

УДК 621.01

ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ ДВУХКРИВОШИПНЫХ ВОСЬМИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСТОЕМ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА НА ОСНОВЕ ТОЧЕК РАСПРЯМЛЕНИЯ 5-ГО ПОРЯДКА

*канд. техн. наук, доц. В.А. ХАРЖЕВСКИЙ
(Хмельницкий национальный университет, Украина)*

Рассматривается кинематический синтез двухкривошипных рычажных восьмизвенных механизмов, обеспечивающих периодическую остановку (выстой) выходного звена заданной продолжительности. Проектирование таких механизмов является важной практической задачей, поскольку они используются в различных областях машиностроения, а одним из эффективных направлений их синтеза является использование методов кинематической геометрии. Определены области существования таких механизмов по заданной продолжительности и точности выстоя, с учетом дополнительных параметров, в частности положения шатунной точки, которое определяет габариты проектируемого механизма, а также максимальный ход выходного звена.

Ключевые слова: *двухкривошипные восьмизвенные механизмы, кинематическая геометрия, выстой.*

Введение. Механизмы с периодической остановкой (выстоем) выходного звена при непрерывном вращательном движении входного звена широко используются в различных областях современного машиностроения. Поэтому разработка методов синтеза механизмов, которые по циклограмме должны обеспечивать один либо несколько приближенных выстоев, является актуальной задачей. В частности, как указывается в работе [1], большинство приводных механизмов технологических машин легкой промышленности должны обеспечивать движение рабочих органов, у которых циклограмма включает хотя бы один выстой, в процессе которого осуществляются рабочие операции, например, в трикотажных машинах – прокладывается нить, в упаковочных – наклеивается этикетка и т.д.

Для обеспечения выстоя заданной продолжительности часто используются механизмы, в состав которых входят высшие кинематические пары (в частности, кулачковые механизмы, мальтийские механизмы, механизмы неполнозубых колес и т.д.). Однако известно, что при определенном соотношении длин звеньев данная задача может быть решена с помощью рычажных механизмов, в состав которых входят только низшие кинематические пары (вращательные либо поступательные), которые являются более надежными и долговечными. Кроме того, использование рычажных механизмов позволяет значительно увеличить рабочие скорости машин и их производительность, что особенно важно при проектировании современных машин-автоматов [1; 2; 3].

Однако использование рычажных механизмов на практике ограничивается их достаточно сложным синтезом, который представляет собой одну из наиболее трудных задач в теории механизмов и машин. Одним из направлений их синтеза является использование базовых круговых и прямолинейно-направляющих механизмов, которые кроме того имеют также самостоятельное применение в машиностроении [2; 4; 5]. Таким образом, в качестве основной задачи синтеза механизма с выстоем выступает именно синтез базового направляющего механизма.

Как известно [2; 3; 6], существует два направления синтеза рычажных направляющих механизмов: в первом случае используются условия наилучшего приближения по Чебышеву, что отражено, в частности, в работах Блоха, Функа (Funk), Гассманна (Gassmann) [5], Киницкого [4], а во втором – методы кинематической геометрии, основы которой были сформулированы немецким ученым Бурместером и получили дальнейшее развитие в работах Мюллера (Müller), Лихтенхельдта (Lichtenheldt), Бейера (Beyer), Ина (Yin) [7], Хана (Han) и ряда других ученых. Детальный обзор современного состояния синтеза рычажных направляющих механизмов и построенных на их основе механизмов с выстоем выходного звена приведен в одной из последних работ Уанга (Wang) [3].

Основная часть. В представляемой работе для проектирования механизмов с выстоем будут использованы методы кинематической геометрии бесконечно близких положений. Основной их принцип сводится к поиску таких особых точек шатунной плоскости механизма, при принятии которых в качестве шатунных они будут вычерчивать кривые, имеющие участок приблизительно постоянной кривизны, следовательно, получаем приближение к дуге окружности либо к прямой линии, т.е. синтезируем направляющий механизм. Такими особыми точками, как известно, являются: точки Болла [2; 7; 8]; Бурместера [7; 9]; Чебышева [10]; точки распрямления 4-го [2] и 5-го порядка. Синтез механизмов с выстоем выходного звена на основе точек распрямления 5-го порядка рассматривался нами, в частности, в работах [11; 12], причем в качестве одного из способов изменения продолжительности выстоя выходного звена в широких

пределах без изменения теоретической точности приближения использовался способ применения двух дополнительных звеньев в шестизвенном механизме с выстоем, спроектировав таким образом двухкривошипный восьмизвенный рычажный механизм, показанный на рисунке 1.

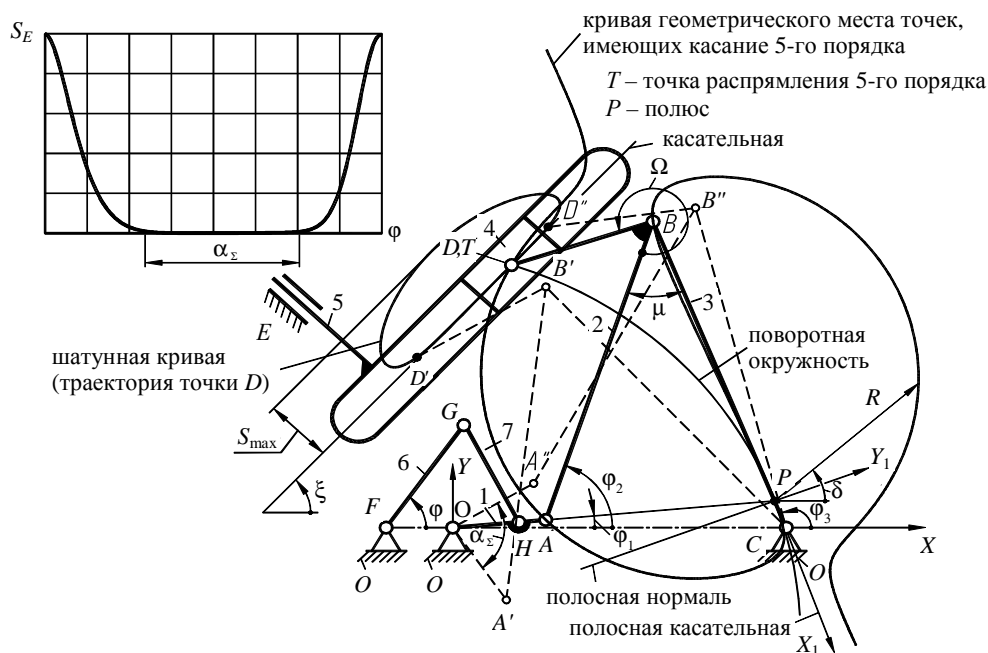


Рисунок 1. – Рычажной двухкривошипный восьмизвенный механизм с выстоем выходного звена

Цель работы – определение геометрических параметров рычажных механизмов по заданной продолжительности выстоя, поскольку при использовании аналитических методов кинематической геометрии невозможно заранее предсказать величину интервала приближения в направляющем механизме и, соответственно, величину выстоя выходного звена. Для этого, как будет показано ниже, могут успешно использоваться методы численного анализа, что позволило определить области существования таких механизмов в виде справочных карт (рис. 2–4).

Механизм, изображенный на рисунке 1, работает следующим образом: к базовому прямолинейно-направляющему четырехзвенному механизму $OABCD$, шатунная точка D которого описывает кривую с приближенно-прямолинейным участком $D'D''$, присоединена структурная группа 4–5 II класса 5-го вида таким образом, что направляющая ползуна 4 параллельна прямолинейному участку шатунной кривой. Механизм $OABCDE$ может представлять собой самостоятельный шестизвенный рычажный механизм с ведущим звеном 1, при непрерывном вращательном движении которого выходное звено 5 будет иметь выстой во время прохождения шатунной точки D прямолинейного участка $D'D''$ шатунной кривой. Поскольку продолжительность выстоя выходного звена 5 равна времени, на протяжении которого шатунная точка D находится на интервале приближения, то очевидно, что, увеличив это время, можно увеличить продолжительность выстоя. Это достигается путем введения в механизм двух дополнительных звеньев (кривошипа 6 и шатуна 7), которые формируют двухкривошипный механизм $FGHO$. При использовании кривошипа 6 в качестве начального звена механизма создается неравномерность во вращении кривошипа 1, что, в свою очередь, изменяет продолжительность выстоя выходного звена 5 механизма. Преимуществом такого метода является то, что теоретическая точность приближения при этом остается неизменной, а продолжительность выстоя можно регулировать в широких пределах. Исследование таких механизмов проводилось в работе [12], однако нерешенной задачей является определение их геометрических параметров по наперед заданной продолжительности выстоя выходного звена. На приведенных в работе справочных картах (рис. 2–4) выстой обозначен как угол α_z поворота кривошипа 6, в пределах поворота которого выходное звено 5 имеет остановку. Заметим, что выстой базового шестизвенного механизма $OABCDE$ соответствует углу α_z поворота кривошипа 1, однако в рассматриваемом восьмизвенном двухкривошипном механизме углом α_z будет именно угол поворота кривошипа 6 (как начального звена механизма).

Таким образом, основным этапом в проведении кинематического синтеза является определение длин звеньев механизма, которые бы обеспечили наперед заданную продолжительность выстоя.

Исходными параметрами для синтеза являются длины звеньев базового направляющего механизма: кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$, коромысла $c = l_{BC}$, двух дополнительных звеньев: кривошипа $r_2 = l_{FG}$, шатуна $b_2 = l_{GH}$, а также расстояние $c_2 = l_{OH}$, причем $l_{FO} = 0,2$. Все размеры являются относительными, в качестве модуля длины, как и в работах [2; 6; 8–13], принято расстояние между осями неподвижных шарниров механизма $d = l_{OC} = 1$.

Задача кинематического синтеза рассматриваемого механизма состоит, прежде всего, в поиске соответствующего положения точки D в шатунной плоскости ABD механизма. Оно должно быть таким, чтобы шатунная кривая этой точки имела приблизительно прямолинейный участок $D'D''$ некоторой продолжительности. В соответствии с теоретическими положениями кинематической геометрии [2; 3; 6] геометрическим местом точек шатунной плоскости, которые являются распрямлениями либо перегибами своих траекторий, служит поворотная окружность, уравнение которой в неявном виде представим так:

$$\omega^2 (x^2 + y^2) - (x_0''x + y_0''y) = 0, \tag{1}$$

где ω – угловая скорость вращения шатунной плоскости ABD ; x_0'', y_0'' – ускорение полюса P мгновенного вращения шатунной плоскости ABD . Заметим, что все построения в кинематической геометрии относятся только к определенному положению механизма, которое определяется углом φ_1 поворота кривошипа базового прямолинейно-направляющего механизма $OABCD$. Используя уравнение (1), можно определить положение центра поворотной окружности и ее диаметр:

$$x_{c_0} = x_0''/2\omega^2; y_{c_0} = y_0''/2\omega^2; d_k = \sqrt{x_0''^2 + y_0''^2} / \omega^2. \tag{2}$$

В соответствии с рекомендациями [6], при проведении расчетов целесообразно принять угловую скорость шатунной плоскости постоянной и равной единице ($\omega = 1$), а также повернуть базовую систему координат xOy в положение x_1Py_1 таким образом, чтобы ось абсцисс была направлена вдоль полюсной касательной, а центр выбрать в полюсе P мгновенного вращения шатунной плоскости ABD (см. рис. 1). Таким образом, ускорение полюса P будет направлено вдоль полюсной нормали, а величина $x_0'' = 0$, что позволит упростить расчеты.

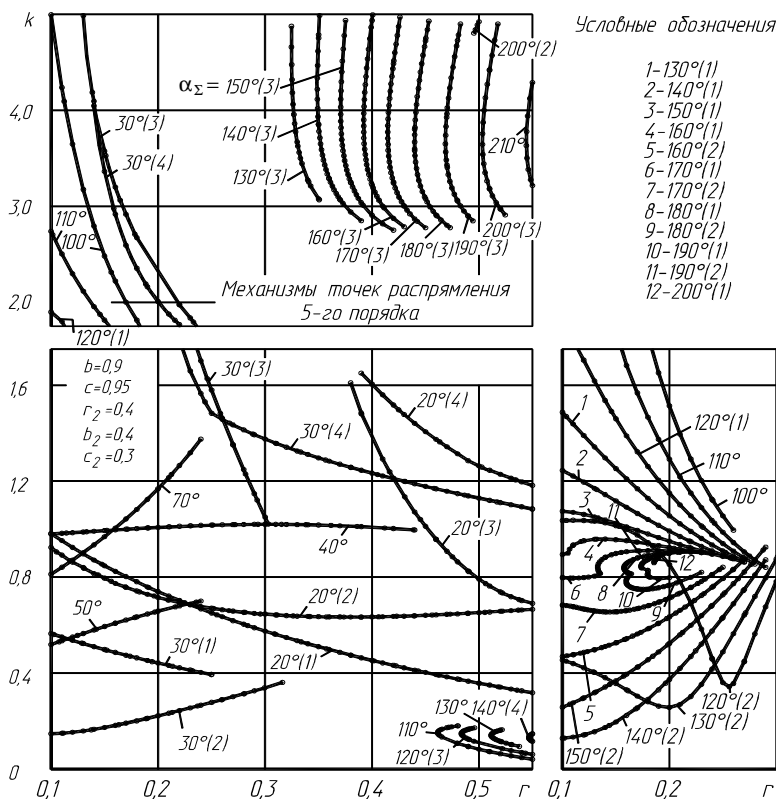


Рисунок 2. – Справочная карта для определения длины второго плеча шатуна $k = l_{BD}$ в зависимости от длины кривошипа $r = l_{OA}$ по заданной продолжительности выстоя

В работе [11] показано, что для синтеза прямолинейно-направляющего механизма может быть использована точка распрямления 5-го порядка. Эта точка является точкой кривой (1) и одновременно принадлежит также кривой геометрического места точек, шатунные кривые которых обеспечивают в данной точке касание 5-го порядка со своими касательными окружностями. Для определения координат таких точек рассмотрим уравнение этой кривой в параметрическом виде. Для этого, используя точку P (полюс мгновенного вращения) в качестве начала системы координат, проведем радиус-вектор R под углом δ , который будет изменяться в пределах от 0 до 2π . Тогда любая точка кривой геометрического места точек, обеспечивающих касание 5-го порядка, будет определяться двумя параметрами – радиус-вектором R и углом δ (см. рис. 1) в соответствии с уравнением

$$\omega^2 y = x \operatorname{tg} \delta. \tag{3}$$

Уравнение кривой геометрического места точек с касанием 5-го порядка в параметрическом виде можно записать так [13]:

$$\frac{x^3}{\cos^2 \delta} \left[(y_0^V - 5u_2) \operatorname{tg} \delta + x_0^V + 5u_1 \right] + 5x^2 \left[\operatorname{tg}^2 \delta (u_2 y_0'' + u_3) - u_1 y_0'' \operatorname{tg} \delta + u_3 \right] - 5x y_0'' u_3 \operatorname{tg} \delta = 0, \tag{4}$$

где коэффициенты u_1, u_2, u_3 определяются следующим образом:

$$u_1 = y_0^{IV} - 2x_0''' - 2y_0''; \quad u_2 = x_0^{IV} + 2y_0''; \quad u_3 = 2y_0'' y_0''', \tag{5}$$

где $x_0^{IV}, y_0^{IV}, x_0^V, y_0^V$ – производные соответственно 4-го и 5-го порядков от перемещения полюса P .

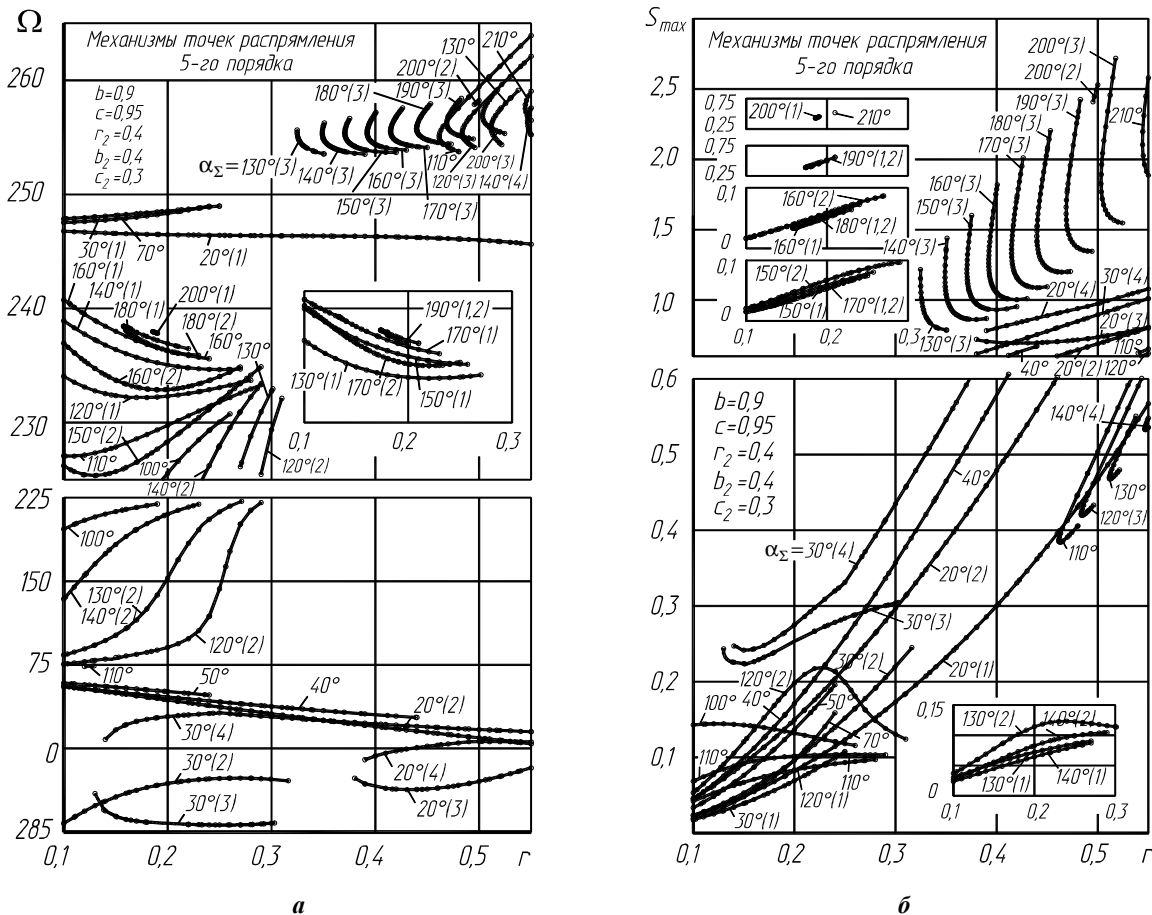


Рисунок 3. – Справочные карты для определения угла излома шатуна Ω (а), а также максимального хода выходного звена S_{\max} (б) по заданной продолжительности выстоя α_2

Используя уравнения (1)–(5), для заданного положения механизма можно построить поворотную окружность и кривую геометрического места точек, обеспечивающих касание 5-го порядка. Как указано в работе [11], эти кривые в общем виде имеют две точки пересечения, одна из которых является полю-

сом P мгновенного вращения шатунной плоскости, а другая – искомой точкой распрямления 5-го порядка, координаты которой определяются следующим образом [11]:

$$x_T = \frac{-y_0'' x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; \quad y_T = \frac{-y_0'' (x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}, \quad (6)$$

Если принять найденную точку распрямления 5-го порядка T в качестве шатунной точки D механизма, получим прямолинейно-направляющий механизм $OABCD$, для которого по заданной шатунной точке можно определить длину второго плеча шатуна $k = l_{BD}$ и угол его излома Ω . Такой механизм может быть базовым для проектирования механизма с выстоем выходного звена. Для определения фактической продолжительности выстоя в таких механизмах можно использовать разработанный ранее численный метод [2] с использованием коэффициента предельной скорости выходного звена. Однако, как указывалось, важной практической задачей является кинематический синтез таких механизмов по заданной величине выстоя. Для этого методом итерации численно определены такие геометрические параметры механизмов, которые соответствуют кратным значениям углов выстоя: $\alpha_\Sigma = 20^\circ, 30^\circ, \dots, 210^\circ$.

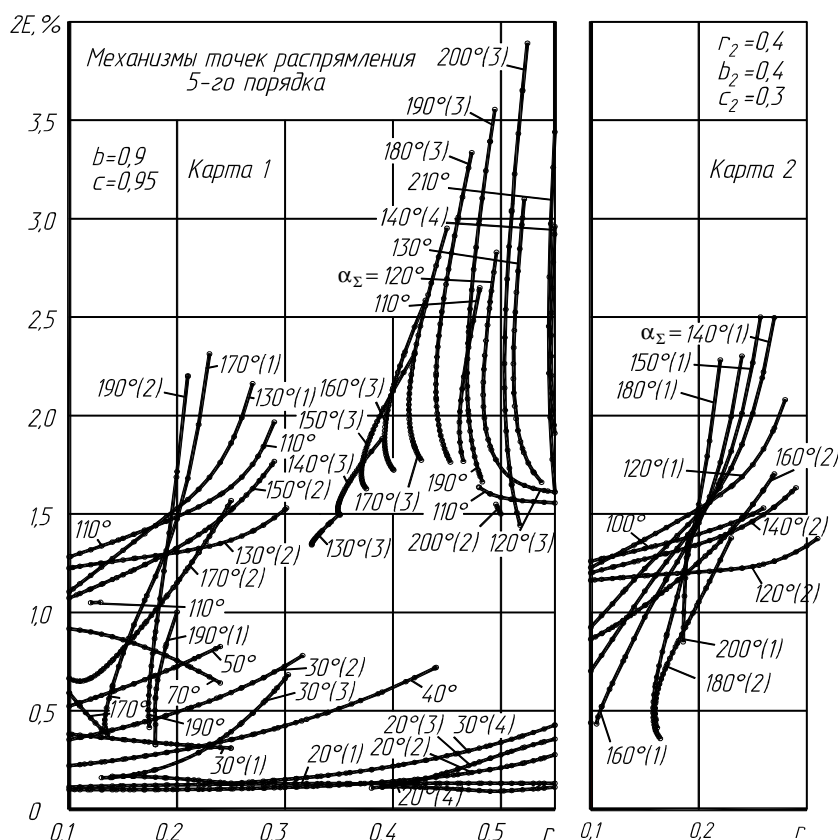


Рисунок 4. – Справочная карта для определения точности выстоя $2E$ по заданной его продолжительности α_Σ

Установлено, что параметры механизмов с одинаковыми значениями выстоев представляют собой определенные функциональные зависимости, которые формируют области существования таких механизмов. Причем определенной продолжительности выстоя могут соответствовать несколько кривых (см. рис. 2–4), в таком случае для однозначного определения параметров механизмов на различных справочных картах номера кривых указываются в скобках. Разработанные алгоритмы и соответствующее программное обеспечение для построения таких областей позволяет инженерам-конструкторам достаточно просто выбирать геометрические параметры подобных механизмов, причем не только по заданной продолжительности выстоя (что зачастую является основным требованием к механизму), но и учитывая дополнительные параметры. К таким параметрам можно отнести, в частности, габаритные размеры механизма, которые определяются положением шатунной точки D и, соответственно, длиной второго плеча шатуна k (см. рис. 2) и углом его излома Ω (см. рис. 3, а). Кроме того, важным конструктивным параметром механизма является максимальный ход выходного звена S_{max} (см. рис. 3, б), который зачастую зада-

ється при проектуванні механізму. Для оцінки теоретическої точності проектуємих механізмів можна воспользуватися справочною картою максимальних відхилень вихідного звена $2E$ в фазі остановки, причому відхилення розраховуються в процентах від максимального ходу вихідного звена S_{\max} .

Предлагаємих механізми забезпечують достатньо високу точність вистоя вихідного звена, що видно з рисунка 4. Використовуючи запропоновані методи синтезу, проведені розрахунки і сформована база даних геометричних параметрів механізмів, що дозволяє проводити оптимізаційний пошук по різних критеріям, в тому числі урахування їх основних кінематических параметрів.

Заключення. В результаті проведених досліджень розроблено численно-аналитический метод синтезу рычажних двукривошипних восьмизвєнних механізмів, котрі, як показано, можуть забезпечити вистой вихідного звена в широких межах. Дослідження планується продовжити в напрямленні проведення оптимізаційного синтезу таких механізмів з урахування їх кінетостатических характеристик.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кикин, А.Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности: дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.13 / А.Б. Кикин ; С.-Петербург. гос. ун-т технологий и дизайна. – СПб., 2006. – 362 с.
2. Харжевський, В.О. Синтез важливих механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії / В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
3. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / D. Wang, W. Wang. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 484 p.
4. Киницкий, Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
5. Gassmann, V. Synthese von Geradführungen mit ebenen Viergelenkgetrieben / V. Gassmann. – Hamburg : Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
6. Артоболевский, И.И. Синтез плоских механизмов / И.И. Артоболевский, Н.И. Левитский, С.А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
7. Yin, L. A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points / L. Yin, [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2012. – Vol. 215–216. – P. 138–141.
8. Харжевський, В.О. Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму / В.О. Харжевський // Зб. наук. праць. – Хмельницький : Вид-во НАДПСУ ім. Б. Хмельницького. – 2004. – № 28, ч. 1 (спец. вип.). – С. 123–125.
9. Харжевський В.О. Аналітично-числовий синтез кругових напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Бурместера / В.О. Харжевський, Я.Т. Киницкий // машинознавство. – 2005. – № 4. – С. 26–31.
10. Харжевський, В.О. Методика визначення особливих точок Чебишева для синтезу важливих прямолінійно-направних механізмів / В.О. Харжевський // Вісник Хмельниц. нац. ун-ту. – 2015. – № 3(225). – С. 34–41.
11. Харжевський, В.О. Метод синтезу важливих прямолінійно-направних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельниц. нац. ун-ту. Техн. науки. – 2015. – № 5(229). – С. 62–67.
12. Харжевський, В.О. Кінематичний синтез важливих восьмиланкових механізмів із зупинкою на базі точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельниц. нац. ун-ту. – 2016. – № 3(237). – С. 168–171.
13. Харжевський, В.О. Розробка та вдосконалення методів кінематичної геометрії для синтезу важливих напрямних механізмів / В.О. Харжевський // Вісник Хмельниц. нац. ун-ту. – 2015. – № 4(227). – С. 10–16.

Поступила 22.11.2016

THE AREAS OF EXISTENCE OF DOUBLE-CRANKED EIGHT-LINKED DWELL LINKAGE MECHANISMS ON THE BASIS OF 5TH ORDER STRAIGHTENING POINTS

V. KHARZHEVSKYI

The article deals with the problem of kinematic synthesis of double-cranked eight-linked dwell linkage mechanisms at the given duration of the dwell period. The designing of such mechanisms is an important practical task due to their application in different fields of machinery. One of the directions of their effective synthesis is the usage of kinematic geometry methods. As a results of carried researches, the areas of parameters' existence of these mechanisms at the given duration and accuracy of the dwell period are found out, taking into account additional parameters such as the position of the coupler point, which defines the overall dimensions of the mechanism, and maximum displacement of the output link.

Keywords: two point vosmitonny mechanisms, kinematic geometry, dwell.