

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ
ВОСТОЧНОУКРАИНСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ
имени ВЛАДИМИРА ДАЛЯ**

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ ПО ДИСЦИПЛИНЕ
"ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН"
(ДЛЯ СТУДЕНТОВ ОЧНОЙ ФОРМЫ ОБУЧЕНИЯ
НАПРАВЛЕНИЯ "ИНЖЕНЕРНАЯ МЕХАНИКА")**

ЛУГАНСК 2005

УДК 621.81 (075.8)

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине "Теория механизмов и машин" (для студентов заочной формы обучения направления "Инженерная механика") / Сост.: П.Л.Носко, П.В.Филь - Луганск: Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2005.-38 с.

Содержат общие указания к практическим занятиям и примеры выполнения практических работ по дисциплине "Теория механизмов и машин".

Составители:

П.Л.Носко, проф.,
П.В.Филь, доц.

Отв. за выпуск

П.Л.Носко, проф.

Рецензент

А.С.Захарчук, проф.

ВВЕДЕНИЕ

Целью практических занятий является приобретение навыков выполнения практической работы, а именно: изучения общих методов кинематического, динамического анализа и синтеза на примере исследования и проектирования конкретных видов механизмов; приобретение и развитие навыков самостоятельной работы с литературой; опыта и умения грамотно рассчитать и оформить графическую и расчетную части задания с учетом требований стандартов.

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Цель работы: изучение строения механизма; кинематической цепи; определение степени подвижности; выделения структурных групп, определения их класса, порядка и вида; определения класса всего механизма [1;2].

1.1. Строение кинематической цепи

Вычерчивают структурную схему, обозначают звенья и кинематические пары, определяют названия звеньев цепи в соответствии с терминологией, составляют характеристику кинематических пар, а именно: устанавливают их класс, вид допускаемого относительного движения звеньев образующих их кинематических пар.

Как известно, кинематическая пара - соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

Класс кинематической пары определяется числом условий связи, налагаемых на относительное движение звеньев.

1.2. Степень подвижности кинематической цепи

Степень подвижности механизма - число независимых возможных перемещений или число обобщенных координат, которые определяют положения всех звеньев относительно неподвижной системы координат.

Степень подвижности W плоского механизма вычисляют по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad \text{или} \quad W = 3n - 2p_n - p_6,$$

где n - число подвижных звеньев; p_5 - число кинематических пар пятого класса, или низших p_n ; p_4 - число кинематических пар четвертого класса, или высших p_6 .

Кинематическая цепь будет механизмом в том случае, если степень подвижности W совпадает с числом начальных звеньев.

1.3. Пассивные связи и лишние степени свободы

При выполнении структурного анализа и вычислении степени подвижности возможны противоречия, связанные с появлением лишних степеней свободы или пассивных связей.

Лишние степени свободы - степени свободы, не влияющие на характер движения механизма в целом.

Рассмотрим рис. 1.1, а.

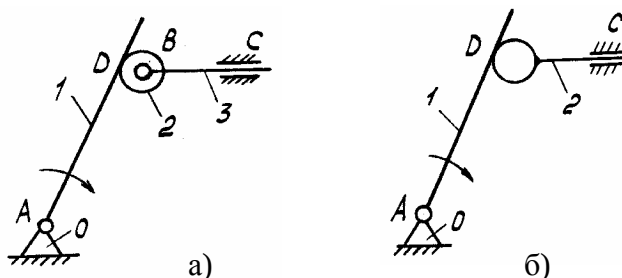


Рис. 1.1

Вычислим степень подвижности.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2,$$

где $n = 3$ - число подвижных звеньев; $p_5 = 3$ - число низших кинематических пар (A, B, C); $p_4 = 1$ - число высших кинематических

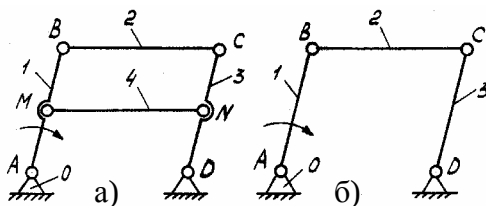
пар (D). Вращение ролика вокруг оси В не влияет на характер движения остальных звеньев механизма, т.е. дает лишнюю степень свободы.

На рис. 1.2, б показан механизм без лишней степени свободы.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Пассивные связи - связи, не накладывающие ограничений на движение звеньев механизма. На рис. 1.2, а представлен механизм с пассивной связью.

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 - 0 = 0.$$



Звено 4 с кинематическими парами М и N вносит пассивную связь. На рис. 1.2, б показан механизм без

пассивной связи.

Рис. 1.2

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

1.4. Заменяющие механизмы

В ряде случаев, с целью упрощения исследований, целесообразно строить заменяющие механизмы, в состав которых входят только низшие кинематические пары 5-го класса. При этом заменяющий механизм должен обладать прежней степенью подвижности и сохранять мгновенное относительное движение звеньев.

При построении заменяющих механизмов необходимо избегать высших кинематических пар. На рис. 1.3 пунктирами показаны схемы заменяющих механизмов: высшая кинематическая пара образована путем соприкосновения звеньев своими криволинейными поверхностями (рис. 1.3, а); высшая пара образована путем соприкосновения звеньев с криволинейной и плоской поверхностями (рис. 1.3,б).

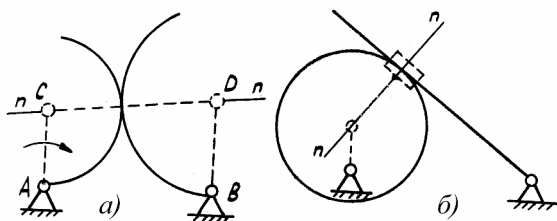


Рис. 1.3

Как видно из рисунков, через точку контакта проведены нормали, на которых отмечены центры кривизны. В центрах кривизны помещены вращательные пары. Если центр кривизны одного из звеньев в точке контакта находится в бесконечности (для прямой), то в этом случае дополнительно вводится поступательная пара (см. рис. 1.3, б). Таким образом высшая кинематическая пара эквивалентна одному звену, образующему две низшие кинематические пары 5-го класса (рис. 1.4).

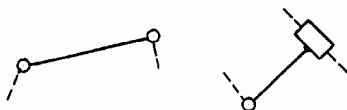


Рис. 1.4.

1.3. Определение класса, порядка и вида структурных групп. Определение класса механизма

Структурная группа - простейшая кинематическая цепь, имеющая нулевую степень подвижности относительно стойки.

Выделяют из механизма структурные группы, входящие в состав механизма, и определяют их класс, порядок, вид. Начинают отсоединение структурных групп со звеньев, кинематически наиболее удаленных от начального звена.

Класс структурной группы определяется числом кинематических пар, ограничивающих наиболее сложный контур в группе.

Порядок структурной группы определяется числом элементов кинематических пар, которыми группа присоединяется к другим звеньям механизма.

В данных указаниях рассматриваются механизмы, в состав которых входят только структурные группы второго класса.

Вид структурной группы второго класса определяется числом и расположением поступательных пар (табл. 1.1).

Таблица 1.1. - Виды структурных групп

Вид группы	1	2	3	4	5
Группа					

После выделения структурных групп рассматривается группа начальных звеньев и делается вывод о классе механизма.

Класс механизма определяется наивысшим классом структурных групп, входящих в состав механизма.

Пример выполнения раздела структурного анализа механизма

Целью данного раздела является определение степени подвижности кинематической цепи, выяснение, является ли данная кинематическая цепь механизмом, выделение структурных групп и определение класса механизма.

В данном задании предложена замкнутая плоская сложная кинематическая цепь, представленная на структурной схеме рис.1.5.

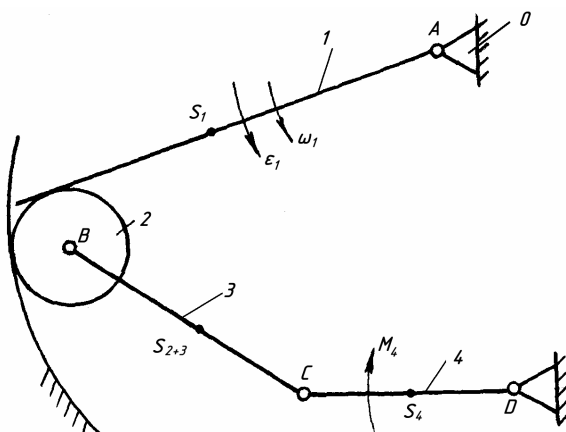


Рис. 1.1.

Кинематическая цепь имеет 4 подвижных звена:

- 1 – кривошип
- 2 – ролик
- 3 – шатун
- 4 – коромысло

Звенья соединены кинематическими парами. Проведем характеристику кинематических пар, определим их класс (табл. 1.2).

Таблица 1.2. – Характеристика кинематических пар

Обозначения	A	B'	B	B''	C	D
Звенья, образующие кинематические пары	0 – 1	1 – 2	2 – 3	2 – 0	4 – 3	4 – 0
Вид допускаемого движения	вращ.	вращ. поступ.	вращ.	вращ. вращ.	вращ.	вращ.
Хар-ка кинемат. пары	низшая	высшая	низшая	высшая	низшая	низшая
Класс	5	4	5	4	5	5

Определим степень подвижности по формуле П.Л. Чебышева для плоской цепи:

$$W = 3n - 2P_H - P_B = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2,$$

где: $n = 4$ – число подвижных звеньев;

$P_H = 4$ – число низших кинематических пар;

$P_B = 2$ – число высших кинематических пар.

Степень подвижности получена $W = 2$, но задана одна обобщенная координата.

Сравниваем эти величины и отмечаем, что у механизма степень подвижности и число обобщенных координат должны быть равны.

Имеется лишняя степень свободы. Это вращения ролика. Закрепим ролик и определим степень подвижности кинематической цепи (табл.1.3. структурная схема рис. 1.6.).

Таблица 1.3. – Характеристика кинематических пар

Обозначения	A	B'	B	B''	C	D
Звенья, образующие кинематические пары	0 – 1	1 – 3	3 – 4	3 – 0	4 – 3	4 – 0
Вид допускаемого движения	вращ.	вращ. поступ.	вращ.	вращ. вращ.	вращ.	вращ.
Хар-ка кинемат. пары	низшая	высшая	низшая	высшая	низшая	низшая
Класс	5	4	5	4	5	5

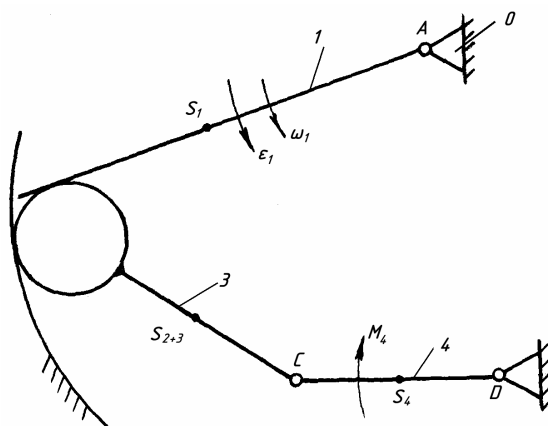


Рис. 1.6.

Уменьшилось в этом случае количество звеньев и низших кинематических пар на 1. Определим степень подвижности.

$$W = 3n - 2P_H - P_B = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Данная кинематическая цепь является механизмом с высшей кинематической парой. Заменим высшую пару звеном с двумя низшими (вращательная и поступательная кинематические пары). Полученное звено 2 является шатуном, а звено 5 – коромыслом (структурная схема рис.1.7.).

Звенья кинематической цепи имеют те же названия, только вместо ролика 2 звено 2 будет шатун, а 5 – коромысло. Кинематических пар в данной цепи стало 7 низших (табл. 1.4.).

Таблица 1.4. – Характеристика кинематических пар

Обозначения	A	B'	B	B''	C	D	E
Звенья, образующие кинематические пары	0 – 1	1 – 2	2 – 5	2 – 5	4 – 3	4 – 0	5 – 0
Вид допускаемого движения	вращ.	поступ.	вращ.	вращ.	вращ.	вращ.	вращ.
Хар-ка	низшая	низшая	низшая	низшая	низшая	низшая	низшая

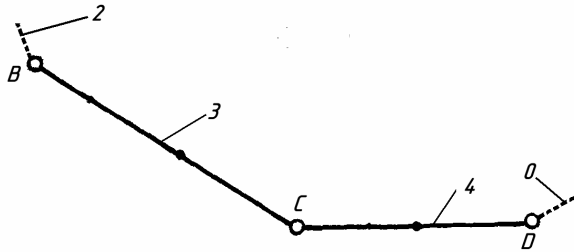


Рис. 1.8

Степень подвижности: $W = 3n - 2P_n - P_g = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$.

Класс 2.

Порядок 2.

Вид 1.

б) Структурная группа 2 – 5 (структурная схема рис. 1.9.):

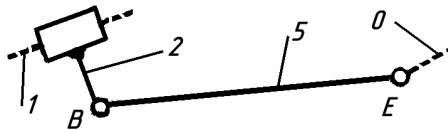


Рис. 1.9.

Степень подвижности:

$$W = 3n - 2P_n - P_g = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Класс 2.

Порядок 2.

Вид 2.

в) Группа начальных звеньев (рис. 1.10):

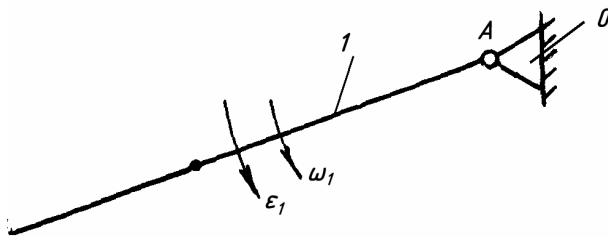


Рис. 1.10

Степень подвижности: $W = 3n - 2P_n - P_v = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1$.

Данный механизм 2-го класса, так как структурные группы, входящие в его состав, 2-го класса.

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить положения, траектории, скорости и ускорение точек и звеньев механизма при заданном значении угловой скорости начального звена и направления его вращения [1; 4].

Принимаем допущения: длины звеньев - неизменные; зазоры в кинематических парах - отсутствуют.

2.1. Построение плана положений механизма [5]

План положений механизма строится для заданного положения начального звена. Масштабный коэффициент выбирается такой, чтобы план положений механизма занимал не больше 1/2 страницы. Все графические построения кинематического анализа должны занимать не больше страницы и осуществлялись на одной странице.

Построения плана механизма ниже рассмотрим на примере.

2.2. Составление векторных уравнений для определения скоростей и ускорений точек звеньев методом планов

Рассмотрим два случая:

1 случай. Две точки принадлежат одному звену и расположены одна от одной на расстоянии l_{AB} (рис. 2.2). Представим абсолютную скорость точки В как векторную сумму скоростей переносного и относительного движений:

$$\bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} ,$$

где $\bar{V}_B$ - абсолютная скорость точки В; $\bar{V}_A$ - переносная скорость; $\bar{V}_{BA}$ - относительная скорость.

Угловая скорость звена связана с относительной скоростью во вращательном движении зависимостью:

$$w_1 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} .$$

В свою очередь, вектор ускорения $\bar{a}_{BA}$ состоит из векторов нормальной $\bar{a}_{BA}^n$ и тангенциальной $\bar{a}_{BA}^t$ составляющих

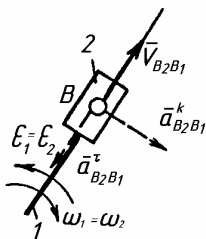
$$\bar{a}_{BA} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t.$$

Тогда вектор абсолютного ускорения: $\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t$,

где $a_{BA}^n = w_1^2 \cdot \mathbf{l}_{AB} = \frac{V_{BA}^2}{\mathbf{l}_{AB}}$; $a_{BA}^t = e_1 \cdot \mathbf{l}_{AB}$.

2 случай. Две точки принадлежат двум звеньям, образующих поступательную пару и в данный момент времени геометрически совпадают (рис. 2.3). В этом случае вектор абсолютной скорости точки B_2 представляет векторную сумму двух скоростей: переносной $\vec{V}_{B_1}$ и относительной $\vec{V}_{B_2/B_1}$:

$$\bar{V}_{B_2} = \bar{V}_{B_1} + \bar{V}_{B_2 B_1}.$$



Векторы абсолютного ускорения определяется как сумма трех векторов ускорений - переносного, вращательного (кориолисового) и относительного:

$$\bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{B_2 B_1}^k + \bar{a}_{B_2 B_1}^t,$$

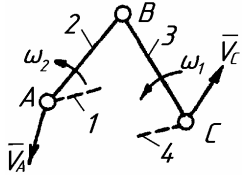
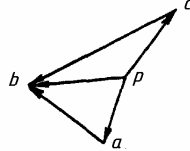
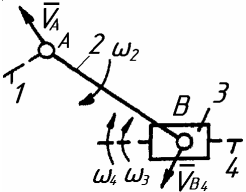
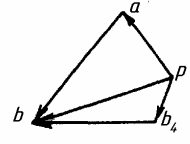
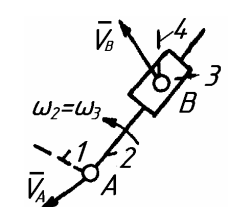
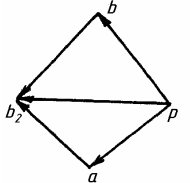
где $a_{B_2 B_1}^k = 2w_1 \cdot V_{B_2 B_1}$.

Для определения направления вращательного (кориолисового) ускорения вектор $\vec{V}_{B_2B_1}$ необходимо повернуть на 90° по направлению переносного движения (ω_1).

2.3. Планы скоростей рычажного механизма

Планы скоростей механизма строят на основе аналитических зависимостей векторных уравнений, которые записывают для каждой структурной группы в порядке их присоединения начальному звену. В табл. 2.1 показаны векторные уравнения и планы скоростей для структурных групп 2-го класса 1-5 видов.

Таблица 2.1. Порядок проведения кинематики скоростей

Вид	Расчетные схема структурных групп	Векторные уравнения	План скоростей
1		$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}$	
2		$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_{B_4} + \vec{V}_{BB_4}$	
3		$\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_A + \vec{V}_{B_2A}$ $\vec{V}_{B_2} = \vec{V}_B + \vec{V}_{B_2B}$	

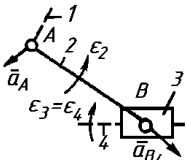
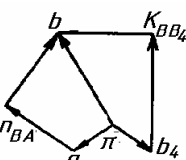
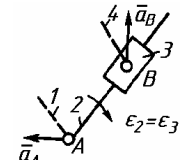
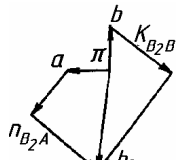
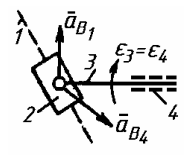
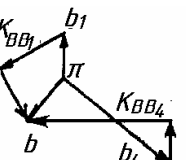
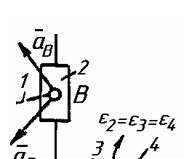
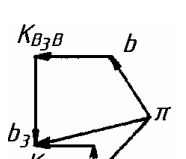
Вид	Расчетные схема структурных групп	Векторные уравнения	План скоростей
4		$\bar{V}_B = \bar{V}_{B_1} + \bar{V}_{BB_1}$ $\bar{V}_B = \bar{V}_{B_4} + \bar{V}_{BB_4}$	
5		$\bar{V}_{B_3} = \bar{V}_B + \bar{V}_{B_3B}$ $\bar{V}_{B_3} = \bar{V}_{B_4} + \bar{V}_{B_3B_4}$	

2.4. Планы ускорений рычажного механизма

Планы ускорений как и планы скоростей, строятся на основе векторных уравнений, составленных для каждой структурной группы (табл.2.2). Структурные группы следует рассматривать в соответствии с порядком их присоединения к основному механизму.

Таблица 2.2. Порядок проведения кинематики ускорений

Вид	Расчетные схема структурных групп	Векторные уравнение	План ускорений
1		$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t$ $\bar{a}_B = \bar{a}_C + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^t$	

Вид	Расчетные схема структурных групп	Векторные уравнение	План ускорений
2		$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^t$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{BB4}^k + \bar{a}_{BB4}^t$	
3		$\bar{a}_{B2} = \bar{a}_B + \bar{a}_{B2B}^k + \bar{a}_{B2B}^t$ $\bar{a}_{B2} = \bar{a}_A + \bar{a}_{B2A}^n + \bar{a}_{B2A}^t$	
4		$\bar{a}_B = \bar{a}_{B1} + \bar{a}_{BB1}^k + \bar{a}_{BB1}^t$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{BB4}^k + \bar{a}_{BB4}^t$	
5		$\bar{a}_{B3} = \bar{a}_B + \bar{a}_{B3B}^k + \bar{a}_{B3B}^t$ $\bar{a}_{B3} = \bar{a}_{B4} + \bar{a}_{B3B4}^k + \bar{a}_{B3B4}^t$	

Пример выполнения кинематического анализа методом планов

Целью кинематического анализа является определение положений звеньев механизма, линейных скоростей точек и угловых скоростей звеньев, линейных ускорений точек и угловых ускорений звеньев.

Для решения этой задачи используется графоаналитический метод, т.е. метод планов. Построения выполнены в Приложении Б

Положения звеньев механизма строятся из условия выбранного масштабного коэффициента длины $m_1 = 0,001$ м/мм при заданном значении положения кривошипа.

Отрезки векторов на плане положений составляют:

$$BE = \frac{r_0 - r_2}{m_1} = \frac{0,1 - 0,02}{0,001} = 80 \text{ мм},$$

$$BC = \frac{l_{BC}}{m_1} = \frac{0,1}{0,001} = 100 \text{ мм},$$

$$CD = \frac{l_{CD}}{m_1} = \frac{0,08}{0,001} = 80 \text{ мм}.$$

Известно расстояние до центра тяжести:

$$AS_1 = \frac{l_{AS_1}}{m_1} = \frac{0,08}{0,001} = 80 \text{ мм},$$

$$BS_{(2+3)} = \frac{l_{BS_{(2+3)}}}{m_1} = \frac{0,04}{0,001} = 40 \text{ мм},$$

$$CS_4 = \frac{l_{CS_4}}{m_1} = \frac{0,04}{0,001} = 40 \text{ мм}.$$

Отложим отрезки на длинах BC и CD получим соответствующие положения центров тяжести.

Для определения скоростей используем графоаналитический метод, т.е. аналитически определим скорость точки:

$$V_{B_1} = \omega_1 l_{AB} = 15 \cdot 143 \cdot 0,001 = 2,145 \text{ м/с}.$$

Определим скорость точки B_2 , составим систему векторных уравнений:

$$\begin{cases} \vec{V}_{B_2} = \vec{V}_{B_1} + \vec{V}_{B_2B_1}, \\ \vec{V}_{B_5} = \vec{V}_{B_E} + \vec{V}_{B_E}, \end{cases}$$

где $V_{B_1} = V = 2,145 \text{ м/с}$,

$V_E = 0$, т.к. точка E связана с неподвижным звеном;

$V_{BE} \perp$ звену BE – вращательная скорость т. B вокруг E ;

$V_{B_2B_1} \parallel$ звену 1 – поступательная скорость т. B_2 по звену 1.

Рассмотрим группу 4 – 5 и составим систему векторных уравнений для точки:

$$\begin{cases} \overline{V}_C = \overline{V}_{B_3} + \overline{V}_{CB}, \\ \overline{V}_C = \overline{V}_D + \overline{V}_{CD}, \end{cases}$$

где $V_{B_3} = V_{B_2}$ и определяется методом подобия.

$V_{CB} \perp$ звену CB , вращательная скорость т. C вокруг B ;

$V_{CD} \perp$ звену CD , вращательная скорость т. C вокруг D ;

$V_D = 0$, т.к. точка D находится на неподвижном звене.

Решение векторных уравнений осуществим графически, т.е. построим план скоростей. Для этого выбираем масштабный коэффициент скоростей:

$$m_V = \frac{V_{B_1}}{|pb_1|} = 0,025 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм},$$

где $V_{B_1} = 2,145 \text{ м/с}$; $|pb_1|$ – отрезок, выражающий скорость т. B_1 ,

принимая равным $|pb_1| = \frac{V_{B_1}}{m_V} = \frac{2,145}{0,025} = 85,8 \text{ мм}$.

Решим графически систему векторных уравнений для т. B_2 , т.е. из точки строим V_{B_1} – линию $\parallel$ звену 1, а из полюса V_{BE} – линию $\perp BE$. На пересечении линий получим точку b_2 и соответственно скорости:

$$V_{B_2} = |pb_2| \cdot m_V = 87 \cdot 0,025 = 2,175 \text{ м/с};$$

$$V_{B_2B_1} = |b_2b_1| \cdot m_V = 42 \cdot 0,025 = 1,05 \text{ м/с}.$$

Решим графически систему векторных уравнений для точки

Из точки b плана скоростей строим линию $\perp$ звену BC , а из полюса – линию, $\perp$ звену CD и на пересечении линий получим т. C и скорости:

$$V_C = |\overline{pc}| \cdot m_V = 76 \cdot 0,025 = 1,9 \text{ м/с},$$

$$V_{CB} = |\overline{cb}| \cdot m_V = 25 \cdot 0,025 = 0,625 \text{ м/с}.$$

Определим угловые скорости шатунов:

$$w_5 = \frac{V_{BE}}{l_{BE}} = \frac{2,175}{0,08} = 21,18 \text{ с}^{-1},$$

$$w_3 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{0,625}{0,1} = 6,25 \text{ с}^{-1},$$

$$w_4 = \frac{V_{CD}}{l_{CD}} = \frac{1,9}{0,08} = 23,75 \text{ с}^{-1}.$$

Угловые скорости направляются в сторону относительной скорости.

Определим скорости центров тяжести звеньев S_3 и S_4 методом подобия:

$$\frac{|\overline{bs_3}|}{|\overline{bc}|} = \frac{BS_3}{BC} \Rightarrow |\overline{bs_3}| = |\overline{bc}| \frac{BS_3}{BC} = 25 \cdot \frac{40}{100} = 10 \text{ мм},$$

$$V_{S_{(2+3)}} = |\overline{ps_{(2+3)}}| \cdot m_V = 82 \cdot 0,025 = 2,05 \text{ м/с},$$

$$\frac{|\overline{cs_4}|}{|\overline{cd}|} = \frac{CS_4}{CD} \Rightarrow |\overline{cs_4}| = |\overline{cd}| \frac{CS_4}{CD} = 76 \cdot \frac{40}{80} = 38 \text{ мм},$$

$$V_{S_4} = |\overline{ps_4}| \cdot m_V = 38 \cdot 0,025 = 0,95 \text{ м/с}.$$

Скорость центра тяжести звена 1 определим, построив треугольники $\triangle ABS_1 \sim \triangle pb_1s_1$

$$V_{S_1} = |\overline{ps_1}| \cdot m_V = 45 \cdot 0,025 = 1,125 \text{ м/с}.$$

Ускорение точек. Определим численное значение ускорения т. B

$$\bar{a}_{B_1} = \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^r,$$

где $a_{BA}^n = w_1^2 \cdot l_{AB} = 15^2 \cdot 0,143 = 32,175 \text{ м/с}^2$,

$$a_{BA}^r = e \cdot l_{AB} = 5 \cdot 0,143 = 0,715 \text{ м/с}^2.$$

Выбираем масштабный коэффициент $m_a = 0,6 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм}$.

Отрезки плана ускорений, выражающие местоположение точки B

$$|\overline{pn}_{BA}| = \frac{a_{BA}^n}{m_a} = \frac{32,175}{0,6} = \frac{107,25}{2} = 53,6 \text{ мм},$$

$$|\overline{p}_{BA}b| = \frac{a_{BA}^r}{m_a} = \frac{0,715}{0,6} = \frac{2,7}{2} = 1,35 \text{ мм}.$$

Определим ускорение т. B_2 из системы векторных уравнений:

$$\begin{cases} \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_{B_1} + \bar{a}_{B_2B_1}^\kappa + \bar{a}_{B_2B_1}^{omh}, \\ \bar{a}_{B_2} = \bar{a}_E + \bar{a}_{BE}^n + \bar{a}_{BE}^t, \end{cases}$$

где a_{B_1} – известно, отложено отрезком $пb_1$,

$$a_{B_2B_1}^\kappa = 2 \cdot w_1 \cdot V_{B_2B_1} = 2 \cdot 15 \cdot 1,05 = 31,5 \text{ м/с}^2,$$

$$a_{BE}^n = w_5^2 \cdot l_{BE} = 27,1875^2 \cdot 0,08 = 59,13 \text{ м/с}^2.$$

Нормальное ускорение направлено вдоль звена и откладывается отрезком

$$|\overline{pn}_{BE}| = \frac{a_{BE}^n}{m_a} = \frac{59,13}{0,6} = 98,5 \text{ мм},$$

кариолисово ускорение

$$|\overline{b_1\kappa}| = \frac{a_{B_2B_1}^\kappa}{m_a} = \frac{31,5}{0,6} = \frac{105}{2} = 52,5 \text{ мм}.$$

На пересечении этих направлений получим ускорение искомой точки

$$\begin{aligned}a_{B_2} &= |\overline{pb_2}| \cdot m_a = 100 \cdot 0,6 = 60 \text{ м/с}^2, \\a_{BE}^r &= |\overline{n_{BE}b_2}| \cdot m_a = 23 \cdot 0,6 = 13,8 \text{ м/с}^2, \\a_{B_2B_1}^{omu} &= |\overline{kb_2}| \cdot m_a = 35 \cdot 0,6 = 2,1 \text{ м/с}^2,\end{aligned}$$

Определим ускорение т. С, решив систему векторных уравнений:

$$\begin{cases} \overline{a}_C = \overline{a}_{B_3} + \overline{a}_{CB}^n + \overline{a}_{CB}^t, \\ \overline{a}_C = \overline{a}_D + \overline{a}_{CD}^n + \overline{a}_{CD}^t, \end{cases}$$

где a_{B_3} – известно, определяется методом подобия

$$a_{B_3} = a_{B_2} = 60 \text{ м/с}^2.$$

Нормальное ускорение равно

$$a_{CB}^n = w_3^2 \cdot l_{CB} = 6,25^2 \cdot 0,1 = 3,9 \text{ м/с}^2.$$

Отрезок нормальной составляющей

$$\begin{aligned}|\overline{bn_{CB}}| &= \frac{a_{CB}^n}{m_a} = \frac{3,9}{0,6} = 6,5 \text{ мм}; \\a_{CD}^n &= w_4^2 \cdot l_{CD} = 23,75^2 \cdot 0,08 = 45,125 \text{ м/с}^2, \\|\overline{pn_{CD}}| &= \frac{a_{CD}^n}{m_a} = \frac{45,125}{0,6} = 75,2 \text{ мм}.\end{aligned}$$

Решим графически систему векторных уравнений и определим ускорение т. С:

$$\begin{aligned}a_C &= |pc| \cdot m_a = 85 \cdot 0,6 = 51 \text{ м/с}^2, \\a_{CB}^r &= |n_{CB}c| \cdot m_a = 15 \cdot 0,6 = 9 \text{ м/с}^2,\end{aligned}$$

$$a_{CD}^r = |n_{CD}c| \cdot m_a = 40 \cdot 0,6 = 24 \text{ м/с}^2.$$

Определим ускорение центров тяжести S_3 методом подобия:

$$\frac{|\overline{bs}_3|}{|\overline{bc}|} = \frac{BS_3}{BC}; \Rightarrow |\overline{bs}_{(2+3)}| = |bc| \frac{BS_3}{BC} = 17 \cdot \frac{40}{100} = 6,8 \text{ мм},$$

$$a_{(2+3)} = |\overline{ps}_{(2+3)}| \cdot m_a = 94 \cdot 0,6 = 56,4 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение центра тяжести звена 4:

$$\frac{|\overline{cs}_4|}{|\overline{cd}|} = \frac{CS_4}{CD}; \Rightarrow |\overline{cs}_4| = |\overline{cd}| \frac{CS_4}{CD} = 85 \cdot \frac{40}{80} = 42,5 \text{ мм},$$

$$a_4 = |\overline{ps}_4| \cdot m_a = 42,5 \cdot 0,6 = 25,5 \text{ м/с}^2.$$

Ускорение центра тяжести звена 1 определим из подобия $\Delta pbs_1 \sim \Delta ABS_1$:

$$a_{s_1} = |\overline{ps}_{s_1}| \cdot m_a = 28 \cdot 0,6 = 16,8 \text{ м/с}^2.$$

Угловое ускорение звена определяются по величине и направлению касательных составляющих:

$$e_5 = \frac{a_{BE}^r}{l_{BE}} = \frac{13,8}{0,08} = 172,5 \text{ с}^{-2},$$

$$e_3 = \frac{a_{CB}^r}{l_{CB}} = \frac{9}{0,1} = 90 \text{ с}^{-2},$$

$$e_4 = \frac{a_{CD}^r}{l_{CD}} = \frac{24}{0,08} = 300 \text{ с}^{-2}.$$

3. СИЛОВОЙ РАСЧЕТ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Цель работы: определить реакции в кинематических парах и неизвестный внешний момент сил (силу), который (которая) действует на начальное звено.

Силовой расчет выполняется по структурным группам, начиная от группы, наиболее удаленной от начального, и заканчивается силовым расчетом группы начальных звеньев. Для этого используется метод кинестатики без учета сил трения. Кроме того, с целью упрощения, при выполнении силового анализа не учитывается вес маховика, кривошипа и др. Силовой расчет выполняется в следующей последовательности:

- начертить наиболее удаленную от начального звена структурную группу, приняв масштабный коэффициент длины m_l ;
- в соответствующих точках приложить силы производственного сопротивления (движущие силы), веса, инерции;
- в кинематических парах показать реакции;
- составить уравнение кинестатики и, используя для решения векторные уравнения метод планов сил, определить реакции в кинематических парах.

Общий порядок силового расчет для структурных групп второго класса представлен в табл. 3.1. К звеньям структурных групп приложены условные силы и моменты сил (F_u^* и M_u^*).

Таблица 3.1. – Порядок силового расчета

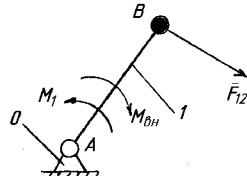
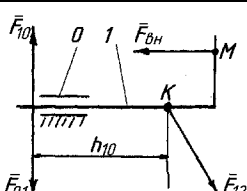
Вид	Расчетная схема структурной группы	Уравнение равновесия	Искомые параметры
1		$\sum M_B = 0,$ $\sum M_B = 0,$ $\sum \bar{F} = 0,$ $\sum \bar{F} = 0,$	F_{21}^t F_{34}^t $F_{21}^n, F_{34}^n, F_{21}^r, F_{34}^r$ F_{23}

Вид	Расчетная схема структурной группы	Уравнение равновесия	Искомые параметры
2		$\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_{2,3} \bar{F} = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{21}^t F_{21}^n, F_{34}, F_{21} h_{34} F_{23}
3		$\sum_{2,3} M_A = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 \bar{F} = 0.$	F_{21}^t F_{21}^n, F_{23}, F_{21} h_{23} F_{34}
4		$\sum_{2,3} \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{21}, F_{34} h_{21} h_{34} F_{23}
5		$\sum_3 \bar{F} = 0,$ $\sum_2 M_B = 0,$ $\sum_3 M_B = 0,$ $\sum_2 \bar{F} = 0.$	F_{32}, F_{34} h_{23} h_{34} F_{21}

Силовой расчет начального звена

При силовом расчете начального звена определяется внешняя сила $F_{вн}$ или внешний момент сил $M_{вн}$, которые уравнивают силы, приложенные к начальному звену из условия заданного закона его движения, а также реакция со стороны стойки. Порядок проведения силового анализа начального звена приведена в табл. 3.2.

Таблица 3.2. – Порядок проведения силового анализа
начального звена

Вид движения начального звена	Схема нагрузки	Что является искомым?	Из какого условия определяется?
Вращательное		M_{BH} $\bar{F}_{10}$	$\sum_1 M_A = 0$ $\sum_1 \bar{F} = 0$
Поступательное		$\bar{F}_{BH}, \bar{F}_{10}$ h_{10}	$\sum_1 \bar{F} = 0$ $\sum_1 M_K = 0$

Пример выполнения силового расчета механизма

Целью силового расчета является определение сил, действующих в механизме, реакций в кинематических парах и внешней силы, действующей на начальное звено.

Для силового расчета воспользуемся методом кинетостатики, а также для проверки внешней силы – методом «жесткого» рычага Н.Е. Жуковского. Пример силового расчета показан в Приложении В.

Силовой расчет методом кинетостатики выполняется по структурным группам. Предварительно определим силы, действующие на звенья механизма.

Рассмотрим положение механизма. На выходное звено действует сила производственного сопротивления $M_4 = 40 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Силы тяжести звеньев:

$$G_1 = m_1 g = 1 \cdot 9,8 = 9,8 \text{ Н};$$

$$G_{(2+3)} = m_{(2+3)} g = 1,2 \cdot 9,8 = 11,76 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g = 0,6 \cdot 9,8 = 5,88 \text{ Н}.$$

Силы инерции звеньев:

$$|F_{u1}| = m_1 a_{S_1} = 1 \cdot 16,8 = 16,8 \text{ Н};$$

$$|F_{u(2+3)}| = m_{(2+3)} a_{S_3} = 1,2 \cdot 56,4 = 67,68 \text{ Н};$$

$$|F_{u4}| = m_4 a_{S_4} = 0,6 \cdot 25,5 = 15,3 \text{ Н}.$$

Моменты сил инерции:

$$M_{u1} = I_{S_1} e_1 = 0,001 \cdot 5 = 0,005 \text{ Н·м};$$

$$M_{u(2+3)} = I_{S(2+3)} e_3 = 0,002 \cdot 90 = 0,18 \text{ Н·м};$$

$$M_{u4} = I_{S_4} e_4 = 0,0005 \cdot 300 = 0,15 \text{ Н·м}.$$

Определим значение моментов инерции по модулю:

$$|M_{u1}| = 0,005 \text{ Н·м};$$

$$|M_{u(2+3)}| = 0,18 \text{ Н·м};$$

$$|M_{u4}| = 0,15 \text{ Н·м}.$$

Направлены моменты сил инерции против угловых ускорений звеньев.

Заменяем моменты сил инерции парами сил инерции:

$$F_{M_{u1}} = \frac{M_{u1}}{l_{BA}} = \frac{0,005}{0,143} = 0,035 \text{ Н};$$

$$F_{M_{u4}} = \frac{M_{u4}}{l_{DC}} = \frac{0,15}{0,08} = 1,875 \text{ Н};$$

$$F_{M_{u(2+3)}} = \frac{M_{u(2+3)}}{l_{BC}} = \frac{0,18}{0,1} = 1,8 \text{ Н}$$

Рассмотрим структурную группу 4 – 3:

Прикладываем силы и моменты на звенья. В кинематических парах действуют реакции относительных звеньев. Разложим реакцию в

шарнирах B и D на составляющие – нормальную – по звену; касательную – перпендикулярно звену.

Определим касательные составляющие, рассмотрев равновесие звеньев 4 и 3¹:

$$\Sigma M_{C36.3} = 0.$$

$$F_{32}^r BC - F_{u(2+3)} h_{F_{u(2+3)}} - G_{(2+3)} h_{G_3} - M_{u(2+3)} / m_1 = 0.$$

$$\begin{aligned} F_{32}^r &= \frac{F_{u(2+3)} h_{F_{u(2+3)}} + G_{(2+3)} h_{G_3} + M_{u(2+3)} / m_1}{BC} = \\ &= \frac{67,68 \cdot 38 + 11,76 \cdot 43 + 0,005 / 0,001}{100} = 31 \text{ Н.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{C36.4} = 0. \quad F_{40}^r &= \frac{-F_{u4} h_{F_{u4}} + G_4 h_{G_4} + (M_4 + M_{u4}) / m_1}{CD} = \\ &= \frac{-15,3 \cdot 20 + 5,88 \cdot 38 + 40,15 / 0,001}{80} = 503 \text{ Н.} \end{aligned}$$

Рассмотрим равновесие структурной группы и определим из условия:

$$\Sigma \bar{F} = 0; \quad \bar{F}_{32}^n + \bar{F}_{32}^t + \bar{G}_4 + \bar{F}_{u4} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{u3} + \bar{F}_{40}^t + \bar{F}_{40}^n = 0.$$

1-2 2-3 3-4 4-5 5-6 6-7 7-8 8-1

Выбираем масштабный коэффициент сил $\mu_F = 5 \text{ Н/мм}$ и определим отрезки плана известных сил:

$$|\overline{2-3}| = \frac{F_{32}^t}{m_F} = \frac{31}{5} = 6,2 \text{ мм};$$

$$|\overline{3-4}| = \frac{G_4}{m_F} = \frac{5,88}{5} = 1,1 \text{ мм};$$

¹ В уравнениях равновесия $\bar{F}_{jh}^{k-m}$ - сила, действующая на звено j со стороны

звена h ; k, m – соответственно начало и конец длины вектора силы его графического изображения

$$|\overline{4-5}| = \frac{F_{u4}}{m_F} = \frac{15,3}{5} = 3 \text{ мм};$$

$$|\overline{5-6}| = \frac{G_3}{m_F} = \frac{11,76}{5} = 2,3 \text{ мм};$$

$$|\overline{6-7}| = \frac{F_{u3}}{m_F} = \frac{67,7}{5} = 13,54 \text{ мм};$$

$$|\overline{7-8}| = \frac{F_{40}^t}{m_F} = \frac{503}{5} = 100,6 \text{ мм}.$$

Построим план и получим реакции:

$$F_{32} = |\overline{1-3}| \cdot m_F = 120 \cdot 5 = 600 \text{ Н};$$

$$F_{40} = |\overline{7-1}| \cdot m_F = 107 \cdot 5 = 535 \text{ Н}.$$

Определим реакцию в шарнире С. Для этого рассоединим звенья и рассмотрим равновесие звена 4:

$$\sum F_{3\text{в}4} = 0;$$

$$\overline{F}_{40} + \overline{F}_{u4} + \overline{G}_4 + \overline{F}_{43} = 0;$$

$\begin{matrix} 1-2 & 2-3 & 3-4 & 4-1 \end{matrix}$

$$F_{43} = F_{34} = |\overline{4-1}| \cdot m_F = 111 \cdot 5 = 555 \text{ Н}$$

Рассмотрим структурную группу 2-5:

Решение этой группы осуществляется аналогично предыдущей, но эта структурные группы 2-го вида.

Разложим реакцию F_{50} на составляющие и определим касательную из условия равновесия:

$$\sum M_{C3\text{в}5} = 0. \quad F_{50}^r BC - G_5 h_{G_5} - F_{u5} h_{F_{u5}} - M_{u5} / m_1 = 0.$$

$$F_{50}^r = \frac{G_5 h_{G_5} + F_{u5} h_{F_{u5}} + M_{u5} / m_1}{BC} = 0, \text{ т.к. не заданы } m_5 \text{ и } I_{S5}.$$

Определим F_{21} и F_{50} , построив план сил для структурной группы:

$$\begin{aligned}\Sigma \bar{F} &= 0; & \bar{F}_{50}^n + \bar{F}_{50}^t + \bar{G}_5 + \bar{F}_{u5} + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{23} + \bar{F}_{21} &= 0; \\ \bar{F}_{50}^n + \bar{F}_{23} + \bar{F}_{21} &= 0.\end{aligned}$$

1-2 2-3 3-1

Выбираем масштабный коэффициент сил $m_F = 10$ Н/мм и определим отрезок плана известной силы:

$$|2-3| = \frac{F_{23}}{m_F} = \frac{600}{10} = 60 \text{ мм.}$$

Построим план сил и определим F_{21} и F_{30} :

$$\begin{aligned}F_{21} &= |3-1| \cdot m_F = 50 \cdot 5 = 500 \text{ Н;} \\ F_{50} &= |1-2| \cdot m_F = 23 \cdot 10 = 230 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Внутреннюю реакцию F_{23} определим из условия:

$$\begin{aligned}\Sigma F_{3\phi.2} &= 0; & \bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^t + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u2} + \bar{F}_{23} &= 0; \\ F_{21} &= |3-1| \cdot m_F = 50 \cdot 5 = 500 \text{ Н;} & \bar{F}_{23} &= -\bar{F}_{21} = 500 \text{ Н.}\end{aligned}$$

Точку приложения F_{21} определим из условия:

$$\Sigma M_{B3\phi.2} = 0; \quad F_{21} \cdot x_{21} = 0; \quad x_{21} = 0.$$

Силовой расчет группы начальных звеньев.

На звено AB в точке B приложены:

реакции $F_{12} = 500$ Н,

момент инерции $|M_{u1}| = I_{S1} e_1 = 0,001 \cdot 5 = 0,005$ Н·м.

Определим внешнюю силу из условия, что она приложена в точке B , перпендикулярно звену AB , а также внешний момент

$$\Sigma M_{A3\phi.1} = 0. \quad F_{M_{6H}} AB - F_{12} h_{F_{12}} - F_{u1} h_{F_{u1}} - G_1 h_{G_1} - M_{u1} / m_1 = 0.$$

$$F_{M_{\text{ен}}} = \frac{F_{12}h_{F_{12}} - F_{u1}h_{F_{u1}} - G_1h_{G_1} + M_{u1}/m_1}{AB} =$$

$$= \frac{500 \cdot 142 - 16,8 \cdot 5 - 9,8 \cdot 73 + 5}{143} = 491 \text{ Н.}$$

$$M_{\text{ен}} = F_{\text{ен}} \cdot l_{AB} = 491 \cdot 0,143 = 70,2 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Определим реакцию в опоре из условия:

$$\sum \bar{F} = 0; \quad \bar{F}_{1-2} + \bar{F}_{2-3} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0.$$

Масштабный коэффициент примем $m_F = 10 \text{ Н} \cdot \text{м/мм}$

$$|\overline{1-2}| = \frac{F_{12}}{m_F} = \frac{500}{10} = 50 \text{ мм;}$$

$$|\overline{2-3}| = \frac{F_{u1}}{m_F} = \frac{16,8}{10} = 1,68 \text{ мм;}$$

$$|\overline{3-4}| = \frac{G_1}{m_F} = \frac{9,8}{10} = 1 \text{ мм;}$$

$$F_{10} = |\overline{4-1}| \cdot m_F = 49 \cdot 10 = 490 \text{ мм.}$$

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНЕЙ СИЛЫ, ПРИЛОЖЕННОЙ К НАЧАЛЬНОМУ ЗВЕНУ С ПОМОЩЬЮ «РЫЧАГА» ЖУКОВСКОГО

В одной из своих работ Н.Е. Жуковский показал, что равновесию механизма с одной степенью подвижности соответствует равновесие некоторого рычага.

Механизм является кинематической цепью с вполне определенными движениями всех звеньев. Поэтому для механизма возможные перемещения являются действительными и если механизм находится в равновесии, то сумма мгновенных мощностей всех сил, приложенных к звеньям механизма, равна нулю.

Рычаг Жуковского - повернутый на 90° план скоростей, рассматриваемый как жесткий рычаг, вращающийся относительно

неподвижной точки (полюса P_V) и находящийся в равновесии под действием всех приложенных к нему сил.

Если на звенья механизма кроме сил действуют еще и моменты сил, то их удобнее всего представить парами сил. С помощью рычага Жуковского можно определить одну неизвестную силу, чаще всего $F_{вн}$.

Пример определения внешней силы, приложенной к начальному звену с помощью «рычага» Жуковского

Для «жесткого рычага» Жуковского используем план скоростей, повернутый на 90° (Приложение В). Так как силы инерции F_{u1} и G_1 приложены в центрах тяжести, скорости этих точек определим с использованием метода подобия:

$$F_{M_1} = \frac{M_{u1}}{I_{AB}} = \frac{0,005}{0,143} = 0,035 \text{ Н}; \quad F_{M_{u(2+3)}} = \frac{M_{u(2+3)}}{I_{BC}} = \frac{0,18}{0,1} = 1,8 \text{ Н};$$

$$F_{M_S} = \frac{M_4 + M_{u4}}{I_{CD}} = \frac{40 + 0,15}{0,08} = 501,875 \text{ Н}.$$

В точке b_1 прикладываем F_{M_1} , в точках b_2 и C — $F_{M_{u(2+3)}}$, в точке $C \perp pc$ F_{M_S}

Внешнюю силу прикладываем в точке B , которая находится на отрезке pb .

Составим сумму моментов всех сил относительно полюса, повернутого на 90° плана скоростей:

$$\sum M_{P_V} = 0;$$

$$F_{M_{вн}}^{жс} |pb| - F_{M_S} |pc| - F_{u4} h_{F_{u4}} - F_{u(2+3)} h_{F_{u(2+3)}} + F_{u1} h_{F_{u1}} + G_1 h_{G_1} +$$

$$+ G_{(2+3)} h_{G_{(2+3)}} + G_4 h_{G_4} + F_{M_{u(2+3)}} |bc| - F_{M_{u1}} |pb_1| = 0,$$

откуда

$$\begin{aligned}
F_{M_{6H}}^{\mathcal{N}} &= \frac{F_{MS} |pc| + F_{u4} h_{Fu4} + F_{u(2+3)} h_{Fu(2+3)} - F_{u1} h_{Fu1}}{|pb|} + \\
&+ \frac{-G_1 h_{G1} - G_{(2+3)} h_{G(2+3)} - G_4 h_{G4} + F_{Mu(2+3)} |bc|}{|pb|} = \\
&= \frac{501,875 \cdot 76 + 15,3 \cdot 18 + 67,68 \cdot 22 + 0,035 \cdot 86}{86} + \\
&+ \frac{-16,8 \cdot 2 - 9,8 \cdot 43 - 11,76 \cdot 83 - 5,88 \cdot 40}{86} = 498 \text{ Н.}
\end{aligned}$$

% погрешности вычисления составляет:

$$100\% \cdot (F_{M_6}^{\mathcal{N}} - F_{M_6}) / F_{M_6}^{\mathcal{N}} = 100\% \cdot (498 - 491) / 498 = 1,4\%,$$

что допустимо в инженерных расчетах.

5. Приведение сил и масс

Для удобства расчетов весь сложный многозвенный механизм можно заменить одним условным звеном (динамической моделью машины). К этому звену приложен приведенный момент сил, эквивалентный всей заданной нагрузке и это звено обладает приведенным моментом инерции - эквивалентом всей инерции механизма (рис. 5.1, а).

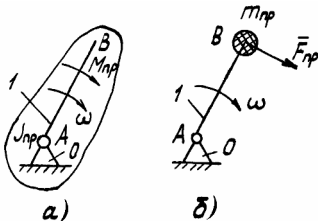


Рис. 5.1

Динамическая модель может иметь и другой вариант (рис. 5.1, б). В этом случае все силы и массы приводятся в точку, в которой приложена приведенная сила и в которой сосредоточена приведенная масса.

При переходе от реального механизма к его модели необходимо соблюсти при приведении сил равенство элементарных работ или мощностей, а при приведении масс - условие равенства кинетических энергий.

Пример определения приведенной силы и приведенной массы

Приведенная сила - условная сила, приложенная в точке приведения, элементарная работа или мощность которой равна сумме элементарных работ или мощностей всех приводимых сил и моментов сил.

Определим приведенную силу от внешней нагрузки и сил тяжести звеньев. Приведенной силой называется сила, мощность которой равна мощности приводимых сил

$$F_{np} V_{B_l} \cos \left(F_{np} \hat{V}_{B_l} \right) = -M_4 \omega_4 + G_1 V_{S_1} \cos \left(G_1 \hat{V}_{S_1} \right) + \\ + G_{(2+3)} V_{S_{(2+3)}} \cos \left(G_{(2+3)} \hat{V}_{S_{(2+3)}} \right) + G_4 V_{S_4} \cos \left(G_4 \hat{V}_{S_4} \right),$$

откуда

$$\begin{aligned}
F_{np} &= \frac{-M_4 w_4 + G_1 V_{S_1} \cos\left(\hat{G}_1 \hat{V}_{S_1}\right) + G_{(2+3)} V_{S_{(2+3)}} \cos\left(\hat{G}_{(2+3)} \hat{V}_{S_{(2+3)}}\right)}{V_{B_1} \cos\left(\hat{F}_{np} \hat{V}_{B_1}\right)} + \\
&+ \frac{G_4 V_{S_4} \cos\left(\hat{G}_4 \hat{V}_{S_4}\right)}{V_{B_1} \cos\left(\hat{F}_{np} \hat{V}_{B_1}\right)} = \frac{-40 \cdot 23,75 + 9,8 \cdot 1,125 \cdot \cos 30^\circ + 11,76 \cdot 2,05 \cdot \cos 12^\circ}{2,145 \cdot \cos 180^\circ} + \\
&+ \frac{+5,88 \cdot 0,95 \cdot \cos 20^\circ}{2,145 \cdot \cos 180^\circ} = 425 \text{ Н}.
\end{aligned}$$

Определим приведенную массу механизма. Приведенная масса определяется из условия равенства кинетических энергий.

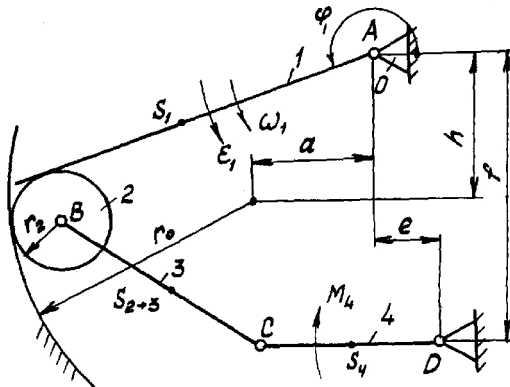
Приведенная масса – это масса, приложенная в точке начального звена, кинетическая энергия которой равна кинетической энергии механизма.

$$\begin{aligned}
\frac{m_{np} V_{B_1}^2}{2} &= \frac{m_1 V_{S_1}^2}{2} + \frac{m_{(2+3)} V_{S_{(2+3)}}^2}{2} + \frac{m_4 V_{S_4}^2}{2} + \\
&+ \frac{I_{S_1} w_1^2}{2} + \frac{I_{S_{(2+3)}} w_{(2+3)}^2}{2} + \frac{I_{S_4} w_4^2}{2}; \\
m_{np} &= \frac{m_1 V_{S_1}^2 + m_{(2+3)} V_{S_{(2+3)}}^2 + m_4 V_{S_4}^2}{V_{B_1}^2} + \\
&+ \frac{I_{S_1} w_1^2 + I_{S_{(2+3)}} w_{(2+3)}^2 + I_{S_4} w_4^2}{V_{B_1}^2} = \\
&= \frac{1 \cdot 1,125^2 + 1,2 \cdot 2,05^2 + 0,6 \cdot 0,95^2}{2,145^2} + \\
&+ \frac{0,001 \cdot 15^2 + 0,002 \cdot 6,25^2 + 0,0005 \cdot 23,75^2}{2,145^2} = 1,616 \text{ кг}
\end{aligned}$$

ПРИМЕР КОМПЛЕКСНОГО ЗАДАНИЯ
для практических занятий (ПЗ) по дисциплине «ТММ»

Входные данные:

$\varphi_1 = 200^\circ$;	$e = 0,02 \text{ м}$;	$m_1 = 1 \text{ кг}$;
$\omega_1 = 15 \text{ рад/с}$;	$f = 0,12 \text{ м}$;	$m_{2+3} = 1,2 \text{ кг}$;
$\varepsilon_1 = 5 \text{ рад/с}^2$;	$\ell_{CD} = 0,08 \text{ м}$;	$m_4 = 0,6 \text{ кг}$;
$a = 0,05 \text{ м}$;	$\ell_{BC} = 0,1 \text{ м}$;	$J_{S1} = 0,001 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
$h = 0,06 \text{ м}$;	$\ell_{AS1} = 0,08 \text{ м}$;	$J_{S2+3} = 0,002 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
$r_0 = 0,1 \text{ м}$;	$\ell_{BS2+3} = 0,04 \text{ м}$;	$J_{S4} = 0,0005 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$;
$r_2 = 0,02 \text{ м}$;	$\ell_{CS4} = 0,04 \text{ м}$;	$M_4 = 40 \text{ Н}\cdot\text{м}$.



Этапы решения задачи

- ПЗ № 1 Выполнить структурный анализ кинематической цепи.
 ПЗ № 2 Определить скорости обозначенных точек и угловые скорости звеньев, применив метод планов.
 ПЗ № 3 Определить ускорения обозначенных точек и угловые ускорения звеньев, применив метод планов.
 ПЗ № 4 Выполнить силовой расчет механизма, используя графоаналитический метод решения уравнений.
 ПЗ № 5 Определить внешнюю силу, приложенную к начальному звену, методом Жуковского.
 ПЗ № 6 Определить приведенную силу от внешней нагрузки и сил тяжести звеньев. Определить приведенную массу механизма.

Приложение Б

Кинематический анализ рычажного механизма

Структурная группа 4-3 $m_1 = 0,001 \frac{M}{MM}$.

Группа начальных звеньев $m_1 = 0,001 \frac{M}{MM}$.

Структурная группа 2-5 $m_1 = 0,001 \frac{M}{MM}$.

Жесткий "Рычаг" Жуковского Н.Е.

План скоростей $m_v = 0,025 \frac{M \cdot c^{-1}}{MM}$.

План ускорений $m_a = 0,6 \frac{M \cdot c^{-2}}{MM}$.

План положений механизма $m_1 = 0,001 \frac{M}{MM}$.

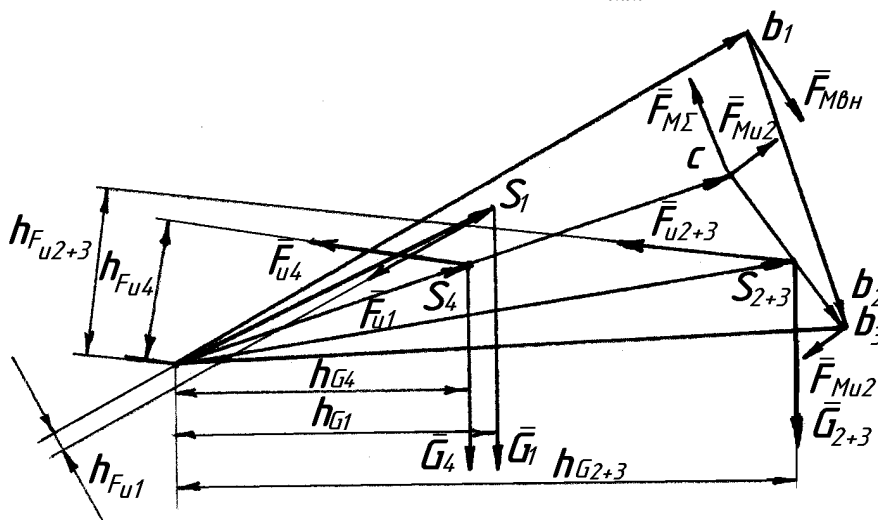
План сил группы 4-3 $m_F = 5 \frac{H}{MM}$.

План сил звена 4 $m_F = 5 \frac{H}{MM}$.

План сил группы 2-5 $m_F = 5 \frac{H}{MM}$.

Структурная группа 3-4 $m_1 = 0,001 \frac{M}{MM}$.

План сил звена 1 $m_F = 10 \frac{H}{MM}$.



Размеры

Обычный

12 pt

Крупный индекс

8 pt

Мелкий индекс

7 pt

Крупный символ

16 pt

Мелкий символ

12 pt

$$(1+B)^2 \sum_{p=1}^k X^{kp}_{n_k}$$

OK

Отмена

Применить

По умолчанию

Стили

Стиль

Шрифт

Полужирный

Наклонный

Текст

Times New Roman

☐

☒

Формулы

Times New Roman

☐

☐

Переменная . .

Times New Roman

☐

☒

Стр. греческие .

Symbol

☐

☒

Пр. греческие . .

Symbol

☐

☒

Символ

Symbol

☐

☐

Матрица-вектор

Times New Roman

☒

☐

Числа

Times New Roman

☐

☐

Язык:

Стиль "Текст"

Любой

Другие стили

Любой

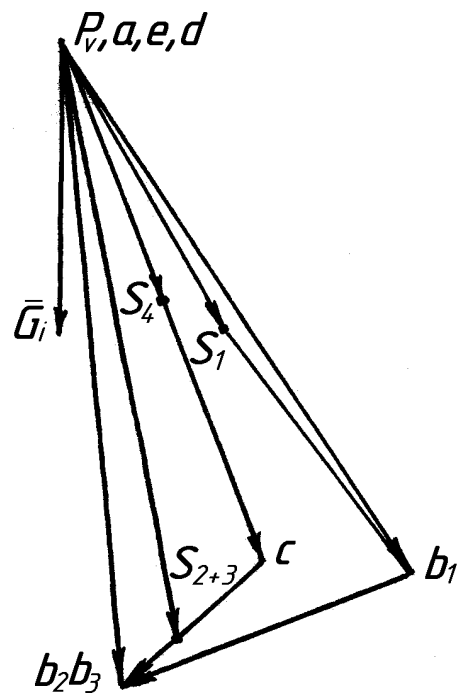
OK

Отмена

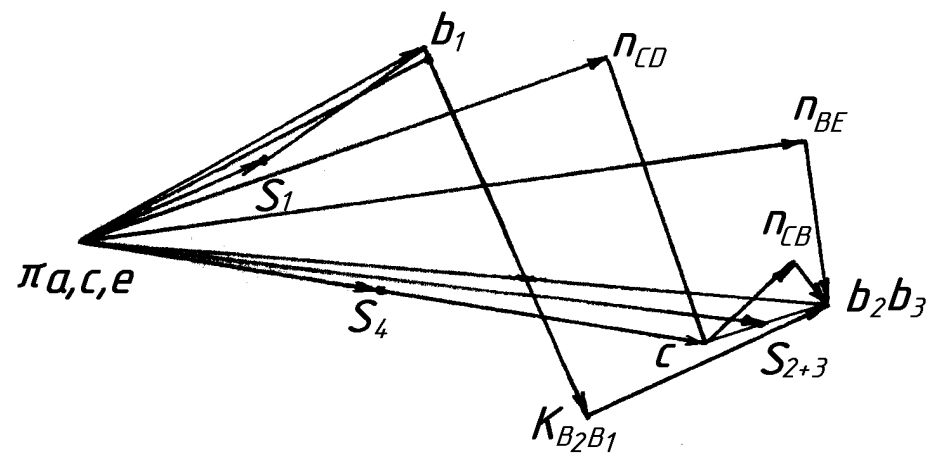
Приложение Б

Кинематический анализ рычажного механизма

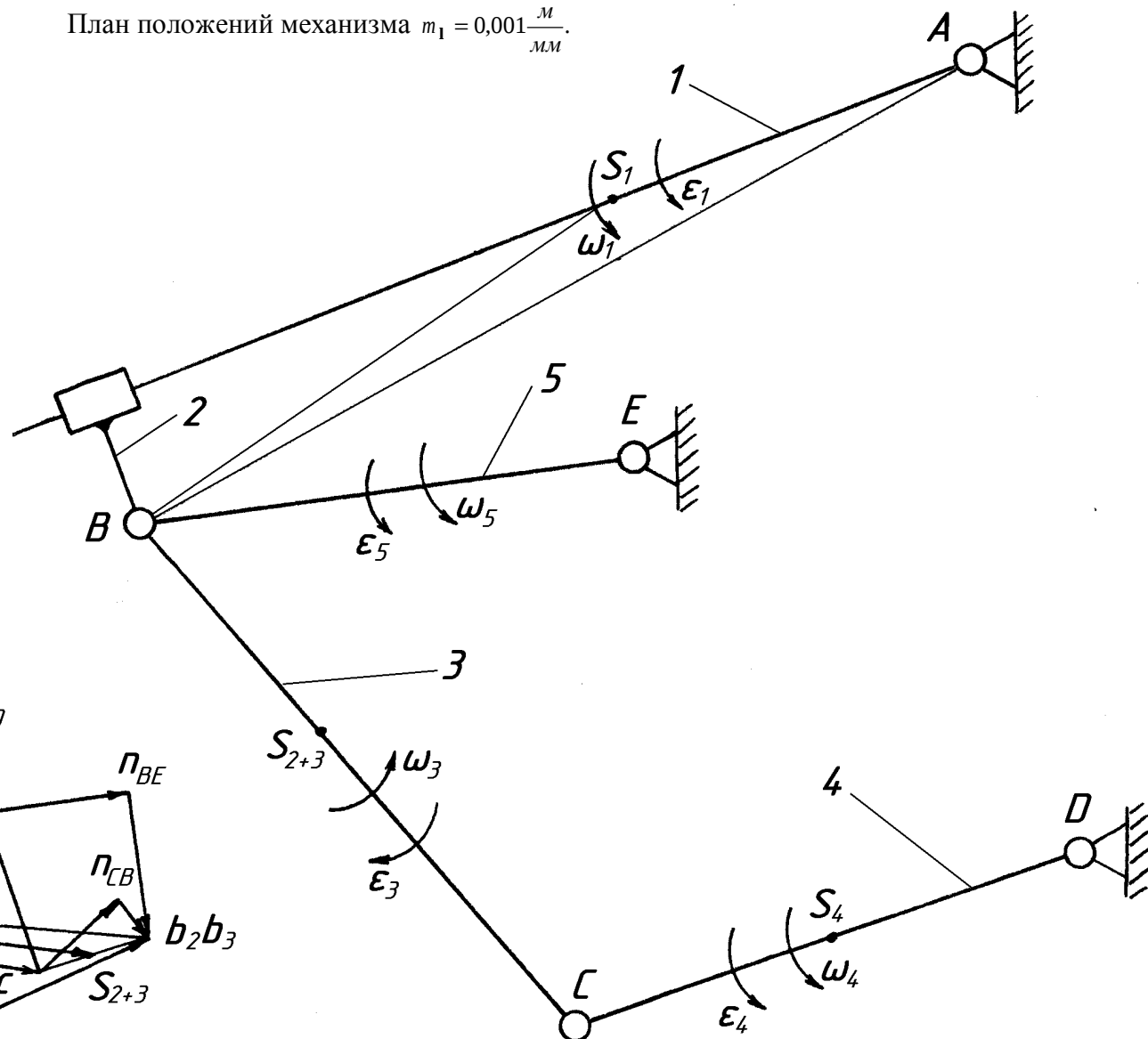
План скоростей $m_v = 0,025 \frac{м \cdot с^{-1}}{мм}$.



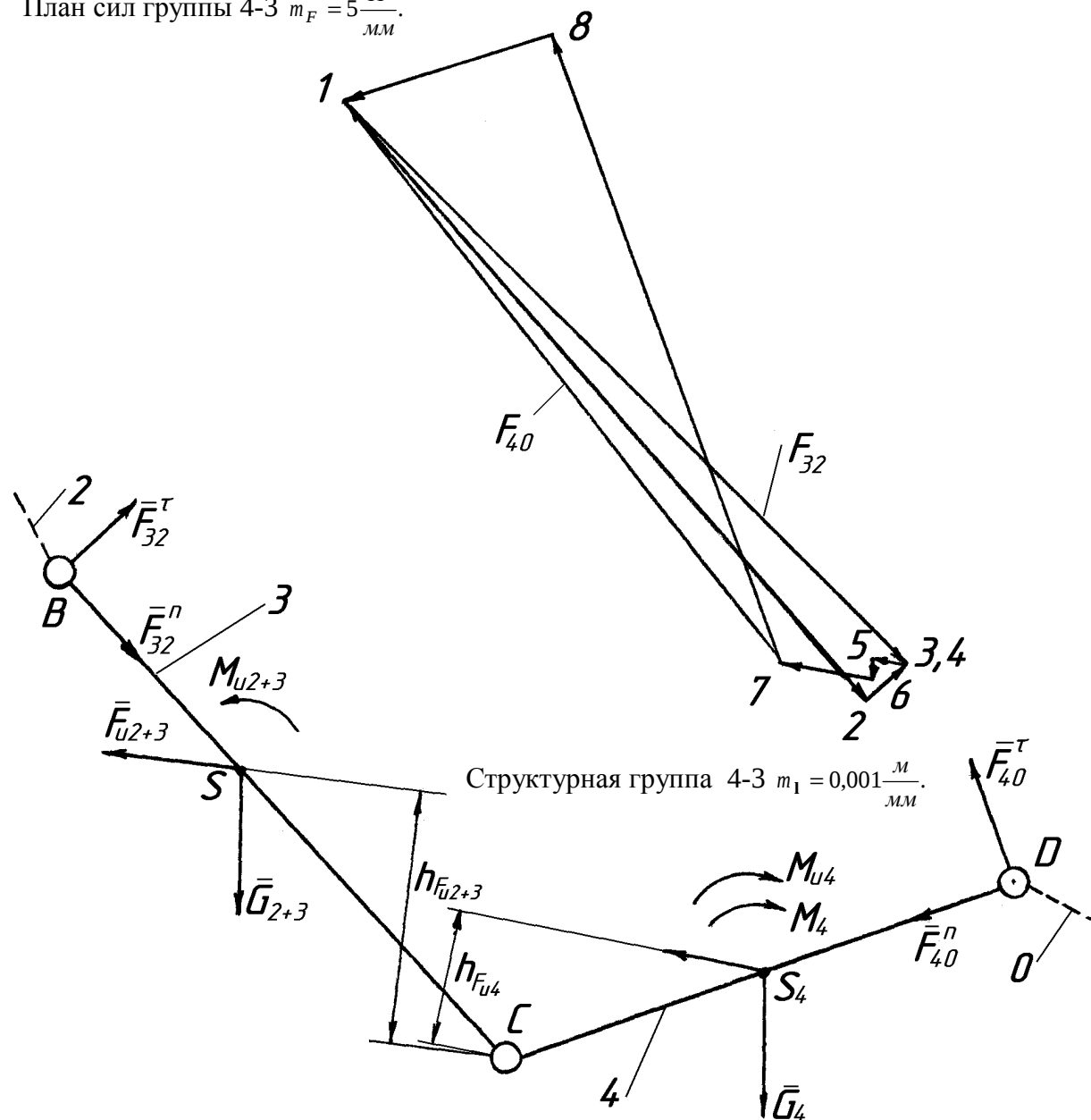
План ускорений $m_a = 0,6 \frac{м \cdot с^{-2}}{мм}$.



План положений механизма $m_1 = 0,001 \frac{м}{мм}$.

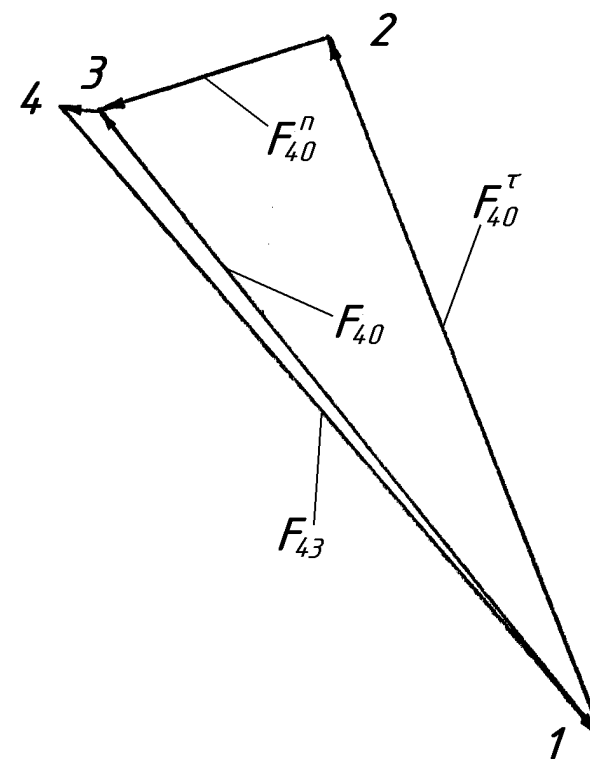


План сил группы 4-3 $m_F = 5 \frac{H}{мм}$.



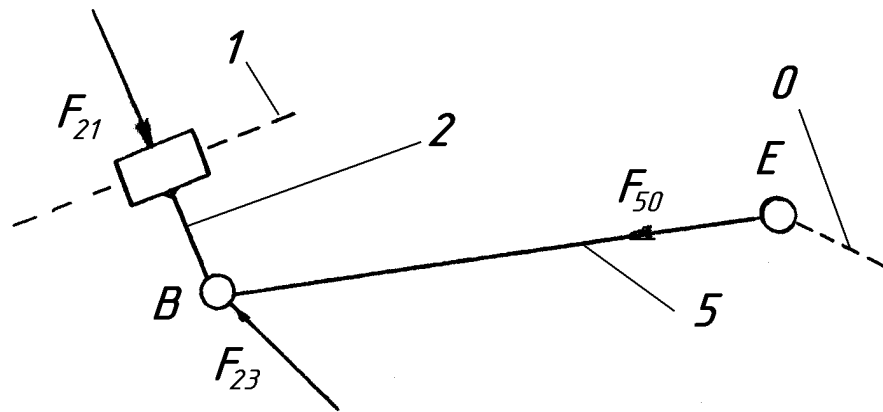
Приложение В
Силовой анализ рычажного механизма

План сил звена 4 $m_F = 5 \frac{H}{мм}$.

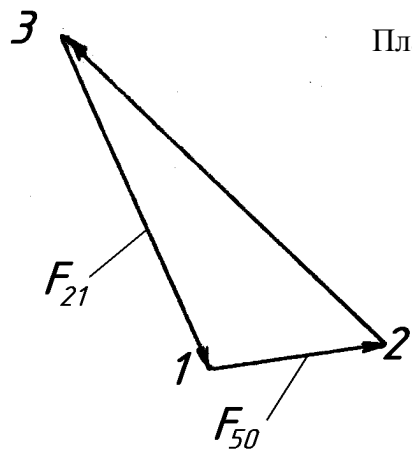


Структурная группа 2-5 $m_1 = 0,001 \frac{М}{мм}$.

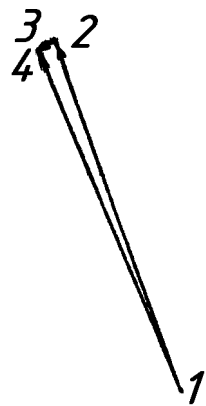
Продолжение Приложения В
Силовой анализ рычажного механизма



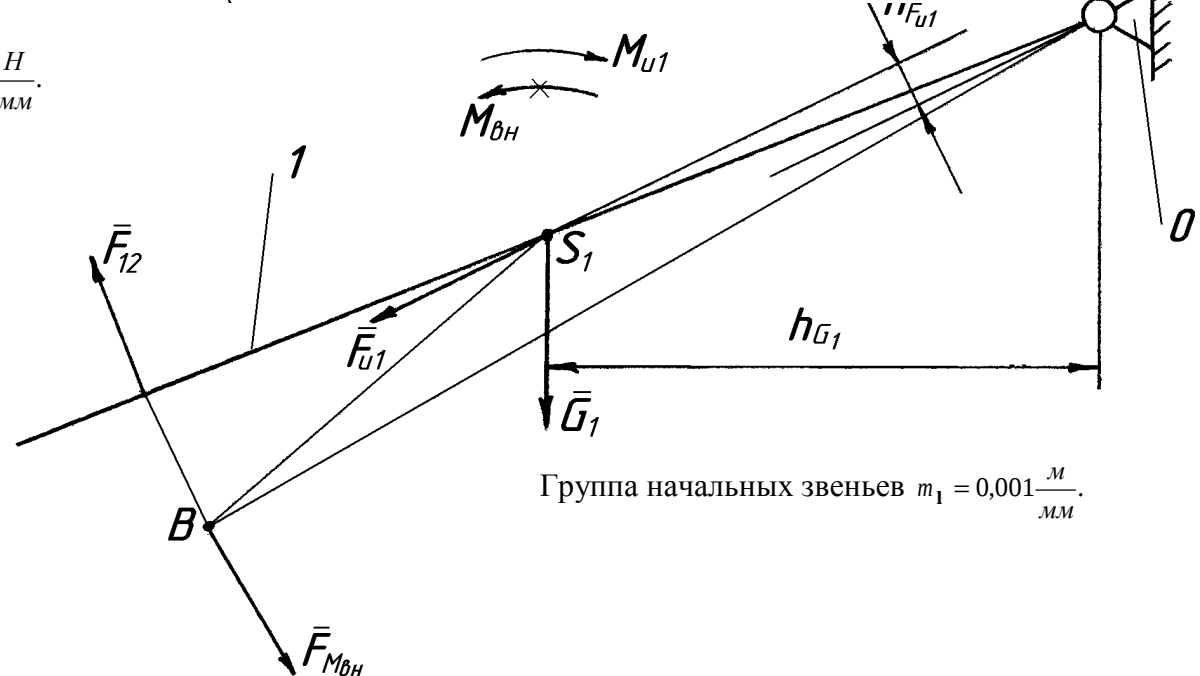
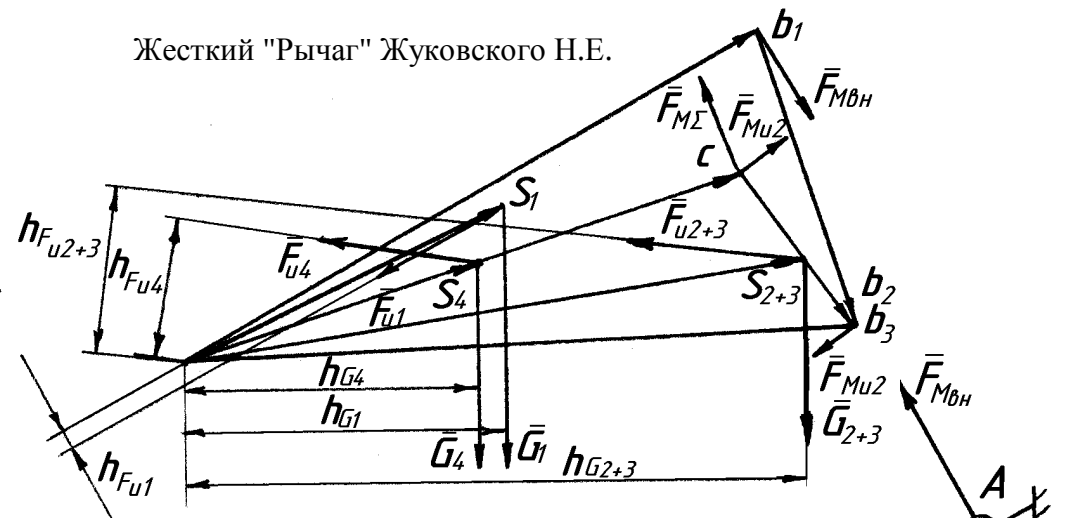
План сил группы 2-5 $m_F = 5 \frac{Н}{мм}$.



План сил звена 1 $m_F = 10 \frac{Н}{мм}$.



Жесткий "Рычаг" Жуковского Н.Е.



Группа начальных звеньев $m_1 = 0,001 \frac{М}{мм}$.

Учебное издание

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к практическим занятиям по дисциплине
"Теория механизмов и машин"
(Для студентов заочной формы обучения
направления "Инженерная механика")

Составители:
Павел Леонидович Носко
Павел Владимирович Филь

Редактор	Т.Н. Орлова
Техн. редактор	Т.Н. Дроговоз
Оригинал-макет	Л.П. Долматова

Подписано в печать
Формат 60x84 $\frac{1}{16}$. Бумага типогр. Гарнитура Times.
Печать офсетная. Усл. печ. л. . Уч. изд. л. .
Тираж экз. Изд. № . Заказ. № Цена договорная
Издательство Восточноукраинского национального университета им. В. Даля
91034, г. Луганск, кв. Молодёжный, 20а
Адрес редакции: 91034, г. Луганск, кв. Молодёжный, 20а
Телефон: (0642) 41-22-25 факс (0642) 41-31-60
E-mail: : uni@snu.edu.ua
<http://www.snu.edu.ua>