

МОДЕЛЮВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ У СИСТЕМІ SOLIDWORKS, ЯКІ СИНТЕЗОВАНІ ЗА ДОПОМОГОЮ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ

Вступ. При проектуванні сучасних машин в різних галузях машинобудування часто виникає задача створення механізмів, які забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки під час неперервного обертального руху вхідної ланки. Для цього, як відомо, можуть бути використані різні типи механізмів, зокрема кулачкові, проте в багатьох випадках для розв'язання цієї задачі доцільніше використовувати саме важільні механізми, оскільки внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, вони забезпечують більшу навантажувальну здатність, більші робочі швидкості, надійність та довговічність.

Як відомо [1,2], одним зі способів проектування важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є використання базових напрямних механізмів, кінематичний синтез яких є однією з основних проблем. Існує два основних напрямки синтезу таких механізмів – методи найкращого наближення функцій за Чебишевим [2], а також методи кінематичної геометрії, що започатковані Бурместером [1,5–6]. Зокрема, для синтезу таких механізмів можуть використовуватись точки Болла [4,6], точки розпрямлення 4-го порядку, а також точки розпрямлення 5-го порядку [5], які можуть бути знайдені як для базових кривошипно-коромислових, так і двокривошипних механізмів. Причому використання саме двокривошипних механізмів дозволяє отримати значно більші величини максимального ходу S_{\max} вихідної ланки порівняно з кривошипно-коромисловими механізмами. Оскільки ця величина в багатьох випадках задається конструктором при проектуванні, то двокривошипні механізми дозволяють отримати механізми значно менших габаритних розмірів, що забезпечують відповідно меншу металоємність, менші масу, сили інерції, реакції у кінетичних парах та загалом кращі динамічні характеристики.

Мета роботи. Метою роботи є проведення комп'ютерного моделювання та аналізу важільних шестиланкових двокривошипних механізмів із зупинкою вихідної ланки у системі SOLIDWORKS, що синтезовані з використанням точок розпрямлення 5-го порядку.

Основна частина. На рис. 1 показано схему шестиланкового двокривошипного важільного механізму, який працює наступним чином: під час неперервного обертання кривошипа 1, точка D шатуна 2 механізму описує шатунну криву, яка на певній ділянці наближається до прямої лінії довжиною L . Оскільки напрямна повзуна 4 встановлена паралельно прямолінійній ділянці шатунної кривої, то під час проходження точкою D інтервалу наближення вихідна ланка 5 має наближену зупинку, тривалість якої відповідає куту повороту кривошипа α_{Σ} . Синтез таких механізмів розглядається, зокрема, в роботах [5, 6], причому основною проблемою, очевидно, є вибір положення шатунної точки D механізму. Для цього, як відомо [1,4–6], можуть бути використані теоретичні положення кінематичної геометрії, відповідно до яких за шатунні точки можуть бути прийняті особливі точки шатунної площини, зокрема точки розпрямлення 5-го порядку.

Всі побудови у кінематичній геометрії відносяться до певного положення шатунної площини ABD механізму, що визначається кутом повороту кривошипа φ_1 . Таким чином, особливі точки можуть бути знайдені для будь-якого положення механізму. Кінематичний синтез двокривошипних механізмів на основі точок розпрямлення 5-го порядку за заданою тривалістю зупинки α_{Σ} проводився в роботі [5] шляхом побудови довідкових карт.

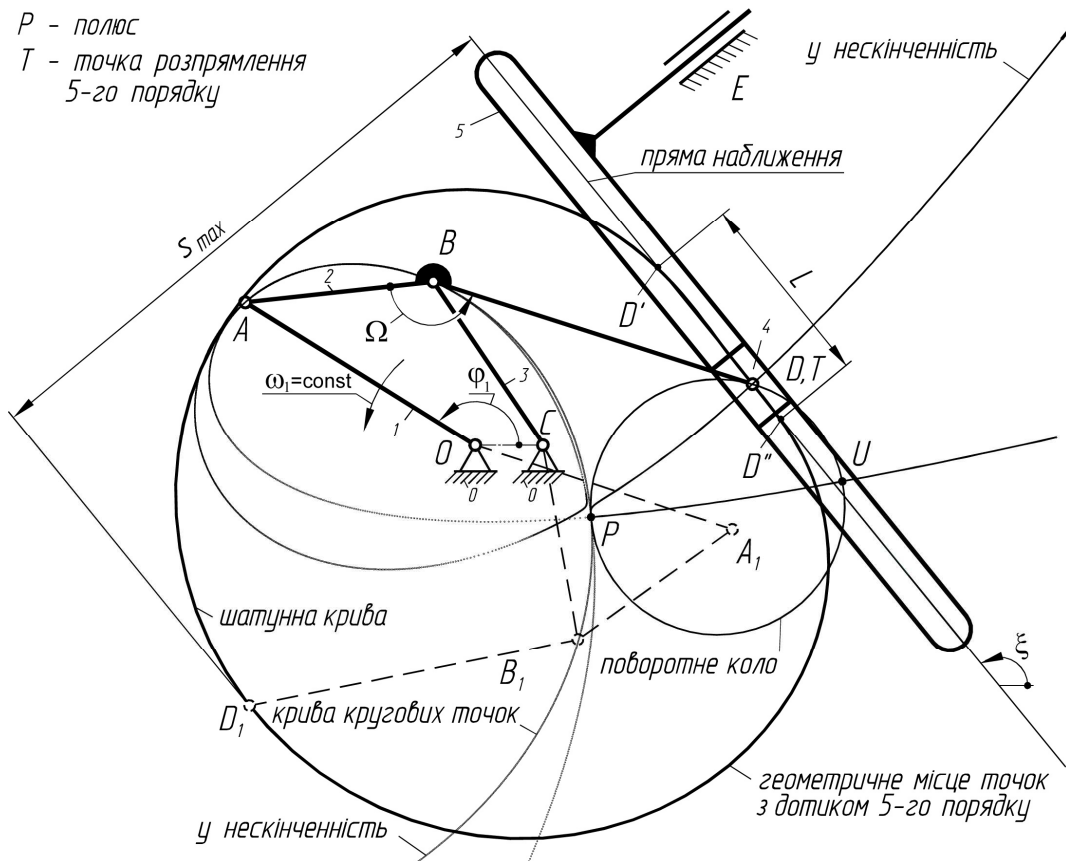


Рис. 1. Важільний шестиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки

Точки розпрямлення 5-го порядку [5] визначаються як перетин поворотного кола з кривою, що є геометричним місцем точок, які забезпечують дотик 5-го порядку зі своїм колом кривизни. В загальному вигляді ці криві визначаються відповідно такими рівняннями:

$$\omega^2(x^2 + y^2) - (x_0'' + y_0''y) = 0; \quad (1)$$

$$\omega^3(x^2 + y^2) \left[x_0^V x + y_0^V y - 5(\omega\ddot{\omega} + 2\dot{\omega}\dot{\omega} - 2\omega\omega^3)(x^2 + y^2) \right] + \left[5\omega \left[(\dot{\omega} - 6\omega^2\dot{\omega})(x^2 + y^2) + (y_0^{IV} x - x_0^{IV} y) \right] + 10 \left[n_3(x^2 + y^2) + n_1 x - n_2 y + n_4 \right] \right] \left[\omega^3(x^2 + y^2) - \omega(x_0'' x + y_0'' y) \right] \quad (2)$$

де коефіцієнти n_1, n_2, n_3 та n_4 що входять у (2), визначаються наступним чином:

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

В формулах (1)–(3): $x_0'', y_0'', x_0''', y_0''', x_0^{IV}, y_0^{IV}, x_0^V, y_0^V$ – прискорення полюса P миттєвого обертання шатунної площини ABD механізму, а також відповідні похідні високих порядків, $\omega, \dot{\omega}, \ddot{\omega}, \dot{\omega}$ – кутова швидкість обертання шатунної площини та похідні за часом.

Після проведення спрощень, формули для визначення координат точки розпрямлення 5-го порядку мають наступний вигляд [5]:

$$x_D = \frac{-y_0''x_0^V y_0^V}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}; y_D = \frac{y_0''(x_0^V)^2}{(x_0^V)^2 + (y_0^V)^2}. \quad (4)$$

Як вже зазначалось, визначення геометричних параметрів шестиланкових двокривошипних механізмів проводилось в роботі [5], а для підтвердження працездатності синтезованих механізмів проведемо їх комп'ютерне моделювання. Як приклад розглянемо

механізм, який забезпечує зупинку вихідної ланки тривалістю $\alpha_{\Sigma} = 100^{\circ}$. Параметри механізму зведено у табл. 1, причому всі розміри є відносними, за модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів механізму $a = l_{OC} = 1$.

Таблиця 1

Параметри шестиланкового двокривошипного механізму із зупинкою вихідної ланки

Параметр	Значення	Параметр	Значення
Довжина кривошипа $r = l_{OA}$	2,5	φ_{SP} , град.	141,188
Довжина шатуна $b = l_{AB}$	2,8	$\varphi_{поч}$, град.	119,49
Довжина коромисла $c = l_{BC}$	2,9	S_{max}	5,815
Друге плече шатуна $k = l_{BD}$	4,011	α_{Σ} , град.	100
Кут ξ , град.	288,246	Довжина L	2,4
Кут Ω , град.	99,779	Відхилення $2E$, %	1,148

У системі SOLIDWORKS створена комп'ютерна модель двокривошипного важільного механізму (рис. 2, а) [4], а модель, що перебудована відповідно до геометричних параметрів, отриманих за допомогою точки розпрямлення 5-го порядку (табл. 1), показана на рис. 2, б.

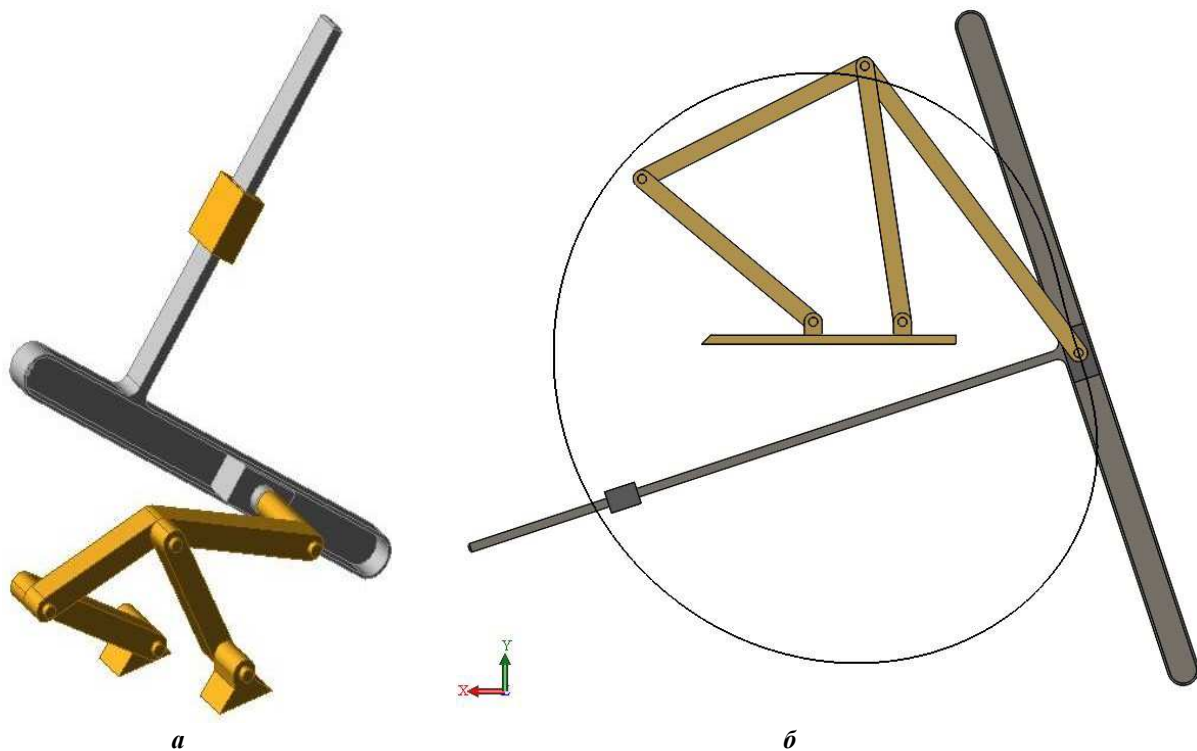


Рис. 2. Комп'ютерна модель важільного механізму із зупинкою вихідної ланки: а) загальний вигляд моделі [4]; б) модель механізму, побудована за параметрами відповідно до табл. 1 та його шатунна крива

Для отриманої комп'ютерної моделі, використовуючи систему інженерного аналізу SOLIDWORKS Motion, було проведено кінематичне дослідження з визначенням переміщень, швидкостей та прискорень вихідної ланки (рис. 3, а-в). Якщо вказати маси та моменти інерції ланок, можна провести також кінетостатичне дослідження з визначенням реакцій у кінематичних парах механізму (рис. 3, г). Зазначимо, що дослідження таких механізмів можна проводити також за допомогою системи Mathcad [3].

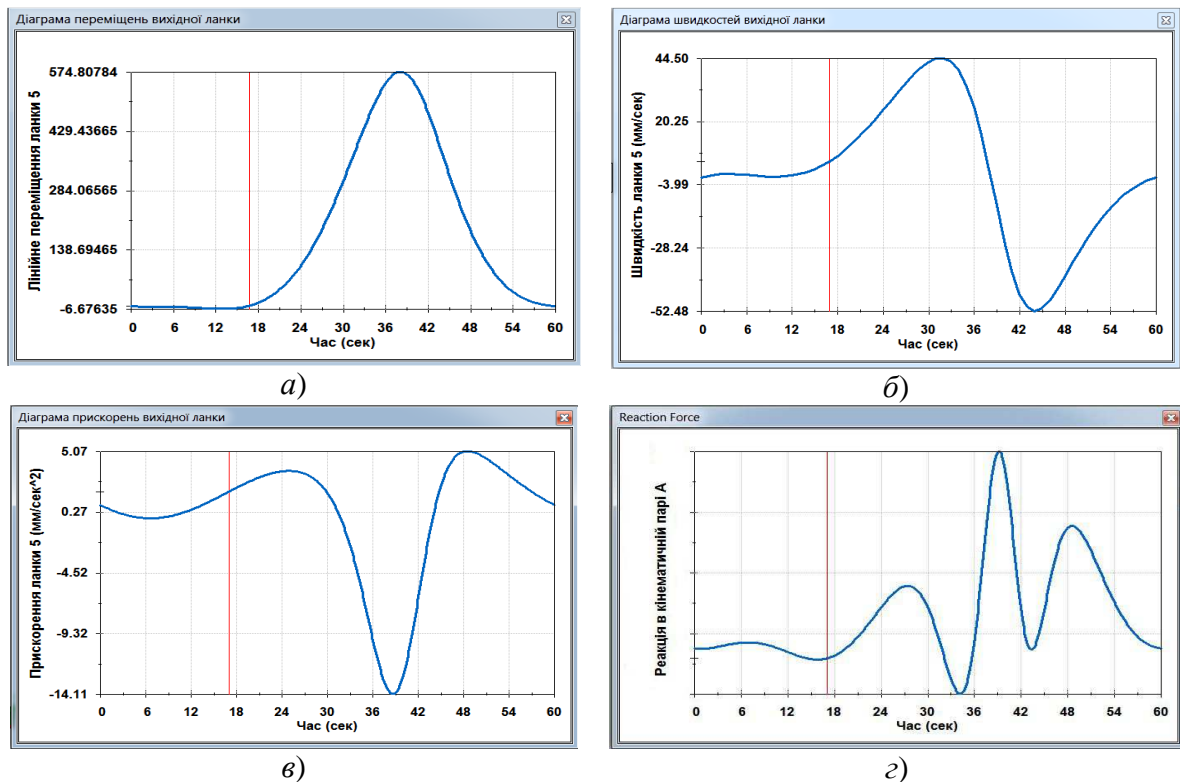


Рис. 3. Приклади результатів дослідження механізму, що отримані у системі SOLIDWORKS Motion

Як показали результати числового експерименту, проведеного у системі SOLIDWORKS Motion, синтезований механізм забезпечує зупинку вихідної ланки наперед заданої тривалості ($\alpha_{\Sigma} = 100^\circ$), причому відносна похибка від значень переміщень вихідної ланки, що розраховані за допомогою власного розробленого програмного забезпечення склала $5,93 \cdot 10^{-9}$, що підтверджує правильність проведеного кінематичного синтезу.

Висновки. Важільні двокривошипні механізми із зупинкою вихідної ланки мають ряд переваг перед іншими типами механізмів. Правильність кінематичного синтезу таких механізмів, проведеного з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, підтверджена за допомогою комп'ютерного моделювання у системі SOLIDWORKS. Дослідження планується продовжити напрямку оптимізаційного синтезу таких механізмів за різними критеріями.

Список використаних джерел

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. Киницкий Я.Т. Теория механизмов і машин в системі Mathcad: навч. посібник / Я.Т. Киницкий, В.О. Харжевський, М.В. Марченко. – Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. – 295 с.
4. Харжевський В.О. Комп'ютерне моделювання та дослідження важільних шестиланкових механізмів із зупинкою, що побудовані на основі двокривошипних механізмів //Вісник Хмельницького національного університету. – 2006.– №6 (87). С. 176-180.
5. Харжевский В. А. Синтез рычажных двухкривошипных механизмов с периодической остановкой выходного звена методами кинематической геометрии // Механика машин, механизмов и материалов: междунар. науч.-техн. журн. / Объед. ин-т машиностроения НАН Беларуси. – Минск, 2016.– № 4 (37) – С. 60-65.
6. Харжевський В. О. Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму // Збірник наукових праць. – Хмельницький : Вид-во Нац. академії держ. прикорд. служби України ім. Б. Хмельницького. – 2004. – № 28, ч. 1 (спец. випуск). – С. 123–125.