

В.А. ХАРЖЕВСКИЙ, канд. техн. наук, доцент
доцент кафедры машиноведения
E-mail: vk@solidworks.net.ua
Хмельницкий национальный университет, Украина

Поступила в редакцию 22.09.2016.

СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ ДВУХКРИВОШИПНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ПЕРИОДИЧЕСКОЙ ОСТАНОВКОЙ ВЫХОДНОГО ЗВЕНА МЕТОДАМИ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ГЕОМЕТРИИ

В статье рассматривается вопрос синтеза шестизвенных рычажных механизмов с периодической остановкой (выстоем) выходного звена на основе прямолинейно направляющего шарнирного четырехзвенного механизма. В работе показано, что использование двухкривошипного механизма вместо кривошипно-коромыслового позволяет получить механизмы с увеличенным ходом выходного звена, а при заданной величине хода – механизмы меньших габаритных размеров. Для определения геометрических параметров использованы методы кинематической геометрии, в частности метод синтеза по особым точкам шатунной плоскости – точкам распрямления 5-го порядка. Построены области существования таких механизмов, приведены справочные карты для определения их геометрических параметров по заданной продолжительности выстоя. Теоретические расчеты подтверждены результатами компьютерного моделирования.

Ключевые слова: рычажные механизмы, выстой, направляющие механизмы, кинематическая геометрия, точки распрямления 5-го порядка.

Введение. При проектировании современных машин часто возникает задача обеспечения периодической остановки (выстоя) выходного звена при непрерывном вращательном движении входного звена. Для этого, как известно, могут быть использованы различные типы механизмов, в частности кулачковые. Однако при определенном соотношении длин звеньев, остановка выходного звена может быть реализована с помощью рычажных механизмов, которые, в отличие от кулачковых, вследствие отсутствия высших кинематических пар, наличия геометрического замыкания звеньев обеспечивают высокую надежность, долговечность, позволяют уменьшить износ деталей и обеспечивают высокие рабочие скорости, что особенно важно при проектировании машин-автоматов.

Такие механизмы широко применяются в современном машиностроении. В частности можно отметить [1–3]: механизм прижимного ползуна кривошипного пресса глубокой вытяжки, механизм опрокидывателя в хлебопекарных подовых печах, механизм привода игольницы в трикотажных машинах; в современных основывающихся машинах такие механизмы применяют для обеспечения выстоя петлеобразующих органов.

Как известно, рычажные механизмы с выстоем выходного звена могут быть образованы как за счет относительного сдвига мёртвых положений базисного механизма, что отражено в работах Хомченко, Альта, Черкудинова [1], так и с помощью базовых направляющих механизмов. Как известно, прямолинейно направляющие механизмы имеют в машиностроении также самостоятельное

применение: например, можно отметить механизм челнока ткацкого станка, механизмы подвесок, прямолинейно-направляющие механизмы для иглолок высокопродуктивных швейных машин, в шахтном оборудовании – механизм секции щитового механизированного крепления [4], а также много других. На рис. 1 показано пример рычажного механизма с выстоем выходного звена на базе прямолинейно направляющего механизма.

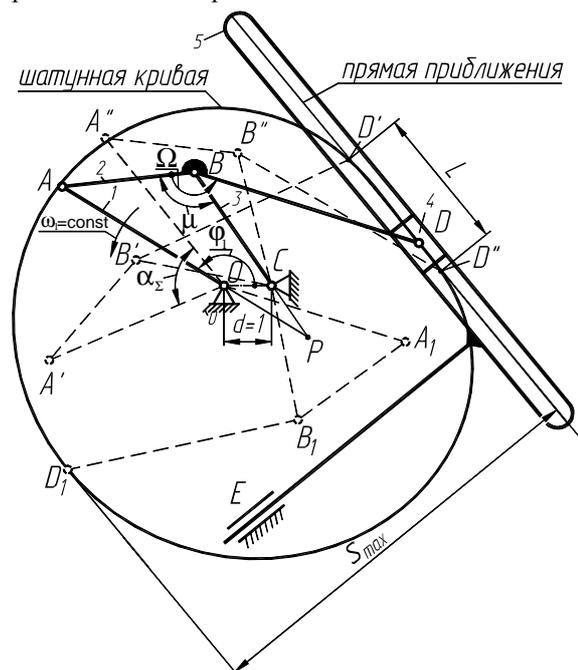


Рисунок 1 – Рычажный механизм с выстоем выходного звена на базе двухкривошипного механизма

Однако, несмотря на наличие существенных преимуществ, основной проблемой в использовании рычажных механизмов на практике является достаточно сложная процедура их синтеза, поэтому в ряде случаев конструкторам для заданного закона движения проще спроектировать кулачковый механизм, хотя во многих случаях именно рычажные механизмы представляют собой более удачную конструкцию [5].

В данной работе рассмотрим синтез таких механизмов на основе прямолинейно направляющих механизмов. Как известно, существует два направления их синтеза: первым является использование алгебраических методов наилучшего приближения по Чебышеву, которые нашли развитие, в частности, в фундаментальных работах Блоха, Киницкого [5], Гассманна [3], Саркисяна [6]. Вторым направлением в синтезе таких механизмов является использование методов кинематической геометрии, основы которой были разработаны немецким ученым Бурместером и получили дальнейшее развитие, в частности, в работах Бейера, Лихтенхельдта, Геронимуса, Видосича [7], Тесара, Ина [8], Хана, МакКарти [9] и ряда других исследователей. Детальный обзор современного состояния теории синтеза рычажных механизмов проведен в монографии Уанга [10].

Основной идеей проектирования направляющих механизмов методами кинематической геометрии является поиск в шатунной плоскости механизмов особых точек, при использовании которых в качестве шатунных можно получить шатунные кривые с участком приблизительно постоянной кривизны в некоторой окрестности от этой точки. Таким образом, можно получить приближение к дуге окружности либо к прямой линии (соответственно круговой и прямолинейно направляющий механизм). В качестве особых точек в данной работе будем использовать точки распрямления 5-го порядка, которые используются для синтеза прямолинейно направляющих механизмов, методика их определения приведена автором в работе [11].

Синтез механизмов с выстоем рассматривался, как правило, для базовых кривошипно-коромысловых механизмов [1,3,5,6,9], однако, как установлено, такие особые точки существуют также для двухкривошипных механизмов [12], что позволяет синтезировать на их основе механизмы с увеличенным ходом выходного звена, а при заданной величине этого хода – механизмы с соответственно меньшими габаритными размерами.

Целью работы является проектирование рычажных двухкривошипных механизмов с выстоем выходного звена, определение областей их существования с целью определения таких геометрических параметров, которые обеспечивают заданную продолжительность выстоя.

Постановка задачи. На рис. 1 показана схема шестизвенного рычажного механизма, который

работает следующим образом: при непрерывном вращательном движении кривошипа 1, шатунная точка D шатуна 2 присоединенной структурной группы 2-3 (II класса, 1-го вида) описывают кривую, которая на некотором своем участке $D'D''$ приближается к прямой линии длиной L . К базовому прямолинейно направляющему механизму $OABCD$ присоединена дополнительная структурная группа 4-5 (II класса 5-го вида) таким образом, что направляющая ползуна 4 размещена параллельно прямолинейному участку шатунной кривой. Во время прохождения шатунной точкой D участка $D'D''$, выходное звено механизма 5 будет иметь выстой, продолжительность которого определяется углом поворота кривошипа α_{Σ} . Для того, чтобы базовый четырехзвенный механизм $OABCD$ был прямолинейно направляющим, в качестве точки D нужно принять особую точку шатунной плоскости, в данном случае принимаем точку распрямления 5-го порядка, которая в соответствии с теоретическими положениями [11] может быть найдена для любого положения шатунной плоскости ABD механизма.

В работе [2] рассматривалось проектирование прямолинейно-направляющих механизмов на основе других особых точек – точек Болла и точек распрямления 4-го порядка, однако, как показали результаты проведенных исследований, на основе точки распрямления 4-го порядка невозможно получить выстой в одном из крайних положений механизма, а только всередине хода (рис. 2), а с помощью точек Болла можно получить выстой для двухкривошипных механизмов только сравнительно небольшой продолжительности [12].

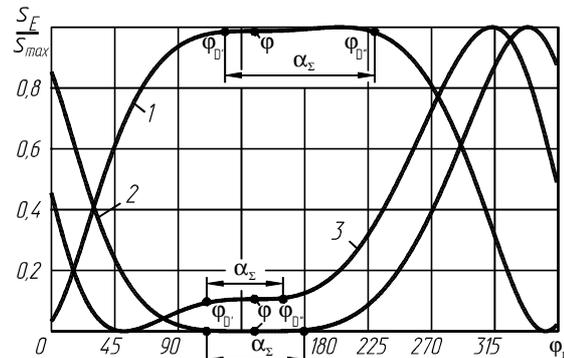


Рисунок 2 – Примеры диаграмм перемещений выходных звеньев механизмов на основе: 1 – точки распрямления 5-го порядка; 2 – точки Болла; 3 – точки распрямления 4-го порядка

В работе [12] проводилось определение продолжительности выстоя в двухкривошипных механизмах на основе точек распрямления 5-го порядка и установлено, что такие механизмы обеспечивают более продолжительные выстои по сравнению с механизмами точек Болла, однако нерешенной является обратная задача – определение геометрических параметров таких механизмов по заданной величине выстоя и определение областей существования таких механизмов с целью проведению многокритериального синтеза.

Основная часть. Исходными данными для проведения синтеза являются длины звеньев механизма: $r = l_{OA}$, $b = l_{AB}$, $c = l_{BC}$. Так же, как и в работах [1,3,6], все размеры звеньев являются относительными, за модуль длины принято расстояние между осями неподвижных шарниров механизма $d = l_{OC} = 1$.

В соответствии с теоретическими положениями кинематической геометрии [5], точки распрямления 5-го порядка определяются в каждом положении механизма как пересечение поворотной окружности (1) с кривой геометрического места точек, обеспечивающих касание 5-го порядка со своим кругом кривизны (2):

$$x^2 + y^2 - y_0''y = 0; \quad (1)$$

$$5 \left[(y_0^{IV} - 2x_0'' - 2y_0'')x - (x_0^{IV} + 2y_0'')y + 2y_0''y_0'' \right] \times (x^2 + y^2 - y_0''y) + (x^2 + y^2)(x_0^V x + y_0^V y) = 0. \quad (2)$$

В результате совместного решения уравнений (1) и (2), получаем координаты искомой точки распрямления 5-го порядка [6]:

$$x_D = \frac{-y_0''x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; \quad y_D = \frac{y_0''(x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2},$$

где y_0'' , x_0^{IV} , y_0^{IV} , x_0^V , y_0^V – ускорение и соответствующие производные от перемещения полюса P мгновенного вращения шатунной плоскости ABD .

Определив положение шатунной точки D , в соответствии с методикой, изложенной в [5], определяется длина второго плеча шатуна k и угол его излома Ω .

Важной задачей для конструктора является определение геометрических параметров механизмов, исходя из наперед заданной продолжительности выстоя выходного звена. Используя методы численного анализа, были определены области существования таких механизмов и построены справочные карты (рис. 3–6), которые позволяют задаваться не только выстоем, но и максимальным ходом выходного звена S_{\max} , точностью остановки $2E$ (в процентах от максимального хода) и положением шатунной точки, определяющей габариты механизма.

Следует отметить, что для выбора параметров механизмов и однозначного определения взаимосвязи между разными справочными картами, в случае, если определенной продолжительности выстоя соответствуют несколько кривых, такие кривые отмечаются цифрами в скобках.

Как видно из полученных результатов синтеза, предлагаемые механизмы способны обеспечить выстой выходного звена, в данном случае до $\alpha_{\Sigma} = 100^\circ$, в отличие от механизмов точек Болла, которые обеспечивали меньшие значения, и при

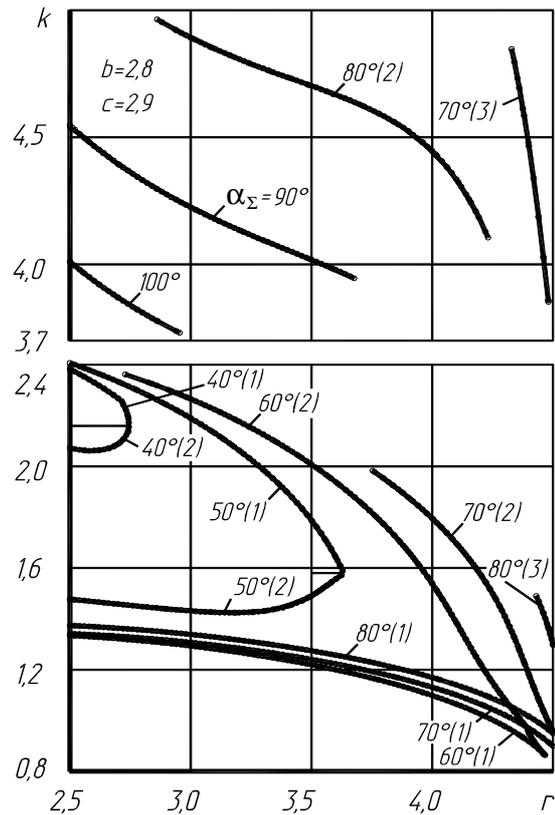


Рисунок 3 – Справочная карта для синтеза рычажных двухкривошипных механизмов с выстоем, определение длины второго плеча шатуна $k=f(r)$

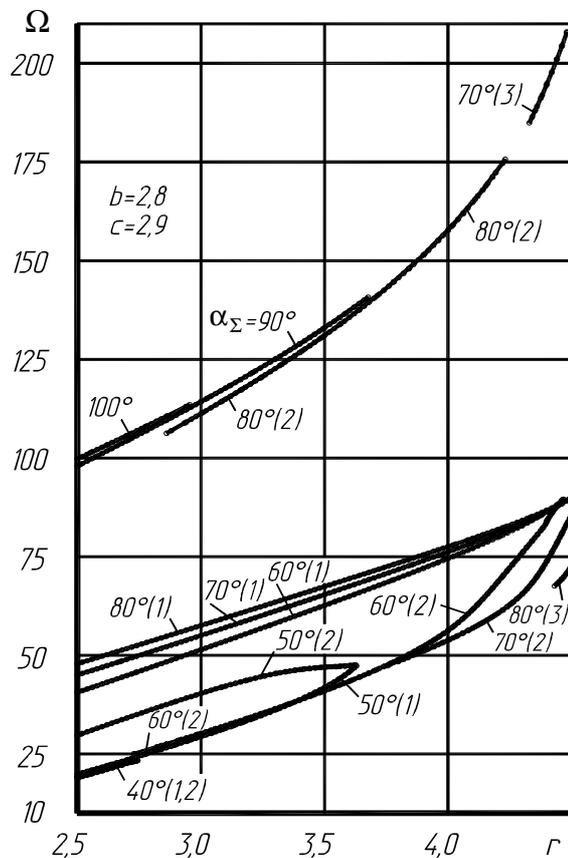


Рисунок 4 – Справочная карта для синтеза рычажных двухкривошипных механизмов с выстоем, определение угла излома второго плеча шатуна $\Omega=f(r)$

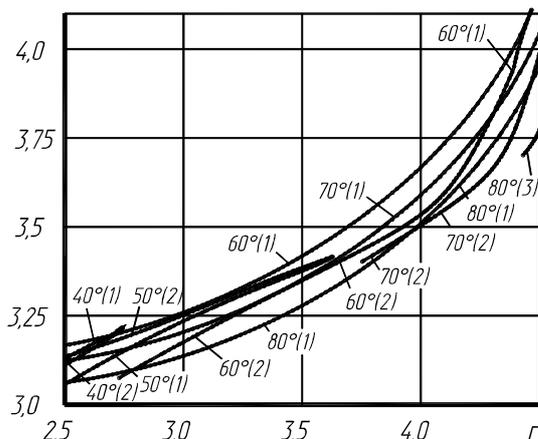
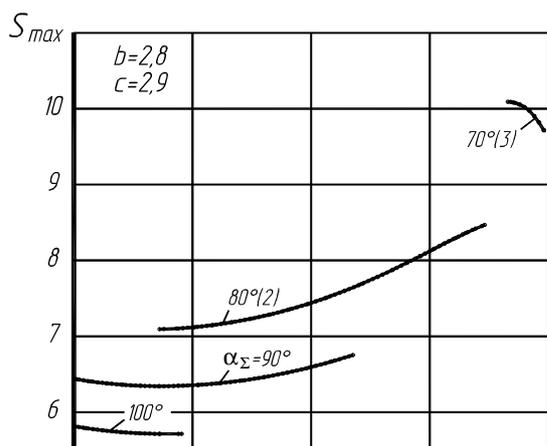


Рисунок 5 – Справочная карта для синтеза рычажных двухкривошипных механизмов с выстоем, определение максимального хода выходного звена S_{max}

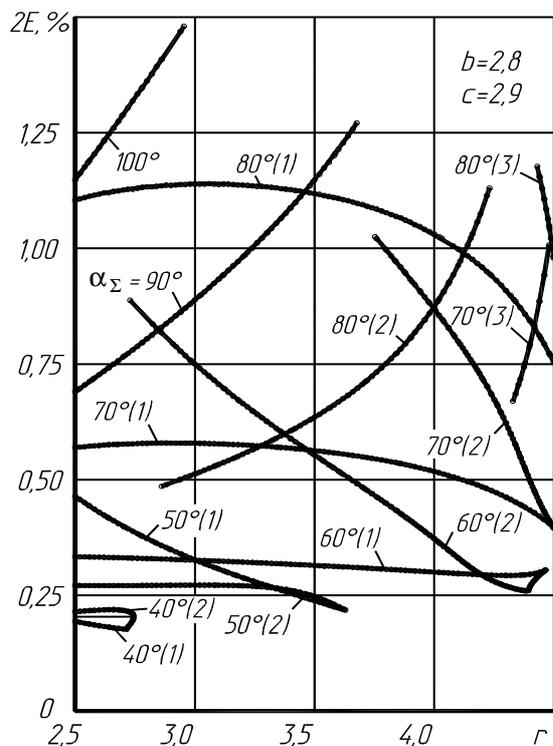


Рисунок 6 – Справочная карта для синтеза рычажных двухкривошипных механизмов с выстоем, определение максимального отклонения $2E$ в фазе останки

этом обеспечивают максимальный ход до 11 раз больше расстояния между неподвижными шарнирами механизма.

Максимальный ход выходного звена механизма, как видно по рис. 1, определяется габаритами шатунной кривой. В двухкривошипном механизме, в отличие от кривошипно-коромыслового, подвижные звенья механизма, а именно – кривошпы 1, 3 и шатун 2 двигаются внутри шатунной кривой механизма, то есть обеспечивают максимально возможный ход выходного звена. Поскольку это значение часто задается конструктором при проектировании, то такие механизмы способны обеспечивать заданный ход и при этом иметь значительно меньшие габаритные размеры механизма.

Для иллюстрации этого утверждения рассмотрим числовой пример для двух базовых четырехзвенных механизмов, имеющих одинаковые размеры звеньев, но звено, которое является кривошпы в первом механизме (кривошипно-коромысловом) является стойкой во втором (двухкривошипном). Таким образом, для двухкривошипного четырехзвенного механизма принимались следующие размеры звеньев: $r = 2,5$; $b = 2,8$; $c = 2,9$; $d = 1$, а для базового кривошипно-коромыслового механизма: $r = 1$; $b = 2,5$; $c = 2,8$; $d = 2,9$. Для обоих механизмов проводилось определение точек распрямления 5-го порядка в шатунной плоскости, рассчитывалась величина максимального хода выходного звена, причём оба механизма обеспечивают одинаковую продолжительность выстоя выходного звена $\alpha_{\Sigma} = 100^{\circ}$. Результаты проведённого синтеза этих механизмов приведены в таблице.

Таблица – Сравнение двухкривошипного и кривошипно-коромыслового механизмов с выстоем выходного звена

Тип механизма	k	$\Omega, ^{\circ}$	S_{max}	S_G , кв. ед.
Двухкривошипный	4,01096	99,78	5,81484	40,91
Кривошипно-коромысловый	0,52357	251,04	0,60562	16,73

Как видно из полученных результатов, при одинаковых размерах базового четырехзвенного механизма, двухкривошипный механизм обеспечивает значительно больший максимальный ход выходного звена. Но при этом двухкривошипный механизм при своей работе занимает больше места, поскольку оба кривошпы делают полный оборот вокруг стойки. Однако следует учитывать то, что все полученные в результате синтеза размеры являются относительными, поэтому при заданной величине максимального хода выходного звена, размеры всех других звеньев можно пропорционально уменьшить. Для того, чтобы сравнить габаритные размеры обоих механизмов, так же, как и в работе [4], был введен критерий S_G , который представляет собой площадь прямоугольника,

описанного вокруг базового направляющего механизма, то есть является величиной, с помощью которой можно приблизительно оценить площадь, которую занимает этот механизм в процессе работы. Как видно из результатов в приведённой таблице, двухкривошипный механизм обеспечивает максимальный ход выходного звена в 9,6 раза больше, однако занимает при этом в 2,45 раза большую площадь при своей работе. Таким образом, если максимальный ход выходного звена задается конструктором исходя из технологического предназначения механизма, то двухкривошипный механизм будет занимать в 3,92 раза меньшую площадь при своей работе по сравнению с аналогичным кривошипно-коромысловым. Таким образом, предлагаемый механизм будет иметь соответственно меньшую массу, металлоемкость, силы инерции, лучшие динамические характеристики. Причём, как видно по справочной карте S_{\max} (рис. 3), такие механизмы способны обеспечивать максимальный ход выходного звена почти в 2 раза больший по сравнению с тестовым двухкривошипным механизмом.

Для синтезированного двухкривошипного механизма, параметры которого указаны в таблице, с целью проверки теоретических положений, было проведено компьютерное моделирование в САПР SolidWorks 2016. В результате проведенного анализа с помощью модуля SolidWorks Motion, получена диаграмма перемещений выходного звена механизма (рис. 7), из которой видно наличие выстоя заданной продолжительности.

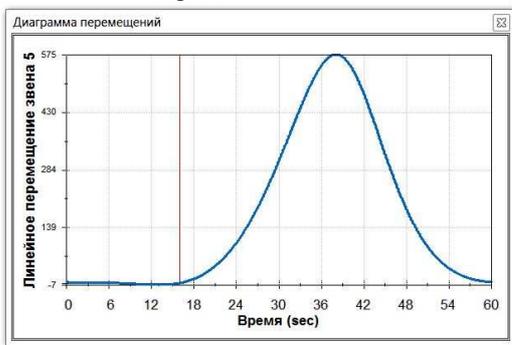


Рисунок 7 – Диаграмма перемещений выходного звена двухкривошипного механизма (SolidWorks Motion)

При проектировании рычажных механизмов, важной их характеристикой являются условия передачи усилий в механизме, что характеризуется, в частности, углом передачи μ (рис. 1). Для предупреждения заклинивания звеньев, в соответствии с рекомендациями [1,2], значения этого угла должны находиться в пределах:

$$30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ.$$

Для механизмов, параметры которых указаны на приведенных справочных картах (рис. 3–8), значения углов передачи находятся в пределах $30,45^\circ < \mu_{\min} < 75,74^\circ$; $75,74^\circ < \mu_{\max} < 149,55^\circ$, то есть являются допустимыми. Используя разрабо-

танное программное обеспечение, можно построить справочные карты для любых других исходных параметров механизма.

Выводы. Методы кинематической геометрии, в частности, использование особых точек шатунной плоскости – точек распрямления 5-го порядка, являются эффективным инструментом при проведении синтеза рычажных механизмов с выстоем выходного звена. Поскольку синтез таких механизмов возможен не только на базе кривошипно-коромысловых, но и двухкривошипных механизмов, это позволяет проектировать механизмы со значительно большими значениями максимального хода выходного звена, что, в свою очередь, при заданной величине хода, обеспечивает проектирование механизмов меньших габаритных размеров. Построенные области существования таких механизмов облегчают конструктору задачу выбора их параметров по заданной продолжительности выстоя. Исследования планируется продолжить в направлении кинематического и кинетостатического анализа таких механизмов, а также проведения многокритериальной оптимизации.

Список литературы

1. Артоблевский И. И. Синтез плоских механизмов /И. И. Артоблевский, Н. И. Левитский., С. А. Черкудинов – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Харжевський В.О. Синтез важливих механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії: монографія /В.О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
3. Gassmann V. Synthese von Geradfürungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
4. Основы создания и эффективной эксплуатации систем жизнеобеспечения очистного оборудования для угольных шахт: моногр./С.С. Гребёнкин [и др.].–Донецк:«ВИК»,2009.–372 с.
5. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена /Я. Т. Киницкий. – К.: Вища школа, 1990. – 232 с.
6. Sarkissyan Y.L. Approximations in Synthesis of Mechanisms /State Engineering University of Armenia Proceedings, series "Mechanics, Machine Science, Machine-building", Issue 15, #2, 2012, pp. 9-21.
7. Vidosic J., Tesar D. Selection of four-bar mechanisms having required approximate straight-line outputs. Part I. The general case of the Ball-Burmester point /Journal of mechanisms, 2(1), 1967, pp. 23-44.
8. Yin L. "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points" /L. Yin, J. Han, J. Huang, T. Yang //Applied Mechanics and Materials, Vols 215-216, 2012, pp. 138-141.
9. McCarthy, J., Geometric Design of Linkages, 2nd edition / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag, New York, 2011–448 p.
10. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages /Wang D.,Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.
11. Харжевський В.О. Метод синтезу важливих прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку //Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2015.– №5 (229) – С. 62-67.
12. Харжевський В.О. Використання точок розпрямлення 5-го порядку для синтезу важливих двокривошипних механізмів із зупинкою вихідної ланки // Вісник Хмельницького національного університету. – 2016.– №1 (233)–С. 103-108.

KHARZHEVSKYI Viacheslav O., Ph. D. in Eng., Assoc. Prof.
Associate Professor of the Mechanical Engineering Department
E-mail: vk@solidworks.net.ua
Khmelnitskyi National University, Ukraine.

Received 22.09.2016.

SYNTHESIS OF LINKAGE TWO-CRANKED DWELL MECHANISMS USING KINEMATIC GEOMETRY METHODS

The article is dedicated to the synthesis of six-link linkage dwell mechanisms on the basis of straight-line four-bar linkage mechanism. As shown, the usage of two-cranked mechanisms instead of crank and balance mechanisms allows to obtain mechanisms with enlarged displacement of the output link, and in case, if that displacement is given – to obtain mechanisms with smaller overall dimensions. For the definition of the geometrical parameters of the mechanisms the methods of the kinematic geometry with the definition of the 5th order straightening points are used. The areas of parameters' existence of such mechanisms are defined, the appropriate reference diagrams for the synthesis at given values of the dwell of the output link are shown in the article. Theoretical calculations are proved by the results of computer modeling in SolidWorks CAD system.

Keywords: linkage mechanisms, dwell, path generating mechanisms, kinematic geometry, 5th order straightening points

References

1. Artobolevskij I.I., Levitskij N. I., Cherkudinov S. A. Sintez ploskih mehanizmov [Synthesis of planar mechanisms] – Moscow: Fizmatgiz, 1959. – 1084 p.
2. Kharzhevskiy V.O. Syntez vazhil'nykh mekhanizmv iz zupynkoyu vykhidnoyi lanky metodamy kinematychnoyi heometriyi : monohrafiya [Synthesis of dwell linkages using kinematic geometry methods: monography]– Khmelnytskyi : RVC KhNU, 2015. – 223 p.
3. Gassmann V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
4. Osnovy sozdaniya i jeffektivnoj jekspluatatsii sistem zhizneobespecheniya ochistnogo oborudovaniya dlja ugol'nyh shaht: monogr. [The basics of creation and effective usage of clarifier survival system for the coal mine: monography] / S.S. Grebjonkin [and others]. – Donetsk: «VIK», 2009. – 372 p.
5. Kynitskyi Ya.T. Shamiirnye mehanizmy Chebysheva s vystoem vyhodnogo zvena [Chebyshev's linkage mechanisms with a dwell of the output link] – Kyiv: Vishha shkola, 1990. – 232 p.
6. Sarkissyan Y.L. Approximations in Synthesis of Mechanisms /State Engineering University of Armenia Proceedings, series "Mechanics, Machine Science, Machine-building", Issue 15, #2, 2012, pp. 9-21.
7. Vidosic J., Tesar D. Selection of four-bar mechanisms having required approximate straight-line outputs. Part I. The general case of the Ball-Burmester point /Journal of mechanisms, 2(1), 1967, pp. 23-44.
8. Yin L. "A General Method for Synthesizing Straight-Line Linkage with Ball and Burmester Points" /L. Yin, J. Han, J. Huang, T. Yang //Applied Mechanics and Materials, Vols 215-216, 2012, pp. 138-141.
9. McCarthy, J., Geometric Design of Linkages, 2nd edition / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag, New York, 2011–448 p.
10. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages /Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.
11. Kharzhevskiy V.O. Metod syntezy vazhil'nykh pryamoliniynonapryamnykh mekhanizmv z vykorystannyam tochok rozpryamleniya 5-ho poryadku [Method of synthesis of straight-line linkage mechanisms using 5th order straightening points] //Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu [Herald of Khmelnytskyi National University]. Technical sciences. Khmelnytskyi. 2015. Volume 228. Issue 5. pp. 62-67.
12. Kharzhevskiy V.O. Vykorystannya tochok rozpryamleniya 5-ho poryadku dlya syntezy vazhil'nykh dvokryvoshypnykh mekhanizmv iz zupynkoyu vykhidnoyi lanky [The usage of 5th order straightening points for the synthesis of two-cranked dwell linkage mechanisms] // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu [Herald of Khmelnytskyi National University]. Technical sciences. Khmelnytskyi. 2016. Volume 233. Issue 1. pp. 103-108.