.2. Определение ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев

2.2.1. Определение ускорения точки A:

Так как угловая скорость ω_1 является постоянной, то $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n$.

$$a_A = \omega_1^2 \cdot OA = 20,93^2 \cdot 0,08 = 35,05 \text{ м/сек}^2.$$

Выбираем масштаб плана ускорений $\mu_a = 0,4 \frac{\text{м/сек}^2}{\text{мм}}$.

Найдём отрезок, изображающий вектор ускорения \vec{a}_A на плане: $p_a a = \frac{a_A}{\mu_a} = \frac{35,5}{0,4} = 87,6 \text{ мм}$.

2.2.2. Определение ускорения точки B:

Запишем векторное уравнение: $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}$.

где \vec{a}_{BA} - вектор относительного ускорения \vec{a}_{BA} .

Раскладываем \vec{a}_{BA} на нормальную и касательную составляющие: $\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r$.

$$\text{Следовательно, } \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r. \quad (4)$$

Нормальное относительное ускорение точки B относительно точки A равно:

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB = 6,4^2 \cdot 0,2 = 8,2 \text{ м/с}^2.$$

Найдём отрезок, изображающий вектор ускорения \vec{a}_{BA}^n на плане:

$$a_{n1} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} = \frac{8,2}{0,4} = 20,5 \text{ мм}$$

2.2.3. Определение ускорения точки C:

Запишем векторное уравнение: $\vec{a}_C = \vec{a}_A + \vec{a}_{CA}$.

Вектор относительного ускорения \vec{a}_{CA} раскладываем на нормальную и касательную составляющие:

$$\vec{a}_{CA} = \vec{a}_{CA}^n + \vec{a}_{CA}^r.$$

$$\text{Следовательно, } \vec{a}_C = \vec{a}_A + \vec{a}_{CA}^n + \vec{a}_{CA}^r. \quad (5)$$

Нормальное относительное ускорение точки C относительно точки A равно:

$$a_{CA}^n = \omega_4^2 \cdot AC = 5,4^2 \cdot 0,2 = 5,83 \text{ м/сек}^2 .$$

Найдём отрезок, изображающий вектор ускорения \vec{a}_{CA}^n на плане: $an_2 = \frac{a_{CA}^n}{\mu_a} = \frac{5,83}{0,4} = 14,6 \text{ мм} .$

2.2.4. Построение плана ускорений (рис.5):

Уравнения (4) и (5) решаются графически с помощью построения плана ускорений.

Вектор ускорения \vec{a}_A направлен параллельно кривошипу OA от точки **A** к точке **O**. Из полюса плана ускорений (точка p_a) откладываем отрезок $p_a a = 87,6 \text{ мм}$ в этом направлении.

Вектор нормального ускорения \vec{a}_{BA}^n точки **B** относительно точки **A** направлен параллельно шатуну AB от точки **B** к точке **A**. Откладываем отрезок $an_1 = 20,5 \text{ мм}$ из точки **a** плана ускорений в этом направлении.

Вектор касательного ускорения \vec{a}_{BA}^{τ} точки **B** относительно точки **A** направлен перпендикулярно AB. Проводим это направление из точки n_1 плана ускорений.

Вектор ускорения \vec{a}_B направлен параллельно оси X-X. Проводим это направление из полюса плана ускорений p_a .

Две прямые линии, проведённые из точек n_1 и p_a в указанных направлениях, пересекаются в точке **b**.

Соединяем точки **a** и **b**.

Вычисляем ускорения. Для этого измеряем длины полученных отрезков $p_a b$, $n_1 b$, ab , подставляем в формулы в миллиметрах и умножаем их на масштаб μ_a . Получим:

$$a_B = p_a b \cdot \mu_a = 60 \cdot 0,4 = 24 \text{ м/сек}^2 ;$$

$$a_{BA}^{\tau} = n_1 b \cdot \mu_a = 72 \cdot 0,4 = 28,8 \text{ м/сек}^2 ;$$

$$a_{BA}^n = ab \cdot \mu_a = 56 \cdot 0,4 = 22,4 \text{ м/сек}^2 .$$

Продолжаем строить план ускорений.

Вектор нормального ускорения \vec{a}_{CA}^n точки **C** относительно точки **A** направлен параллельно шатуну AC от точки **C** к точке **A**. Откладываем отрезок $an_2 = 14,6 \text{ мм}$ из точки **a** плана ускорений в этом направлении.

Вектор касательного ускорения \vec{a}_{CA}^{τ} точки **C** относительно точки **A** направлен перпендикулярно AC. Проводим это направление из точки n_2 плана ускорений.

Вектор ускорения \vec{a}_C направлен параллельно оси Y-Y. Проводим это направление из полюса p_a .

Две прямые линии, проведённые из точек n_2 и p_a в указанных направлениях, пересекаются в точке **c**.

Соединяем точки **a** и **c**.

Вычисляем ускорения. Для этого измеряем длины полученных отрезков $p_a c$, $n_2 c$, ac , подставляем в формулы в миллиметрах и умножаем их на масштаб μ_a . Получим:

$$a_C = p_a c \cdot \mu_a = 53 \cdot 0,4 = 21,2 \text{ м/сек}^2 ;$$

$$a_{CA}^r = n_2 c \cdot \mu_a = 63 \cdot 0,4 = 25,2 \text{ м/сек}^2;$$

$$a_{CA} = a_c \cdot \mu_a = 66 \cdot 0,4 = 26,4 \text{ м/сек}^2.$$

2.2.5. Определение ускорения точки S_1 :

$$a_{S_1} = \omega_1^2 \cdot OS_1 = 20,93^2 \cdot 0,04 = 17,525 \text{ м/сек}^2.$$

Вектор ускорения \vec{a}_{S_1} направлен параллельно кривошипу OA от точки S_1 к точке

O .

2.2.6. Определение ускорений точек S_2, S_4

Воспользуемся следствием из теоремы подобия. Центры масс звеньев находятся на серединах соответствующих отрезков. Отмечаем на отрезке ab точку s_2 , соединяем её с полюсом p_a . Отмечаем на отрезке ac точку s_4 , соединяем её с полюсом p_a . Проводим вычисления:

$$a_{S_2} = p_a s_2 \cdot \mu_a = 69 \cdot 0,4 = 27,6 \text{ м/сек}^2,$$

$$a_{S_4} = p_a s_4 \cdot \mu_a = 62 \cdot 0,4 = 24,8 \text{ м/сек}^2.$$

2.2.7. Определение углового ускорения шатуна AB :

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{AB} = \frac{28,8}{0,2} = 144 \text{ рад/сек}^2.$$

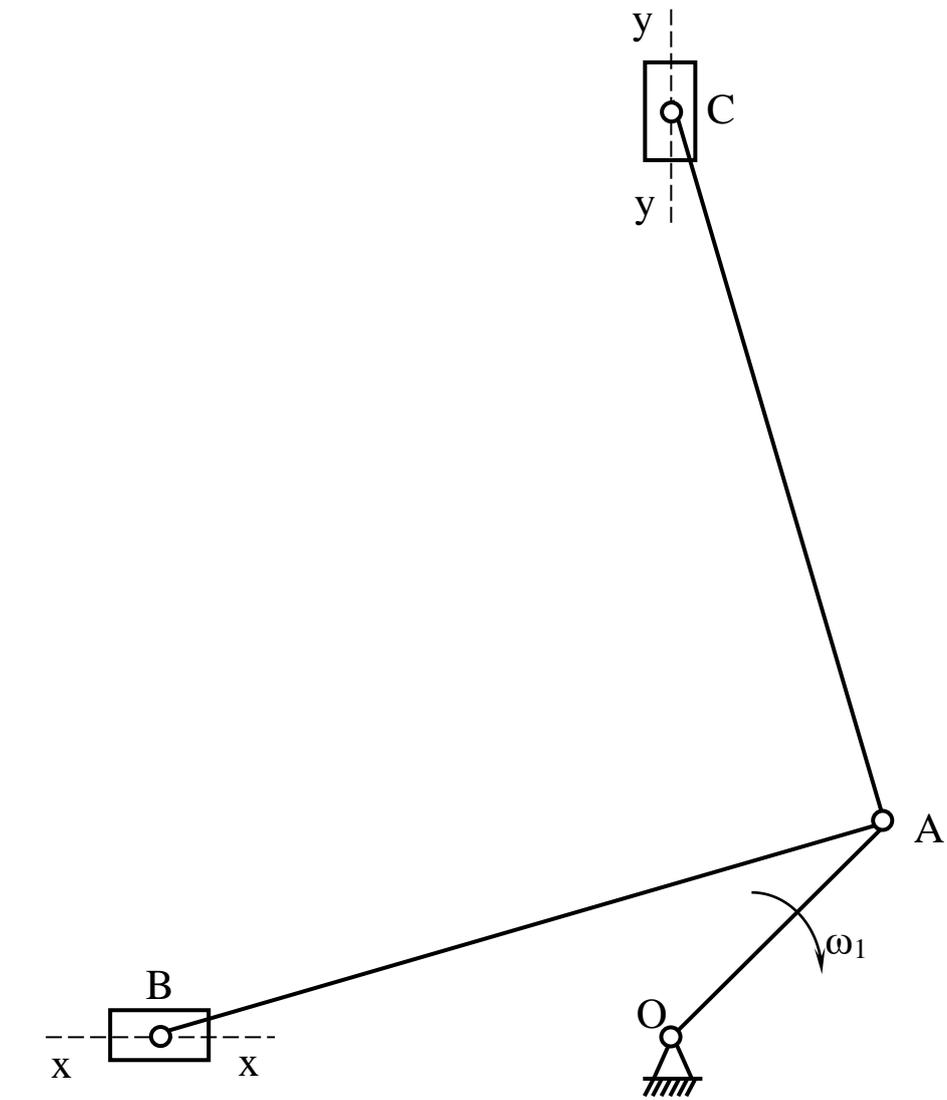
Для определения направления ε_2 переносим вектор \vec{a}_{BA}^r в точку B шатуна AB и смотрим как она движется относительно точки A . Направление этого движения соответствует ε_2 . В данном случае угловое ускорение ε_2 направлено по часовой стрелке.

2.2.8. Определение углового ускорения шатуна AC :

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CA}^r}{AC} = \frac{25,2}{0,2} = 126 \text{ рад/сек}^2.$$

Для определения направления ε_4 переносим вектор \vec{a}_{CA}^r в точку C шатуна AC и смотрим как она движется относительно точки A . Направление этого движения соответствует ε_4 . В данном случае угловое ускорение ε_4 направлено по часовой стрелке.

Результаты расчетов занесены в таблицу 3.



План ускорений $\mu_a = 0,4 \frac{м/сек^2}{мм}$

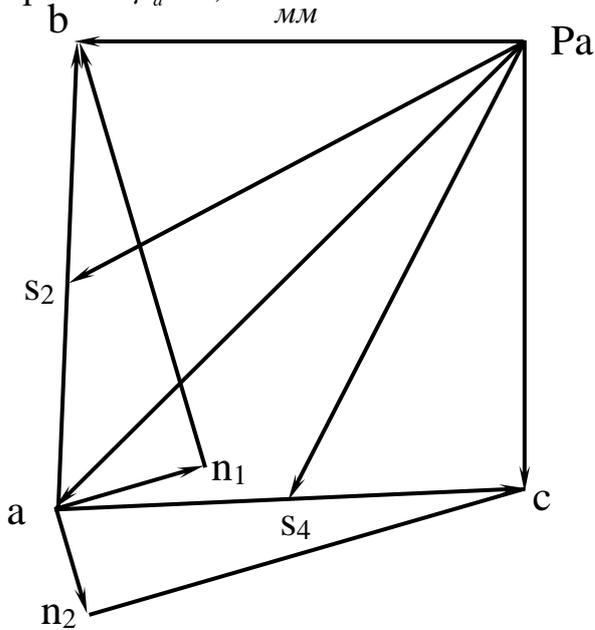


Рис.5 Построение плана ускорений

Таблица 3
Определение ускорений

Исследуемая величина	Отрезок на плане	Направление	Величина отрезка на плане, мм	Масштабный коэффициент μ_a	Значение величины, $м/с^2$
a_A	$p_a a$	$\vec{a}_A // AO_1$	87,6	$0,4 \frac{м/сек^2}{мм}$	35,05
a_{BA}^n	an_1	$\vec{a}_{BA}^n // AB$	20,5		8,2
a_{BA}^τ	$n_1 b$	$\vec{a}_{BA}^\tau \perp AB$	72		28,4
a_{BA}	ab		56		22,4
a_B	$p_a b$	$\vec{a}_B // Y - Y$	60		24
a_{CA}^n	an_2	$\vec{a}_{CA}^n // AC$	14,6		5,83
a_{CA}^τ	$n_2 c$	$\vec{a}_{CA}^\tau \perp AC$	63		25,2
a_{CA}	ac		66		26,4
a_C	$p_a c$	$\vec{a}_C // X - X$	53		21,2
a_{S_1}	$p_a s_1$	$\vec{a}_{S_1} // AO_1$	43,8		17,525
a_{S_2}	$p_a s_2$		69		27,6
a_{S_4}	$p_a s_4$		62		24,8
ε_2	по часовой стрелке				
ε_4	по часовой стрелке				126 $с^{-2}$

3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА

Дано:

Погонные массы звеньев $m_{n_2} = 20 \text{ кг} / \text{м}$; $m_{n_4} = 20 \text{ кг} / \text{м}$.

Массы звеньев

$$m_2 = m_{n_2} \cdot AB = 20 \cdot 0,2 = 4 \text{ кг};$$

$$m_4 = m_{n_4} \cdot AC = 20 \cdot 0,2 = 4 \text{ кг}.$$

Массы ползунов 3 и 5 $m_3 = m_5 = 5 \text{ кг}$.

Моменты инерции масс звеньев $I_{S_2} = I_{S_4} = 0,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Рабочее усилие $P_3 = P_5 = 60 \text{ Н}$.

3.1. Силовой расчет последней группы Ассура вида ВВП

3.1.2. Определение сил тяжести звеньев:

$$G_4 = m_4 \cdot g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 \cdot g = 5 \cdot 9,81 = 49,05 \text{ Н}.$$

3.1.3. Определение сил инерции:

$$F_{u_4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 4 \cdot 24,8 = 99,2 \text{ Н};$$

$$F_{u_5} = m_5 \cdot a_C = 5 \cdot 21,2 = 106 \text{ Н}.$$

Силы инерции направлены в противоположную сторону соответствующим ускорениям центров масс звеньев.

3.1.4. Определение момента инерции:

$$M_{u_4} = I_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,08 \cdot 126 = 10,08 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент инерции направлен в противоположную сторону угловому ускорению ε_4 .

Построим группу Ассура в масштабе $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$.

Покажем все действующие на нее силы и неизвестные реакции R_{65}^n , R_{14}^n , R_{14}^r , P_5 .

3.1.5. Определим реакцию R_{14}^r

Составим уравнение моментов всех сил, действующих *на звено 4*, относительно точки С.

$$\sum_{i=1}^n M_C = 0; \quad -R_{14}^r \cdot AC + M_{u_4} - G_4 \cdot h_1 + F_{u_4} \cdot h_2 = 0$$

Найдем реакцию R_{14}^r .

$$R_{14}^r = \frac{M_{u_4} - G_4 \cdot h_1 + F_{u_4} \cdot h_2}{AC} = \frac{10,08 - 39,24 \cdot 0,032 + 99,2 \cdot 0,076}{0,2} = 81,8 \text{ Н}$$

Длины плеч h_1 и h_2 измерены на расчетной схеме и умножены на масштабный коэффициент μ_l .

$$h_1 = 16 \cdot 0,002 = 0,032 \text{ м}, \quad h_2 = 38 \cdot 0,002 = 0,076 \text{ м}$$

3.1.6. Определим реакции R_{14}^n и R_{65}^n

Составим векторное уравнение равновесия всех сил, действующих на *всю группу Ассура*.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0; \quad \vec{R}_{14}^n + \vec{R}_{14}^r + \vec{G}_4 + \vec{G}_5 + \vec{F}_{u_{n4}} + \vec{F}_{u_{n5}} + \vec{P}_n + \vec{R}_{65}^n = 0$$

Выберем масштаб плана сил $\mu_F = 2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

Вычислим величины отрезков, соответствующих векторам сил. Данные занесем в таблицу 4:

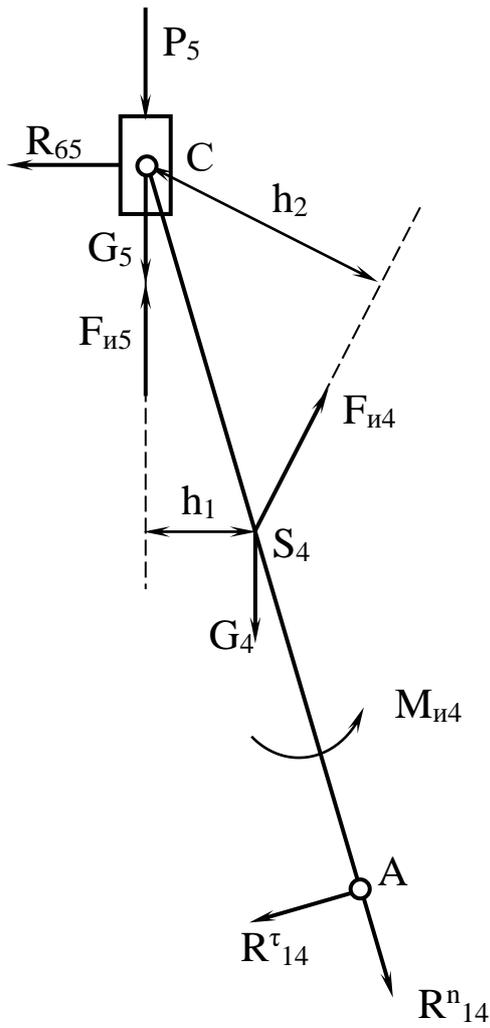
Таблица 4

Определение реакций в кинематических парах

Обозначение силы	G_4	G_5	F_{u_4}	F_{u_5}	P_5	R_{14}^r	R_{14}^n	R_{14}	R_{65}^n
Величина силы, Н	39,24	49,05	99,2	106	60	81,8	16	84	20
Отрезок на плане, мм	19,6	24,5	49,6	53	30	40,9	8	42	10

Строим план сил в соответствии с векторным уравнением.

Измеряя на плане сил отрезки, соответствующие векторам R_{14}^n , R_{14} , \vec{R}_{65}^n и умножая их на масштаб μ_F , получим значение этих реакций. Данные занесены в таблицу 4.



План сил для последней группы Ассур $\mu_F = 2 \frac{H}{M}$

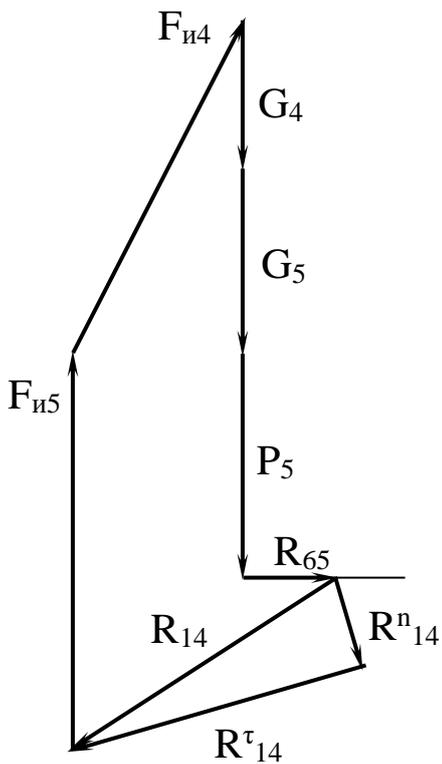


Рис.6 Построение плана сил для последней группы Ассур

3.2. Силовой расчет предпоследней группы Ассура вида ВВП.

3.2.1. Определение сил тяжести звеньев:

$$G_2 = m_2 \cdot g = 4 \cdot 9,81 = 39,24 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 \cdot g = 5 \cdot 9,81 = 49,05 \text{ Н}.$$

3.2.2. Определение сил инерции:

$$F_{u_2} = m_2 \cdot a_{S_2} = 4 \cdot 27,6 = 110,4 \text{ Н}$$

$$F_{u_3} = m_3 \cdot a_B = 5 \cdot 24 = 120 \text{ Н}$$

Силы инерции направлены в противоположную сторону соответствующим ускорениям центров масс звеньев.

3.2.3. Определение момента инерции:

$$M_{u_2} = I_{S_2} \cdot \varepsilon_2 = 0,08 \cdot 144 = 11,52 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Момент инерции направлен в противоположную сторону угловому ускорению ε_2 .

Построим группу Ассура в масштабе $\mu_l = 0,002 \text{ м/мм}$. Покажем все действующие на нее силы и неизвестные реакции $R_{12}^r, R_{12}^n, R_{63}, P_3$.

3.2.4. Определим реакцию R_{12}^r .

Составим уравнение моментов всех сил, действующих *на звено 2*, относительно точки **В**.

$$\sum_{i=1}^n M_B = 0; \quad R_{12}^r \cdot AB + M_{u_2} - G_2 \cdot h_3 + F_{u_2} \cdot h_4 = 0.$$

Найдем реакцию R_{12}^r .

$$R_{12}^r = \frac{-M_{u_2} + G_2 \cdot h_3 - F_{u_2} \cdot h_4}{AB} = \frac{-11,52 + 39,24 \cdot 0,098 - 110,4 \cdot 0,018}{0,2} = -48,25 \text{ Н}.$$

Поскольку реакция R_{12}^r получилась со знаком «минус», сменим первоначально выбранное направление реакции R_{12}^r на противоположное.

Длины плеч h_3 и h_4 измерены на расчетной схеме и умножены на масштабный коэффициент μ_l .

$$h_3 = 49 \cdot 0,002 = 0,098 \text{ м}, \quad h_4 = 9 \cdot 0,002 = 0,018 \text{ м}$$

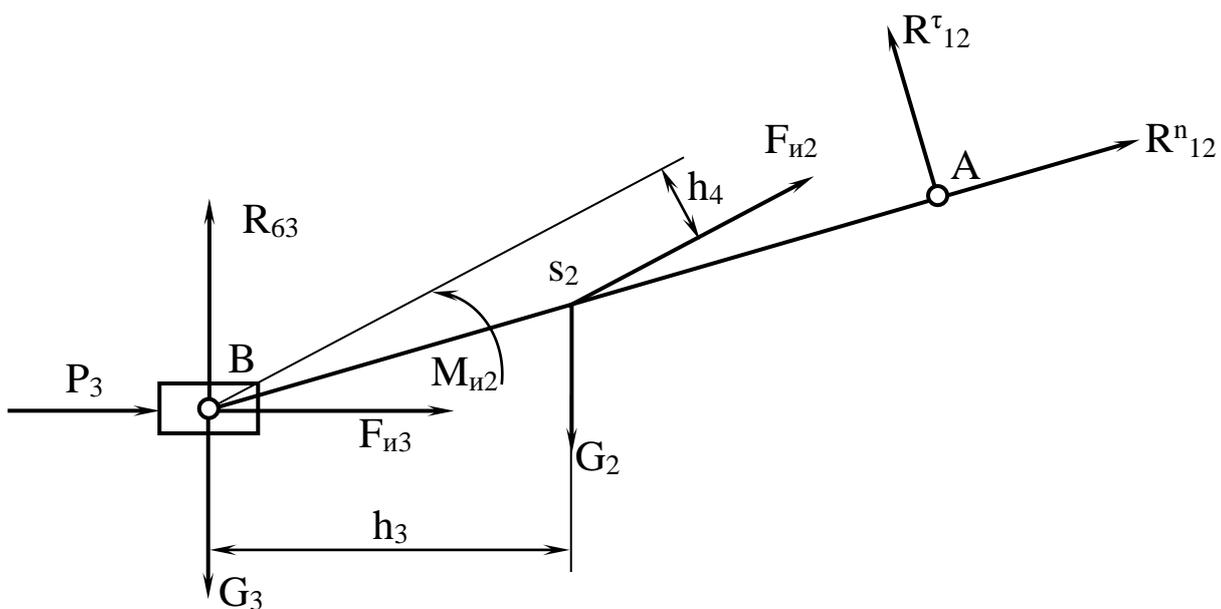
3.2.5. Определим реакции R_{63} и R_{12}^n .

Составим векторное уравнение равновесия всех сил, действующих на *всю группу Ассура*.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0; \quad \vec{R}_{12}^n + \vec{R}_{12}^r + \vec{G}_2 + \vec{G}_3 + \vec{F}_{u_2} + \vec{F}_{u_3} + \vec{P}_3 + \vec{R}_{63} = 0$$

Выберем масштаб плана сил $\mu_F = 2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$.

Вычислим величины отрезков, соответствующих векторам сил. Данные занесем в таблицу 5.



План сил для предпоследней группы Ассур $\mu_F = 2 \frac{H}{M}$

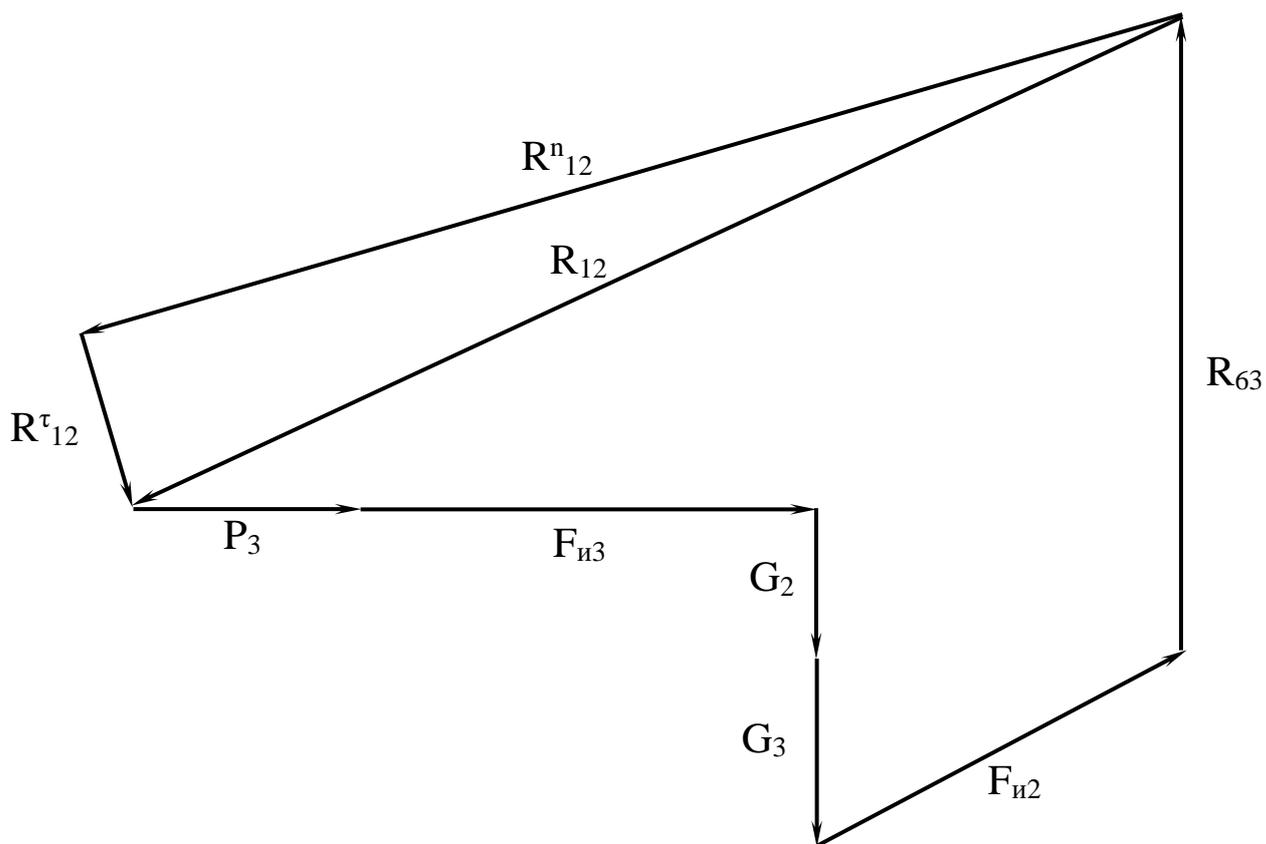


Рис.7 Построение плана сил для предпоследней группы Ассур

Таблица 5
 Определение реакций в кинематических парах

Обозначение силы	G_2	G_3	F_{u_2}	F_{u_3}	P_3	R_{12}^r	R_{12}^n	R_{12}	R_{63}
Величина силы, Н	39,24	49,05	110,4	120	60	48,25	292	296	140
Отрезок на плане, мм	19,6	24,5	55,2	60	30	24,1	146	14	70

Строим план сил в соответствии с векторным уравнением. Измеряя на плане сил отрезки, соответствующие векторам \vec{R}_{12}^n , \vec{R}_{12}^r , \vec{R}_{63} и умножая их на масштаб μ_F , получим значение этих реакций. Данные занесены в таблицу 5.

3.3. Силовой расчет начального механизма

Дано:

Погонная масса звена $m_{n1} = 20 \text{ кг} / \text{м}$.

Масса звена $m_2 = m_{n2} \cdot AB = 20 \cdot 0,08 = 1,6 \text{ кг}$.

3.3.1. Определение силы тяжести звена:

$$G_1 = m_1 \cdot g = 1,6 \cdot 9,81 = 15,7 \text{ Н}.$$

3.3.2. Определение силы инерции:

$$F_{u_1} = m_1 \cdot a_{S_1} = 1,6 \cdot 17,525 = 28,4 \text{ Н}.$$

Сила инерции направлена в противоположную сторону ускорению центра масс звена 1.

Построим начальный механизм в масштабе $\mu_l = 0,002 \text{ м} / \text{мм}$.

Покажем все действующие на него силы, неизвестную реакцию \vec{R}_{61} и уравновешивающую силу F_{yp} .

3.3.3. Найдем величину уравновешивающей силы F_{yp} .

Запишем уравнение моментов всех сил относительно точки O .

$$\sum_{i=1}^n M_O = 0. \quad F_{yp} \cdot OA - G_1 \cdot h_5 - R_{21} \cdot h_6 - R_{41} \cdot h_7 = 0$$

Уравновешивающая сила $F_{\delta\delta}$ равна:

$$F_{yp} = \frac{G_1 \cdot h_5 + R_{21} \cdot h_6 + R_{41} \cdot h_7}{OA} = \frac{15,7 \cdot 0,03 + 296 \cdot 0,028 + 84 \cdot 0,02}{0,08} = 129,4 \text{ Н}.$$

Здесь $\vec{R}_{41} = -\vec{R}_{14}$, $\vec{R}_{21} = -\vec{R}_{12}$

Длины плеч h_5 и h_6 измерены на расчетной схеме и умножены на масштабный коэффициент $\mu_l = 0,002 \text{ м} / \text{мм}$.

$$h_5 = 15 \cdot 0,002 = 0,03 \text{ м}, \quad h_6 = 14 \cdot 0,002 = 0,028 \text{ м}, \quad h_7 = 10 \cdot 0,002 = 0,02 \text{ м}.$$

3.3.4. Найдем реакцию R_{61} .

Составим векторное уравнение равновесия всех сил, действующих на начальный механизм.

$$\sum_{i=1}^n \vec{F}_i = 0; \quad \vec{R}_{21} + \vec{R}_{41} + \vec{G}_1 + \vec{F}_{yp} + \vec{R}_{61} + \vec{F}_{u_{n1}} = 0.$$

Выберем масштаб плана сил $\mu_F = 3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$

Вычислим величины отрезков, соответствующих векторам сил. Данные занесем в таблицу 6:

Таблица 6

Определение реакций в кинематических парах

Обозначение силы	G_1	$F_{и1}$	R_{21}	R_{41}	F_{yp}	R_{61}
Величина силы, Н	15,7	28,4	296	84	129,4	426
Отрезок на плане, мм	5,2	9,5	98,7	28	43,1	142

Строим план сил в соответствии с векторным уравнением. Соединяя начало первого вектора и конец последнего, получим многоугольник сил и отрезок, определяющий реакцию R_{61} . Измеряя его длину и умножая на масштаб μ_F , получим величину реакции R_{61} . Данные занесены в таблицу 6.

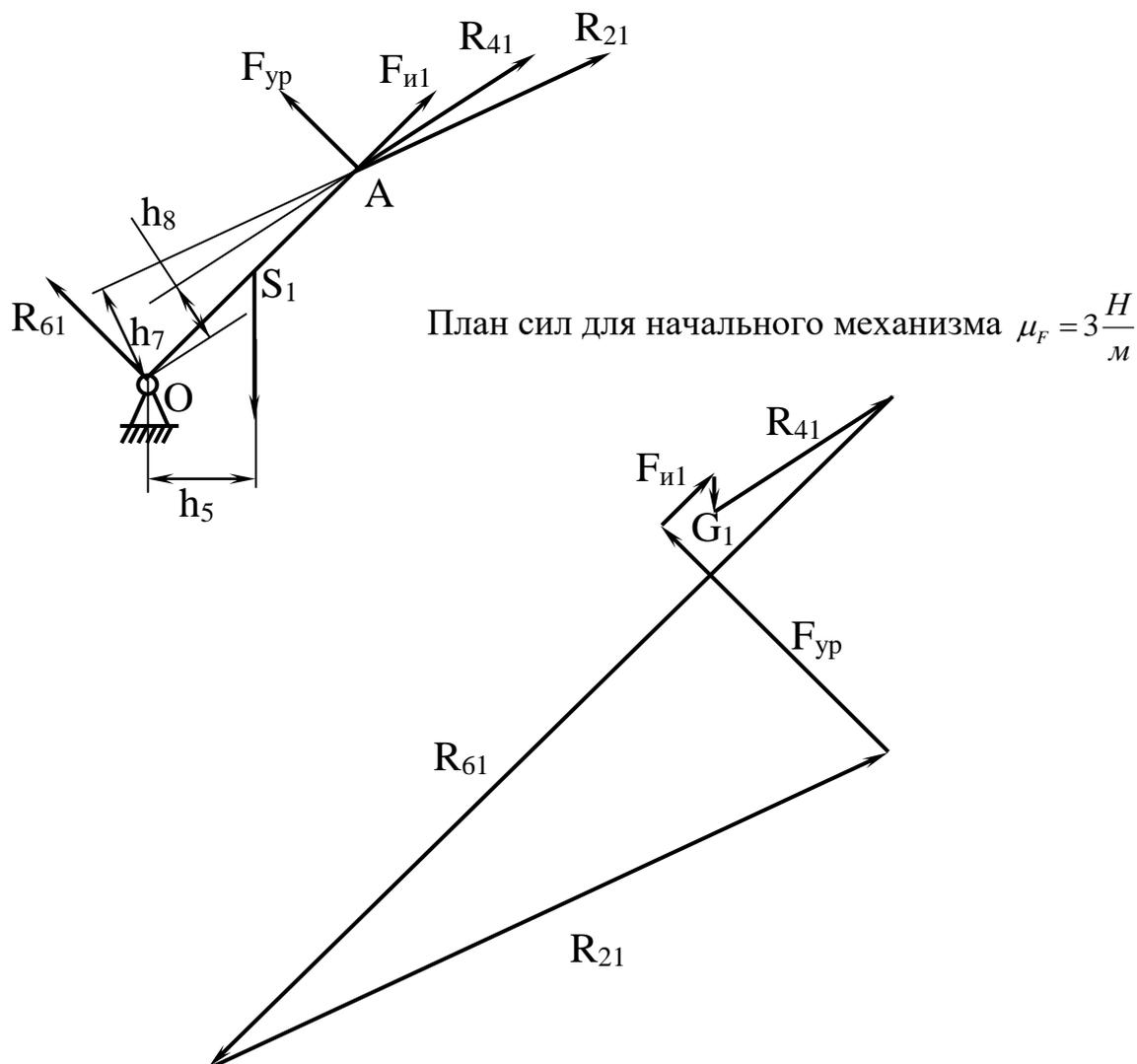


Рис.8 Построение плана сил для начального механизма

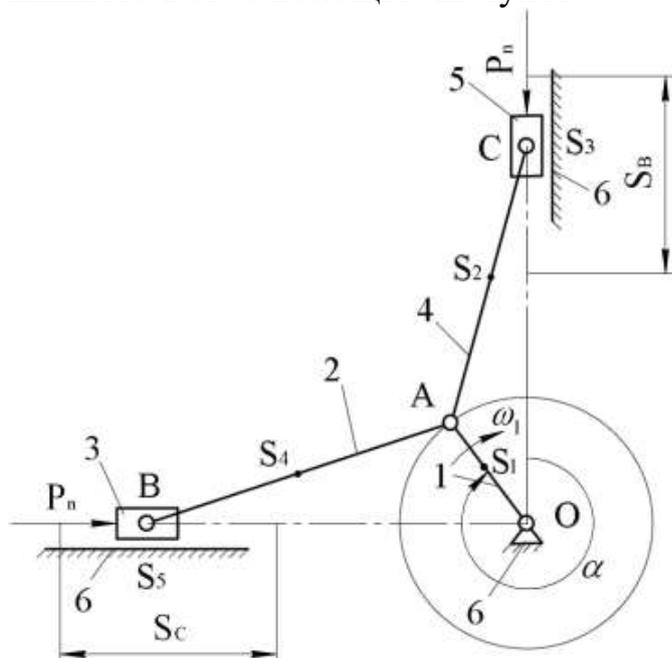
ЗАДАНИЯ

Задание №1

Проектирование главного механизма поршневого компрессора Назначение и принцип действия

Компрессор предназначен для получения сжатого воздуха давлением от $5,5 \cdot 10^5$ до $7,5 \cdot 10^5$ н/м². Оба цилиндра работают независимо друг от друга, но подают сжатый воздух в общую воздухопроводную сеть.

Поршни приводятся в возвратно-поступательное движение от общего кривошипного вала с помощью шатунов.



Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число оборотов кривошипа n_1 , об/мин	100	120	150	90	145	90	80	110	80	140
Рабочее усилие P_n , Н	50	100	75	150	120	80	60	75	85	90
Погонная масса звеньев m_i , кг/м	15	10	20	25	30	20	12	10	20	25
Масса ползуна 3, 5 m_3, m_5 кг	5	10	7,5	15	12	8	5	10	15	7
l_{AO_1} , м	0,2	0,18	0,15	0,16	0,25	0,22	0,175	0,155	0,18	0,2
l_{AB} , м	0,58	0,45	0,4	0,42	0,625	0,6	0,525	0,4	0,45	0,58
l_{AC} , м	0,58	0,45	0,4	0,42	0,625	0,6	0,525	0,4	0,45	0,58
Момент инерции массы ведущего звена I_{S_1} , кг*м ²	0,2	0,3	0,5	0,45	0,15	0,25	0,7	0,5	0,3	0,2
Угол поворота кривошипа α , град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300

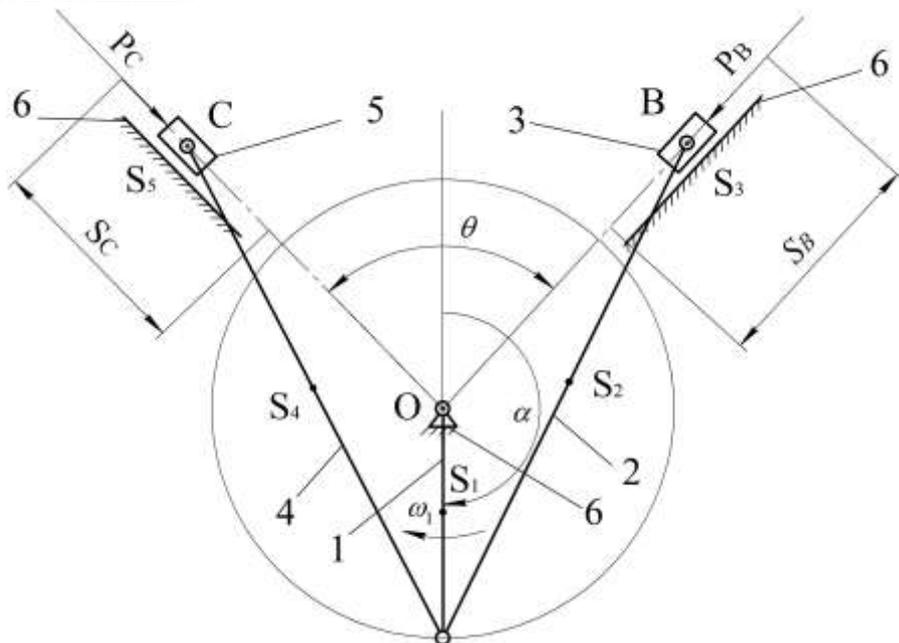
Соотношение между моментами инерции масс звеньев $I_{S_1} = 1,6 \cdot I_{S_2} = 1,6 \cdot I_{S_4}$.

Задание №2

Проектирование главного механизма двигателя внутреннего сгорания Назначение и принцип действия

Двигатель внутреннего сгорания предназначен для приведения в действие рабочей машины. Рабочий процесс обеспечивают механизмы: главный (кривошипно-ползунный), кулачковый и зубчатый.

Главный механизм преобразует возвратно-поступательное движение поршней во вращательное движение главного вала, кулачковый механизм управляет клапанами, зубчатый осуществляет передачу движения от вала двигателя к валу рабочей машины.



Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число оборотов кривошипа n_1 , об/мин	100	120	150	90	145	90	85	110	130	95
Рабочее усилие P_n , Н	20	30	34	32	40	28	25	32	30	30
Погонная масса звеньев m_i , кг/м	5	6	6,5	5,5	7	5,8	5,4	5,5	6	6
Масса ползуна 3, 5 m_3, m_5 , кг	1	1,5	1,7	1,2	2	1,4	1,2	1,2	1,5	1,5
l_{AO_1} , м	0,09	0,095	0,1	0,092	0,105	0,094	0,085	0,092	0,095	0,095
l_{AB} , м	0,27	0,285	0,3	0,27	0,315	0,28	0,255	0,27	0,285	0,285
l_{AC} , м	0,27	0,285	0,3	0,27	0,315	0,28	0,255	0,27	0,285	0,285
θ , град	70	60	75	65	55	60	65	65	60	60
Момент инерции массы ведущего звена I_{S_1} , кг*м ²	0,2	0,3	0,5	0,45	0,15	0,25	0,7	0,45	0,3	0,3
Угол поворота кривошипа α , град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300

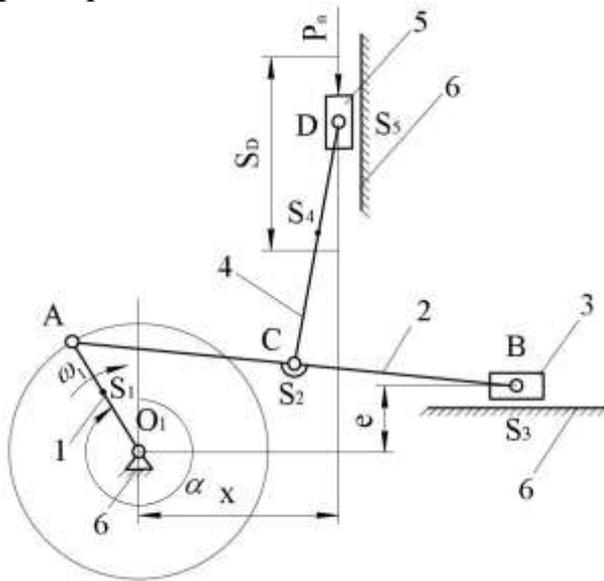
Соотношение между моментами инерции масс звеньев $I_{S_1} = 1,3 \cdot I_{S_2} = 1,3 \cdot I_{S_4}$.

Задание №3

Проектирование главного механизма штамповочной машины Назначение и принцип действия

Штамповочная машина предназначена для пробивки отверстий в стальном листе. Рабочий процесс обеспечивают механизмы: главный (рычажный), кулачковый и зубчатый.

Главный механизм выполняет основную рабочую операцию — срез материала, кулачковый — подачу листа, зубчатый — передачу энергии от двигателя к валу машины. Рабочий ход ползуна D осуществляется при движении его вверх, холостой — при обратном движении.



Величины	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число оборотов кривошипа n_1 , об/мин	100	120	150	90	145	90	85	110	130	95
Рабочее усилие P_n , Н	700	600	600	600	800	750	700	700	800	600
Погонная масса звеньев m_i , кг/м	25	23	30	35	40	45	30	25	40	35
Масса ползуна 3, 5 m_3, m_5 , кг	30	28	32	38	42	45	30	30	42	38
l_{AO_1} , м	0,2	0,18	0,15	0,16	0,25	0,22	0,21	0,2	0,25	0,16
l_{AB} , м	0,63	0,68	0,73	0,7	0,75	0,66	0,63	0,63	0,75	0,7
l_{AC} , м	0,315	0,34	0,365	0,35	0,375	0,33	0,315	0,315	0,375	0,35
l_{CD} , м	0,34	0,37	0,39	0,39	0,4	0,36	0,35	0,34	0,4	0,39
e , м	0	0,04	0,045	0,05	0,025	0,03	0,035	0	0,025	0,05
x , м	0,34	0,37	0,39	0,39	0,4	0,36	0,35	0,34	0,4	0,39
Момент инерции массы ведущего звена I_{S_1} , кг*м ²	0,2	0,3	0,5	0,45	0,15	0,25	0,4	0,2	0,15	0,45
Угол поворота кривошипа α , град	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300

Соотношение между моментами инерции масс звеньев $I_{S_1} = 1,4 \cdot I_{S_2} = 1,4 \cdot I_{S_4}$.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Формулы для определения скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев.
2. Направления векторов скоростей точек звеньев и угловых скоростей звеньев.
3. Формулы для определения ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев.
4. Направления векторов ускорений точек звеньев и угловых ускорений звеньев.
5. Как строится план скоростей для кривошипно-ползунного механизма?
6. Как строится план ускорений для кривошипно-ползунного механизма?
7. Определение сил инерции.
8. Определение реакций в кинематических парах.
9. Принципы силового расчета.
10. Последовательность силового расчета.

КРИТЕРИИ ОЦЕНКИ РАБОТЫ СТУДЕНТА

Студенты очной формы обучения при выполнении и защите данной практической работы получают 0-100 баллов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин [Текст]: учебник для студентов вузов / И. И. Артоболевский. - 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Альянс, 2014. - 640 с.
2. Теория механизмов и машин [Текст]: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по машиностроительным специальностям / М.З. Коловский [и др.]. - М. : ИЦ Академия, 2013. - 559 с.
3. Тимофеев, Г.А. Теория механизмов и машин [Текст]: учебное пособие для бакалавров / Г.А. Тимофеев. - М.: Юрайт, 2013. - 351 с
4. Фролов, К.В. Теория механизмов и механика машин. Т.5. Механика в техническом университете. [Текст]: 7-е изд. / К.В. Фролов. - М.: МГТУ, 2012. – 686 с.
5. Никитина Л.И. Теория механизмов и машин: рабочая тетрадь [Текст] - Тюмень : ТюмГНГУ, 2011. - 116 с.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ЛИТЕРАТУРА

6. Марголин Ш.Ф. Теория механизмов и машин (Теория, примеры, графические работы) [Текст] : учебное пособие для студентов-заочников механических специальностей технологических вузов / Ш. Ф. Марголин. - М. : Высшая школа, 1968. - 357 с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тюменский индустриальный университет»

Институт транспорта

Кафедра прикладной механики

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ

по дисциплине «Теория механизмов и машин»

на тему «Структурный, кинематический и силовой анализ
рычажного механизма»

Варианты: Задача № 4 – 2

Выполнил:
Ст. группы ММСб-24-2
Сидоров К.Е.

Проверил:

ОГЛАВЛЕНИЕ

1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ	Ошибка! Закладка не определена.
1.1 Звенья механизма	Ошибка! Закладка не определена.
1.2 Кинематические пары	Ошибка! Закладка не определена.
1.3 Строение групп Ассура	Ошибка! Закладка не определена.
2 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	Ошибка! Закладка не определена.
2.1 Исходные данные	Ошибка! Закладка не определена.
2.2 Определение скоростей точек механизма	Ошибка! Закладка не определена.
2.3 Определение ускорений точек механизма	Ошибка! Закладка не определена.
3 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА	Ошибка! Закладка не определена.
3.1 Силовой расчёт последней группы Ассура вида ВВВ	Ошибка! Закладка не определена.
3.2.Силовой расчёт предпоследней группы Ассура вида ВВП ...	Ошибка! Закладка не определена.
3.3.Силовой расчёт начального механизма	Ошибка! Закладка не определена.
3.4. Определение уравновешивающей силы методом Н.Е. Жуковского	Ошибка! Закладка не определена.
Список литературы	Ошибка! Закладка не определена.

1 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ

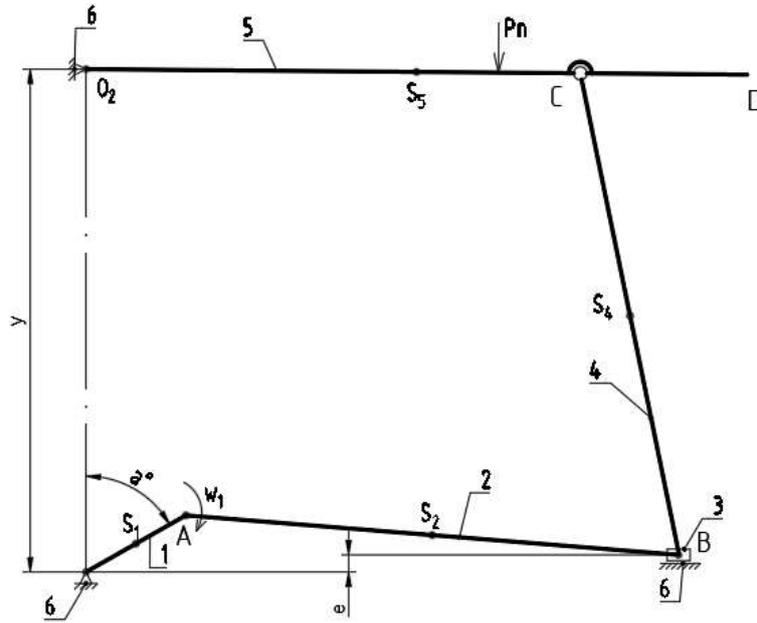


Рис.1.1 Структурная схема механизма машины грохота

1.1 Звенья механизма

Таблица 1.1

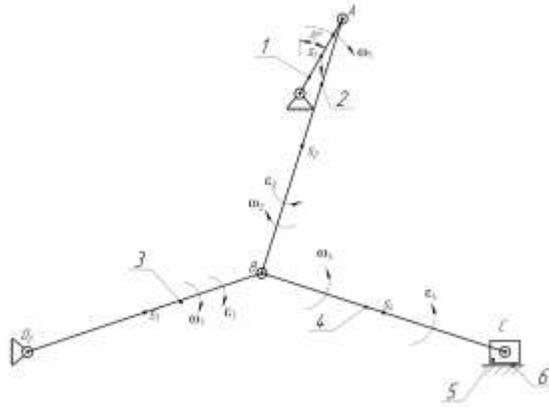
Звено	Наименование	Подвижность	Число подвижных звеньев
1	Кривошип	Подвижное	n=5
2	Шатун	Подвижное	
3	Ползун	Подвижное	
4	Шатун	Подвижное	
5	Коромысло	Подвижное	
6	Стойка	Неподвижное	

1.2 Кинематические пары

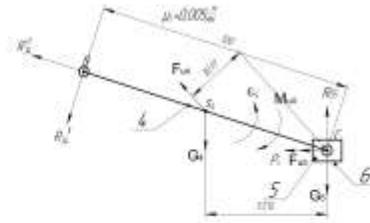
Таблица 1.2

Обозначение на структурной схеме	Соединяемые звенья	Вид	Тип кинематической пары		Индекс
			Характер соприкосновения	Степень подвижности	
O ₁	1,6	Вращат.	Низшая	Одноподвижная	$B_{O_1}(1,6)$
O ₂	5,6	Вращат.	Низшая	Одноподвижная	$B_{O_2}(5,6)$
A	1,2	Вращат.	Низшая	Одноподвижная	$B_A(1,2)$
B	2,3	Вращат.	Низшая	Одноподвижная	$B_B(2,3)$
B	3,6	Поступ..	Низшая	Одноподвижная	$P_B(3,6)$
B	3,4	Вращат.	Низшая	Одноподвижная	$B_B(3,4)$
C	4,5	Вращат..	Низшая	Одноподвижная	$B_C(4,5)$

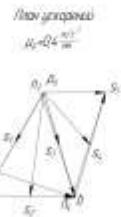
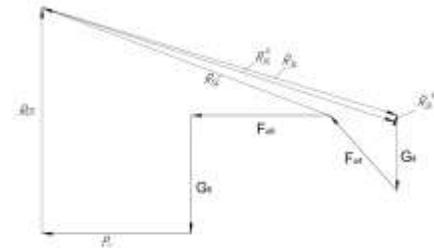
План механизма $\mu=0,005\text{м/мм}$



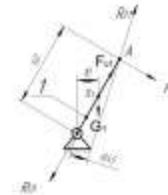
Последняя группа Ассура



План сил последней группы Ассура
 $\mu_F=5\text{Н/мм}$



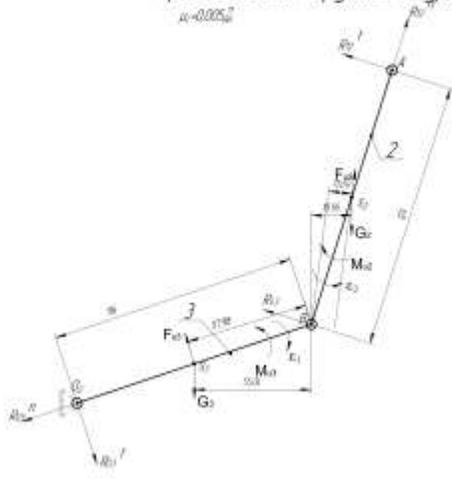
Начальный механизм
 $\mu=0,005\frac{\text{м}}{\text{мм}}$



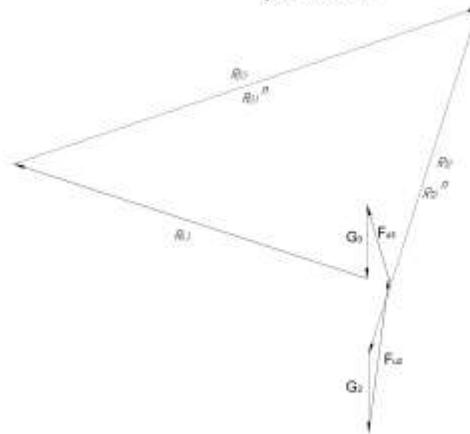
Рычаг Жуковского
 $\mu=0,02\frac{\text{с}^2}{\text{мм}}$



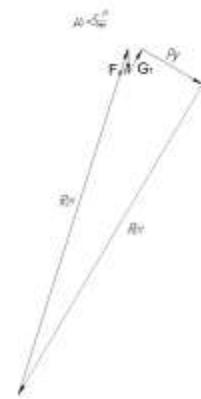
Предпоследняя группа Ассура
 $\mu=0,005\frac{\text{м}}{\text{мм}}$



План сил предпоследней группы Ассура
 $\mu_F=5\text{Н/мм}$



План сил для Начального механизма
 $\mu=5\frac{\text{Н}}{\text{мм}}$



№	Имя	Дата	Коллекция	Имя	Дата
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					

Учебное издание

**СТРУКТУРНЫЙ, КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ
ГЛАВНОГО МЕХАНИЗМА ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА**

Методические указания для курсовым работам

Составители:

ПУРТОВА Ирина Александровна
КОРОЛЕВСКИХ Анастасия Николаевна
ЛЕБЕДЕВ Сергей Юрьевич

В авторской редакции

Подписано в печать ____ 2024. Формат 60x90 1/16. Усл. печ. л. 2.

Тираж ____ экз. Заказ № _____ .

Библиотечно-издательский комплекс
федерального государственного бюджетного
образовательного

учреждения высшего образования
«Тюменский индустриальный университет».
625000, Тюмень, ул. Володарского, 38.

Типография библиотечно-издательского комплекса.
625039, Тюмень, ул. Киевская, 52.