

Рис. 8. Схема движений рычажного механизма второго семейства

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов. – М.: Наука, 1965. – 776 с.
2. Пат. № 2309051 С1 РФ, МПК В 43 L 11/00. Механизм для воспроизведения пространственных кривых / Дворников Л.Т., Фомин А.С. – № 2005141747; заяв. 30.12.2005; опубл. 27.10.2007, Бюл. № 30 – 4 с.; 1 ил.

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО ВОСЬМИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА ШЕСТОГО КЛАССА С ПОСТУПАТЕЛЬНОЙ ПАРОЙ АНАЛИТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

Чашников Д.О., Гаряшин В.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк;
e-mail: Chashnikov.d.o@yandex.ru

Ранее [1] был описан плоский восьмизвенный механизм, выполненный в виде двухщечковой дробильной машины. На рисунке показан этот же механизм, выполненный в виде трехщечковой дробильной машины, включающей неподвижную щеку 9, основную 6 и промежуточную 5 подвижные щеки, соединённые

в шарнир, приводной кривошип 1, трехпарное опорное звено 4, выполненное в виде третьей подвижной щеки. При этом, основная 6 и промежуточная 5 подвижные щеки дробильной машины, трехпарное опорное звено 4, поводки 7 и 3, а также трехшарнирный шатун 2 образуют между собой шестизвенный замкнутый изменяемый контур.

В той же статье [1] был изложен графический метод определения скоростей всех точек механизма. При всей его наглядности этот метод обладает одним явным недостатком – не обеспечивает высокой точности расчёта. Определить положения, скорости и ускорения точек механизма с высокой точностью можно аналитически, воспользовавшись методом замкнутых векторных контуров, предложенным В.А. Зиновьевым [2].

В механизме исследуемой дробильной машины можно выделить контуры O_1AHFO_3 , O_1MCBA , и O_3O_1NDE . Зададим координатные оси как показано на рисунке: начало координат поместим в точку O_1 , ось O_1x направим параллельно линии перемещения xx ползуна 4, а ось O_1y – перпендикулярно ей.

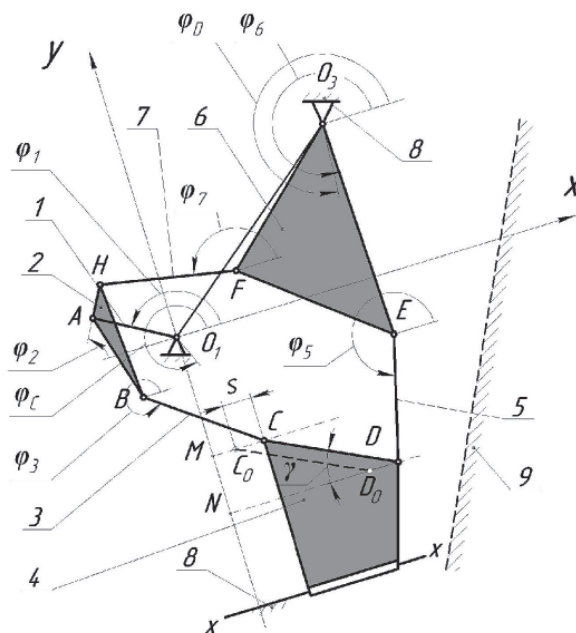


Схема трехщечковой дробильной машины

Прежде всего, рассмотрим контур O_1AHFO_3 . Для него может быть составлено векторное уравнение

$$\vec{O_1O_3} = \vec{O_1A} + \vec{AH} + \vec{HF} + \vec{FO_3}$$

и найдены его проекции на ось O_1x

$$l_{O_1O_3} \cos \angle xO_1O_3 = l_{O_1A} \cos \phi_1 + l_{AH} \cos \phi_2 - l_{HF} \cos \phi_7 + l_{FO_3} \cos(\phi_6 - 180^\circ - \angle FO_3E) \quad (1)$$

и на ось O_1y

$$l_{O_1O_3} \sin \angle xO_1O_3 = l_{O_1A} \sin \phi_1 + l_{AH} \sin \phi_2 - l_{HF} \sin \phi_7 + l_{FO_3} \sin(\phi_6 - 180^\circ - \angle FO_3E). \quad (2)$$

Рассмотрим далее контур O_1MCBA . Составим для него векторное уравнение и спроецируем его на оси O_1x и O_1y

$$\overrightarrow{O_1M} = \overrightarrow{MC} + \overrightarrow{CB} + \overrightarrow{BA} + \overrightarrow{AO_1};$$

$$0 = l_{MC} - l_{CB} \cos \phi_3 - l_{BA} \cos(180^\circ - \angle HAB - \phi_2) + l_{AO_1} \cos \phi_1; \quad (3)$$

$$-l_{O_1M} = -l_{CB} \sin \phi_3 + l_{BA} \sin(180^\circ - \angle HAB - \phi_2) - l_{AO_1} \sin \phi_1. \quad (4)$$

Векторное уравнение и проекции его на координатные оси для контура O_3O_1NDE запишутся в виде

$$\overrightarrow{O_3O_1} = \overrightarrow{O_1N} + \overrightarrow{ND} + \overrightarrow{DE} + \overrightarrow{EO_3};$$

$$-l_{O_3O_1} \cos \angle xO_1O_3 = -l_{ND} - l_{DE} \cos \phi_5 - l_{EO_3} \cos \phi_6; \quad (5)$$

$$-l_{O_3O_1} \sin \angle xO_1O_3 = -l_{O_1N} - l_{DE} \sin \phi_5 - l_{EO_3} \sin \phi_6. \quad (6)$$

Перемещение ползуна 4 удобнее измерять от крайнего левого положения механизма, когда точки C и B занимают положение C_0 и D_0 соответственно. Тогда

$$l_{MC} = l_{MC_0} + s;$$

$$l_{ND} = l_{ND_0} + s.$$

С учетом этого, в уравнениях (1) – (6) останется шесть неизвестных: $\phi_2, \phi_3, \phi_5, \phi_6, \phi_7$ и s . Решив совместно эти уравнения, найдём углы, определяющие положение всех звеньев исследуемого механизма, и величину перемещения ползуна при любом положении ϕ_1 ведущего звена.

Далее, дважды продифференцировав эту систему уравнений по времени, получим две системы дифференциальных уравнений – первого и второго порядка. Решая систему первого порядка, сможем определить скорости всех точек звеньев, решая систему второго порядка – ускорения.

Проведение таким методом исследования механизма трехщечковой дробильной машины позволяет с высокой точностью определить все его кинематические характеристики.

Список литературы

1. Чашников Д.О. Кинематическое исследование плоского восьмизвенного механизма шестого класса с поступательной парой / Д.О. Чашников, В.В. Гаряшин, Л.Т. Дворников // Успехи современного естествознания. – 2011. – №7. С. 231-232.
2. Зинovieв В.А. Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 204 с.

К ЗАДАЧЕ О СОЗДАНИИ ПЛАТФОРМЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ

Шерстюк А.В., Полосухин А.В.

Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, e-mail: monitor1401@rambler.ru

В последние десятилетия широкий интерес в теории машин вызывают так называемые платформенные механизмы, или механизмы с параллельными ветвями. Сравнительно недавно такие механизмы стали называть гексаподами. Товарный знак «гексапод» (англ. – hexapod) был зарегистрирован компанией Geodetic Technology. Гексапод (Hexapod) (от греческого слова «ἑξί – ехi», что означает «шесть» и слова «podos», что означает «нога») – это шестиногий робот, представляющий собой конструкцию, построенную на мехотронных модулях линейного движения, в основе которых лежат механизмы с параллельными ветвями. Т.к. положение любого тела в пространстве может быть заданно шестью координатами, то

именно шестью независимыми движениями ведущих звеньев можно обеспечить их функционирование. Первый такой механизм – платформа Стюарта была запатентована в 1965 г. [1].

Применительно к механизмам с параллельными ветвями очевидными являются следующие соображения [2]:

- Платформа таких механизмов есть наиболее сложное базисное звено цепи, т.е. может быть принято за τ -угольник;

- Число ветвей цепи γ определяется сложностью τ – угольника, т.е. $\tau = \gamma$, при этом речь о параллельных ветвях может идти лишь в случае, когда $\tau \geq 2$;

- Если ветви цепи одинаковы, то число звеньев в каждой ветви n_b есть общее число звеньев цепи, кроме платформы $(n - 1)$ отнесенное к τ , т.е. $n_b = \frac{n-1}{\tau}$,

а число кинематических пар в каждой ветви цепи $p_b = \frac{p}{\tau}$, где p – общее число кинематических пар цепи.

Любая кинематическая цепь может быть описана универсальной структурной системой вида:

$$\begin{cases} \sum p_k = \tau + (\tau - 1)n_{\tau-1} + \dots + i \cdot n_i + \dots + 2n_2 + n_1, \\ n = 1 + n_{\tau-1} + \dots + n_i + \dots + n_2 + n_1 + n_0, \\ W = (6 - m)n - \sum (k - m)p_k \cdot (k - m), \end{cases} \quad (1)$$

где τ – число геометрических элементов (кинематических пар) наиболее сложного базисного звена цепи (τ -угольника); n_i – число звеньев, добавляющих в цепь по i кинематических пар; n – общее число звеньев цепи; m – число общих связей, накладываемых на цепь (по Добровольскому В.В.); k – класс применяемых кинематических пар.

Решение системы (1) пригодно для синтеза любых кинематических цепей, включая цепи с параллельными ветвями.

Если использовать дополнительные платформы, которым будет задаваться движения относительно первой платформы посредством кинематических ветвей (рисунок), то на выходном звене получится абсолютно уникальное движение. Т.о, комбинируя механизмы с параллельными ветвями и механизмы с открытой кинематической цепью, можно создавать такие механизмы, которые будут обладать более высокой точностью позиционирования, грузоподъемностью, жесткостью, по сравнению с механизмами с открытой кинематической цепью, и иметь большую рабочую зону, в отличие от параллельных механизмов.

Использование дополнительной платформы в механизмах с параллельными ветвями уже известно в мировой практике. Так, например, в Германии 16 октября 1997 г. на «Three-dimensional, adjustable universal joint, for robotics, manipulators» был получен патент. Данное изобретение имеет шесть степеней свободы, и предназначено для использования в устройствах обработки, роботах, хирургических инструментах или аналогичных устройствах [3].