ИЗВЕСТИЯ
ТОМСКОГО ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА им. С. М. КИРОВА

Том 223 1972

МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕМАТИКИ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ IV КЛАССА НА АНАЛОГОВЫХ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫХ МАШИНАХ

А. Г. КОКИН

(Представлена научным семинаром ВЛ НИИ АЭМ при ТПИ)

При современном развитии машиностроения, когда все более применяются сложные механизмы II, III и IV классов, вопрос расчета и проектирования таких механизмов имеет существенное значение. Графический и аналитический методы расчета уже не удовлетворяют конструкторов. На смену им приходят машинные методы анализа и синтеза механизмов [3, 4], позволяющие применять самые современные аналоговые и цифровые вычислительные машины. Графические методы, обладая большой наглядностью и простотой, оказываются недостаточно точными, и степень такой точности неизвестна. Кроме того, при расчете сложных механизмов они трудоемки. Аналитические методы. хотя и более точные, обладают недостаточной наглядностью, поэтому при расчетах трудно следить за правильностью получаемых результатов. Они также трудоемки [5].

При проектировании и расчете сложных механизмов преимущества машинных методов, по сравнению с аналитическими и графическими методами, значительно возрастают. Машинные методы анализа и синтеза механизмов позволяют во много раз сократить затраты труда на исследование механизмов, повысить точность расчета, увеличить число исследуемых механизмов. Кроме того, обеспечивается наглядность решения и возможность контроля со стороны конструктора.

Получение высокой точности расчета механизмов и выбор соответствующей схемы механизма при использовании машинных методов достигается за счет применения аналого-цифрового комплекса.

Каждый из механизмов обладает специфическими для него кинематическими, динамическими и другими качествами, поэтому выбрать наивыгоднейшую схему механизма можно только на основании достаточно полного сравнения различных вариантов осуществления механизмов, выполняющих одно и то же функциональное назначение. Все это наиболее соответствует применению АВМ, так как современные аналоговые машины имеют скорость в режиме периодизации до 1000 решений в *сек*, т. е., другими словами, может быть достигнута скорость кривошипа 1000 *об/сек*, без слишком большого отставания по фазе. Применение автоматического оптимизатора дает возможность быстро выбрать схему механизма, приближенно определить кинематические размеры звеньев механизма. Окончательный точный расчет при кинематическом и динамическом анализе и синтезе механизмов производится на цифровой вычислительной машине.

Разделение функций поиска и расчета нужного механизма определяет роль каждой из машин — аналоговой как поисковой и цифровой как расчетной. Из этого следует, что для анализа и синтеза кинематики плоских механизмов нужно рассмотреть возможности исследования любых плоских механизмов на АВМ. До сих пор мы рассматривали моделирование кинематики плоских механизмов II и III классов на аналоговых вычислительных машинах. Рассмотрим моделирование на АВМ кинематики плоских механизмов IV класса. Механизмы, в состав которых входят группы не выше IV класса второго порядка, называются механизмами IV класса (по классификации И. И. Артоболевского) [1] (рис. 1).

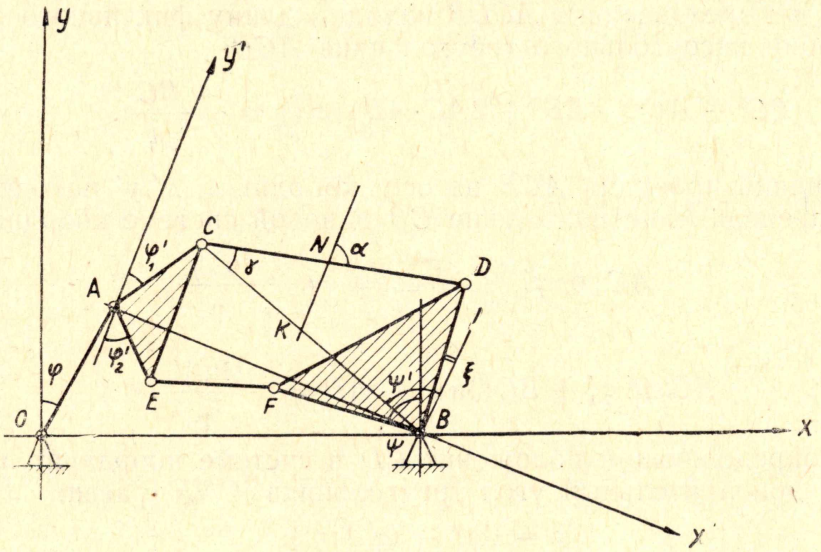

Рис. 1. Схема механизма IV класса

Рассмотрим моделирование кинематики такого механизма методом решения косоугольных треугольников на АВМ. Покажем на данном примере универсальность метода, его возможности при моделировании кинематики сложных механизмов. Суть его в том, что механизм геометрически разбивается на некоторое количество связанных между собой косоугольных треугольников, решение которых даст возможность определить положение всех звеньев механизма. В имеющемся механизме путем введения фиктивного звена AB получаем косоугольный треугольник OAB. Фиктивное звено AB — сторона треугольника OAB определяется по теореме косинусов:

$$AB^2 = OA^2 + OB^2 - 2OA \cdot OB \sin \varphi. \tag{1}$$

При решении на АВМ методом неявных функций [2] выражение запишется в виде:

$$AB^2 - OA^2 - OB^2 + 2OA \cdot OB \sin \varphi = -\frac{AB}{\mu}, \tag{2}$$

μ — коэффициент усиления следящего усилителя.

$$\mu > 1 \cdot 10^6.$$

Из уравнений проекций OAB на оси координат найдем $\sin \psi$, $\cos \psi$, определяющие положение AB в системе координат:

$$OA \cos \varphi - AB \cos \psi = 0,$$

$$OA \sin \varphi + AB \sin \psi - OB = 0. \tag{3}$$

$$OA \cos \varphi - AB \cos \psi = -\frac{\cos \psi}{\mu},$$
$$OA \sin \varphi + AB \sin \psi - OB = -\frac{\sin \psi}{\mu}. \tag{4}$$

Перенесем начало координат в точку A так, чтобы ось абсцисса совпадала с AB и рассмотрим группу $ACDBFE$. В этой группе можно выделить два четырехзвенника $ACDB$ и $AEFB$. Разбиваем их соответственно на косоугольные треугольники ACB, CDB, AEB, EFB и решаем, учитывая, что углы φ_1' и φ_2' связаны между собой.

Для четырехзвенника $ACDB$ находим длину фиктивного звена BC как сторону косоугольного треугольника ACB:

$$BC^2 - AC^2 - AB^2 + 2AC \cdot AB \sin \varphi_1' = -\frac{BC}{\mu}. \tag{5}$$

Из уравнений проекций ACB на оси координат $x'\,y'$ находим $\sin \psi'$, $\cos \psi'$, определяющие положение CB в новой системе координат:

$$AC \cos \varphi_1' - BC \cos \psi' = -\frac{\cos \psi'}{\mu},$$
$$AC \sin \varphi_1' + BC \sin \psi' - AB = -\frac{\sin \psi'}{\mu}. \tag{6}$$

Угол α, определяющий положение CD в системе координат $x'\,y'$, как внешний дополнительный угол треугольника CNK равен:

$$\alpha = 180^\circ - (\gamma + \psi'). \tag{7}$$

Неизвестный угол γ определяется из треугольника CDB по теореме косинусов:

$$DB^2 - CD^2 - CB^2 + 2CD \cdot CB \cos \gamma = -\frac{\gamma}{\mu}. \tag{8}$$

Положение CD определяется $\sin \alpha$, $\cos \alpha$ по формуле нахождения функций суммы двух углов γ и ψ'.

$$\cos \alpha = \cos [180^\circ - (\gamma + \psi')] = -\cos \gamma \cos \psi' + \sin \gamma \sin \psi',$$
$$\sin \alpha = \sin [180^\circ - (\gamma + \psi')] = \sin \gamma \cos \psi' + \cos \gamma \cdot \sin \psi'. \tag{9}$$

Из уравнений замкнутости контура $ACDB$ находим $\sin \xi_1$, $\cos \xi_1$, определяющие положение звена DB:

$$AC \cos \varphi_1' + CD \cos \alpha - DB \cos \xi_1 = -\frac{\cos \xi_1}{\mu},$$
$$AC \sin \varphi_1' + CD \sin \alpha - DB \sin \xi_1 = -\frac{\sin \xi_1}{\mu}. \tag{10}$$

Проделаем подобное для четырехзвенника $AEFB$, учитывая, что

$$\varphi_1' + \varphi_2' + \angle CAE = 180^\circ, \ \xi_1 + \xi_2 + \angle DBF = 180^\circ. \tag{11}$$

Углы CAE и DBE известны и связывают оба четырехзвенника в единую систему. Для того, чтобы выполнить равенство (11), необходимо включить следящий усилитель. Отслеживаемая разница подается на формирование начального угла φ'. Остается теперь связать новую систему

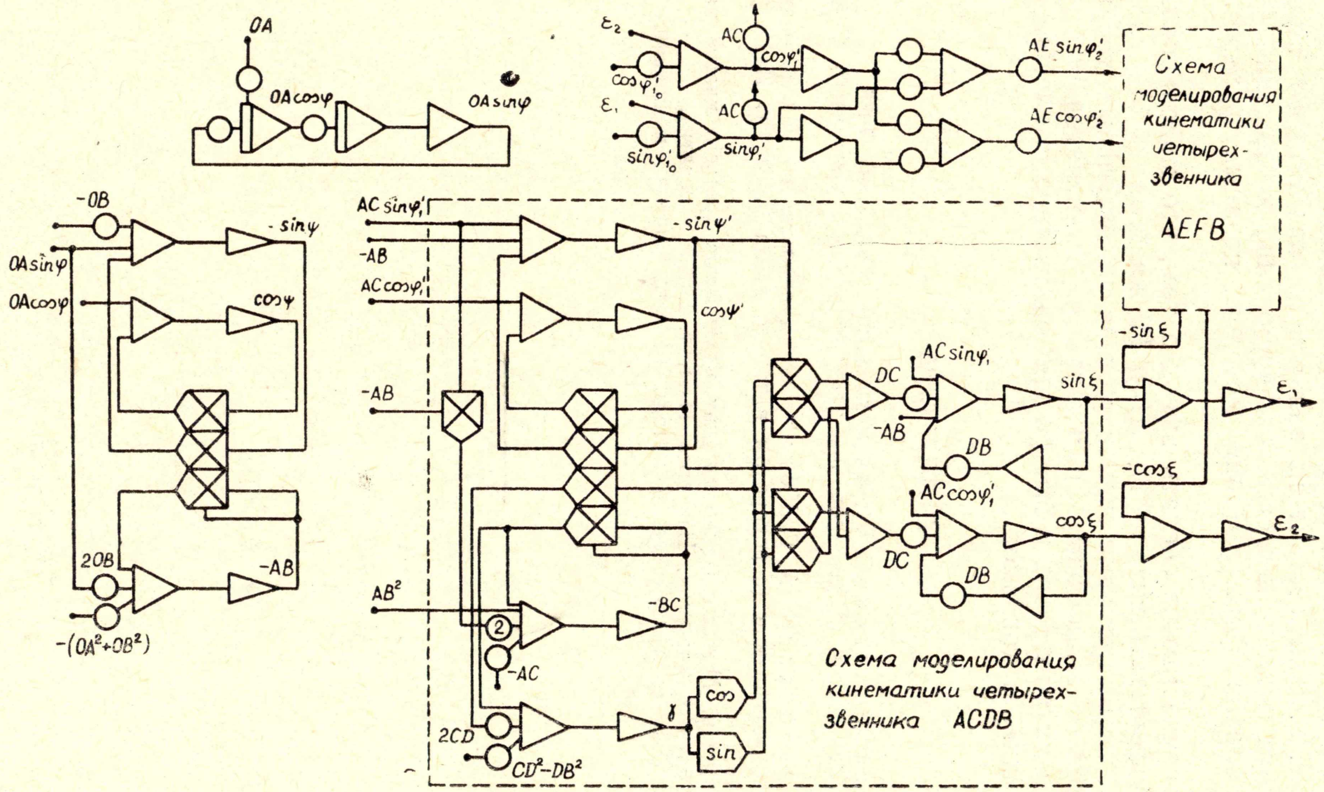

Рис. 2. Блок-схема моделирования кинематики механизма IV класса

координат со старой. Связь осей координат происходит по формулам аналитической геометрии:

$$x = x' \cos\psi + y' \sin\psi + OA \sin\varphi,$$
$$y = x' \sin\psi - y' \cos\psi + OA \cos\varphi. \quad (12)$$

Блок-схема моделирования кинематики механизма IV класса приведена на рис. 2. Она состоит из задающего аналогового генератора $\sin\varphi$, $\cos\varphi$, двух однотипных схем моделирования кинематики четырехзвенника и блоков формирования методом неявных функций углов φ_1', φ_2'.

В заключение можно сделать вывод о том, что моделирование кинематики плоских механизмов II, III и IV классов любой сложности возможно на АВМ при применении метода косоугольных треугольников. Применение аналоговых и цифровых вычислительных машин в комплексе позволит точно и быстро проводить кинематический анализ и синтез плоских механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболевский. Теория механизмов. Физматгиз, 1965.
2. А. Н. Лебедев. Моделирование трансцендентных уравнений. Судпромгиз, 1963.
3. М. Г. Винтизенко, А. Г. Кокин. Метод аналогового моделирования плоских шарнирных механизмов (с поворотом ведомого звена на 360°). Известия ТПИ, т. 187 (в печати).
4. А. Г. Кокин. Моделирование плоских механизмов третьего класса на аналоговых вычислительных машинах. Известия ТПИ, т. 203. (в печати).
5. В. Зиновьев. Аналитические методы расчета плоских механизмов Гостехиздат. 1949.