

КУЗНЕЦОВ А. Ю., ПОКСАРАСКИН А. А.
МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ
ПО КИНЕТОСТАТИЧЕСКОМУ АНАЛИЗУ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Аннотация. Рассматриваются особенности решения задач раздела «Кинетостатический анализ механизмов» дисциплины «Теория механизмов и машин». В обязательном блоке содержания этого раздела приводятся общие сведения по силовому расчету механизмов и алгоритм его реализации, а в процессуальном – пример силового расчета реального механизма.

Ключевые слова: кинетостатический анализ, принцип Даламбера, принцип статической определимости, группы Асура.

KUZNETSOV A. YU., POKSARASKIN A. A.
METHODOLOGICAL SPECIFICS OF SOLVING PROBLEMS
ON KINETOSTATIC ANALYSIS OF LEVER MECHANISMS

Abstract. The article considers the specifics of solving problems of the section "Kinetostatic analysis of mechanisms" of the study course "Theory of mechanisms and machines." The authors provide general information on power calculation of mechanisms and its algorithm. An example of power calculation of a real mechanism is presented.

Keywords: kinetostatic analysis, d'Alembert principle, principle of static determinate, Assur groups.

Кинетостатический анализ рычажных механизмов (кинетостатика) является одним из сложных разделов теории механизмов и машин и имеет своей целью определение реакций в кинематических парах для выполнения дальнейших расчетов на прочность. Для решения задачи обучения кинетостатике студентов при изучении дисциплины «Теория механизмов и машин» (ТММ) необходимо особое внимание уделять проектированию содержания этого раздела, особенно алгоритмизации выполнения такого анализа для кинематических цепей различного класса. Предлагаемая статья посвящена раскрытию этих вопросов на примере решения конкретной практико-ориентированной задачи.

В основном блоке [1; 6] содержания раздела приводятся общие сведения по кинетостатике. Следует отметить, что в основе кинетостатического анализа механизмов лежат два классических принципа общей механики [2; 4]: принцип Даламбера и принцип статической определимости. Применительно к механизмам принцип Даламбера формулируется следующим образом: если к звену, наряду с внешними силами, приложить

силы инерции, и силы реакций в кинематических парах, то звено можно условно рассматривать находящимся в равновесии, и к нему применимы уравнения статики.

Принцип статической определимости заключается в равенстве количества неизвестных силовых параметров количеству возможных уравнений равновесия [5]. Для каждого звена плоской кинематической цепи можно составить три уравнения равновесия, следовательно, для всей цепи состоящей из n звеньев – $3n$ уравнений равновесия. В каждой кинематической паре 5-го класса при силовом расчете необходимо определить два параметра: для вращательной пары – величину и направление реакций; для поступательной пары – величину и точку приложения реакции. Для всей кинематической цепи общее количество неизвестных параметров будет равно $2p_5$. Условие статической определимости запишется как:

$$3n = 2p_5 \quad (1)$$

Из уравнения (1) видим, что статически определимыми являются группы Асура [4], подвижность которых равна 0.

Учитывая вышеизложенное, составим алгоритм силового расчета механизма [4]: 1) вычерчивается в масштабе схема механизма в исследуемом положении; 2) определяются все внешние силы, приложенные к звеньям механизма, а также силы и моменты сил инерции; 3) проводится расчленение ведомой кинематической цепи на группы Асура; 4) расчет начинают с наиболее удаленной от ведущего звена группы, для чего ее изображают отдельно; 5) действие отсоединенных звеньев заменяют силами реакций; 6) в соответствующие точки звеньев прикладывают все действующие силы; 7) задачу обычно решают графоаналитическим методом, рассматривая равновесие группы находят искомые реакции, для чего составляются уравнения $\sum \bar{F} = 0$; $\sum \bar{M} = 0$; 8) на основании этих уравнений строится силовой многоугольник, (план сил), находятся реакции сначала во внешних кинематических, затем во внутренних. После этого переходят к следующей группе и так до тех пор, пока не будет произведен силовой расчет всех групп; 9) силовой расчет заканчивается исследованием ведущего звена.

Рассмотренных предпосылок достаточно, чтобы выполнить силовой расчет любого рычажного механизма.

В работах [3-5] показан рекомендуемый порядок кинетостатического расчета групп Асура II класса 1-5 видов и группы III-го класса и ведущего звена.

Рассмотрим в рамках процессуального блока [6] кинетостатический расчет механизма на примере восьмизвенника, изображенного на рисунке 1.

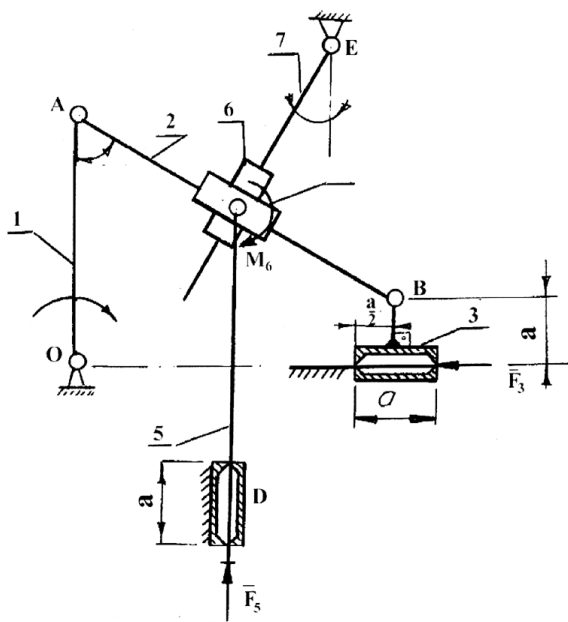


Рис.1. Схема механизма.

Требуется найти реакции

$\bar{R}_{12}, \bar{R}_{24}, R_{05}, R_{54}, \bar{R}_{03}, \bar{R}_{03}, \bar{R}_{67}, R_{46}$, если

известно: $\bar{F}_3 = 450 \text{ Н}$;

$\bar{F}_5 = 300 \text{ Н}; M_6 = 60 \text{ Н} \cdot \text{м}; l_{CE} = 0,4 \text{ м};$

$l_{CD} = 0,6 \text{ м}; a = 0,2 \text{ м}; AC = BC, l_{OA} = 0,6 \text{ м}$

В соответствие с описанным выше алгоритмом выполним силовой анализ механизма.

1. Выделим из состава механизма группу звеньев 6, 7 и нагрузим действующими нагрузками (см. рис.2).

1.1. Составим уравнение моментов относительно точки C для всей группы, надем реакцию $\bar{R}_{07}^t$

$$\sum M(C)_{\text{зв } 6,7} = 0 \quad \bar{R}_{07}^t \cdot EC - M_6 = 0$$

$$\bar{R}_{07}^t = M_6 / CE = 60 \text{ Н} \cdot \text{м} / 0,4 \text{ м} = 150 \text{ Н}$$

1.2. Составим векторное уравнение суммы всех сил, действующих на 7-е звено

$$\sum \bar{F}_i^{(7)} = 0 \quad \bar{R}_{07}^t + \bar{R}_{07}^n + \bar{R}_{67} = 0$$

Строим силовой многоугольник.

$$\text{Найдем } \bar{R}_{07}^n = 0; \quad \bar{R}_{67} = -\bar{R}_{07}^t = 150 \text{ Н};$$

1.3. Рассмотрим равновесие 6-го звена и найдем,

$$\bar{R}_{46} = -\bar{R}_{67} = \bar{R}_{07}^t = 150 \text{ Н}$$

2. Рассмотрим расчет группы звеньев 4 – 5.

2.1. Составим уравнение векторной суммы всех сил, решим его графически

$$\Sigma \bar{F}_{i25} = \bar{R}_{64} + \bar{R}_{24} + \bar{R}_{05} + \bar{R}'_{05} + \bar{F}_5 = 0$$

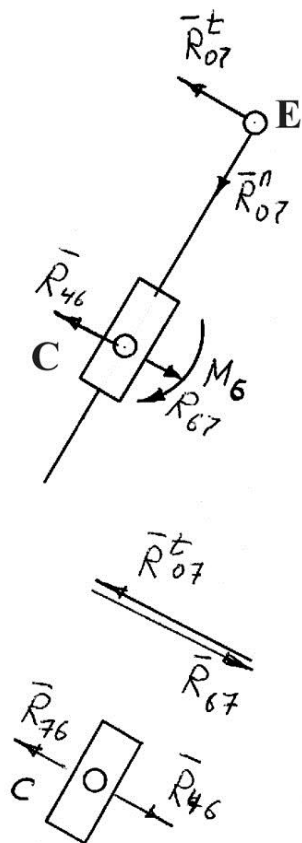


Рис. 2. Расчет группы 7-6.

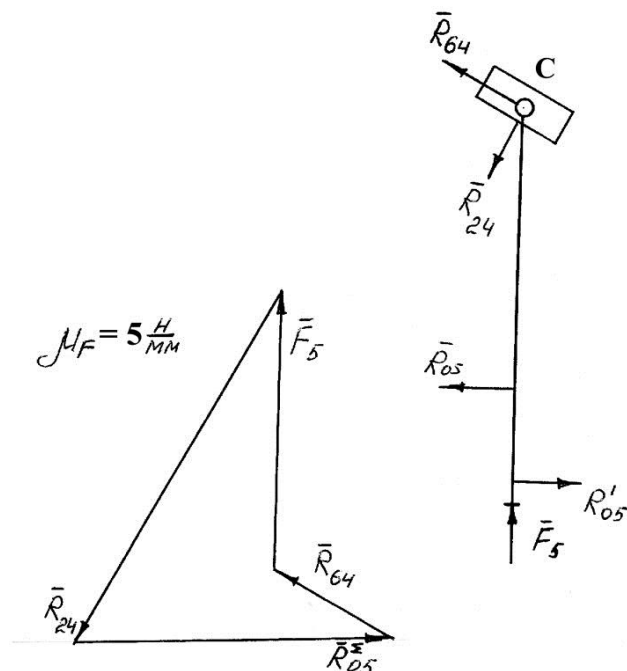


Рис. 3. Расчет группы 5-4.

Из плана сил найдем $\bar{R}_{24} = 90 \cdot 5 = 450 \text{ H}$; $\bar{R}_{05} + \bar{R}'_{05} = 70 \cdot 5 = 350 \text{ H}$;

2.2. Для нахождения реакций R_{05} и R'_{05} составим уравнение моментов относительно точки С для 5-го звена.

$$R_{05} \cdot CD = R'_{05} (CD + a) \quad R_{05} = R'_{05} \frac{(CD + a)}{CD} = R'_{05} \frac{0,6 + 0,2}{0,6} = 1,33 R'_{05}$$

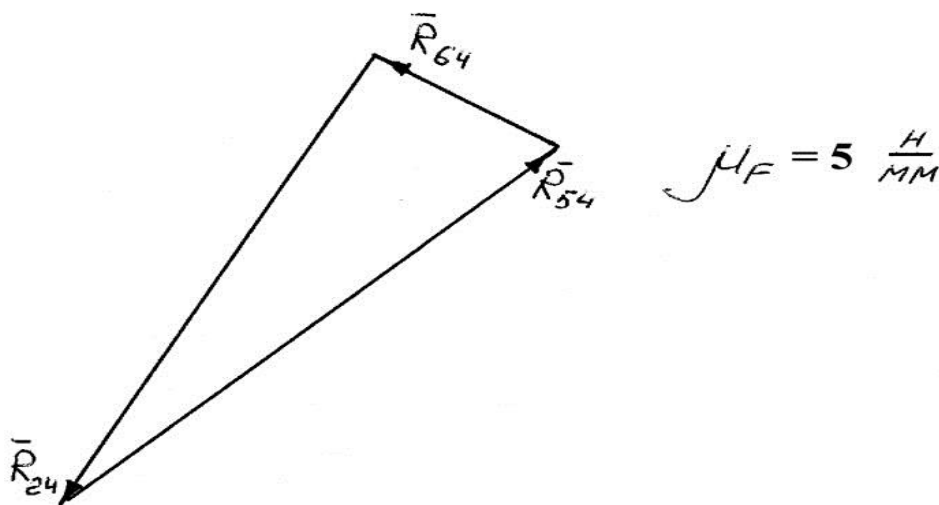


Рис. 4 Расчет точки С для 5-го звена

отсюда $\bar{R}_{05} = 1400H$; $R'_{05} = 1050H$

2.3. Для нахождения реакции $\bar{R}_{54}$ рассмотрим равновесие 4-го звена.

$$\bar{R}_{54} = 90 \cdot 5 = 450H$$

3. Группа звеньев 2-3.

3.1. Составляем уравнение моментов относительно точки В для 2-го звена:

$$\sum M^{236}(B) = 0 \quad \bar{R}_{42} \cdot BC - \bar{R}_{07}^t \cdot 2BC = 0, \text{ отсюда}$$

$$\bar{R}_{12}^t = \frac{1}{2} \bar{R}_{42} = 225H.$$

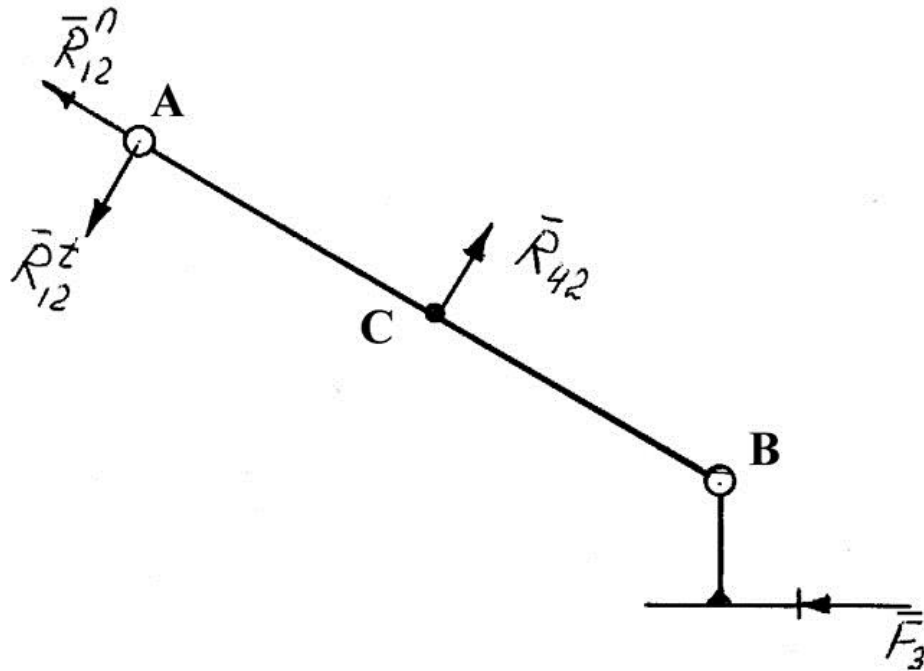


Рис. 5. Расчет группы 2-3.

3.2. Составляем векторное уравнение суммы всех сил, действующих на группу

$$\sum \bar{F}_i^{362,3} = 0 \quad \bar{R}_{12}^t + \bar{R}_{12}^n + \bar{R}_{42} + \bar{F}_3 + (\bar{R}_{01} + \bar{R}'_{01}) = 0, \text{ строим план сил}$$

(см. рис. 6).

$$\text{Из плана сил находим } \bar{R}_{12} = 450H; \quad (\bar{R}_{0B} + \bar{R}'_{03}) = 0$$

$$\mu_F = 5 \frac{H}{мм}$$

3.3. Составим уравнение моментов относительно точки В для 3-го звена:

$$\bar{R}_{03} \cdot \frac{a}{2} + \bar{R}'_{03} \cdot \frac{a}{2} = F_3 \cdot a$$

отсюда

$$\bar{R}_{03} = R'_{03} = \bar{F}_3 = 450H$$

Окончательно получим значения искомых реакций:

$$\begin{aligned} \bar{R}_{07} = \bar{R}_{67} = \bar{R}_{46} = 150H; \quad \bar{R}_{24} = 450H, \quad \bar{R}_{05} = 150H; \quad \bar{R}_{05}' = 1050H; \\ \bar{R}_{54} = 450H; \quad \bar{R}_{12} = 450H; \quad \bar{R}_{03} = -\bar{R}_{03}' = 450H. \end{aligned}$$

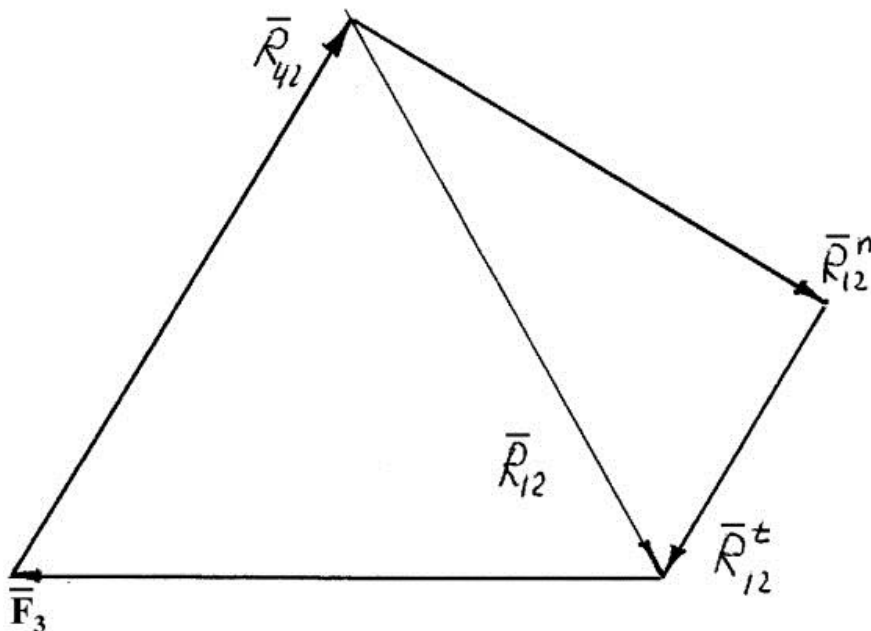


Рис. 6. План сил группы 2-3.

Таким образом, представленное содержание кинетостатического анализа рычажных механизмов (теоретические сведения), описанный алгоритм этого анализа механизма с использованием имеющегося методического сопровождения обеспечивают эффективную самостоятельную работу студентов по решению задач силового расчета кинематических цепей различной сложности. На наш взгляд, данный подход формирует у студентов не только мотивацию к самостоятельному овладению знаниями по механике, но и способствует формированию инженерного мышления в целом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Журавлев И. К., Зорина Л. Я. Дидактическая модель учебного предмета // Новые исследования в педагогических науках. – 1979. – № 1. – С. 18–23.
2. Наумкин Н. И., Грошева Е. П., Купряшкин В. Ф. Подготовка студентов национальных исследовательских университетов к инновационной деятельности в процессе обучения техническому творчеству / под ред. П. В. Сенина, Ю. Л. Хотунцева. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2010. – 120 с.

3. Наумкин Н. И., Раков Н. В., Купряшкин В. Ф. Теория механизмов и машин: учебник / под общ. ред. П. В. Сенина, Н. И. Наумкина. – 2-е изд., испр. и доп. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 188 с.
4. Наумкин Н. И. Сборник задач по теории механизмов и машин. – Саранск: Изд-во Мордов. ун-та, 2008. – 296 с.
5. Теория механизмов и машин / под ред. К. Ф. Фролова. – М.: Высш. шк, 1987. – 496 с.
6. Чернилевский Д. В., Филатов О. К. Технология обучения в высшей школе / под ред. Д. В. Чернилевского. – М.: Экспедитор, 1996. – 288 с.