

КОШЕЛЬ СЕРГІЙ

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-7481-0186>e-mail: sergey_koshel@ukr.net**КОШЕЛЬ ГАННА**

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0003-1862-1553>e-mail: a_koshel@ukr.net**ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК**

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0001-6258-0088>e-mail: markzalubovskiy@gmail.com**КОШЕЛЬ ОЛЕКСАНДР**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0009-0006-3788-9298>e-mail: a_koshel@ukr.net

КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ЧЕТВЕРТОГО КЛАСУ З ТРЬОМА ПОСТУПАЛЬНИМИ ТА ІНШИМИ ОБЕРТАЛЬНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ ПАРАМИ

Виконано дослідження кінематичних параметрів механізму четвертого класу з одною ведучою ланкою, трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, який утворений початковим механізмом та структурною групою ланок четвертого класу, в якій дві поступальні пари є внутрішніми, одна – зовнішньою. В структурній групі ланок четвертого класу замкнений контур утворений однією поступальною та трьома обертальними кінематичними парами. В цілому структурна група, що утворена шістьма ланками та дев'ятьма кінематичними парами, відноситься до групи ланок четвертого класу третього порядку та є основою складного плоского механізму відповідного класу. За допомогою способу умовної структурної зміни дійсної ведучої ланки механізму четвертого класу іншою умовно можливою розроблено послідовність та виконано кінематичне дослідження механізму четвертого класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, визначено лінійні вектори швидкостей точок механізму. Для кінематичного дослідження застосовано графоаналітичний метод, який дозволяє розв'язати векторні кінематичні рівняння для механізму четвертого класу у вигляді графічних побудов, які спочатку виконано в довільно обраному масштабі, а потім його уточнити з урахуванням кінематичних параметрів конкретного дослідження. Отримані результати дослідження можуть бути використані для проведення аналогічних досліджень.

Ключові слова: кінематичне дослідження, кінематичний аналіз, вектор швидкості, план швидкостей, лінійна швидкість точки.

KOSHEL SERGEY

Kyiv National University of Technology and Design

KOSHEL GANNA

Open International University of Human Development "Ukraine"

ZALYUBOVSKIY MARK

Open International University of Human Development "Ukraine"

KOSHEL OLEKSANDRS

Kyiv National University of Technology and Design

KINEMATIC STUDY OF A FOURTH-CLASS MECHANISM WITH THREE TRANSLATIONAL AND OTHER ROTATIONAL KINEMATIC PAIRS

The structural groups of links, composed of six links and nine kinematic pairs, form the basis for synthesizing a significant number of complex planar mechanisms, such as mechanisms of the third, fourth, fifth, and sixth classes. The investigation of these mechanisms presents certain difficulties as each complex mechanism requires an individual approach to its analysis. It should be noted that for many complex mechanisms of higher classes, a specific sequence of actions needs to be developed. Therefore, new research on such mechanisms is necessary and relevant. A study was conducted on the kinematic parameters of a fourth-class mechanism with one driving link, three translational pairs, and other rotational kinematic pairs. This mechanism is formed by the initial mechanism and the structural group of fourth-class links, where two translational pairs are internal, and one is external. The structural group of fourth-class links forms a closed loop consisting of one translational and three rotational kinematic pairs. In general, the structural group, consisting of six links and nine kinematic pairs, belongs to the group of fourth-class links of the third order and serves as the basis for a complex planar mechanism of the corresponding class. Using the method of conditional structural changes to the actual driving link of the fourth-class mechanism, another conditionally possible sequence was developed, and a kinematic study of the fourth-class mechanism with three translational and other rotational kinematic pairs was carried out. Linear velocity vectors of the mechanism's points were determined. For kinematic investigation, a graph-analytical method was applied, allowing the solution of vector kinematic equations for the fourth-class mechanism in the form of graphical constructions. These constructions were initially performed in an arbitrarily chosen scale and then refined, taking into account the kinematic parameters of the specific study. The obtained research results can be beneficial, particularly for researchers dealing with planar mechanisms of the fourth and higher classes, conducting similar investigations.

Key words: kinematic study, kinematic analysis, velocity vector, velocity plan, linear velocity of a point.

Постановка задачі. Для проектування нових машин підприємств індустрії моди, вдосконалення існуючого технологічного обладнання та розробки машин для виконання інноваційних технологічних процесів виробництва виникає необхідність виконання досліджень складних структурних груп ланок плоских механізмів четвертого та вище класів. В роботі необхідно виконати дослідження кінематичних параметрів точок механізму четвертого класу з одною ведучою ланкою, трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, який утворений початковим механізмом та структурною групою ланок четвертого класу третього порядку, в якій дві поступальні пари є внутрішніми, одна – зовнішньою, для чого необхідно розробити послідовність дій проведення аналізу, який би базувався на властивості складних механізмів структурно змінювати свій клас за умови зміни дійсної ведучої ланки на іншу умовно можливу.

Аналіз досліджень та публікацій. Складні плоскі механізми вищих класів широко застосовуються в різних галузях машинобудування, що пояснюється їх можливостями в забезпеченні складних траєкторій та законів руху робочих органів обладнання для виконання певних технологічних операцій [1]. Дослідження таких механізмів вимагає індивідуального підходу до визначення послідовності проведення аналізу, що пояснюється відсутністю методу, який уніфіковано можна було б застосувати для широкого спектру механізмів четвертого та вище класів. Особливу увагу набуває проведення структурного аналізу таких складних механізмів [2, 3], тому що саме під час його виконання можна запланувати таку послідовність дій, які б дозволили по-перше спростити подальші кінематичні [4, 5] та динамічні дослідження [6], а по – друге загалом зробити можливим його проведення, наприклад, графоаналітичним методом [7]. Актуальними також залишаються дослідження просторових механізмів, в яких розглядаються задачі аналізу та синтезу механізмів машин для обробки деталей, що, наприклад, використовуються в індустрії моди [8]. Питанням дослідження просторового механізму з специфічними для такої механічної системи сферичними кінематичними парами присвячена робота [9], а просторового механізму чотириланковика – [10].

Виділення невирішених частин. Структурні групи ланок, до складу яких надходять шість ланок та дев'ять кінематичних пар є основою для синтезу значної кількості варіантів складних плоских механізмів, таких як механізми третього, четвертого, п'ятого та шостого класів. Проблема дослідження таких механізмів в тому, що кожен з них вимагає індивідуального підходу при проведенні аналітичних розрахунків при цьому для багатьох складних механізмів вищих класів треба розробляти специфічну послідовність дій для їх виконання. На сьогодні спостерігається недостатній об'єм бази даних виконаних структурних, кінематичних та динамічних досліджень механізмів четвертого та вище класів, тому нові дослідження є необхідними та актуальними.

Формулювання цілей. Метою роботи є за допомогою графоаналітичного методу виконати дослідження кінематичних параметрів точок механізму четвертого класу з одною ведучою ланкою, трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, який утворений початковим механізмом та структурною групою ланок четвертого класу третього порядку, в якій дві поступальні пари є внутрішніми, одна – зовнішньою, для чого необхідно розробити послідовність дій проведення аналізу, який би базувався на властивості складних механізмів структурно змінювати свій клас за умови зміни дійсної ведучої ланки на іншу умовно можливу.

Виклад основного матеріалу. На рис. 1 представлена кінематична схема механізму четвертого класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, який складається з семи ланок, серед яких ланки 2, 3, 5, 6 мають плоскопаралельний рух, ланки 1, 7 рухаються обертально, а ланка 4 – поступально. При цьому слід зазначити, що плоскопаралельний рух ланок 2 та 5 є складним та утворюється за рахунок складання двох відповідних рухів – переносного та відносного. Ланками механізму утворено три поступальні кінематичні пари В, Е, L та інші обертальні – O_1, O_2, A, C, D, K, M , а сам механізм четвертого класу є результатом приєднання структурної групи ланок четвертого класу третього порядку (ланки 2 – 7) до початкового механізму (сукупність корпусу 0, ведучого кривошипу 1 та обертальної кінематичної пари O_1). Структурна формула будови механізму четвертого класу має вигляд: 1 клас (ланки 0,1) \rightarrow 4 клас 3 порядку (ланки 2 ÷ 7).

Кінематичний аналіз механізму будемо проводити графоаналітичним способом, який дозволяє розв'язати векторні кінематичні рівняння у вигляді графічної побудови, що на початку виконується в довільно обраному масштабі, а потім по завершенню векторної побудови робиться його чисельний розрахунок за умов кінематичних параметрів конкретного дослідження. Особливу увагу при виконанні кінематичного дослідження складних плоских механізмів, клас яких вище за третій необхідно приділяти структурному їх аналізу, особливо це стосується випадку, якщо подальше дослідження буде проведено за допомогою графоаналітичного способу тому, що від цього залежить фактично можливість чи ні його проведення.

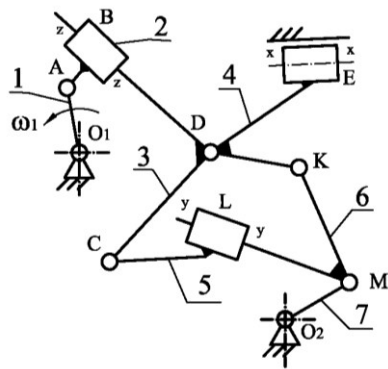


Рис. 1. Кінематична схема механізму 4-го класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами (вісі xx, yy, zz , не є паралельними)

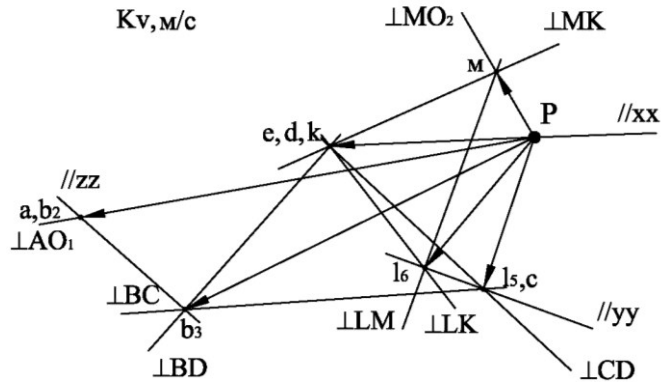


Рис. 2. План швидкостей механізму 4-го класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами

З аналізу кінематичної схеми механізму з урахуванням заданого за умовою дослідження ведучого кривошипу 1 впливає, що структурне утворення, з якого починається структурна побудова механізму є сукупність двох ланок, одна з яких є ведуча, а інша – корпус механізму. Тоді сукупність всіх інших ланок, що з'єднані відповідними кінематичними парами на підставі розділу теорії структурної будови плоских механізмів курсу теорія механізмів і машин можна класифікувати як структурну групу ланок четвертого класу третього порядку, що не підлягає подальшому структурному роз'єднанню для даного конкретного механізму. Подальше, наприклад, кінематичне дослідження такого механізму в наведеній послідовності його структурного утворення графоаналітичним способом стає неможливим. Причина полягає в тому, що для кінематичного ланцюга типу «кривошип» – «шатун» – «шатун» – «повзун» (ланки 1 – 2 – 3 – 4, рис. 1) скласти кінематичні векторні рівняння та розв'язати їх в графічний спосіб не уявляється можливим при умові, що відомими є кінематичні параметри однієї ланки – ведучого кривошипу 1.

Тому для подолання невизначеності, що утворилась пропонуємо графічну побудову, яка є результатом векторного розв'язання системи векторних рівнянь для кінематичного дослідження механізму четвертого класу побудувати в спосіб, який би урахував умовно іншу обрану ведучу ланку механізму з числа тих, що структурно надходять до інших можливих початкових механізмів механічної системи, що досліджується. Серед інших можливих ведучих ланок обираємо такі, що утворюють кінематичні пари з нерухомою ланкою механізму, таких ланок виявилось дві: повзун 4 та коромисло 7. Структурні формули будов механізму, що досліджується, при умові інших можливих ведучих ланок набувають вигляду:

$$1 \text{ клас } (0,4) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 1 \text{ вид } (6,7) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 2 \text{ вид } (3,5) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 2 \text{ вид } (1,2), \quad (1)$$

$$1 \text{ клас } (0,7) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 2 \text{ вид } (4,6) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 2 \text{ вид } (3,5) \rightarrow 2 \text{ клас } 2 \text{ порядок } 2 \text{ вид } (1,2). \quad (2)$$

Таким чином, аналіз структурних формул будов (1, 2) дозволяє стверджувати, що при умовному обранні інших можливих початкових механізмів механічну систему четвертого класу з трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами можна дослідити за допомогою графоаналітичного способу в послідовності, що відповідає послідовному приєднанню структурних груп ланок другого класу другого порядку.

Згідно з структурною формулою будови (1) кінематичне дослідження розпочинаємо з того, що задаємося рухом умовно іншої можливої ведучої ланки, а саме повзуна 4 за величиною та напрямком (напрямок руху відносно нерухомої напрямної обираємо довільно, наприклад, ліворуч). На плані швидкостей (рис. 2) в довільно обраному масштабі відкладаємо відрізок $\vec{P}e, d, k$ ($\vec{V}_E = \vec{V}_D = \vec{V}_K$) в напрямку паралельному до горизонтальної напрямної xx .

Складаємо систему векторних рівнянь для визначення лінійної швидкості точки М, що співпадає з геометричним центром внутрішньої обертальної кінематичної пари структурної групи ланок 6,7, яка першою приєднана до умовно іншого можливого початкового механізму (ланки 0, 4), згідно з формули (2):

$$\begin{cases} \vec{V}_M = \vec{V}_K + \vec{V}_{M;K} \\ \vec{V}_M = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{M;O_2} \end{cases} \quad (3)$$

Розв'язуємо систему векторних рівнянь (3) графічно, для чого проводимо на плані швидкостей лінії, що є перпендикулярами до відрізків МК та MO_2 кінематичної схеми механізму з, відповідно, точок «k» та «P», визначаємо на плані швидкостей вектор $\vec{P}M$. Визначаємо положення точки «l6» вектора швидкості \vec{V}_{L6} на плані швидкостей, для чого складаємо наступну систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{V}_{L6} = \vec{V}_K + \vec{V}_{L6;K} \\ \vec{V}_{L6} = \vec{V}_M + \vec{V}_{L6;M} \end{cases} \quad (4)$$

та знаходимо точку «l₆» перетину перпендикулярів до відрізків LK та LM кінематичної схеми, що проведені, відповідно, з точок «k» та «m» на плані швидкостей. Для складання наступних векторних рівнянь дослідження візьмемо до уваги те, що оберտальна кінематична пара С утворена кулісним каменем 5 та шатуном – кулісою 3. Тому перше векторне рівняння системи векторних рівнянь (5) ураховує те, що рух точки С кулісного каменя 5 є результатом складання двох рухів (переносного руху шатуна – куліси 6 та відносного руху ланки 5 відносно куліси 6), а друге рівняння складено на підставі того, що шатун 3 має плоскопаралельний рух. Тому система векторних рівнянь набуває вигляду:

$$\begin{cases} \vec{V}_C = \vec{V}_{L5} = \vec{V}_{L6} + \vec{V}_{L5;L6} \\ \vec{V}_C = \vec{V}_D + \vec{V}_{C;D} \end{cases} \quad (5)$$

Графічне розв'язання полягає в тому, щоб з точок «l₆» та «d» плану швидкостей побудувати напрямки відповідних векторним рівнянням відносних швидкостей $\vec{V}_{L5;L6} // uu$ та $\vec{V}_{C;D} \perp CD$. В результаті визначаємо на плані швидкостей вектор швидкості точки С (відрізок $\vec{P}c$).

Точка B3 є третьою точкою шатуна 3, тому для визначення її швидкості (відрізок $\vec{P}b_3$ плану швидкостей) складаємо наступну систему векторних рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{V}_{B3} = \vec{V}_D + \vec{V}_{B3;D} \\ \vec{V}_{B3} = \vec{V}_C + \vec{V}_{B3;C} \end{cases} \quad (6)$$

яку використовуємо для наступних графічних побудов на плані швидкостей: з точок «d» та «c» плану будуємо лінії, що є, відповідно, перпендикулярами до відрізків BD та BC кінематичної схеми та знаходимо їх точку перетину «b₃». Для складання векторних рівнянь, що дозволять завершити побудову плану швидкостей необхідно урахувати те, що кінематична пара А утворюється двома ланками 1 та 2, одна з яких має простий обертальний рух навколо точки O₁, а інша забезпечує складний рух цієї точки разом з кулісою 3 та відносно неї, тому система векторних рівнянь набуває вигляду:

$$\begin{cases} \vec{V}_A = \vec{V}_{B2} = \vec{V}_{B3} + \vec{V}_{B2;B3} \\ \vec{V}_A = \vec{V}_{O1} + \vec{V}_{A;O1} \end{cases} \quad (7)$$

Графічне розв'язання такої системи векторних рівнянь полягає в тому, щоб з точок «b₃» та «P» плану швидкостей побудувати лінії, напрямки яких відповідають напрямкам відносних швидкостей $\vec{V}_{B2;B3} // zz$ та $\vec{V}_{A;O1} \perp AO_1$. В результаті визначаємо на плані швидкостей вектор швидкості точки А (відрізок $\vec{P}a$), для того, щоб по – перше визначити напрямком обертання ланки 1, який має збігатися з заданим напрямком обертання дійсного кривошипу механізму (у разі не збігання напрямків обертання розрахунок необхідно буде повторити за умови обрання іншого напрямку руху повзуна 4 на самому початку побудови плану швидкостей, в нашому випадку цього робити не треба тому, що збігання напрямків спостерігається) та по – друге виконати розрахунок масштабу Kv побудованого плану швидкостей, який би відповідав величині заданої за умовою задачі кутовій швидкості кривошипа 1 та лінійним розмірам ланок механізму четвертого класу.

Висновки

За допомогою графоаналітичного методу виконано дослідження кінематичних параметрів точок механізму четвертого класу з одною ведучою ланкою, трьома поступальними та іншими обертальними кінематичними парами, який утворений початковим механізмом та структурною групою ланок четвертого класу третього порядку, в якій дві поступальні пари є внутрішніми, одна – зовнішньою, для чого спеціально було розроблено послідовність дій аналізу, яка базується на властивості складних механізмів структурно змінювати свій клас за умови зміни дійсної ведучої ланки на іншу умовно можливу. Отримані результати проведеного кінематичного дослідження складного плоского механізму можна рекомендувати для виконання аналогічних досліджень механічних систем четвертого та вище класів.

Література

1. Дворжак В. М. Застосування механізму четвертого класу для приводу вушкових голок основ'язальної машини / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2020. – № 3 (146). – С. 15-24.
2. Joldasbekov S., Ibraev S., Zhauyt A., Nurmagambetova A., Imanbaeva N. Modular synthesis of plane lever six-link mechanism of high class. Middle-East // J. of Sci. Research. – 2014. – 21, N 12, – P.2339 – 2345.

3. Y Q Li, Y Zhang, L J Zhang. A new method for type synthesis of 2R1T and 2T1R 3-DOF redundant actuated parallel mechanisms with closed loop units. Chinese Journal of Mechanical Engineering, - 2020, p. 33-78.
4. Cheng, Z., & Li, Q. Kinematic analysis of a 4-SSSS compliant mechanism for large-deflection motion. Mechanism and Machine Theory, - 2021. – 164 c.
5. Zawodniok, M., & Jezowski, J. Kinematic synthesis of planar four-bar mechanism with prescribed workspace by Bézier curve. Mechanism and Machine Theory, - 2020. – 152 c.
6. Дворжак В. М. Силовий аналіз механізму коливального руху вушкових голок основов'язальної машини / В. М. Дворжак // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Технічні науки. – 2019. – № 3 (134). – С. 26-35.
7. Koshel' S. O., Dvorzhak V. M., Koshel' G. V., Zalyubovskiy M. G. Kinematic Analysis of Complex Planar Mechanisms of Higher Classes // Int. Appl. Mech. – 2022. – 58, N 1. – P. 111 – 122.
8. Zalyubovskiy M. G., Panasyuk I.V., Koshel' S.O., Koshel' G.V. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine // Int. Appl. Mech. – 2021. – 57, N 4. – P. 466 – 476.
9. Kosbolov Serikbay, Zhauyt Algazy, Kosbolov Serikbol Kinematic synthesis of spatial linkages with spherical pairs. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, - 2016. - Vol. 54, Issue 1, p. 75-85.
10. Stachel, H., & Arnold, A. On the synthesis of spatial four-bar linkages. Mechanism and Machine Theory, - 2021. – 160 c.

References

1. Dvorzhak V. M. Zastosuvannya mekhanizmu chetvertoho klasu dlia pryvodu vushkovykh holok osnovoviazalnoi mashyny / V. M. Dvorzhak // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. Tekhnichni nauky. – 2020. – № 3 (146). – S. 15-24.
2. Joldasbekov S., Ibraev S., Zhauyt A., Nurmagambetova A., Imanbaeva N. Modular synthesis of plane lever six-link mechanism of high class. Middle-East // J. of Sci. Research. – 2014. – 21, N 12, – P.2339 – 2345.
3. Y Q Li, Y Zhang, L J Zhang. A new method for type synthesis of 2R1T and 2T1R 3-DOF redundant actuated parallel mechanisms with closed loop units. Chinese Journal of Mechanical Engineering, - 2020, p. 33-78.
4. Cheng, Z., & Li, Q. Kinematic analysis of a 4-SSSS compliant mechanism for large-deflection motion. Mechanism and Machine Theory, - 2021. – 164 c.
5. Zawodniok, M., & Jezowski, J. Kinematic synthesis of planar four-bar mechanism with prescribed workspace by Bézier curve. Mechanism and Machine Theory, - 2020. – 152 c.
6. Dvorzhak V. M. Sylovyi analiz mekhanizmu kolyvalnoho rukhu vushkovykh holok osnovoviazalnoi mashyny / V. M. Dvorzhak // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu. Tekhnichni nauky. – 2019. – № 3 (134). – S. 26-35.
7. Koshel' S. O., Dvorzhak V. M., Koshel' G. V., Zalyubovskiy M. G. Kinematic Analysis of Complex Planar Mechanisms of Higher Classes // Int. Appl. Mech. – 2022. – 58, N 1. – P. 111 – 122.
8. Zalyubovskiy M. G., Panasyuk I.V., Koshel' S.O., Koshel' G.V. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine // Int. Appl. Mech. – 2021. – 57, N 4. – P. 466 – 476.
9. Kosbolov Serikbay, Zhauyt Algazy, Kosbolov Serikbol Kinematic synthesis of spatial linkages with spherical pairs. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, - 2016. - Vol. 54, Issue 1, p. 75-85.
10. Stachel, H., & Arnold, A. On the synthesis of spatial four-bar linkages. Mechanism and Machine Theory, - 2021. – 160 c.