

## АНАЛИЗ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ КИНЕМАТИКИ МЕХАНИЗМОВ В КУРСЕ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Анципорович П.П., Акулич В.К., Дубовская Е.М.,  
Дворянчикова А.Б., Селедченко А.М.

*Белорусский национальный технический университет, Минск*

*Methods of the kinematic analysis that are used at the solution of various problems of mechanics of machines are considered. The expediency of their application in engineering practice and in educational process is evaluated.*

При проектировании машин различного назначения большое значение имеет задача определения кинематических характеристик механизмов, входящих в состав машин. В курсе «Теория механизмов и машин» движение рассматривается в функции движения начальных звеньев, которым присваивают обобщенные координаты. При такой постановке задач кинематики механизмов вводятся кинематические передаточные функции (аналоги скоростей и ускорений), которые не зависят от времени и являются геометрическими характеристиками конкретного механизма. Необходимость использования таких характеристик связана со спецификой задач, решаемых в теории механизмов и машин. В частности, при приведении сил и масс к звену приведения и построении динамической модели машины необходимо иметь кинематические характеристики механизмов. На данном этапе исследования действительный закон движения звена приведения (главного вала машины) неизвестен, и это обстоятельство требует введения упомянутых характеристик.

Знание кинематических характеристик важно не только само по себе, но и для выполнения динамических расчетов, для оптимизационного синтеза механизмов с использованием целевых функций с различными ограничениями, наложенными на них.

На этапе кинематического анализа механизмов могут быть также получены значения критериев качества передачи движения, которые используются на последующих стадиях проектирования.

Наиболее трудоемким является кинематический анализ рычажных механизмов. Методы решения задач кинематики этих механизмов по способу реализации разделяются на графические, графоаналитические и аналитические. Аналитические методы с привлечением аппарата векторной алгебры или матриц, а иногда и численных методов ориентированы на использование вычислительной техники, поскольку они связаны с большим объемом вычислений.

Наиболее рациональный принцип кинематического исследования рычажных механизмов – это последовательный анализ структурных групп, входящих в их состав. При применении погруппного способа задача анализа механизмов сводится к серии задач анализа отдельных структурных групп. Алгоритм анализа любого рычажного механизма можно получить путем формирования его из отдельных блоков (процедур), каждый из которых содержит алгоритм анализа какой-либо структурной группы. Такая методика позволяет разработать единый алгоритм анализа для всех плоских рычажных механизмов второго класса, к которым относится большинство рычажных механизмов, используемых в конструкциях машин.

Во многих случаях весьма эффективным может оказаться такой подход, когда образование многозвенного рычажного механизма можно рассматривать как

последовательное соединение простейших (базовых) четырехзвенных механизмов, для каждого из которых начальным звеном является выходное звено предшествующего механизма. Это позволяет составить выражение аналогов скоростей для точек и звеньев второго механизма в виде произведения соответствующих аналогов двух простейших механизмов, используя готовые формулы с заданной схемой. В тех случаях, когда образование многозвенного механизма непосредственно нельзя представить как последовательное соединение базовых четырехзвенных механизмов, определение кинематических характеристик можно выполнить с помощью вспомогательного замкнутого контура с вектором переменной длины [1].

Так, например, образование схемы шестизвенного механизма второго класса (рис. 1), имеющего формулу строения  $I(0,1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5)$ , можно представить как последовательное соединение двух простейших механизмов – шарнирного четырехзвенника, состоящего из звеньев 1, 2, 3, и кривошипно-ползунного механизма, состоящего из звеньев 3, 4, 5. При этом звено 3, являющееся выходным звеном для первого механизма, выполняет роль входного звена второго механизма. В соответствии с таким представлением передаточная функция

$$U_{51} = \frac{dS_D}{d\varphi_1} \text{ получается в виде произведения передаточных функций } U_{53} = \frac{dS_D}{d\varphi_3}$$

$$\text{и } U_{31} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}, \text{ то есть } U_{51} = U_{53} \cdot U_{31}.$$

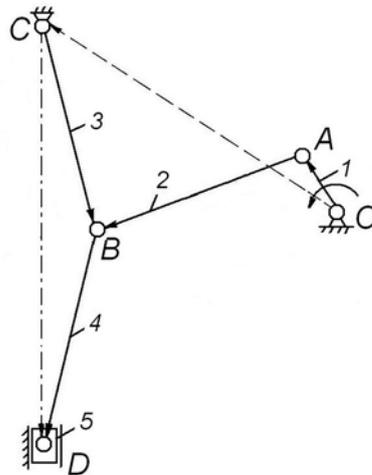


Рис. 1.

Для получения указанных передаточных функций каждый из простейших механизмов представляется в виде замкнутого векторного контура -  $OABCO$  и  $CBDC$ . Для первого контура уравнение замкнутости имеет вид:

$$\overline{OA} + \overline{AB} - \overline{CB} - \overline{OC} = 0, \quad (1)$$

а для второго контура

$$\overline{CB} + \overline{BD} - \overline{CD} = 0. \quad (2)$$

После представления векторных уравнений (1) и (2) в виде уравнений проекций на координатные оси и последующего их дифференцирования по обобщенным координатам  $\varphi_1$  и  $\varphi_3$  получают выражения передаточных функций  $U_{53}$  и

$U_{31}$ , которые могут быть использованы при анализе любых других механизмов, состоящих из аналогичных простейших.

Приведенная методика аналитического исследования кинематики рычажных механизмов получает широкое распространение благодаря универсальности подхода к математическому описанию схем механизмов и простоте получения алгоритмов решения соответствующих задач.

Вместе с тем наряду с аналитическим методом исследования по-прежнему применяются графоаналитические методы, связанные с построением планов скоростей и ускорений (или их аналогов). Последовательность их построения определяется формулой строения механизма, при этом для каждой структурной группы составляются векторные уравнения, связывающие неизвестные и известные кинематические параметры точек и звеньев.

Так, для механизма (см. рис. 1) используются следующие векторные уравнения, основанные на известных теоремах кинематики плоскопараллельного движения:

$$\left. \begin{aligned} \overline{V_B} &= \overline{V_A} + \overline{V_{BA}} \\ \overline{V_B} &= \overline{V_C} + \overline{V_{BC}} \end{aligned} \right\}; \quad (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \overline{V_D} &= \overline{V_B} + \overline{V_{DB}} \\ \overline{V_D} &= \overline{V_{D_0}} + \overline{V_{DD_0}} \end{aligned} \right\}; \quad (4)$$

В результате графического решения системы (3) определяются абсолютная скорость  $\overline{V_B}$  и относительные скорости  $\overline{V_{BA}}$  и  $\overline{V_{BC}}$ . При последующем решении системы (4) определяются скорости  $\overline{V_D}$ ,  $\overline{V_{DB}}$  и  $\overline{V_{DD_0}}$ .

Метод планов отличается наглядностью, простотой графических построений, однако, учитывая, что до настоящего времени в большинстве случаев построение планов выполняется вручную, имеют место значительные погрешности в определении кинематических характеристик. Кроме того, этот метод является весьма трудоемким, если возникает необходимость исследования влияния различных параметров схемы механизма на его кинематические и динамические свойства, поскольку при этом требуется выполнять много однотипных построений для различных положений механизма.

Исключить указанные недостатки метода планов позволяет использование современных технологий компьютерного проектирования. В этом случае решение векторных уравнений типа (3) и (4) легко осуществляется системами параметрического проектирования типа T-Flex CAD. При их применении все элементы построений по векторным уравнениям могут быть связаны параметрами и геометрическими отношениями (параллельность, перпендикулярность, касание и т.д.).

На рис. 2, 3, 4 показано построение планов положений механизма и планов аналогов скоростей для трех положений. Система T-Flex CAD позволяет задавать движение начальному звену (кривошпиу  $OA$ ) и при этом наблюдать соответствующие ему план положений механизма и план аналогов скоростей.

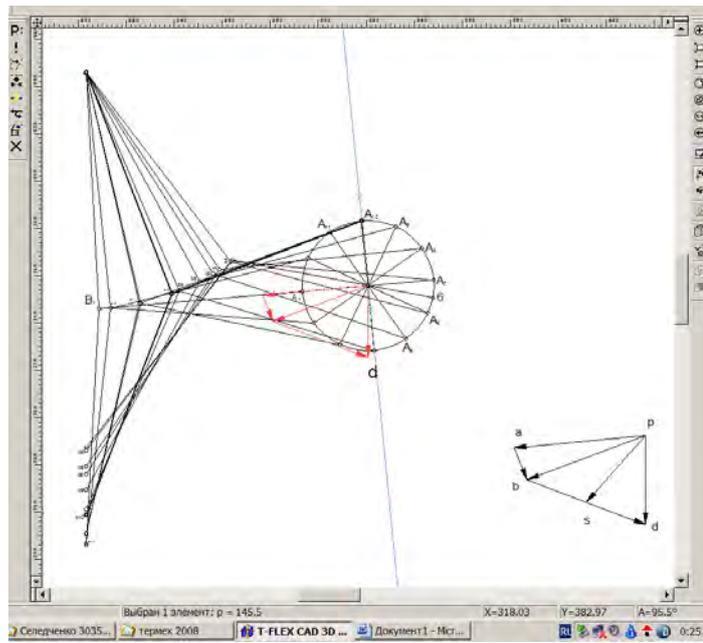


Рис. 2

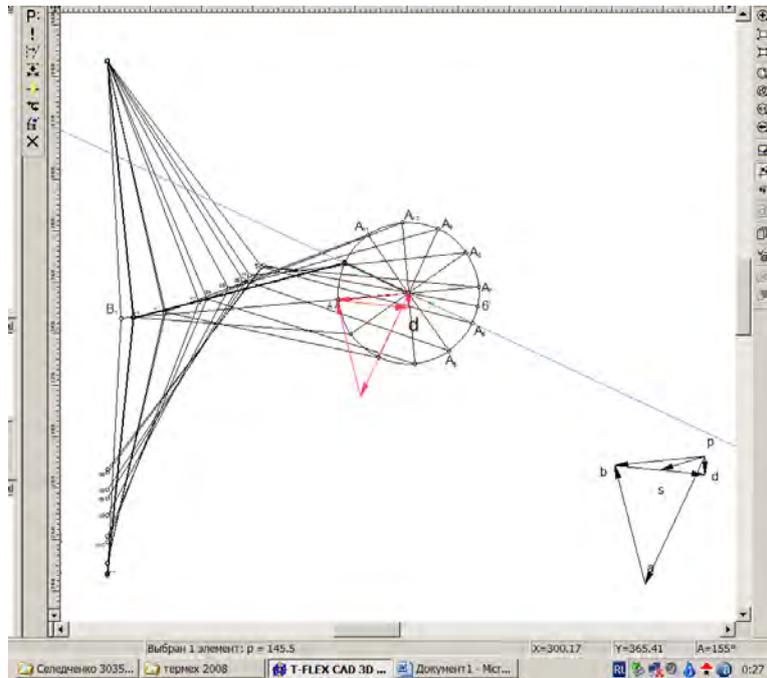


Рис. 3.

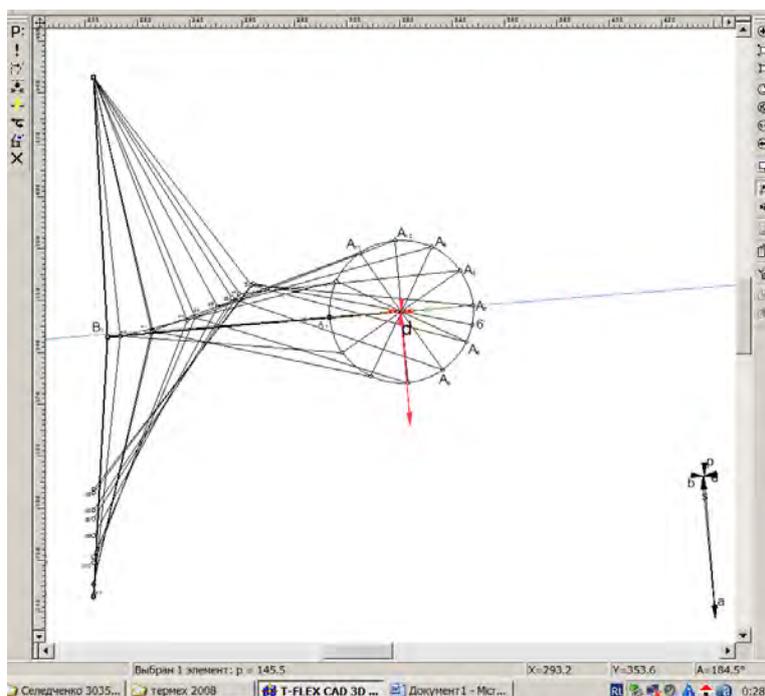


Рис. 4.

Возможность создания движения звеньев механизма является наиболее ценной с исследовательской точки зрения для использования в лабораторном практикуме и при разработке обучающих программ.

### Литература

1. Анципорович П.П., Акулич В.К. Исследование динамической нагруженности машинного агрегата с применением ЭВМ. – Мн.: БПИ, 1986. – 72 с.
2. T-Flex CAD: Руководство пользователя. – М.:АО «Топ Системы», 1997. – 382 с.