

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ШЕСТИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ НП-90

Шматкова А.В., Пугатин Д.Р.

*Иркутский национальный исследовательский технический университет,
г.Иркутск*

Ключевые слова: метод контуров, группа Ассура, обобщенная координата, теория механизмов и машин.

Аннотация. Приведен пример варианта аналитического решения прикладной задачи кинематического анализа шестизвенового механизма, с группой Ассура третьего класса.

KINEMATIC ANALYSIS OF THE SIX-SHAFT MECHANISM OF THE HYDRAULIC DISTRIBUTOR NP-90

Shmatkova A.V., Pugatin D.R.

Irkutsk national research technical university, Irkutsk

Keywords: contour method, Assur group, generalized coordinate, theory of mechanisms and machines.

Abstract. An example of a variant of the analytical solution of the applied problem of kinematic analysis of the six-branched mechanism with the Assur group of the third class is given.

Рычажные механизмы получили широкое применение в различных отраслях машиностроения. Из большого разнообразия плоских рычажных механизмов именно механизмы третьего класса в меньшем объеме представлены аналитическими методами расчета в кинематическом синтезе и анализе механизмов, т.к. с повышением класса механизма растет трудоемкость и сложность его исследования.

Аксиально-поршневые регулируемые насосы предназначены для объемных гидроприводов, состоящих из насоса и гидромотора. Они используются в гидроприводах хода мобильных машин, таких как зерноуборочные комбайны, автобетоносмесители, дорожные уплотнители.

В насосах аксиально-поршневых регулируемых, с рабочим объемом 90см^3 , наклонная шайба поворачивается сервопоршнем, который в свою очередь управляется гидрораспределителем. Рычажный механизм такого гидрораспределителя с механическим управлением рассматривается в данном докладе.

На рис. 1 изображена схема такого гидрораспределителя. Управление положением золотника (37) происходит по средствам поворота ручки управления

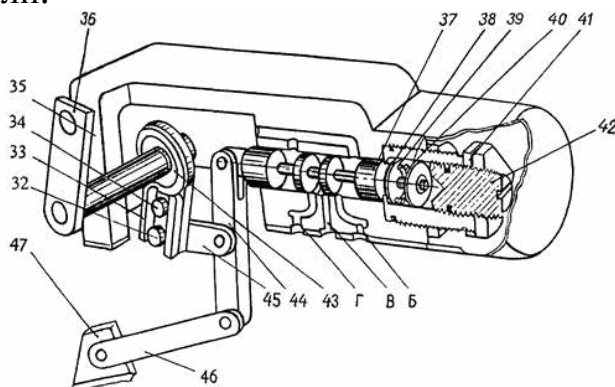


Рис. 1. Схема гидрораспределителя
НП-90

(36) вокруг оси (43), закрепленной неподвижно, относительно корпуса гидрораспределителя. На этой же оси жестко закреплено коромысло (33), шарнирно соединённое с коромыслом (45), которое одним концом двигает золотник (37), а вторым упирается в коромысло (46), соединенное с корпусом насоса.

Для упрощения составления структурной схемы, рычаг управления (36) можно не рассматривать, так как угол поворота коромысла (33) сильно не изменяется, относительно рычага. Золотник на данном этапе анализа механизма можно так же отбросить и рассматривать в схеме только движение точки его соединения с механизмом управления, заменяя её на структурной схеме ползуном, с разрешенным движением вдоль оси движения золотника. Ось поворота коромысла и ось крепления коромысла (46) считаем неподвижными, относительно друг друга. Структурная схема рычажного механизма представлена на рис. 2.

Звенья механизма: 0—стойка, 1—коромысло (33), 2—шатун (45), 3—шатун (44), 4—коромысло (46), 5— ползун (37).

Кинематические пары: A(0;1), B(1;2), C(2;3), D(3;4), E(0;4), F(3;5) – низшая вращательная кинематическая пара 5 класса, F(0;5) – низшая поступательная кинематическая пара 5 класса.

Степень подвижности механизма: $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$. Это означает что для приведения механизма в движение, достаточно одного входного звена, а, следовательно, одной обобщенной координаты. В нашем случае это угол поворота коромысла 1.

Длины звеньев механизма: $a = L_{AB}$; $b = L_{BC}$; $c = L_{FD}$; $d = L_{ED}$; $c_1 = L_{FC}$; $c_2 = L_{DC}$; b_x, b_y – расстояния между стойками.

При кинематическом анализе механизма третьего класса, в состав которого входит четырехзвенная группа Ассура, наиболее сложной является задача по определению положения ведомого звена 5. Выбираем систему координат XOY, с началом координат в точке А. Ось X проводим через неподвижные точку А и ось движения звена 5. За положительное направление принимаем перемещение от точки А к точке F.

Для определения зависимости перемещения ползуна от угла поворота входного звена устанавливаются зависимости положений звеньев механизма методом векторных контуров.

Неизвестными в этой системе являются углы поворота звеньев $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ соответственно и координата перемещение точки F, нам потребуется составить систему из пяти уравнений для пяти неизвестных.

Рассмотрим первый векторный контур ABCF, рисунок 3.

$$X_A = 0; \quad Y_A = 0;$$

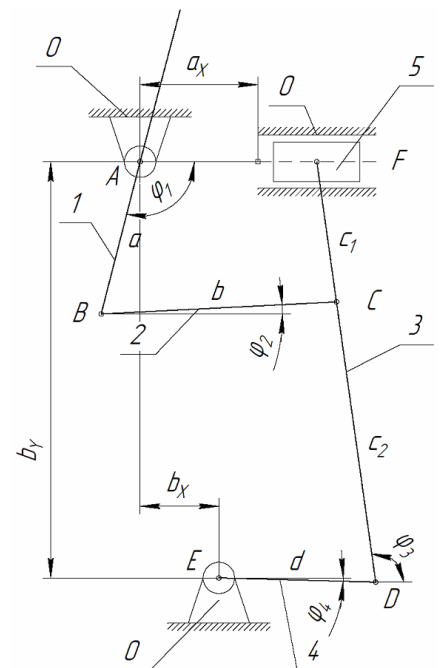


Рис. 2. Структурная схема механизма

$$X_B = a \cdot \cos(\varphi_1); \quad Y_B = a \cdot \sin(\varphi_1);$$

$$X_C = X_B + b \cdot \cos(\varphi_2); \quad Y_C = Y_B + b \cdot \sin(\varphi_2);$$

$$X_F = a \cdot \cos(\varphi_1) + b \cdot \cos(\varphi_2) + c \cdot \cos(\varphi_3).$$

Вторым контуром выбираем EDF, рисунок 4:

$$X_E = b_X; \quad Y_E = b_Y;$$

$$X_D = X_E + d \cdot \cos(\varphi_4); \quad Y_D = Y_E + d \cdot \sin(\varphi_4);$$

$$X_F = X_D + c \cdot \cos(\varphi_3); \quad Y_F = Y_D + c \cdot \sin(\varphi_3);$$

$$X_F = b_X + d \cdot \cos(\varphi_4) + c \cdot \cos(\varphi_3).$$

Третьим контуром будет ABCDE, рисунок 5:

$$X_A = 0; \quad Y_A = 0;$$

$$X_B = a \cdot \cos(\varphi_1); \quad Y_B = a \cdot \sin(\varphi_1);$$

$$X_C = X_B + b \cdot \cos(\varphi_2); \quad Y_C = Y_B + b \cdot \sin(\varphi_2);$$

$$X_D = X_C + d \cdot \cos(\varphi_4); \quad Y_D = Y_C + d \cdot \sin(\varphi_4);$$

$$X_E = b_X = a \cdot \cos(\varphi_1) + b \cdot \cos(\varphi_2) + c \cdot \cos(\varphi_3) - d \cdot \cos(\varphi_4).$$

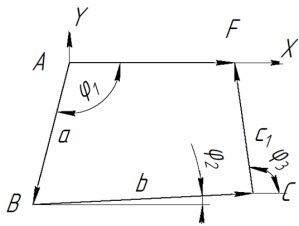


Рис. 3. Первый контур

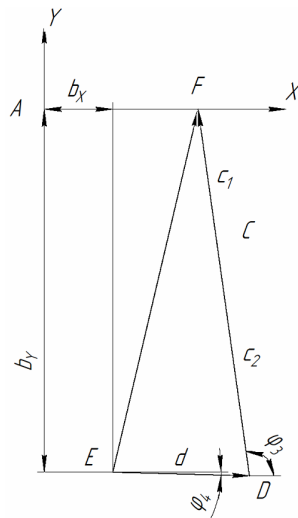


Рис. 4. Второй контур

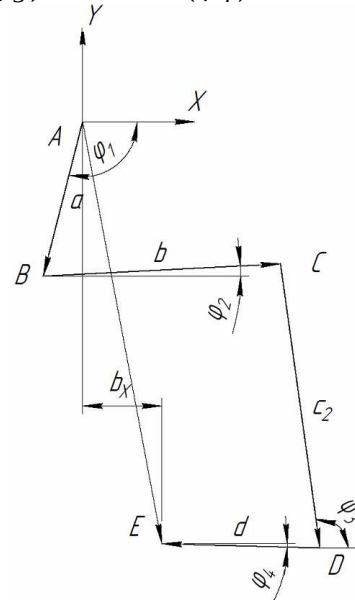


Рис. 5. Третий контур

Дальнейшие попытки работы с замкнутыми контурами и нахождения зависимостей не дали успехов. Все уравнения зависимостей углов звеньев механизма оказывались тождествами, и не позволяли выражать угол поворота звена в виде тригонометрического полинома с одним неизвестным. Решение проблемы дало применение теоремы косинусов для контуров ABC и AFB, рисунок 6.

В треугольнике ABC, рисунок 7:

$$AC^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2);$$

$$AC = |AC| = (x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2;$$

$$AC = |AC| = (a \cdot \cos(\varphi_1) + b \cdot \cos(\varphi_2))^2 + (a \cdot \sin(\varphi_1) + b \cdot \sin(\varphi_2))^2.$$

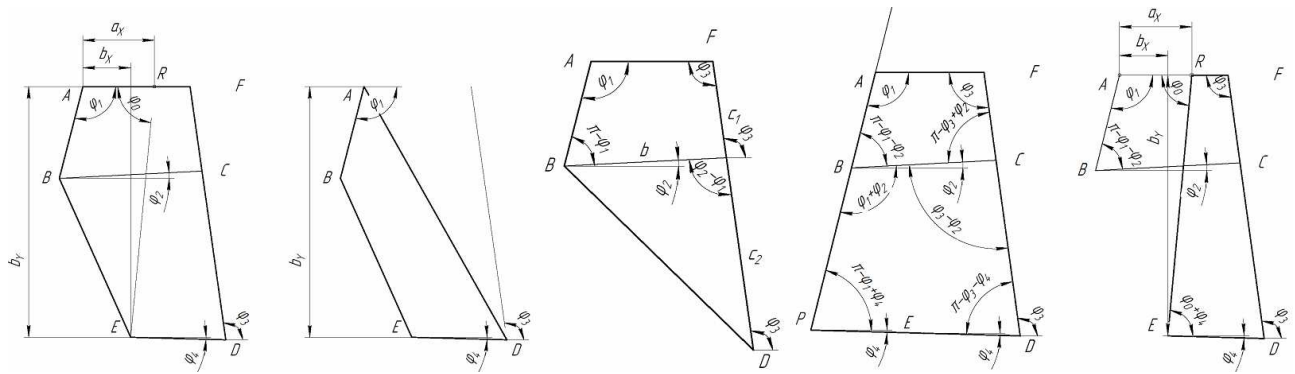


Рис. 6. Контуры тождественных зависимостей

Аналогичным образом можно выразить эту же сторону AC, но из другого контура. В треугольнике AFC, рисунок 8:

$$AC^2 = X_F^2 + c_1^2 - 2 \cdot \cos(\varphi_3);$$

$$\begin{cases} X_F = a \cdot \cos(\varphi_1) + b \cdot \cos(\varphi_2) + c \cdot \cos(\varphi_3), \\ X_F = b_x + d \cdot \cos(\varphi_4) + c \cdot \cos(\varphi_3), \\ b_x = a \cdot \cos(\varphi_1) + b \cdot \cos(\varphi_2) + c \cdot \cos(\varphi_3) - d \cdot \cos(\varphi_4), \\ AC^2 = a^2 + b^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2), \\ AC^2 = X_F^2 + c_1^2 - 2 \cdot a \cdot b \cdot \cos(\varphi_3). \end{cases}$$

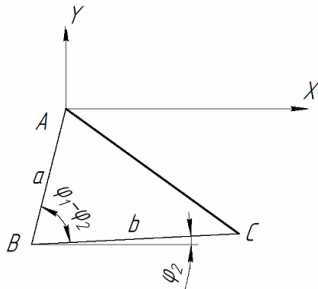


Рис. 7. Четвертый контур

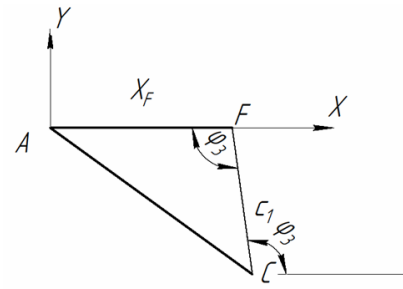


Рис. 8. Пятый контур

Таким образом, получены пять уравнений для пяти неизвестных. Дальнейшей задачей является последовательная замена неизвестных φ_2 , φ_3 , φ_4 , с целью приведения системы уравнений к виду тригонометрического полинома вида $X_F = f(\varphi_1)$.

Список литературы

1. Екшибаров В.Н. Реализация аналитического метода кинематического анализа рычажного механизма третьего класса на ЭВМ // Вестник Алтайского государственного аграрного университета №2(14), с.246-248, 2004.
2. Шматкова А.В. Теория механизмов и машин: учеб. пособие – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014.-169с.

Сведения об авторах:

Шматкова Анна Викторовна – к.т.н., доцент кафедры конструирования и стандартизации в машиностроении, ИРНИТУ, г.Иркутск;

Пугатин Денис Викторович – студент ИРНИТУ, г. Иркутск.