

**КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ ВОСЬМИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ
ІЗ ЗУПИНКОЮ НА БАЗІ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ**

Розглядається питання синтезу важільних восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку та приєднаною структурною групою II класу 3-го або 5-го виду. Приєднання до механізму додаткового шатуна та кривошипа, що приймається за вхідну ланку, дозволяє створити нерівномірність в обертанні базового кривошипа та значно збільшити тривалість зупинки вихідної ланки порівняно з шестиланковими механізмами, за незмінної точності. Наведено результати у вигляді довідкових карт.

Ключові слова: важільні механізми, механізми із зупинкою, кінематичний синтез, кінематична геометрія, точки розпрямлення 5-го порядку

V.O. KHARZHEVSKYI
Khmelnyskyi National University**KINEMATIC SYNTHESIS OF EIGHT-LINK DWELL LINKAGE MECHANISMS
ON THE BASIS OF 5TH ORDER STRAIGHTENING POINTS**

The paper is dedicated to the synthesis of the eight-link dwell linkage mechanisms on the basis of straight-line linkage using 5th order straightening points, with structural group of the II class of 3rd or 5th type. Joining of the additional coupler and crank to the basic mechanism enables to create uneven motion of the basic crank of the mechanism and to increase the duration of the dwell of the output link in comparison with six-link linkage mechanisms, with the same exactitude of the dwell. The kinematic synthesis procedure was carried out and the results are shown in the article.

Keywords: linkage mechanisms, dwell mechanisms, kinematic synthesis, kinematic geometry, 5th order straightening points.

Важливою задачею при проектуванні сучасних машин, особливо машин-автоматів, є синтез циклових механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки під час неперервного обертального руху вхідної ланки, відповідно до заданої циклограми роботи машини. Для цього, як відомо [1-3], можуть використовуватись різні типи механізмів: кулачкові, мальтійські, механізми неповнозубих коліс тощо. При певному співвідношенні між розмірами ланок, зупинку вихідної ланки можна забезпечити також за допомогою важільних механізмів, що мають перед іншими механізмами ряд суттєвих переваг, які зумовлені наявністю лише нижчих кінематичних пар у їх складі та геометричним замиканням ланок. Зокрема, такі механізми забезпечують більшу надійність, довговічність, більші робочі швидкості машин та значно більшу навантажувальну здатність. Важільні механізми із зупинкою вихідної ланки успішно використовуються у сучасному машинобудуванні, наведемо деякі приклади [1-3]: механізм перекидача у хлібопекарських подових печах, механізм притискного повзуна кривошипного преса глибокої витяжки, в сучасних основних язальних машинах шарнірні механізми застосовують для забезпечення періодичної зупинки петлетвірних органів на певних кутах повороту головного вала машини, а також в багатьох інших машинах.

Синтез таких механізмів представляє собою складну науково-технічну задачу. Існує два напрямки щодо їх проектування: першим напрямком є використання алгебраїчних методів Чебишева [1-3] з використанням методів найкращого наближення функцій, що отримали розвиток, зокрема, в роботах Кіницького [2], Гассманна [5]; другим напрямком є використання теоретичних положень кінематичної геометрії, що розроблені та отримали розвиток, зокрема, в роботах Бурместера, Бейера, Ліхтенхельдта, Геронімуса, Черкудінова [1], МакКарті, Іна [6], Уанга [7].

Метою даної роботи є проведення синтезу важільних восьмиланкових механізмів методами кінематичної геометрії з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, що дозволяє проектувати механізми з тривалішими ділянками наближення порівняно з шестиланковими механізмами за незмінної точності.

Синтез механізмів методами кінематичної геометрії передбачає пошук у шатунній площині механізмів певних особливих точок – кратних вузлів інтерполяції, якими є, зокрема, точки Болла, Бурместера, Чебишева, точки розпрямлення 4-го порядку [3]. В даній роботі синтез таких механізмів було проведено з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, методика синтезу яких описана автором в роботі [4]. Якщо прийняти таку особливу точку за шатунну, це дозволить спроектувати прямолінійно-напрямний механізм: на шатунній кривій отримаємо ділянку наближено постійної кривизни. Якщо до такого механізму приєднати структурну групу 4-5 II класу 3-го або 5-го видів, отримаємо механізм із зупинкою вихідної ланки 5, тривалість якої буде визначатись часом перебування шатунної точки D на ділянці наближення $D'D''$ (рис. 1). Величина цієї зупинки буде визначатись кутом α_Σ , що відповідає куту повороту кривошипа I під час зупинки вихідної ланки 5 механізму.

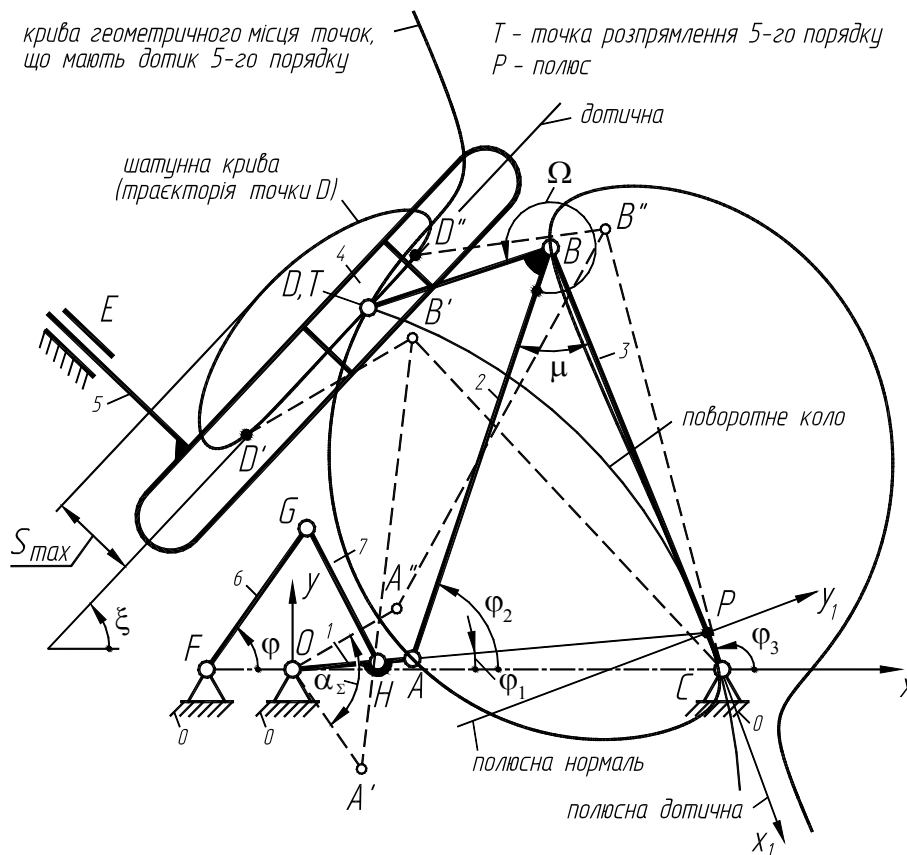


Рис. 1. Важільний восьмиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки

Якщо до базового шестиланкового механізму $OABCDE$ приєднати додатково кривошип 6 та шатун 7 і за вхідну ланку прийняти ланку 6 ($\omega_6 = \text{const}$), то кривошип базового механізму 1 отримає нерівномірність в обертанні, що дозволить відповідно збільшити або зменшити час перебування шатунної точки D механізму на ділянці наближення та відповідно змінити тривалість зупинки вихідної ланки 5 механізму за незмінної точності наближення. Однак в роботі [3] проводилось дослідження лише механізмів, що синтезовані з використанням точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку.

В даній роботі проведено синтез таких механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, які визначені за методикою синтезу, описаною автором у [4], та визначаються у загальному вигляді як перетин поворотного кола (кола перегинів) з кривою геометричного місця точок з дотиком 5-го порядку зі своїми дотичними колами. Рівняння поворотного кола в даному положенні шатунної площини механізму [1]:

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

де ω – кутова швидкість обертання шатунної площини; x_0'', y_0'' – прискорення полюса P миттєвого обертання шатунної площини механізму. Рівняння кривої геометричного місця точок з дотиком 5-го порядку [4]:

$$\begin{aligned} & \omega^3(x^2 + y^2) \left[x_0^V x + y_0^V y - 5(\omega\ddot{\omega} + 2\dot{\omega}\ddot{\omega} - 2\dot{\omega}\omega^3)(x^2 + y^2) \right] + \\ & + \left[5\omega \left[(\ddot{\omega} - 6\omega^2\dot{\omega})(x^2 + y^2) + (y_0^{IV}x - x_0^{IV}y) \right] + 10 \left[n_3(x^2 + y^2) + n_1x - n_2y + n_4 \right] \right] \times \\ & \times \left[\omega^3(x^2 + y^2) - \omega(x_0''x + y_0''y) \right] = 0, \end{aligned} \tag{2}$$

де коефіцієнти n_1, n_2, n_3 та n_4 , визначаються наступним чином [4]:

$$\begin{aligned} n_1 &= (\ddot{\omega} - \omega^3)y_0'' - 3\omega\dot{\omega}x_0'' + \dot{\omega}y_0''' - \omega^2x_0''; \quad n_3 = 3\omega^3\dot{\omega}^2(\ddot{\omega} - \omega^3); \\ n_2 &= (\ddot{\omega} - \omega^3)x_0'' + 3\omega\dot{\omega}y_0'' + \dot{\omega}x_0''' + \omega^2y_0''; \quad n_4 = x_0''x_0''' + y_0''y_0'''. \end{aligned} \tag{3}$$

Якщо відповідно до рекомендацій [1] прийняти кутову швидкість шатунної площини сталою та рівною одиниці, координати точки розпрямлення 5-го порядку у системі координат x_1Py_1 будуть визначатись наступним чином:

$$x_T = \frac{-y_0'' x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; y_T = \frac{-y_0'' (x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}, \tag{4}$$

де y_0'', x_0^V, y_0^V – відповідно прискорення та похідні 5-го порядку від переміщення полюса P миттєвого обертання шатунної площини ABD механізму. Використовуючи числовий метод визначення величини інтервалу наближення з використання безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки [3], було визначено тривалості зупинок вихідних ланок спроектованих механізмів. Результати проведених досліджень наведено на рис. 2, де прийнято наступні позначення: $r = l_{OA}, b = l_{AB}, c = l_{BC}, r_2 = l_{FG}, b_2 = l_{GH}, c_2 = l_{OH}$. Відстань між нерухомими шарнірами $l_{OC} = 1, l_{OF} = 0,2$.

Довжина другого плеча шатуна $k = l_{BD}$ та кут його злomu Ω визначаються положенням шатунної точки D механізму відповідно до координат знайденої точки розпрямлення 5-го порядку. Ці та інші параметри механізмів, зокрема величину максимального ходу вихідної ланки S_{\max} точність наближення E , можна визначити за методикою, наведеною у [3].

Як показали результати проведених досліджень (рис. 2), запропоновані механізми здатні забезпечувати зупинку вихідної ланки у більш широких межах, ніж важільні шестиланкові механізми.

Досліджувані механізми забезпечують різні закони руху вихідної ланки, тому очевидно, що швидкість переходу вихідної ланки цих механізмів з фази вистою до фази робочого ходу, і навпаки, є різною. Якщо вихідна ланка повільно набирає швидкість після проходження фази зупинки, це призводить до збільшення швидкостей та прискорень в період робочого ходу, тобто кінематичні характеристики таких механізмів будуть гіршими. Для визначення таких механізмів, в роботі [3] запропоновано критерій сповільненості виходу ланки з фази зупинки k_v . В результаті проведених розрахунків визначено області існування механізмів з рекомендованими значенням цього критерію ($k_v < 1,7$), такі механізми показані на рис. 2 контурними лініями.

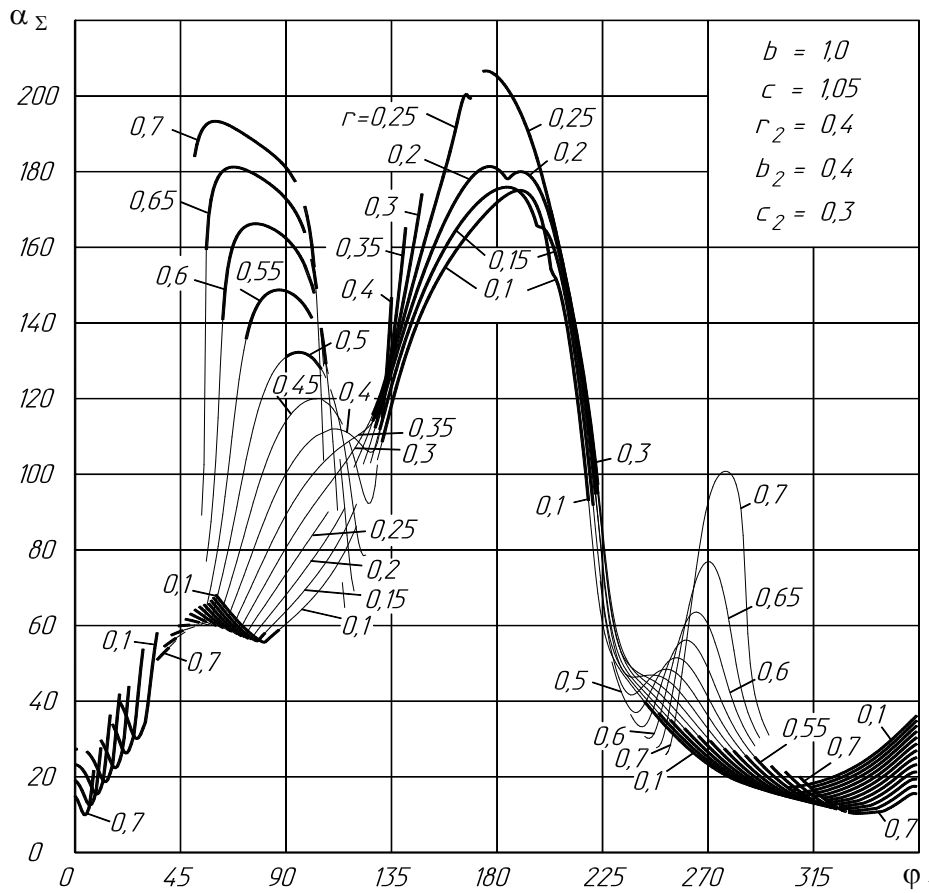


Рис. 2. Довідкова карта попереднього синтезу восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки (залежність тривалості зупинки, для різних значень довжин базового кривошипа 1)

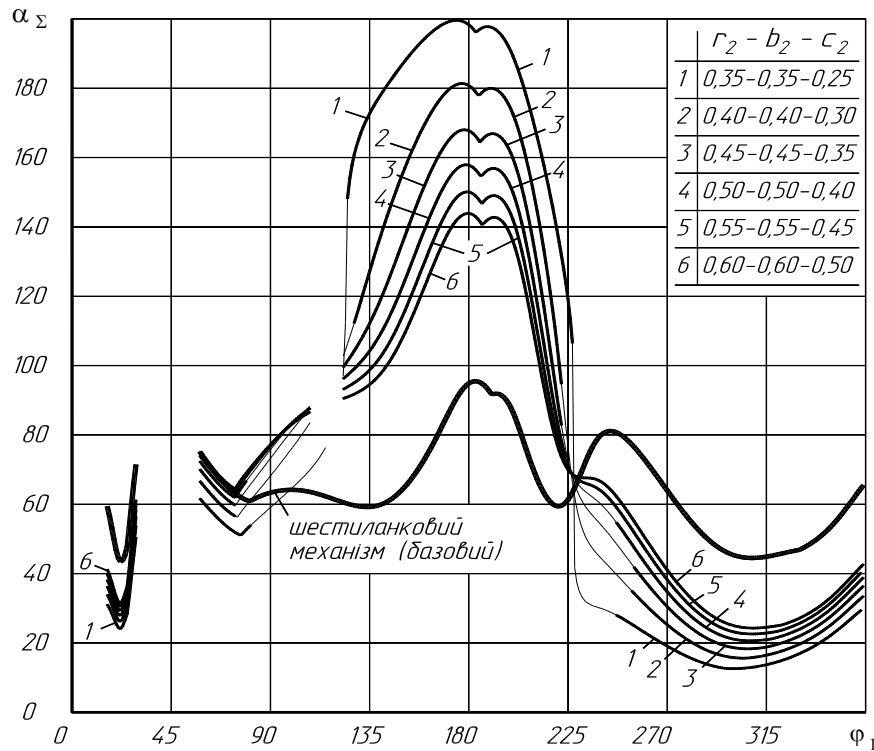


Рис. 3. Довідкова карта попереднього синтезу восьмиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки (залежність тривалості зупинки, для різних значень довжин ланок r_2, b_2, c_2)

На рис. 3 показано діаграму зміни тривалості зупинки вихідної ланки для восьмиланкових механізмів з різними параметрами базового двокривошипного механізму, а саме: кривошипа $r_2 = l_{FG}$, шатуна $b_2 = l_{GH}$ та коромисла $c_2 = l_{OH}$. На рис. 3 контурною лінією показано також діаграму тривалості зупинки, яку забезпечує базовий шестиланковий механізм $OABCD$. Так само, як і на рис. 2, тонкими лініями показано механізми, що мають незадовільні значення критерію сповільненості виходу ланки з фази зупинки k_v . Як видно з наведених діаграм, використання восьмиланкових механізмів дозволяє забезпечувати зупинки вихідної ланки значної тривалості, порівняно з шестиланковими механізмами, причому з незмінною точністю зупинки.

Таким чином, у роботі проведено кінематичний синтез та дослідження важливих восьмиланкових механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки, наведено деякі результати у вигляді довідкових діаграм. Подальші дослідження планується продовжити у напрямку проведення оптимізаційного синтезу таких механізмів, а також їх кінематичного та кінетостатичного аналізу.

Література

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К.: Вища школа, 1990. – 232 с.
3. Харжевський В.О. Синтез важливих механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії: монографія / В.О. Харжевський. – Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
4. Харжевський В.О. Метод синтезу важливих прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2015. – № 5 (229). – С. 62–67.
5. Gassmann V. Synthese von Geradföhrungen mit ebenen Viergelenkgetrieben / Gassmann V. – Hamburg: Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
6. 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. – 2012. – Vols 215-216. – P. 138–141.
7. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 450 p.

Рецензія/Peer review : 24.5.2016 р.

Надрукована/Printed : 7.6.2016 р.
Рецензент: д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.