

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна
Должность: проректор по учебной работе
Дата подписания: 18.08.2024 04:09:10
Уникальный программный ключ:
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Юго-Западный государственный университет»
(ЮЗГУ)

Кафедра космического приборостроения и систем связи



ПЕРИФЕРИЙНЫЕ УСТРОЙСТВА И МЕХАНИЗМЫ
ЭЛЕКТРОННЫХ СРЕДСТВ

Методические указания к выполнению практических занятий
по специальности «Периферийные устройства и механизмы ЭС» для
студентов направления подготовки 11.03.03 «Конструирование и
технология электронных средств»

УДК 678.029.983
Составитель: Е.М. Терещенко

Рецензент
Кандидат технических наук, профессор *В.А. Шлыков*

Периферийные устройства и механизмы ЭС : методические рекомендации к проведению практических занятий по дисциплине «Периферийные устройства и механизмы ЭС»/ Юго-Зап. гос. ун-т.; сост.: Е.М. Терещенко. – Курск, 2018. –33 с.: ил.13, таб.3, прилож.1. – Библиогр .8: с.33.

Содержит методические рекомендации по изучению основ расчета, конструирования и исследования периферийных устройств и механизмов ЭС.

Методические указания для проведения практических занятий предназначены для студентов направления подготовки 11.03.03 «Конструирование и технология электронных средств».

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1\16 .
Усл. печ. л. 1,92 . Уч.-изд.л.1,74. Тираж 30 экз. Заказ. ___ Бесплатно
Юго-Западный государственный университет.
305040, Курск, ул. 50 лет Октября ,94.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1.

Исследование и проектирование плоских рычажных механизмов

Методы кинематического и кинетостатического анализов, а в значительной степени и методы синтеза механизмов, увязаны с их структурой, т. е. способом образования механизмов. Поэтому исследование рычажного механизма необходимо начинать со структурного анализа. Методы структурного, кинематического и силового исследования рассмотрим на конкретном примере, приведенном на рисунке 1.

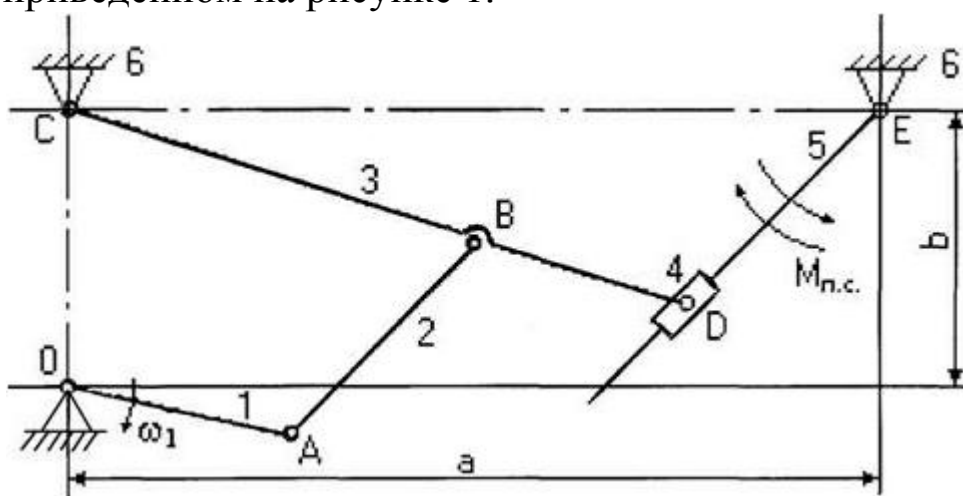
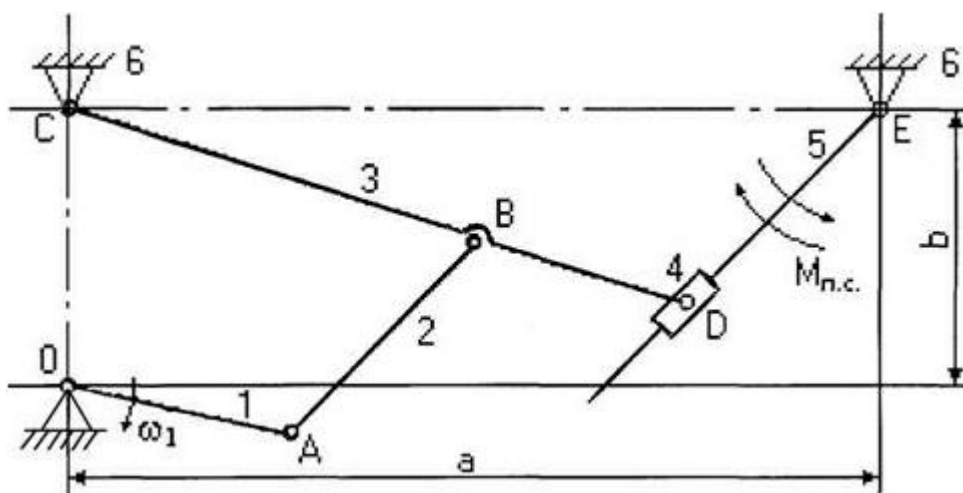


Рисунок 1 – Кинематическая схема плоского рычажного механизма

Структурный анализ плоского механизма



Важно научиться вычислять число степеней подвижности механизма, так как оно определяет количество входных звеньев (начальных механизмов). Ключевым понятием структурного анализа является структурная группа Ассура.

Нужно правильно определить вид и класс группы Ассура, так как для каждого вида разработана своя методика кинематического и силового расчета.

Пример оформления данного пункта:

Степень подвижности механизма определяем по формуле Чебышева

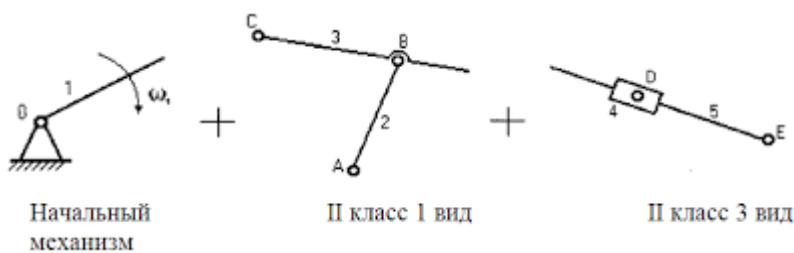
$$W=3 \cdot n' - 2 \cdot p_5 - p_4=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0=1,$$

где n' – число подвижных звеньев;

p_5 – количество кинематических пар V класса;

p_4 – количество кинематических пар IV класса.

Расчлняем механизм на группы Ассура:



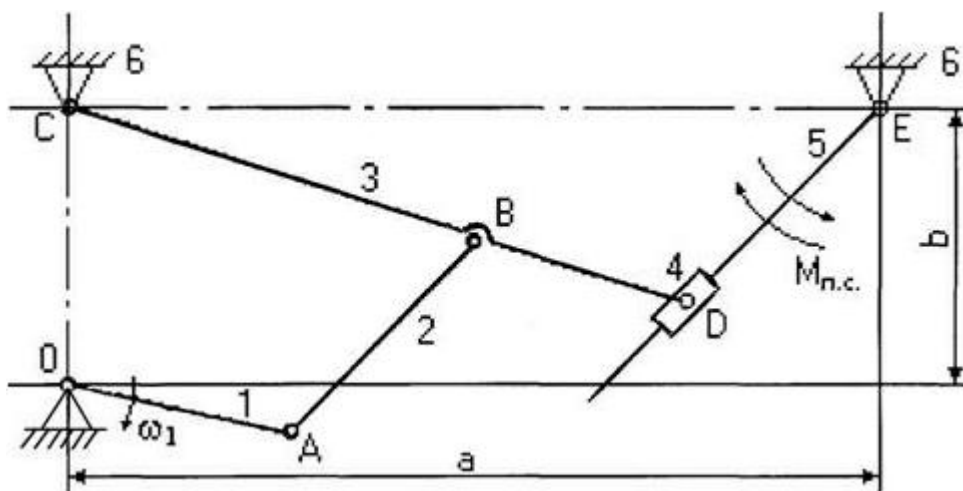
Механизм является механизмом второго класса.

1.2 Кинематическое исследование плоского механизма

Задачей кинематики механизмов является изучение движения звеньев вне зависимости от сил, действующих на эти звенья. Кинематический анализ считается законченным, если для каждого звена механизма определены положение, скорость и ускорение двух его точек (или положение, скорость и ускорение одной точки звена и угловая координата, угловые скорость и ускорение этого звена).

Названные задачи могут быть решены графическим, графоаналитическим и аналитическим методами.

Построение положений звеньев механизма



Кинематическая схема механизма строится в масштабе. Под масштабом в ТММ понимается количество истинных единиц измеряемой величины, заключенное в 1 мм чертежа. Такое понятие позволяет изображать в виде отрезков на чертеже любые параметры (линейные размеры, перемещения, скорости, ускорения, время, силы и др.). Например:

$$K_l = \frac{\overline{AB}}{AB} \text{ м/мм,}$$

где K_l – масштаб линейных размеров (масштаб длин);
 AB – истинный размер некоторого отрезка AB в м;

\overline{AB} – длина этого отрезка на чертеже в мм;

$$K_v = \frac{v_A}{\overline{v_a}} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}},$$

где K_v – масштаб скоростей;

v_A – истинная скорость некоторой точки A в м/с;

$\overline{v_a}$ – длина отрезка на чертеже в мм, изображающего данную скорость.

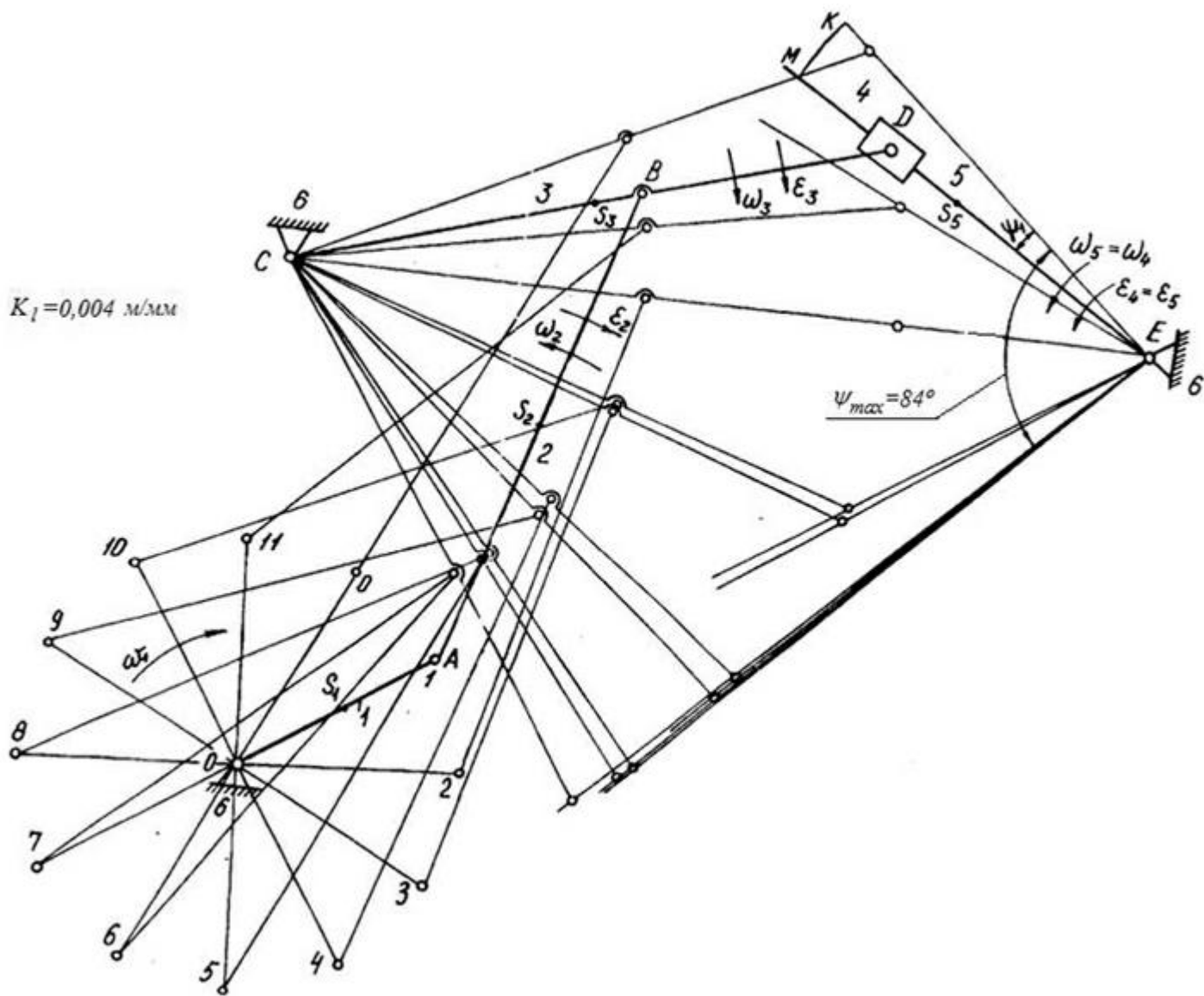
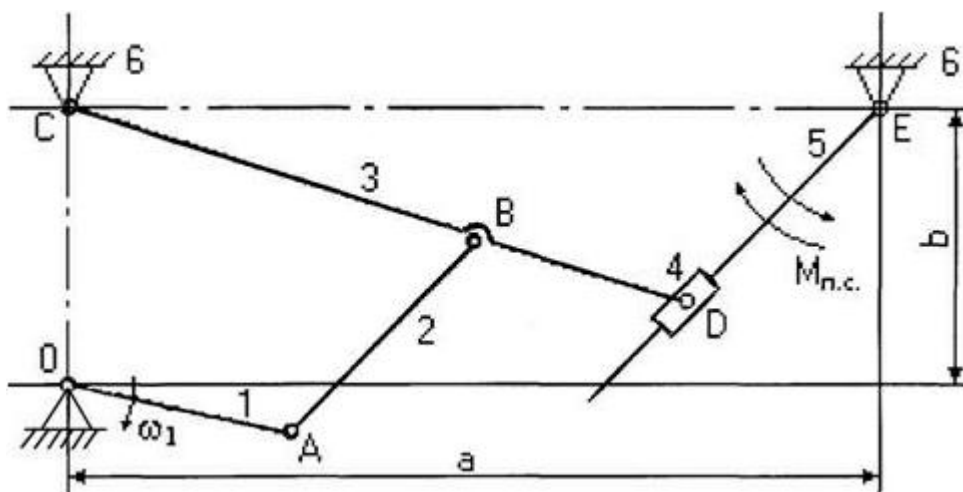


Рисунок 2 - План положений механизма

Чертеж, представляющий собой ряд последовательных положений звеньев механизма, соответствующих полному циклу его движения, называют планом положений механизма. Обычно при графическом методе рассматривается 12 положений механизма (см. рисунок 2).

Непрерывные линии, соединяющие на плане последовательные положения одноименных точек, дают траектории движения этих точек.

Построение графика перемещений заданного звена



По заданию необходимо построить график перемещений звена 5. Если это звено совершает возвратно-поступательное движение, то строится график линейных перемещений.

В рассматриваемом примере надо построить график угловых перемещений пятого звена. Отсчет перемещений ведем от одного из крайних положений звена, например от верхнего.

Измерение углов удобно проводить в радианах через соответствующую дугу (рисунок 2).

Например:

$$\psi_1 = \overset{\circ}{KM} / KE \text{ рад.},$$

где KE – произвольно выбранный радиус (обычно 100 мм).

После определения углов поворота для всех двенадцати положений проводим оси координат и на оси абсцисс откладываем отрезок (рекомендуется брать $L = 240$ мм), представляющий собой в масштабе K_t время T одного полного оборота кривошипа.

$$T = \frac{60}{n_1} \text{ с}; \quad K_t = \frac{T}{L} = \frac{60}{n_1 \cdot L} \frac{\text{с}}{\text{мм}},$$

где n_1 – частота вращения кривошипа в об/мин.

Разбиваем отрезок L на 12 равных частей, что соответствует 12 положениям механизма, и, назначив масштаб углов поворота K_ψ (размерность рад/мм), откладываем вдоль оси ординат в каждом

положении соответствующие угловые перемещения звена 5.
 Построенный график называется кинематической диаграммой угловых перемещений (рисунок 3а).

Если исследуемое звено совершает поступательное движение, то измеряются расстояния этого звена от его нулевого положения во всех положениях механизма, и строится диаграмма линейных перемещений.

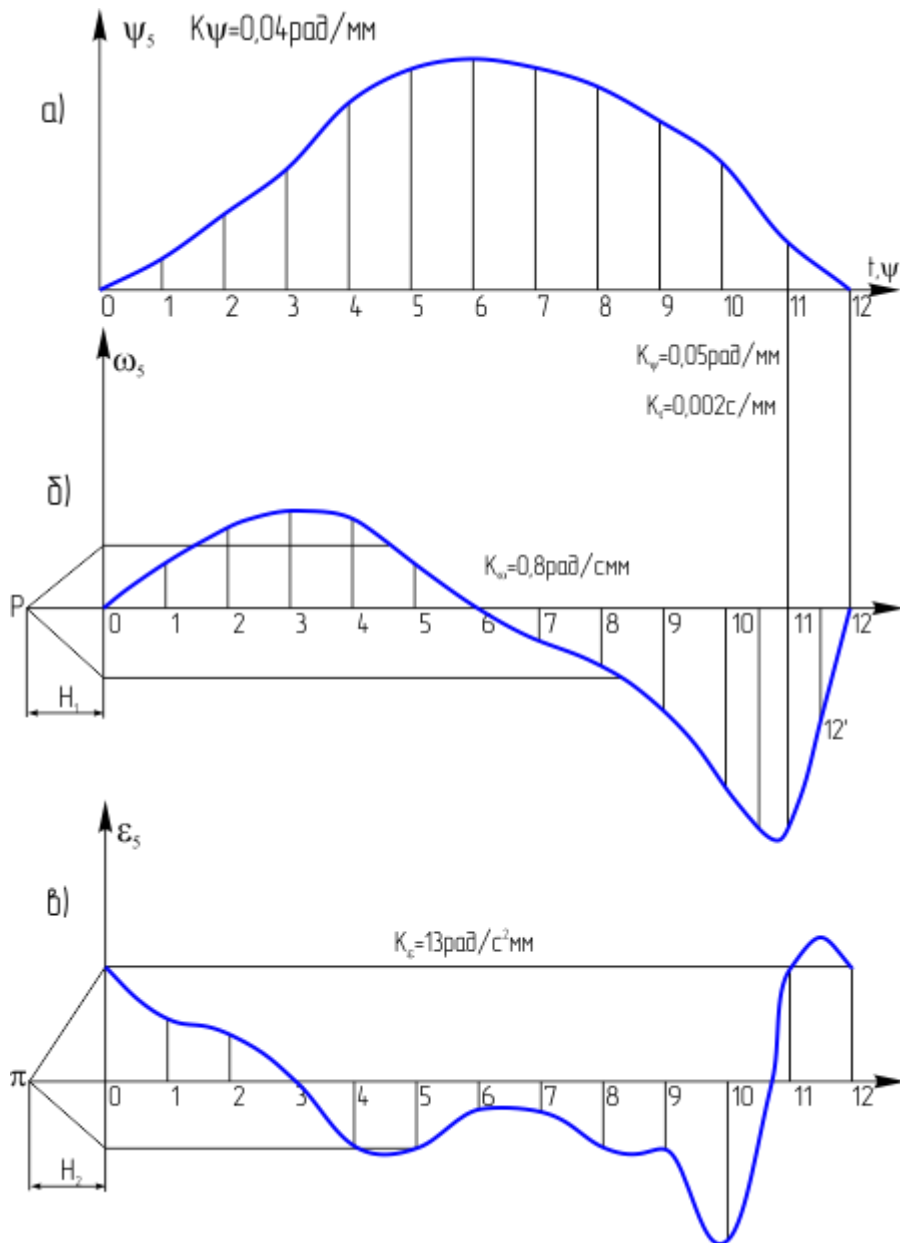


Рисунок 3 – Кинематическая диаграмма угловых перемещений, скоростей и ускорений пятого звена

Построение диаграмм скоростей и ускорений методом графического дифференцирования

Имея кинематическую диаграмму перемещений звена, можно получить диаграмму скоростей путем графического дифференцирования (рис. 3б).

Рассмотрим последовательность построения диаграммы скоростей методом хорд (рисунок 4).

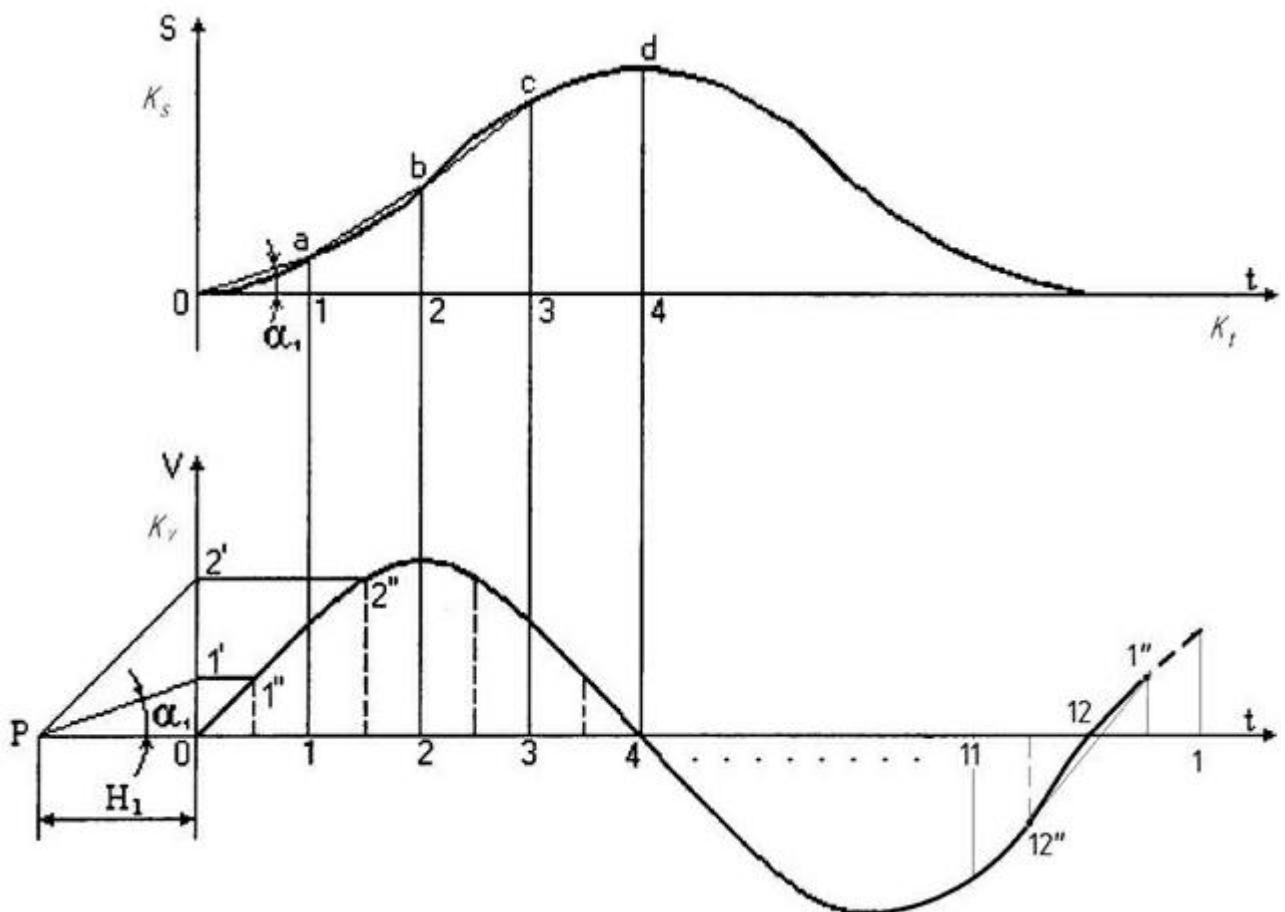


Рисунок 4 – Графическое дифференцирование

- 1) на диаграмме перемещений проводим хорды oa , ab и т.д.;
- 2) строим оси координат для диаграммы скоростей и на продолжении оси ot влево откладываем полюсное расстояние OP в пределах $H = 30 \dots 60$ мм;

- 3) из полюса Р проводим лучи 1, 2, 3 и т.д., параллельные хордам oa, ab, bc и т.д., до пересечения с осью ординат в точках 1', 2', 3' и т.д.;
- 4) из точек 1', 2' и т.д. проводим горизонтальные линии до середины соответствующих отрезков времени (точки 1'', 2'' и т.д.);
- 5) полученные точки 1'', 2'' и т.д. соединяем плавной кривой;
- 6) вычисляем масштаб скоростей:

$$K_v = \frac{K_s}{H_1 \cdot K_t} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

При дифференцировании диаграммы угловых перемещений получаем соответственно диаграмму угловых скоростей в масштабе:

$$K_\omega = \frac{K_\psi}{H_1 \cdot K_t} \frac{\text{рад/с}}{\text{мм}}$$

Построение диаграммы ускорений аналогично построению диаграммы скоростей. При этом

$$K_a = \frac{K_v}{H_2 \cdot K_t} \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}, \quad K_\varepsilon = \frac{K_\omega}{H_2 \cdot K_t} \frac{\text{рад/с}^2}{\text{мм}}$$

При дифференцировании графика скоростей необходимо обратить внимание на определение величины ускорения в нулевом (двенадцатом) положении. Для этого надо воспользоваться хордой 12''-1'' (см. рисунок 4), продолжив график скоростей в следующий цикл.

На рисунке 3 приводятся кинематические диаграммы угловых перемещений (а) скоростей (б) и ускорений (в) звена 5.

Кинематическое исследование механизма методом планов скоростей и ускорений

Планом скоростей (ускорений) механизма называют чертеж, на котором скорости (ускорения) различных точек изображены в виде векторов, показывающих направления и величины (в масштабе) этих скоростей (ускорений) в данный момент времени.

Абсолютное движение любой точки звена может быть составлено из переносного и относительного. За переносное принимается известное

движение какой-либо точки. Относительное – движение данной точки относительно той, движение которой принято за переносное:

$$\vec{V}_{\text{абс}} = \vec{V}_{\text{пер}} + \vec{V}_{\text{отн}}; \quad \vec{a}_{\text{абс}} = \vec{a}_{\text{пер}} + \vec{a}_{\text{отн}}$$

На плане абсолютные скорости (ускорения) изображаются векторами, выходящими из полюса плана.

На конце вектора абсолютной скорости (ускорения) ставится строчная (маленькая) буква, соответствующая той точке механизма, скорость (ускорение) которой данный вектор изображает. Отрезок, соединяющий концы векторов абсолютных скоростей, представляет собой вектор относительной скорости соответствующих точек.

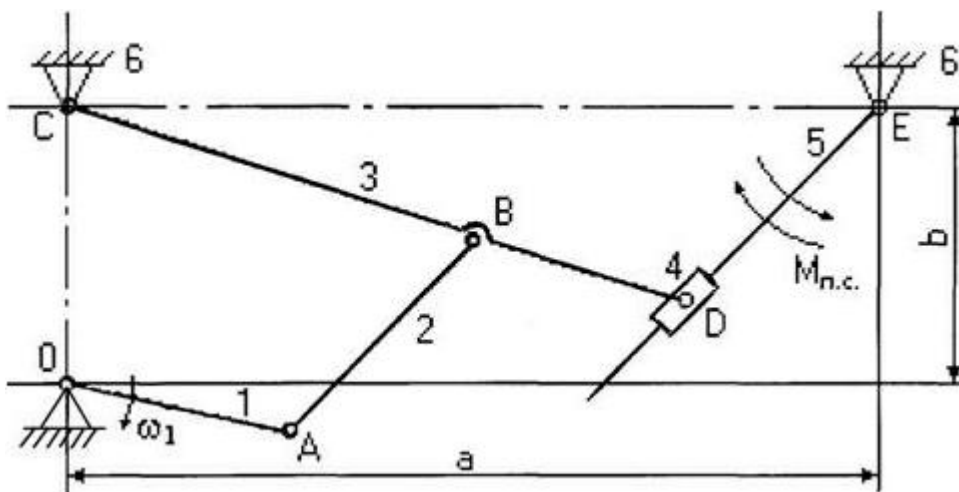


Рисунок 1 – Кинематическая схема плоского рычажного механизма

Рассмотрим построение планов для механизма, представленного на рисунке 1. Вначале рассматривается начальный механизм, а далее решение ведется по группам Ассура в порядке их присоединения. Начальный механизм:

$$V_0 = 0; \quad V_A = \omega_1 \cdot OA; \quad \vec{V}_A \perp OA$$

Здесь

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \text{ рад/с}$$

По вычисленному значению V_A выбираем масштаб плана скоростей K_V и из произвольного полюса откладываем отрезок va изображающий эту скорость:

$$\overline{va} = \frac{V_A}{K_V} \text{ мм}$$

Можно также назначать отрезок va а масштаб K_V вычислять:

$$K_V = \frac{V_A}{\overline{va}} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}$$

Группа Ассур второго класса 1-го вида (звенья 2, 3):

$$\begin{cases} \overline{V}_B = \overline{V}_A + \overline{V}_{BA}; & \overline{V}_{BA} \perp AB; \\ \overline{V}_B = \overline{V}_C + \overline{V}_{BC}; & V_C = 0; \quad \overline{V}_{BC} \perp BC \end{cases}$$

Истинные значения (в м/с) относительных скоростей V_{BA} и V_{BC} определяются после построения плана умножением соответствующих отрезков (в мм) на масштаб плана:

$$V_{BA} = \overline{ba} \cdot K_V,$$

$$V_{BC} = \overline{bc} \cdot K_V,$$

а зная их, можно определить и угловые скорости звеньев 2 и 3:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}, \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{BC} \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

Скорость точки D на плане скоростей можно определить по подобию. (Если известны скорости двух точек одного и того же звена, то скорость любой третьей точки этого же звена можно определить, построив на плане скоростей фигуру, подобную фигуре, образованной этими же буквами на звене механизма). Точки C, B, D на звене 3 лежат на одной прямой. На плане строим отрезок cd , соблюдая условие подобия:

$$\frac{\overline{bc}}{BC} = \frac{\overline{cd}}{CD}$$

Группа Ассур второго класса 3-го вида (звенья 4,5):

$$\begin{cases} \overline{V}_{D_5} = \overline{V}_D + \overline{V}_{D_5D}; & \overline{V}_{D_5D} \parallel DE \\ \overline{V}_{D_5} = \overline{V}_E + \overline{V}_{D_5E}; & V_E = 0; \overline{V}_{D_5E} \perp DE \end{cases}$$

где D_5 - точка, находящаяся на звене 5 под точкой D. После определения скорости движения точки D_5 относительно точки E можно вычислить угловую скорость звеньев 4 и 5 ($\omega_4 = \omega_5$, т. к. эти звенья соединяются поступательной парой):

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{V_{D_5E}}{DE} = \frac{\overline{d_5e} \cdot K_V}{\overline{DE} \cdot K_l}$$

Примечание: в данном случае размер DE является величиной переменной (т.е. в задании он отсутствует), поэтому в каждом положении механизма он определяется через отрезок на чертеже и масштаб длин.

План ускорений строится в таком же порядке.

Начальный механизм

Ускорение точки A состоит только из нормальной составляющей, т.к. задана постоянная угловая скорость первого звена ($\omega_1 = \text{const}$):

$$a_O = 0; a_A = a_A^n = \omega_1^2 \cdot OA; \overline{a}_A \parallel OA$$

По вычисленному значению ускорения точки A выбирается масштаб плана ускорений и определяется отрезок на плане, соответствующий этому ускорению (или вычисляется масштаб плана ускорений по выбранному отрезку, изображающему ускорение точки A):

$$\overline{wa} = \frac{a_A}{K_a} \text{ мм, или } K_a = \frac{a_A}{\overline{wa}} \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}$$

Здесь точка w – полюс плана ускорений.

Группа Ассур (звенья 2,3) второго класса 1-го вида:

$$\begin{cases} \overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^r; & a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB; & \overline{a}_{BA}^n \parallel AB; & \overline{a}_{BA}^r \perp AB; \\ \overline{a}_B = \overline{a}_C + \overline{a}_{BC}^n + \overline{a}_{BC}^r; & a_C = 0; a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot BC; & \overline{a}_{BC}^n \parallel BC; & \overline{a}_{BC}^r \perp BC. \end{cases}$$

После построения определяются a_{BA}^{τ} и a_{BC}^{τ} , по которым можно вычислить угловые ускорения звеньев 2 и 3:

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^{\tau}}{AB} = \frac{\bar{a}_{BA}^{\tau} \cdot K_a}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^{\tau}}{BC} = \frac{\bar{a}_{BC}^{\tau} \cdot K_a}{BC} \frac{\text{рад}}{\text{с}^2}$$

Ускорение точки D определяем по подобию так же, как определяли скорость этой точки:

$$\frac{\bar{bc}}{BC} = \frac{\bar{cd}}{CD}$$

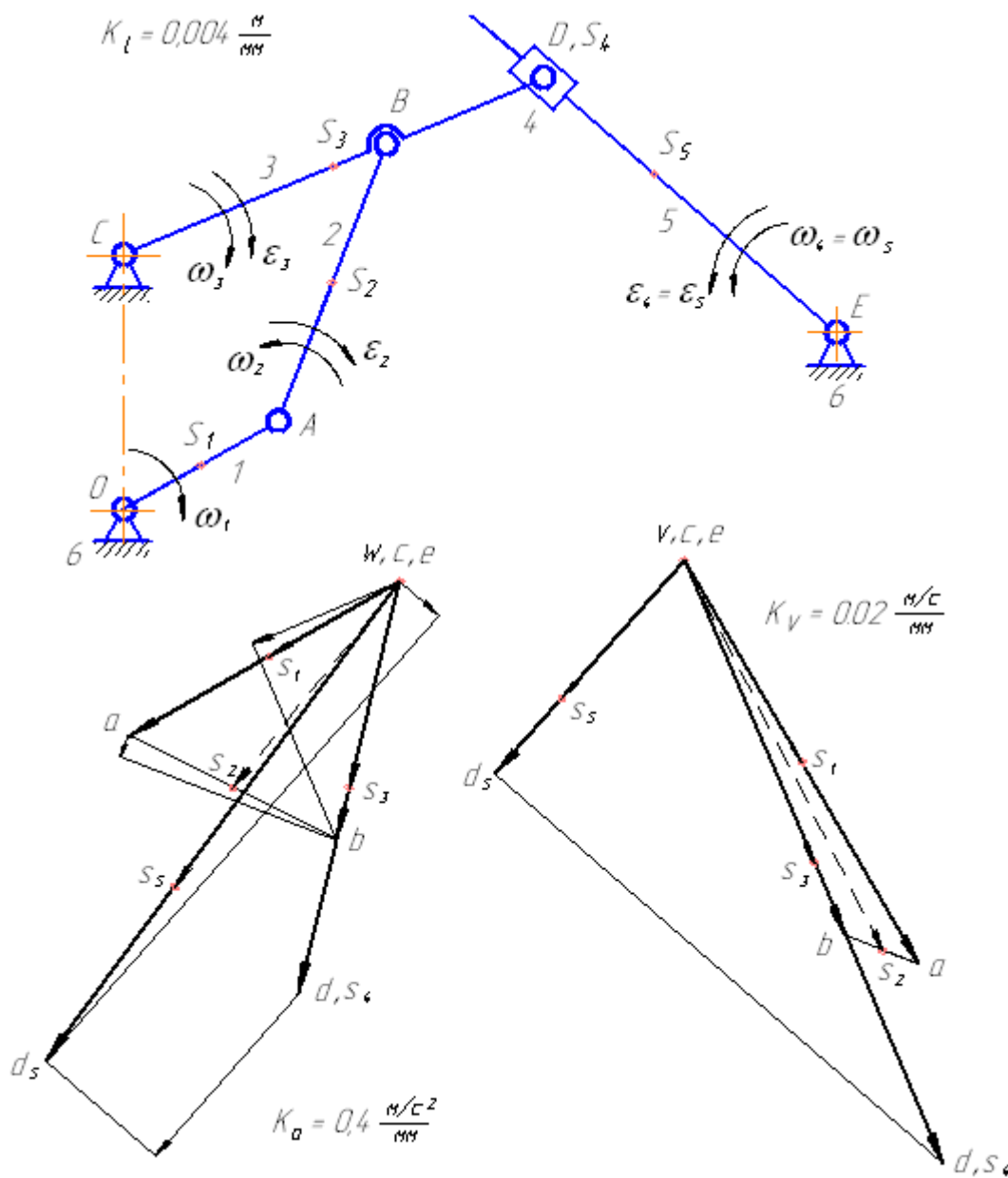


Рисунок 5 – Планы скоростей и ускорений для заданного положения механизма

Группа Ассур (звенья 4,5) второго класса 3-го вида:

$$\begin{cases} \bar{a}_{D_5} = \bar{a}_D + \bar{a}_{D_5,D}^k + \bar{a}_{D_5,D}^r; & a_{D_5,D}^k = 2\omega_5 \cdot V_{D_5,D}; & \bar{a}_{D_5,D}^k \perp DE; & \bar{a}_{D_5,D}^r \parallel DE; \\ \bar{a}_{D_5} = \bar{a}_E + \bar{a}_{D_5,E}^n + \bar{a}_{D_5,E}^r; & a_E = 0; & a_{D_5,E}^n = \alpha_5^2 \cdot DE; & \bar{a}_{D_5,E}^n \parallel DE; & \bar{a}_{D_5,E}^r \perp DE. \end{cases}$$

Для определения направления $a_{D_5D}^k$ надо вектор V_{D_5D} повернуть на 90° в направлении ω_5 . Угловые ускорения:

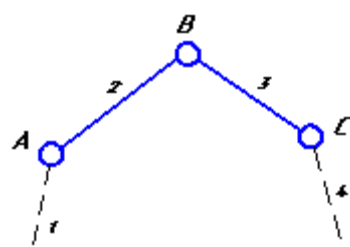
$$\varepsilon_4 = \varepsilon_5 = \frac{a_{D_5E}^r}{DE} = \frac{\bar{a}_{D_5E}^r \cdot K_a}{DE \cdot K_l} \frac{\text{рад}}{c^2}.$$

При силовом расчете необходимо иметь ускорения центров масс (a_{si}), которые на плане ускорений определяются методом подобия.

Планы скоростей и ускорений для первого положения заданного механизма приведены на рисунке 5.

Уравнение планов скоростей и ускорений для каждой группы Ассур приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Кинематический анализ групп Ассур II класса методом планов

Вид группы	Конфигурация группы	Уравнения для построения планов скоростей и для определения угловых скоростей	Уравнения для построения планов ускорений и для определения угловых ускорений
1		$\begin{cases} \bar{V}_B = \bar{V}_A + \bar{V}_{BA} & \bar{V}_{BA} \perp AB \\ \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{BC} & \bar{V}_{BC} \perp BC \end{cases}$ $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}; \quad \omega_3 = \frac{V_{BC}}{BC}$	$\begin{cases} \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^r; & \bar{a}_{BA}^r \perp AB \\ \bar{a}_C = \bar{a}_B + \bar{a}_{BC}^n + \bar{a}_{BC}^r; & \bar{a}_{BC}^r \perp BC \end{cases}$ $a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB; \quad a_{BC}^n = \omega_3^2 \cdot BC$ $\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \frac{a_{BC}^r}{BC}$

2		$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}; & \vec{V}_{BA} \perp AB \\ \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC}; & \vec{V}_{BC} \parallel AB \end{cases} \quad \begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r; & \vec{a}_{BA}^r \perp AB \\ \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{BC}^k + \vec{a}_{BC}^r; & \vec{a}_{BC}^r \parallel AB \end{cases}$ $\vec{V}_C = \vec{V}_C + \vec{V}_{CC_4}; \quad \vec{V}_{CC_4} = \vec{V}_B \quad a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB; \quad a_{BC}^k = 2 \omega_4 \cdot V_{B_4}$ $\omega_2 = \frac{V_{BA}}{AB}; \quad \omega_3 = \omega_4 \quad \vec{a}_C = \vec{a}_{C_4} + \vec{a}_{CC_4}^k + \vec{a}_{CC_4}^r$ $\vec{a}_{CC_4}^k = \vec{a}_{BB_4}^k; \quad \vec{a}_{CC_4}^r = \vec{a}_{BB_4}^r$ $\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^r}{AB}; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_2$
3		$\begin{cases} \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_A + \vec{V}_{A_3A}; & \vec{V}_{A_3A} \parallel xx \\ \vec{V}_{A_3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{A_3C}; & \vec{V}_{A_3C} \perp AC \end{cases} \quad \begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_A + \vec{a}_{A_3A}^k + \vec{a}_{A_3A}^r; & \vec{a}_{A_3A}^r \parallel xx \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_C + \vec{a}_{A_3C}^n + \vec{a}_{A_3C}^r; & \vec{a}_{A_3C}^r \perp AC \end{cases}$ $\vec{V}_B = \vec{V}_B + \vec{V}_{BB_3}; \quad \vec{V}_{BB_3} = \vec{V}_{AA} \quad a_{A_3A}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{A_3A}; \quad a_{BA}^n = \omega_2^2 \cdot AB$ $\omega_2 = \omega_3 = \frac{V_{A_3C}}{AC}; \quad \vec{V}_{AA_3} = -\vec{V}_{A_3} \quad \vec{a}_B = \vec{a}_{B_3} + \vec{a}_{BB_3}^k + \vec{a}_{BB_3}^r$ $\vec{a}_{BB_3}^k = \vec{a}_{AA_3}^k = -\vec{a}_{A_3A}^k$ $\vec{a}_{BB_3}^r = \vec{a}_{AA_3}^r = -\vec{a}_{A_3A}^r; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3}^r}{AC}$
4		$\begin{cases} \vec{V}_B = \vec{V}_{B_1} + \vec{V}_{BB_1}; & \vec{V}_{BB_1} \parallel xx \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{B_4} + \vec{V}_{BB_4}; & \vec{V}_{BB_4} \parallel yy \end{cases} \quad \begin{cases} \vec{a}_B = \vec{a}_{B_1} + \vec{a}_{BB_1}^k + \vec{a}_{BB_1}^r; & \vec{a}_{BB_1}^r \parallel xx \\ \vec{a}_B = \vec{a}_{B_4} + \vec{a}_{BB_4}^k + \vec{a}_{BB_4}^r; & \vec{a}_{BB_4}^r \parallel yy \end{cases}$ $\vec{V}_A = \vec{V}_A + \vec{V}_{AA_1}; \quad \vec{V}_{AA_1} = \vec{V}_B \quad a_{BB_1}^k = 2\omega_1 \cdot V_{B_1}; \quad a_{BB_4}^k = 2\omega_4 \cdot V_{B_4}$ $\vec{V}_C = \vec{V}_C + \vec{V}_{CC_4}; \quad \vec{V}_{CC_4} = \vec{V}_B \quad \vec{a}_A = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{AA_1}^k + \vec{a}_{AA_1}^r; \quad \varepsilon_2 = \varepsilon_1$ $\omega_2 = \omega_1; \quad \omega_3 = \omega_4 \quad \vec{a}_{AA_1}^k = \vec{a}_{BB_1}^k; \quad \vec{a}_{AA_1}^r = \vec{a}_{BB_1}^r$ $\vec{a}_C = \vec{a}_{C_4} + \vec{a}_{CC_4}^k + \vec{a}_{CC_4}^r; \quad \varepsilon_3 = \varepsilon_4$ $\vec{a}_{CC_4}^k = \vec{a}_{BB_4}^k; \quad \vec{a}_{CC_4}^r = \vec{a}_{BB_4}^r$

5		$\left\{ \begin{array}{l} \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_A + \bar{V}_{A_3A}; \quad \bar{V}_{A_3A} \parallel xx \\ \bar{V}_{A_3} = \bar{V}_{A_4} + \bar{V}_{A_3A_4}; \quad \bar{V}_{A_3A_4} \parallel yy \end{array} \right.$ $\bar{V}_B = \bar{V}_{B_3} + \bar{V}_{BB_3}; \quad \bar{V}_{BB_3} = \bar{V}_{AA_3} \quad a_{A_3A}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot V_{A_3A}; \quad \bar{a}_{CC_4}^k = \bar{a}_{A_3A_4}^k$ $\bar{V}_C = \bar{V}_{C_4} + \bar{V}_{CC_4}; \quad \bar{V}_{CC_4} = \bar{V}_{A_3A_4} \quad a_{A_3A_4}^k = 2 \cdot \omega_4 \cdot V_{A_3A_4}; \quad \bar{a}_{CC_4}^r = \bar{a}_{A_3A_4}^r$ $\omega_2 = \omega_3 = \omega_4$	$\left\{ \begin{array}{l} \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_A + \bar{a}_{A_3A}^k + \bar{a}_{A_3A}^r; \quad \bar{a}_{A_3A}^r \parallel x \\ \bar{a}_{A_3} = \bar{a}_{A_4} + \bar{a}_{A_3A_4}^k + \bar{a}_{A_3A_4}^r; \quad \bar{a}_{A_3A_4}^r \parallel y \end{array} \right.$ $\bar{a}_C = \bar{a}_{C_4} + \bar{a}_{CC_4}^k + \bar{a}_{CC_4}^r$ $\bar{a}_B = \bar{a}_{B_3} + \bar{a}_{BB_3}^k + \bar{a}_{BB_3}^r$ $\bar{a}_{BB_3}^k = \bar{a}_{AA_3}^k = -\bar{a}_{A_3A}^k;$ $\bar{a}_{BB_3}^r = \bar{a}_{AA_3}^r = -\bar{a}_{A_3A}^r$ $\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \varepsilon_4$
---	--	--	--

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2.

Расчет механизма с поступательно движущимся выходным звеном

Структурный анализ

(1,6) + (2,3) + (4,5)

н.м. П кл. П кл.
 Звид 2вид

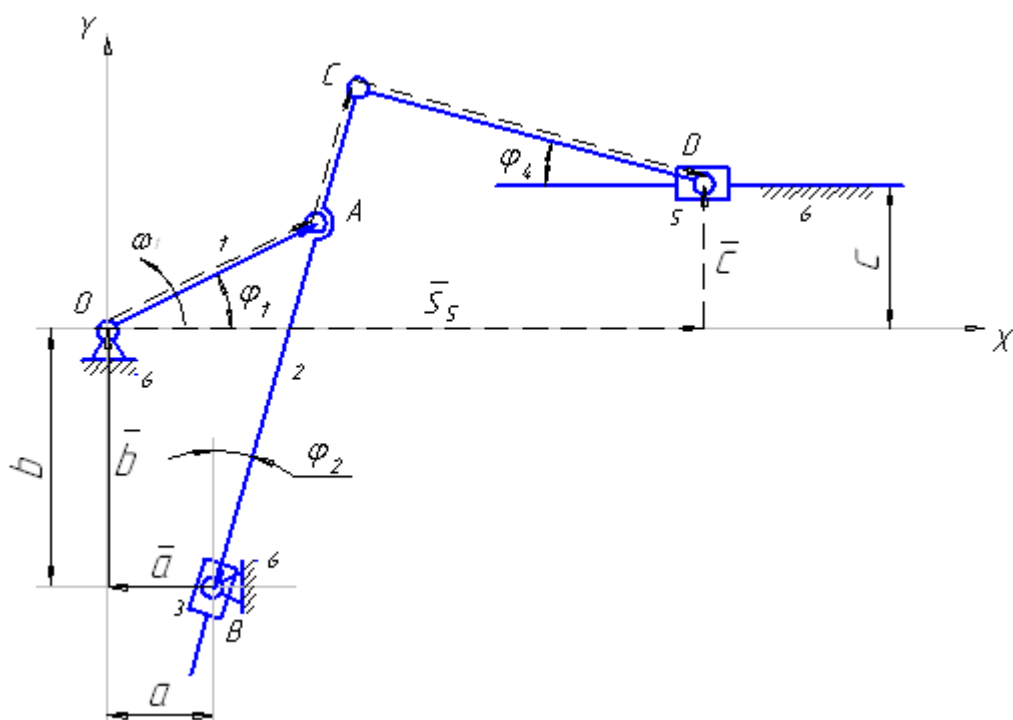


Рисунок 6 – Кинематическая схема рычажного механизма

1) Векторная сумма для первой группы Ассур (записана на основе векторного многоугольника, составленного из векторов OA , AB , a , b):

$$\overline{OA} + \overline{AB} + \overline{a} + \overline{b} = 0$$

$$\begin{aligned} \Sigma x; & \begin{cases} OA \cdot \cos \varphi_1 - AB \cdot \sin \varphi_2 - a = 0 \\ OA \cdot \sin \varphi_1 - AB \cdot \cos \varphi_2 + b = 0 \end{cases} & \begin{cases} AB \cdot \sin \varphi_2 = OA \cdot \cos \varphi_1 - a \\ AB \cdot \cos \varphi_2 = OA \cdot \sin \varphi_1 + b \end{cases} \end{aligned}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{OA \cdot \cos \varphi_1 - a}{OA \cdot \sin \varphi_1 + b}, \quad \varphi_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{OA \cdot \cos \varphi_1 - a}{OA \cdot \sin \varphi_1 + b} \right)$$

2) Векторное уравнение для второй группы Ассур (записано на основе векторного многоугольника, составленного из векторов OA , AC , CD , S_5 , c , с учетом их направления):

$$\overline{OA} + \overline{AC} + \overline{CD} = \overline{S_5} + \overline{c}$$

$$\begin{aligned} \Sigma x; & \begin{cases} OA \cdot \cos \varphi_1 + AC \cdot \sin \varphi_2 + CD \cdot \cos \varphi_4 = S_5 \\ \Sigma y; \begin{cases} OA \cdot \sin \varphi_1 + AC \cdot \cos \varphi_2 - CD \cdot \sin \varphi_4 = c \end{cases} \end{cases} \\ \sin \varphi_4 = \frac{OA \cdot \sin \varphi_1 + AC \cdot \cos \varphi_2 - c}{CD} = T; & \cos \varphi_4 = \sqrt{1 - T^2} \\ S_5 = OA \cdot \cos \varphi_1 + AC \cdot \sin \varphi_2 + CD \cdot \sqrt{1 - T^2} & \end{aligned}$$

Примечания:

1 φ_1 – необходимо обозначить так, чтобы его увеличение соответствовало направлению вращения первого звена (ω_1).

2 За начало системы координат принята точка «0».

3 Результаты расчета при исходных данных $n_1=150$ об/мин; $OA=0,15$ м; $a=0,05$ м; $b=0,3$ м; $AC=0,35$ м; $c=0,16$ м приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты расчета, полученные на ЭВМ

Положение (№)	Перемещение (S_5 , м)	Скорость (V_5 , м/с)	Ускорение (a_5 , м/с)
0	0,5038	-0,126	-51,527
1	0,4947	-0,949	-46,626
2	0,4728	-1,658	-37,803
3	0,4404	-2,192	-25,896
4	0,4009	-2,513	-12,486
5	0,3579	-2,612	0,290
6	0,3149	-2,518	10,453
7	0,2747	-2,284	16,988
8	0,2392	-1,971	20,145
9	0,2092	-1,625	21,113
10	0,1850	-1,271	21,334
11	0,1668	-0,911	22,055
12	0,1548	-0,528	24,236
13	0,1495	-0,090	28,672
14	0,1523	0,443	35,818
15	0,1651	1,115	44,994

16	0,1903	1,934	52,447
17	0,2299	2,803	49,107
18	0,2826	3,452	25,256
19	0,3420	3,569	-11,255
20	0,3985	3,143	-36,837
21	0,4452	2,430	-46,886
22	0,4790	1,612	-50,857
23	0,4987	0,746	-52,601
24	0,5038	0,126	-51,539

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3.

Расчет рычажного механизма с выходным звеном, совершающим вращательное движение

Пример расчета рычажного механизма с выходным звеном, совершающим вращательное движение

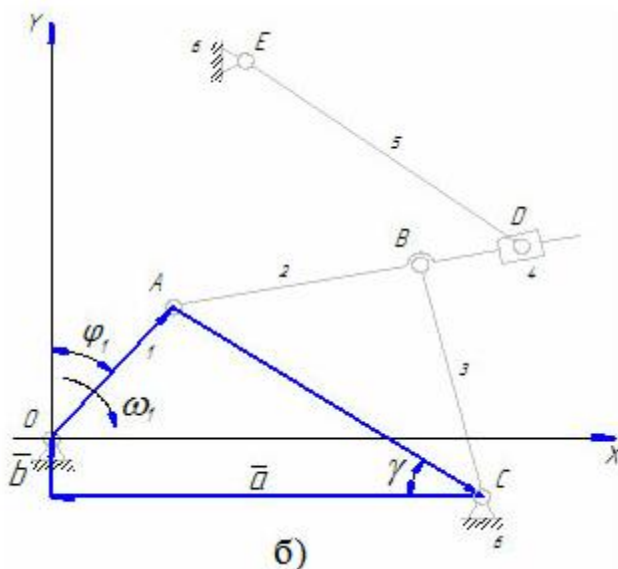
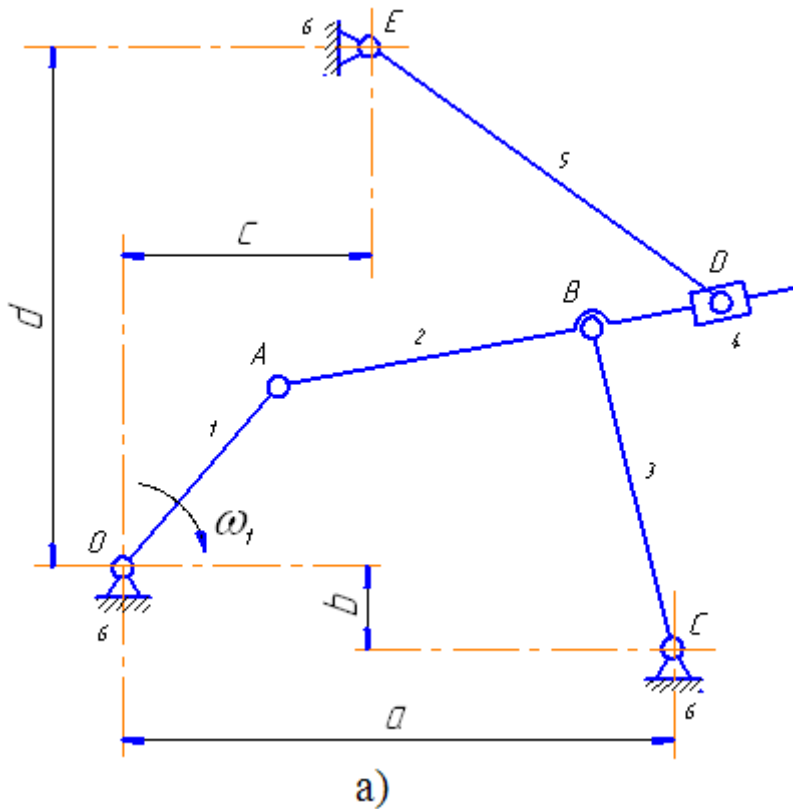
Особенностью групп Ассура II класса 1-го и 2-го видов является то, что с геометрической точки зрения они имеют два решения. Поэтому применение общего принципа составления аналитических уравнений, изложенного выше, приводит к решению сложных квадратных уравнений, имеющих два корня.

Возникает новая задача по выявлению того корня, который соответствует заданному механизму. Для упрощения решения задачи надо воспользоваться следующими рекомендациями:

- в группе 1-го вида при составлении векторного многоугольника необходимо «двигаться» от одного крайнего шарнира к другому, а не по звеньям группы;
- в группе 2-го вида при составлении суммы проекций необходимо провести вспомогательную ось перпендикулярно направляющей, по которой движется ползун, и рассмотреть построенный векторный многоугольник в проекции на эту ось.

Изображенный на рисунке 7 механизм содержит оба эти случая. При формировании векторного многоугольника для первой части этого механизма, включающей группу Ассура второго класса первого вида, проведен вектор AC , соединяющий крайние шарниры A и C данной группы (рисунок 7,б).

В результате определяются угол γ и размер AC , после чего в треугольнике ABC становятся известными все три стороны. По теореме косинусов можно определить любой из углов этого треугольника. В данном случае определяется угол α (рисунок 7,в), т.к. для дальнейшего решения задачи необходимо знать угол φ_2 .



Структурный анализ

$(1,6) + (2,3) + (4,5)$

н.м. II кл II кл
1 в. 2 в.

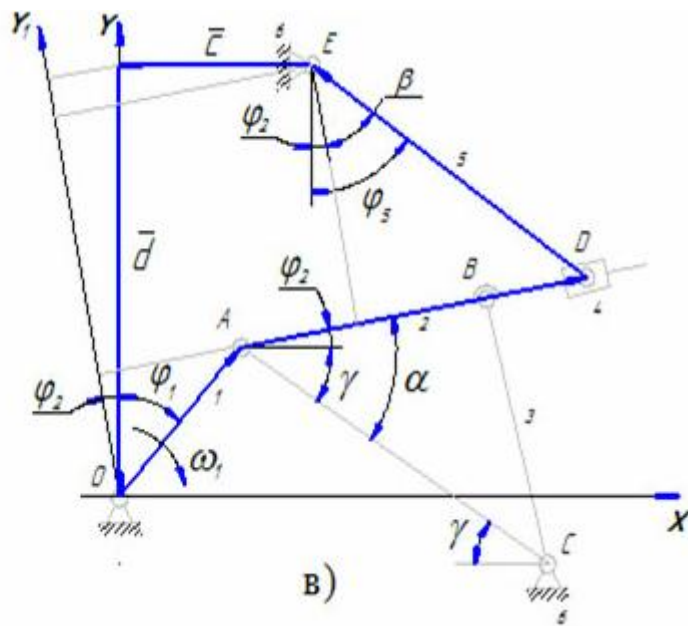


Рисунок 7 – Механизм с группами Ассур II класса 1-го и 2-го видов

Векторный многоугольник, включающий группу второго класса второго вида, рассматривается в проекции на ось Y_1 , проведенной перпендикулярно направляющей ABD (рисунок 7в). Полученное алгебраическое уравнение позволяет определить угол β и далее искомый угол φ_5 .

Конкретно аналитическое определение углового перемещения выходного звена 5, представленного на рисунке 7 (с учетом изложенных выше рекомендаций), будет иметь следующий вид:

$$1) \overline{OA} + \overline{AC} + \bar{a} + \bar{b} = 0$$

$$\Sigma x; \begin{cases} OA \cdot \sin \varphi_1 + AC \cdot \cos \gamma - a = 0 \\ AC \cdot \cos \gamma = a - OA \sin \varphi_1 = t_2 \end{cases}$$

$$\Sigma y; \begin{cases} OA \cdot \cos \varphi_1 - AC \cdot \sin \gamma + b = 0 \\ AC \cdot \sin \gamma = OA \cdot \cos \varphi_1 + b = t_1 \end{cases}$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{t_1}{t_2}\right); \quad AC = \sqrt{t_1^2 + t_2^2}$$

$$\cos \alpha = \frac{AC^2 + AB^2 - BC^2}{2 \cdot AC \cdot AB} \rightarrow \alpha$$

$$\varphi_2 = \alpha - \gamma,$$

$$2) \overline{OA} + \overline{AD} + \overline{DE} + \bar{c} + \bar{d} = 0$$

$$\Sigma y_1; \quad OA \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + DE \cdot \cos \beta + c \cdot \sin \varphi_2 - d \cdot \cos(\varphi_2) = 0$$

$$\cos \beta = \frac{\cos \varphi_2 - c \cdot \sin \varphi_2 - OA \cdot \cos(\varphi_1 + \varphi_2)}{DE} = 0 \rightarrow \beta$$

$$\varphi_5 = \varphi_2 + \beta$$

По этим уравнениям с помощью ЭВМ определяется угловое перемещение выходного звена φ_5 в рад, угловая скорость ω_5 в рад/с, угловое ускорение ε_5 в рад/с² для n положений механизма (в соответствии с заданием курсового проекта – для 24 положений)

Определение сил и моментов сил инерции

Силы инерции и моменты сил инерции возникают при изменении скорости движения звеньев. Силы инерции препятствуют движению при ускорении и способствуют ему при замедлении. Формулы для определения:

силы инерции звена

$$F_{ui} = -m_i \cdot a_{si}$$

момента сил инерции

$$M_{ui} = -I_{si} \cdot \varepsilon_i$$

где

m_i – масса звена;

I_{si} – центральный момент инерции;

a_{si} – ускорение центра масс звена.

Знак «-» показывает, что вектор F_{ui} направлен против вектора ускорения a_{si} (определяют из плана ускорений), а M_{ui} – против углового ускорения i -го звена.

Силовой расчет механизма по методу Бруевича Н.Г.

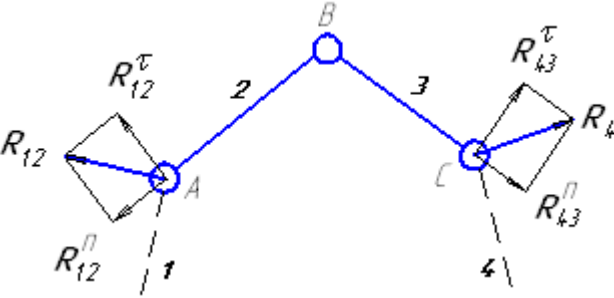
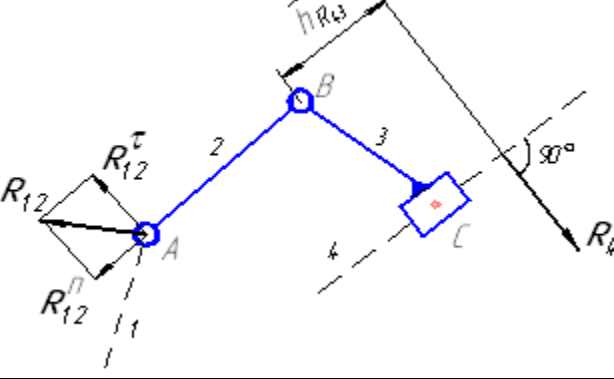
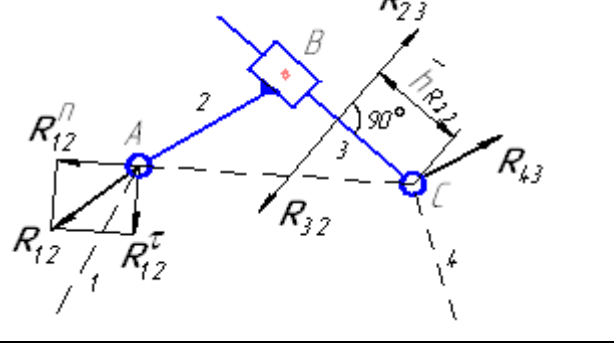
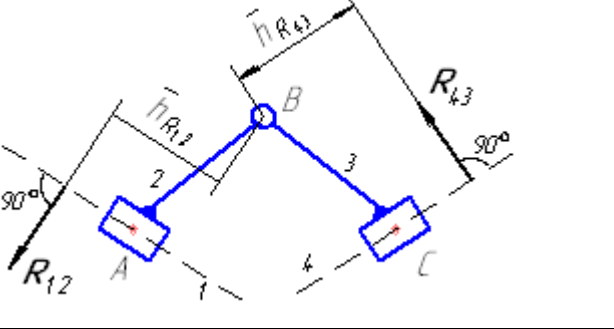
В основу расчета положен принцип кинетостатики: если ко всем внешним действующим на звенья механизма силам добавить силы инерции и моменты сил инерции, то механизм будет находиться в состоянии статического равновесия.

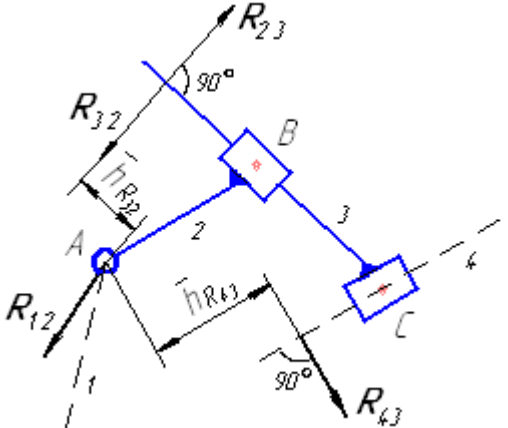
Силовой расчет проводится по группам Ассура, начиная с наиболее удаленной от начального механизма. Заканчивается рассмотрением кривошипа, входящего в начальный механизм, для которого определяют уравновешивающую силу или уравновешивающий момент.

Для различных структурных групп Ассура разработаны специальные методы их силового исследования. В таблица 3 приведены рекомендации по анализу структурных групп II класса 1, 2, 3, 4, 5 видов.

Таблица 3 – Силовой анализ групп Ассура II класса

Вид групп	Заменить реакцию R_{12} составляющими n и τ Заменить реакцию R_{43} составляющими n и τ	Составить	Определить
-----------	--	-----------	------------

группа 1 вида		<ol style="list-style-type: none"> 1) $\Sigma \text{mom}_B F(2) = 0$ 2) $\Sigma \text{mom}_B F(3) = 0$ 3) $\Sigma \bar{F}(2,3) = 0$ 4) $\Sigma \bar{F}(2) = 0$ 	R_{12}^τ R_{43}^τ $R_{12}^n, R_{12}^\tau; R_{43}^n, R_{43}^\tau$ R_{32}
	Заменить реакцию R_{12} составляющими	Составить	Определить
группа 2 вида		<ol style="list-style-type: none"> 1) $\Sigma \text{mom}_B F(2) = 0$ 2) $\Sigma \bar{F}(2,3) = 0$ 3) $\Sigma \bar{F}(2) = 0$ 4) $\Sigma \text{mom}_B F(3) = 0$ 	R_{12}^τ $R_{12}^n, R_{12}^\tau; R_{43}$ R_{32} $\bar{h}_{R_{43}}$
	Заменить реакции R_{12} составляющими	Составить	Определить
группа 3 вида		<ol style="list-style-type: none"> 1) $\Sigma \text{mom}_C F(2,3) = 0$ 2) $\Sigma \bar{F}(2) = 0$ 3) $\Sigma \bar{F}(3) = 0$ 4) $\Sigma \text{mom}_C F(3) = 0$ 	R_{12}^τ $R_{12}^n, R_{12}^\tau; R_{32}$ R_{43} $h_{R_{23}}$
группа 4 вида		<ol style="list-style-type: none"> 1) $\Sigma \bar{F}(2,3) = 0$ 2) $\Sigma \bar{F}(2) = 0$ 3) $\Sigma \text{mom}_B F(2) = 0$ 4) $\Sigma \text{mom}_B F(3) = 0$ 	R_{12}, R_{43} R_{32} $h_{R_{12}}$ $h_{R_{43}}$
группа 5 вида			

вида		1) $\Sigma \bar{F}(3) = 0$ 2) $\Sigma \bar{F}(2) = 0$ 3) $\Sigma mom_A F(2,3) = 0$ 4) $\Sigma mom_A F(2) = 0$	$R_{23}; R_{43}$ R_{12} $h_{R_{43}}$ $h_{R_{32}}$
------	---	--	--

Рассмотрим последовательность силового расчета для заданного примера (рисунок 1). Все группы Ассур и кривошип начального механизма вычерчиваем отдельно (в масштабе) в том положении, которое они занимают на механизме в рассматриваемый момент времени.

Прикладываем к ним все силовые факторы, включая реакции в кинематических парах. Реакции во вращательных парах (шарнирах) неизвестны по величине и направлению, поэтому первоначально направляем их произвольно. Реакция в поступательной паре (ползуне) направлена перпендикулярно направляющей (т.к. вначале расчет ведется без учета сил трения), но неизвестны величина и точка приложения этой реакции.

Сила полезного сопротивления $F_{п.с.}$ всегда направляется против скорости точки приложения этой силы, а момент сил полезного сопротивления $M_{п.с.}$ – против угловой скорости звена приложения этого момента.

Группа (4,5) второго класса третьего вида

На звено 5 действует момент полезного сопротивления $M_{п.с.}$, который направляется противоположно ω_5 в данном положении механизма (если звено 5 движется поступательно, то действует сила полезного сопротивления $F_{п.с.}$, которая направлена против скорости этого звена).

Одну из крайних реакций (в данном примере R_{65} в шарнире E) раскладываем на две составляющие:

$$\bar{R}_{65}^n \parallel DE \text{ и } \bar{R}_{65}^\tau \perp DE, (\bar{R}_{65} = \bar{R}_{65}^n + \bar{R}_{65}^\tau).$$

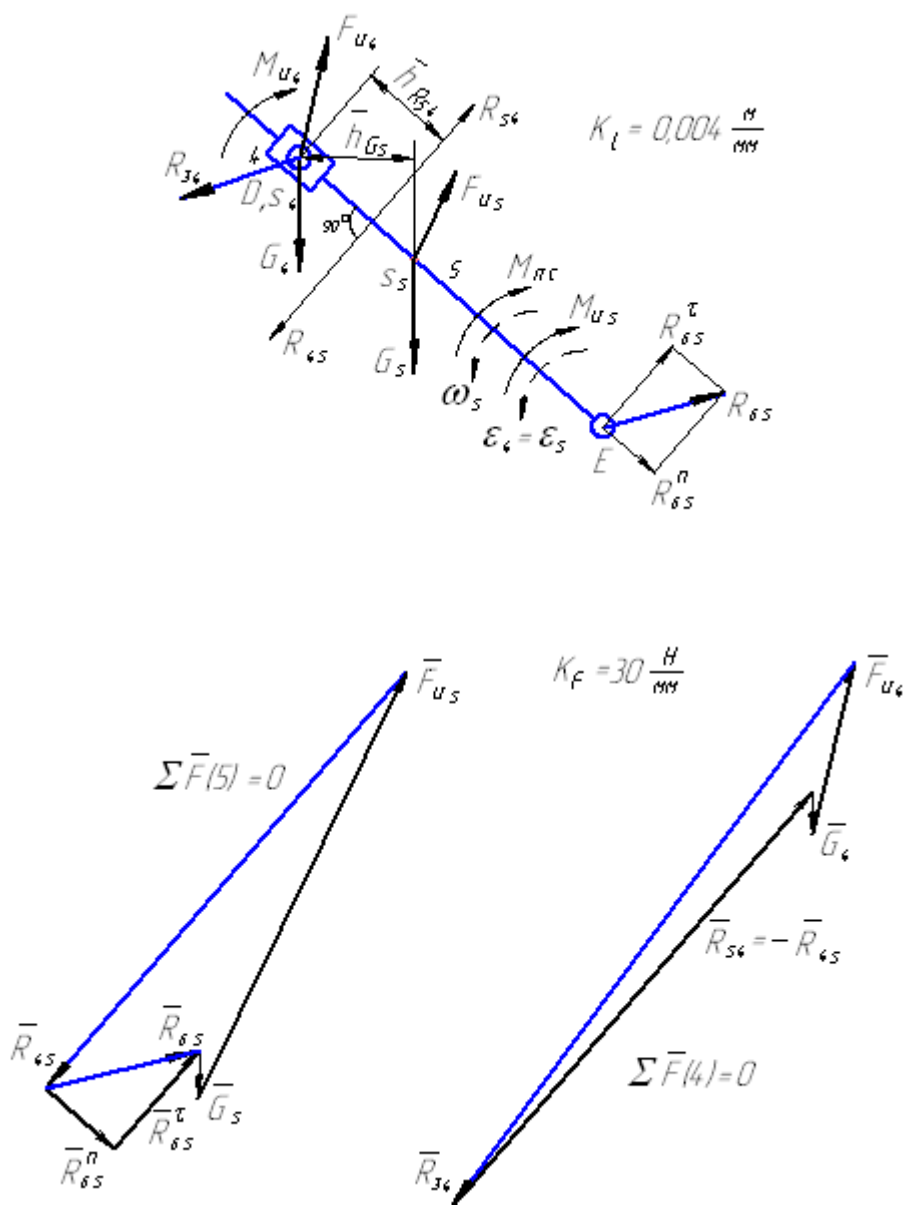


Рисунок 8 – К силовому расчету по методу Н.Г. Бруевича группы Ассур II класса 3 вида

Составляем четыре уравнения равновесия:

- 1) $\Sigma \text{mom}_D F(4,5) = (R_{65}^\tau \cdot DE - G_5 \cdot h_{G_5} + F_{u5} \cdot h_{F_{u5}}) \cdot K_l - M_{u4} - M_{u5} - M_{п.с.} = 0$
- 2) $\Sigma \bar{F}(5) = \bar{R}_{65}^n + \bar{R}_{65}^\tau + \bar{G}_5 + \bar{F}_{u5} + \bar{R}_{45} = 0$
- 3) $\Sigma \bar{F}(4) = \bar{R}_{s4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{u4} + \bar{R}_{34} = 0$
- 4) $\Sigma \text{mom}_D F(4) = R_{s4} \cdot h_{R_4} - M_{u4} = 0.$

Решая первое уравнение, определяем R_{65}^τ . Если реакция R_{65}^τ получится отрицательной, значит ее фактическое направление противоположно

предварительно принятому. Второе и третье уравнения решаются графически построением планов сил в выбранном масштабе K_1 (рисунок 8).

При этом во втором уравнении неизвестными являются величины реакций R_{65}^n и R_{45} при известном их направлении ($R_{65}^n \parallel DE$, $R_{45} \perp DE$). Пересечением этих векторов при построении плана получаем их величины. В третьем уравнении $R_{54} = -R_{45}$, а вектор R_{34} неизвестен ни по величине, ни по направлению и при построении плана сил определяется как замыкающий вектор.

Решая четвертое уравнение, определяем точку приложения реакции R_{54} (истинное значение плеча $h_{R_{54}}$ в метрах).

Группа (2,3) второго класса первого вида

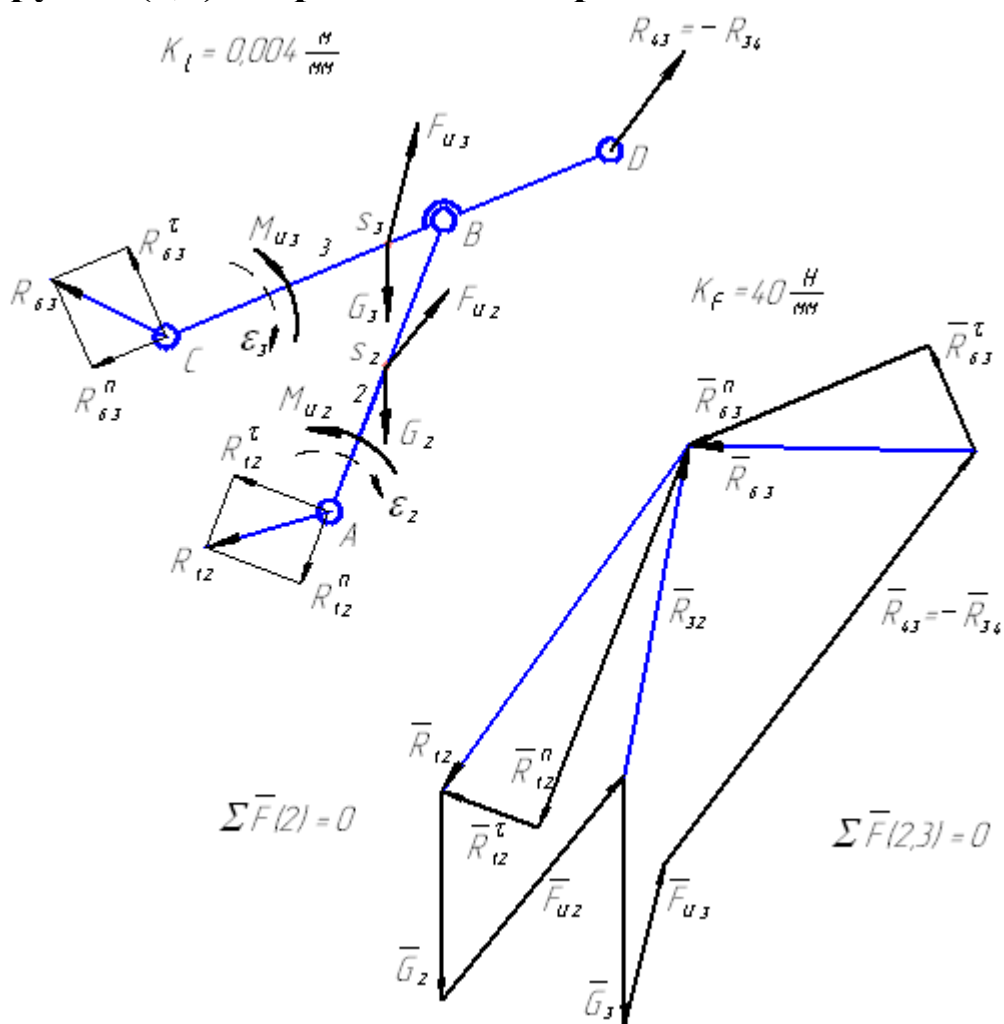


Рисунок 9 – Кинестатика группы Ассура II класса 1 вида (звенья 2 и 3)

При решении этой группы (рисунок 9) также составляем четыре уравнения равновесия, из которых определяем реакции в кинематических парах (шарнирах) А, В и С. Реакция в шарнире D является теперь известной внешней силой ($R_{43} = -R_{34}$). Графическая часть решения приводится на рисунке 9.

- 1) $\Sigma \text{mom}_B F(2) = R_{12}^r \cdot AB - (G_2 \cdot \bar{h}_{G_2} + F_{u2} \cdot \bar{h}_{F_{u2}}) \cdot K_1 - M_{u2} = 0 \Rightarrow R_{12}^r = !;$
- 2) $\Sigma \text{mom}_B F(3) = R_{63}^r \cdot BC + (F_{u3} \cdot \bar{h}_{F_{u3}} - G_3 \cdot \bar{h}_{G_3} - R_{43} \bar{h}_{R_{43}}) \cdot K_1 - M_{u3} = 0 \Rightarrow R_{63}^r = !;$
- 3) $\Sigma \bar{F}(2,3) = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u2} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{u3} + \bar{R}_{43} + \bar{R}_{63}^r + \bar{R}_{63}^n = 0;$
- 4) $\Sigma \bar{F}(2) = \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{12}^r + \bar{G}_2 + \bar{F}_{u2} + \bar{R}_{92} = 0.$

Примечание: в данном примере план сил, действующих на звено 2, для определения реакции R_{32} представлен как часть общего плана для группы 2,3 (левая часть общего плана).

Завершаем силовой расчет по методу Н.Г. Бруевича рассмотрением равновесия кривошипа 1 (начальное звено анализируем последним). Для определения реакции R_{61} строим план сил по уравнению

$$\Sigma \bar{F}(1) = \bar{R}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{u1} + \bar{R}_{61} = 0,$$

где $R_{21} = -R_{12}$.

Из уравнения

$$\Sigma \text{mom}_O F(1) = (R_{21} \cdot \bar{h}_{R_{21}} - G_1 \cdot \bar{h}_{G_1}) \cdot K_1 - M_{yp} = 0$$

определяем уравновешивающий момент M_{yp} (в данном случае движущий момент, необходимый для преодоления всех сил, включая $M_{п.с.}$, и обеспечивающий при этом заданный закон движения на входе $\omega_1 = \text{const}$).

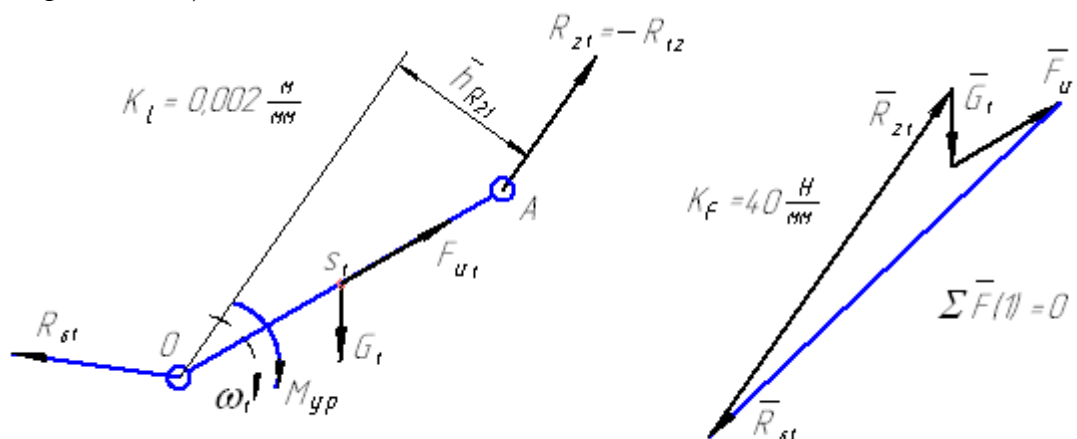


Рисунок 10 – К кинетостатике кривошипа 1

Определение потерь мощности на трение в кинематических парах

На преодоление сил трения в кинематических парах механизма затрачивается некоторая часть мощности двигателя, приводящего механизм в движение.

$$\Sigma N_{\text{тр}} = \Sigma N_{\text{тр}}^{\text{вр}} + \Sigma N_{\text{тр}}^{\text{пост}}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения во вращательной паре, подсчитывается по следующей формуле:

$$N_{\text{тр}}^{\text{вр}} = R_{\text{ш}} \cdot f'_{\text{ш}} \cdot \frac{d_{\text{ц}}}{2} \cdot 10^{-3} \cdot \omega_{\text{отн}}$$

где

$R_{\text{ш}}$ – величина реакции во вращательной паре (шарнире);

$f'_{\text{ш}}$ – приведенный коэффициент трения скольжения во вращательной паре;

$d_{\text{ц}}$ – диаметр цапфы (шарнира) в миллиметрах;

$\omega_{\text{отн}}$ – относительная угловая скорость звеньев, соединенных данной вращательной парой, равная алгебраической разности абсолютных угловых скоростей звеньев.

Мощность, затрачиваемая на преодоление трения в поступательной паре, подсчитывается так:

$$N_{\text{тр}}^{\text{пост}} = R_{\text{п}} \cdot f'_{\text{п}} \cdot V_{\text{отн}}$$

где

$f'_{\text{п}}$ – приведенный коэффициент трения скольжения в поступательной паре;

$V_{\text{отн}}$ – относительная скорость в поступательной паре. Определяется через вектор на плане скоростей, характеризующий поступательное движение ползуна относительно направляющей, составляющих данную пару.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4.

Определение уравнивающего момента методом Н.Е. Жуковского

Физический смысл уравнения Жуковского Н.Е. – сумма мгновенных мощностей, развиваемых силами и моментами, действующими на звенья механизма, равна нулю.

$$\sum N_i = \sum F_i \cdot V_i \cdot \cos \alpha_i + \sum M_i \cdot \omega_i = 0$$

Для его составления прикладываем все силы в соответствующие точки плана скоростей, предварительно повернув их на 90 градусов (силы можно поворачивать в любую сторону, но все силы надо поворачивать в одну сторону – по часовой стрелке или против часовой стрелки).

Взяв, формально, сумму моментов этих повернутых сил относительно полюса плана скоростей, фактически получаем уравнение развиваемых ими мощностей. К полученному уравнению добавляем мощности, развиваемые моментами. При составлении уравнения Жуковского Н.Е. учитываем знак мощности, развиваемой данной силой или моментом:

- мощность, развиваемая силой, положительна, если эта сила является движущей, т.е. ее истинное направление составляет острый угол (меньше 90°) с направлением скорости точки приложения; мощность силы сопротивления (угол между истинным направлением силы и скорости точки ее приложения больше 90°) входит в уравнение Жуковского Н.Е. со знаком минус. Необходимо также отметить, что знак достаточно установить по одной силе, так как знаки остальных слагаемых определяются автоматически.
- мощность, развиваемая моментом, является положительной, если момент является движущим (его направление совпадает с угловой скоростью звена, к которому он приложен), и мощность отрицательна для момента сопротивления (направления момента и угловой скорости звена не совпадают).

Примечание: для составления уравнения Жуковского Н.Е. можно поворачивать на 90° план скоростей, прикладывая к нему силы в истинном направлении.

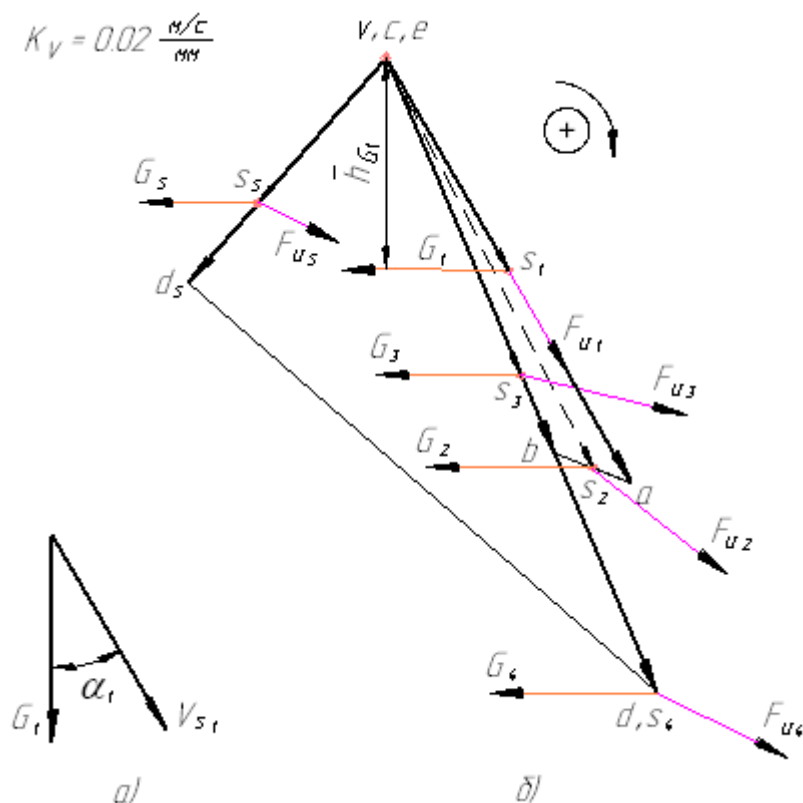


Рисунок 11 – Применение метода Н.Е. Жуковского для определения уравновешивающего момента

На рисунке 11 показана реализация данного метода на примере механизма, силовой расчет которого рассмотрен выше. В данном примере все силы, действующие на звенья механизма, повернуты по часовой стрелке и приложены в соответствующие точки плана скоростей, которые определяются методом подобия. Сначала определяем знак мощности какой-либо из сил, например, силы веса первого звена G_1 .

Истинное направление силы веса и скорости точки его приложения в данном случае составляют острый угол (рисунок 11а), поэтому данная сила развивает положительную мощность и в уравнение Н.Е. Жуковского эта мощность должна войти со знаком «плюс». Если рассматривать план скоростей как жесткий рычаг, то в повернутом состоянии сила G_1 вращает его относительно полюса по часовой стрелке (рисунок 11б).

Таким образом, мощности сил, вращающих план скоростей по часовой стрелке, войдут в уравнение Н.Е. Жуковского со знаком «плюс», вращающие план против часовой стрелки – со знаком «минус».

Для определения знака мощности, развиваемой моментом, надо просто сравнить направление данного момента и угловой скорости звена, к которому он приложен (рисунки 5, 8, 9). При совпадении направлений момента и угловой скорости их произведение в уравнение входит со знаком «плюс», при разных направлениях – со знаком «минус».

Для приведенного примера (рисунок 11) уравнение Н.Е.Жуковского принимает следующий вид:

$$\Sigma N_i = K_V \cdot (G_1 \cdot \bar{h}_{G_1} + G_2 \cdot \bar{h}_{G_2} + G_3 \cdot \bar{h}_{G_3} + G_4 \cdot \bar{h}_{G_4} + G_5 \cdot \bar{h}_{G_5} - F_{u_2} \cdot \bar{h}_{F_{u_2}} - F_{u_3} \cdot \bar{h}_{F_{u_3}} - F_{u_4} \cdot \bar{h}_{F_{u_4}} - F_{u_5} \cdot \bar{h}_{F_{u_5}}) + M_{u_2} \cdot \omega_2 - M_{u_3} \cdot \omega_3 - (M_{u_4} + M_{u_5} + M_{п.с.}) \cdot \omega_5 + M_{yp} \cdot \omega_1 = 0$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Конструирование узлов и устройств электронных средств [Текст] : учебное пособие / Д. Ю. Муромцев, И. В. Тюрин, О. А. Белоусов. - Ростов-на-Дону : Феникс, 2013. - 540 с.

2. Жданович, В. М. Конструирование периферийных устройств ЭВА: Схемы и конструкции [Текст] : учебное пособие для вузов по спец. "Конструирование и пр-во ЭВА" / В. М. Жданович. - Минск : Высшая школа, 1986. – 256 с.

3. Заплетохин В. А. Конструирование деталей механических устройств [Текст] : справочник / В. А. Заплетохин. - Л. : Машиностроение, 1990. - 668 с.

4. Прикладная механика [Текст] : учебное пособие / Г. Б. Иосилевич. - М. : Высшая школа, 1989. - 351 с.

5. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем [Текст]: учебное пособие / Е. Я. Красковский. - Под ред. Ю. А. Дружинина. - 2-е изд., перераб., доп. - М. : Высшая школа, 1991. - 480 с.

6. Механизмы приборных и вычислительных систем [Текст]: учеб. пос. для приборостроит. спец. вуз. / В. Д. Ванторин. - М.: Высшая школа, 1985. - 417 с.