УДК 62-218:621.933.6

КІНЕМАТИЧНЕ СИНТЕЗУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ЛЯМБДОПОДІБНОГО МЕХАНІЗМУ

В.Р. Пасіка[1],
д-р техн. наук, професор

Ю.І. Озимок[2],
канд. техн. наук, доцент

Ю.Р. Капраль[2],
канд. техн. наук, доцент

І.О. Бень[2],
PhD

[1]*Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів*

[2]*Національний лісотехнічний університет України, м. Львів*

DOI: 10.32347/2410-2547.2026.116.275-282

Розглянуто процес кінематичного синтезування комбінованого лямбдоподібного механізму з інтервалом квазілінійного переміщення гонкової точки, який належить до прямолінійно-напрямних механізмів третього класу. Лямбдоподібні механізми широко застосовують в сучасному машинобудуванні, оскільки дозволяють реалізовувати складні рухи гонкових точок при простому керуванні та компактній конструкції. Комбінований лямбдоподібний механізм забезпечує рух гонкової точки у прямому і звертному ходах по квазілінійній траєкторії. Проаналізовано нелінійність квазілінійної траєкторії і визначено її максимальну величину, яка становить 1%, а максимальна довжина квазілінійного інтервалу - 400% від довжини корби. Синтезовано такі геометричні розміри комбінованого лямбдоподібного механізму, за яких зберігається повна відповідність траєкторії гонкової точки з прямолінійним інтервалом вихідного механізму. Оскільки прямолінійність забезпечується на прямому і звертному ходах, то це є підґрунтям для значного підвищення продуктивності усієї машини.

Ключові слова: кінематичний синтез, лямбдоподібниймеханізм, геометричні параметри, виконавча ланка, траєкторія руху.

Актуальність дослідження. У сучасному машинобудуванні широкого застосування набули механізми, що забезпечують складні траєкторії руху виконавчих ланок при простому та надійному керуванні. Одним із таких є лямбдоподібний механізм, який завдяки своїй конструкції дозволяє реалізувати задані переміщення робочої точки при компактних розмірах і високій точності. За певних геометричних розмірів гонкова точка має квазілінійну траєкторію на відповідних кутах повороту урухомчої ланки. На інших кутах кінематичного циклу траєкторія грибоподібна. Якщо «відсікти» грибоподібну траєкторію, то рух точки матиме звертно-поступний рух. Такі механізми можуть бути використані у різних сферах, зокрема у верстатах для фрезерування, шліфування різноманітних пазів і деталей. У таких механізмів відсутній холостий хід, чим вони позитивно відрізняються від відомих.

Актуальність дослідження зумовлена потребою у створенні важільних напрямних механізмів і механізмів із зупинкою урухомної ланки/точки для робототехнічних систем, маніпуляторів, верстатів, пресових і пакувальних машин, де важливим є точне відтворення руху виконавчого органу. Методи досліджень механізмів мають бути доступні за складністю реалізації широкому загалу інженерно-технічних працівників.

Мета робота. Синтезувати комбінований лямбдоподібний механізм у якого гонкова точка має одну і туж квазілінійну траєкторіюна прямому і звертному ходах.

Аналіз останніх досліджень. Синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів присвячено багато робіт, у яких використовують точні або наближені методи. Серед вітчизняних авторів найбільший вклад у розроблення методів синтезу важільних напрямних механізмів внесли вчені Хмельницького національного університету. Роботи проф. Кіницького Я.Т. [1, 2] і Харжевського В.О. [3-5] відомі як у нас так і за кордоном. Серед робіт іноземних авторів можна виділити роботи [6, 7, 8] у яких розглянуті питанні синтезу

© Пасіка В.Р., Озимок Ю.І., Капраль Ю.Р., Бень І.О.

ISSN 2410-2547
Опір матеріалів і теорія споруд/Strength of Materials and Theory of Structures. 2026. № 116

прямолінійно-напрямних важільних механізмів алгебраїчними і геометричними методами. Проблемою точних методів є отримання механізму з великою кількістю рухомих ланок і, відповідно, кінематичних пар [9]. Це зумовлює неточності у передачі руху вихідної ланки/точки і вважати такий механізм точним неможна. Тому використовують наближені методи, які поділяють на алгебраїчні [1, 2, 3, 5] і геометричні [4]. Проте, такі методи громіздкі за математичним апаратом і його комп'ютерною реалізацією і не можуть бути рекомендовані практикуючим інженерам. Робіт у яких розглянуті важільні механізми з рухом точки по прямій лінії у прямому і звертному ходах авторам невідомі.

Виклад основного матеріалу

Розглянемо структурну схему комбінованого механізму для отримання квазіпрямої траєкторії *a-a* гонкової точки *M* (рис. 1).

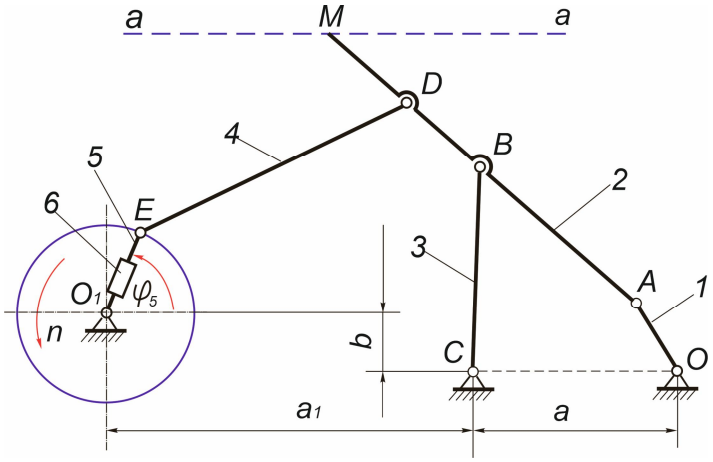


Рис. 1. Структурна схема механізму

Корба *OA* є урухомчою. Механізм є механізмом *III* класу і для визначення положень його ланок необхідно розв'язати систему нелінійних тригонометричних рівнянь відносно кутів нахилу ланок. Щоб уникнути цього проведемо такі дії. Структурну схему умовно розділимо на дві механізми. Основну - лямбдо-подібний механізм Чебишева з ланками *1-3*, який має гонкову точку *M*, у траєкторії якої є квазілінійний інтервал. Якщо прямий хід квазілінійний, то звертний – грибоподібний, що є недоліком, оскільки зменшує можливості для практичного застосування. Розміри цього механізму відносно ланки *OA* відомі з літератури [10].

Дослідження проведемо в інваріантах.

В інваріантному вигляді довжина корби *OA* $\lambda_1 \equiv l_{OA}/l_{OA}=1$. Тоді інші інваріанти довжин ланок згідно [10] будуть такими:

$$\lambda_a=\frac{a}{l_{OA}}=\frac{a}{0{,}5a}=2;\ \lambda_2=\frac{l_{AB}}{l_{OA}}\equiv\lambda_{AB}=2{,}5;\ \lambda_3=\frac{l_{BC}}{l_{OA}}\equiv\lambda_{BC}=2{,}5;\ \lambda_{BM}=\frac{l_{BM}}{l_{OA}}=2{,}5\ .$$

Аналізування механізму Чебишева.

Для побудови траєкторії гонкової точки *M* використаємо аналітичні залежності [11]. З точкою *O* суміщаємо початок нерухомої системи координат *xOy*.

Обчислюємо кути φ_2 нахилу гонка *2* і φ_3 коромисла *3*:

$$\lambda_{x_C}=-\lambda_a;\ \lambda_{y_C}=0;\quad \lambda_{x_A}=\lambda_1\cos(\varphi_1);\qquad \lambda_{y_A}=\lambda_1\sin(\varphi_1); \tag{1}$$

$$\beta=\operatorname{arctg}\frac{\lambda_{y_C}-\lambda_{y_A}}{\lambda_{x_C}-\lambda_{x_A}};\qquad \lambda_{AC}=\sqrt{\left(\lambda_{x_C}-\lambda_{x_A}\right)^2+\left(\lambda_{y_C}-\lambda_{y_A}\right)^2}\ ; \tag{2}$$

$$\delta=\arccos\frac{\lambda_2^2+\lambda_{AC}^2-\lambda_3^2}{2\lambda_2\lambda_{AC}};\qquad \mu=\arccos\frac{\left(\lambda_2^2+\lambda_3^2-\lambda_{AC}^2\right)}{2\lambda_2\lambda_3}; \tag{3}$$

$$\varphi_2=\beta+\delta;\qquad \varphi_3=\beta+\delta+\mu\ . \tag{4}$$

Траєкторію (рис. 2) гонкової точки *M* на куті повороту корби 360° будуємо за її координатами, які обчислюємо за такими очевидними залежностями:

$$\lambda_{x_M}=\lambda_1\cos(\varphi_1)+\lambda_{AM}\cos(\varphi_2);\qquad \lambda_{y_M}=\lambda_1\sin(\varphi_1)+\lambda_{AM}\sin(\varphi_2)\ . \tag{5}$$

Щоб отримати дійсні розміри механізму необхідно помножити усі відносні розміри на дійсну величину довжини корби l_{OA}.

Квазілінійність траєкторії (рис. 3) $\delta=\lambda_{y_M} l_{OA}$ і не перевищує $0{,}01 l_{OA}$, а хід гонкової точки M дорівнює $H_M=\left|\lambda_{x_M}\right|_{\max} l_{OA}=4l_{OA}$. Найменшу квазілінійність маємо для $H_M<0{,}8l_{OA}$. Кут повороту ланки OA на квазілінійному інтервалі змінюється в межах $-90^\circ\le\varphi_1\le 90^\circ$.

Синтезування уявного механізму O_1EDC.

Уявний механізм O_1EDC виконує дві функції. Забезпечує рух точки M лише по квазілінійній траєкторії у прямому і звертному ходах і уможливлює зміну довжини квазілінійного переміщення точки M (пристрій 6). Механізм названо уявним, оскільки ланки CD не існує. Проте позиція точки C відома, а позицію точки D можемо визначити для любого кута повороту ланки OA. А от розміри уявного механізму $\lambda_4\equiv\frac{l_{ED}}{l_{OA}}$ і $\lambda_5\equiv\frac{l_{OE}}{l_{OA}}$ необхідно синтезувати.

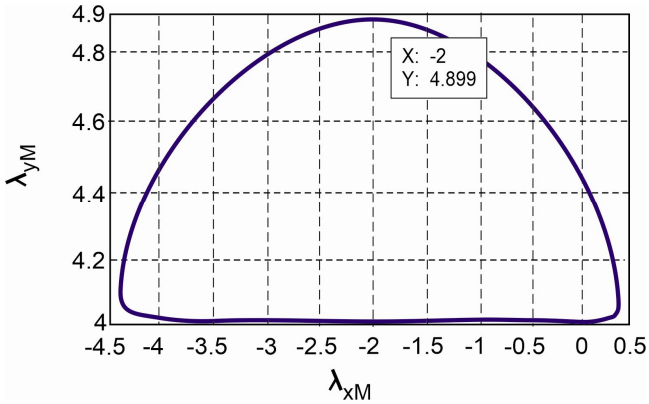


Рис. 2. Траєкторія точки M на обертанні ланки *1* на 360°

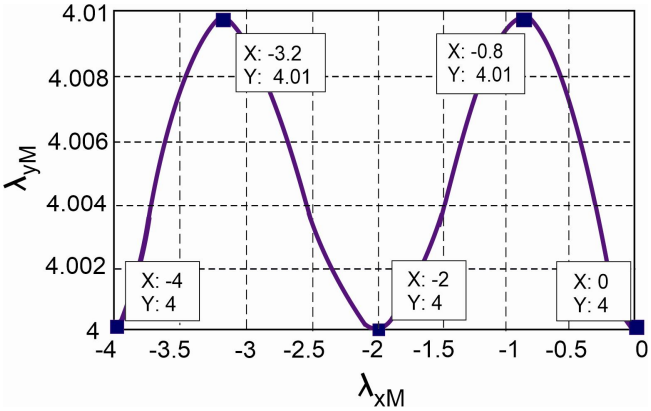


Рис. 3. Квазілінійність траєкторії точки M на лінійному інтервалі

У реальності ланка $l_5\equiv l_{O_1E}$ урухомлює уявний механізм, коромисло CD якого урухомлює лямбдо-подібний механізм Чебишева.

З центром обертання ланки O_1E суміщаємо початок нерухомої системи координат $x_1O_1y_1$. Уважаємо, що позиція точки $O_1(a+a_1,-b)$ відома у системі координат xOy (рис. 4).

Щоб синтезувати розміри уявного механізму мусимо визначити координати точки D. Для цього використовуємо (5) замінивши індекс M на D:

$$\lambda_{x_D}=\lambda_1\cos(\varphi_1)+\lambda_{AD}\cos(\varphi_2);\qquad \lambda_{y_D}=\lambda_1\sin(\varphi_1)+\lambda_{AD}\sin(\varphi_2).$$

Інваріант довжини уявного коромисла і його кут нахилу до осі абсцис дорівнює

$$\lambda_{CD}=\sqrt{\left(\lambda_a+\lambda_{x_D}\right)^2+\lambda_{y_D}^2},\qquad \varphi_{CD}=\operatorname{arctg}\frac{\lambda_{y_D}}{\lambda_a+\lambda_{x_D}}. \tag{6}$$

Уявний механізм є корбово-коромисловим з уявним коромислом CD, урухомчою ланкою O_1E і гонком ED.

Синтезування довжини корби O_1E і гонка ED.

На рис. 4 зображена структурна схема механізму у його крайніх позиціях $OA_1B_1D_1E_1O_1$, $OA_2B_2D_2E_2O_1$ і в довільному $OABDEO_1$.

ISSN 2410-2547
Опір матеріалів і теорія споруд/Strength of Materials and Theory of Structures. 2026. № 116

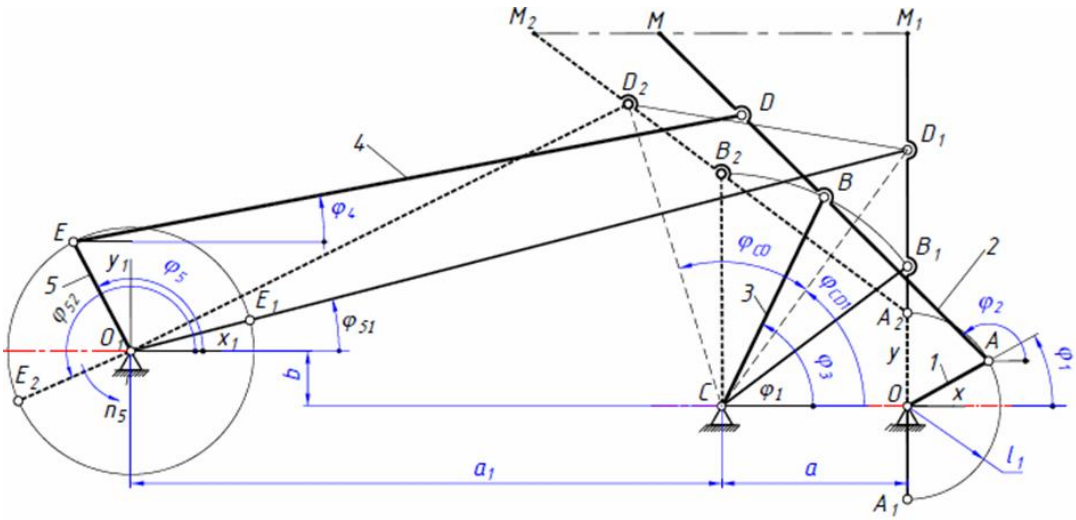


Рис. 4. Комбінований механізм у крайніх позиціях *M*1 і *M*2 квазілінійного інтервалу траєкторії гонкової точки *M*. Позиція M довільна

Щоб уявне коромисло *CD*коливалось у межах кута φ_{CD} мусять виконуватись такі умови [12]:

$$\lambda_4 \equiv \lambda_{ED} = \frac{\lambda_{O_1D_1} + \lambda_{O_1D_2}}{2}; \quad \lambda_5 \equiv \lambda_{O_1E} = \frac{\lambda_{O_1D_1} - \lambda_{O_1D_2}}{2},$$

де $\lambda_{O_1D_1} = \sqrt{\lambda_{x_{1D_1}}^2 + \lambda_{y_{1D_1}}^2}$, $\lambda_{O_1D_2} = \sqrt{\lambda_{x_{1D_2}}^2 + \lambda_{y_{1D_2}}^2}$.

Координати точки *D* у системі координат $x_1O_1y_1$ такі:

$$\lambda_{x_{1D_1}} = \lambda_{a_1} + \lambda_a + \lambda_{x_{D_1}}, \ \lambda_{y_{1D_1}} = \lambda_{y_{D_1}} - \lambda_b, \ \lambda_{x_{1D_2}} = \lambda_{a_1} + \lambda_a + \lambda_{x_{D_2}}, \ \lambda_{y_{1D_2}} = \lambda_{y_{D_2}} - \lambda_b,$$

де $\lambda_{x_{D_1}}, \lambda_{y_{D_1}}, \lambda_{x_{D_2}}, \lambda_{y_{D_2}}$ – координати точки *D* у крайніх позиціях гонка *2* у системі координат *xOy*.

Для визначення кутів нахилу корби *5* на початку і в кінці робочого ходу необхідно визначити кути φ_{51} і φ_{52}, коли ланки O_1E і *ED* витягнуті в одну лінію або накладаються (рис. 4)

$$\varphi_{51} = \operatorname{arctg}\frac{\lambda_{y_{1D_1}}}{\lambda_{x_{1D_1}}}; \quad \varphi_{52} = \operatorname{arctg}\frac{\lambda_{y_{1D_2}}}{\lambda_{x_{1D_2}}}.$$

Визначимо за відомими геометричними розмірами уявного механізму траєкторію точки *D*. Для цього використаємо залежності (1) – (4), замінивши букву *A* на *E*.

Обчислюємо кути φ_4 нахилу гонка *4* і φ_5 нахилу корби *5* до осі абсцис у системі координат $x_1O_1y_1$

$$\lambda_{x_{1C}} = \lambda_{a_1}; \ \lambda_{y_{1C}} = -\lambda_b; \ \lambda_{x_E} = \lambda_5\cos(\varphi_5); \ \lambda_{y_E} = \lambda_5\sin(\varphi_5); \tag{7}$$

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}\frac{\lambda_{y_{1C}} - \lambda_{y_E}}{\lambda_{x_{1C}} - \lambda_{x_E}}; \quad \lambda_{EC} = \sqrt{\left(\lambda_{x_{1C}} - \lambda_{x_E}\right)^2 + \left(\lambda_{y_{1C}} - \lambda_{y_E}\right)^2}; \tag{8}$$

$$\delta_1 = \arccos\frac{\lambda_4^2 + \lambda_{EC}^2 - \lambda_5^2}{2\lambda_4\lambda_{EC}}; \quad \mu_1 = \arccos\frac{\left(\lambda_4^2 + \lambda_5^2 - \lambda_{EC}^2\right)}{2\lambda_4\lambda_5}; \tag{9}$$

$$\varphi_4 = \beta_1 + \delta_1; \quad \varphi_5 = \beta_1 + \delta_1 + \mu_1. \tag{10}$$

Обчислюємо координату точки *D* за геометричними розмірами уявного механізму:

$$\lambda_{x_{1D}} = \lambda_5\cos\varphi_5 + \lambda_4\cos\varphi_4; \quad \lambda_{y_{1D}} = \lambda_5\sin\varphi_5 + \lambda_4\sin\varphi_4.$$

На рис. 5 показані траєкторії точки D для комбінованого і вихідного механізму. Як бачимо траєкторії точки D для обох механізмів однакові, що підтверджує коректність проведеного кінематичного синтезу комбінованого механізму. А це значить, що траєкторія точки M при урухомленні корбою O_1E теж будуть однаковими. Проте збігання траєкторій точки M по прямій *a-a* не є гарантією, що швидкість і пришвидшення точки будуть теж однаковими. Це зумовлено тим, що ланки OA і O_1E за один і той самий час повернуться на різні кути 180° і $189{,}98^\circ$, відповідно.

Окрім цього, в дійсності, ланки OA обертається рівномірно, а ланка O_1A коливається. У комбінованому механізмі навпаки, ланка OA коливається, а O_1A обертається.

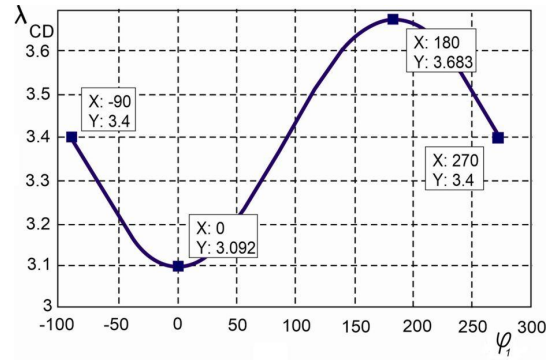
Тому вміння визначати кінематичні характеристики механізмів III класу є необхідною умовою у кінематичному дослідженні комбінованого лямбдо-подібного механізму. Сформулюємо кроки проведення кінематичного аналізування.

1. Вважаємо, що кінематичний синтез комбінованого механізму проведений і визначені розміри ланок O_1E, ED і довжина l_{CD} уявного коромисла CD;

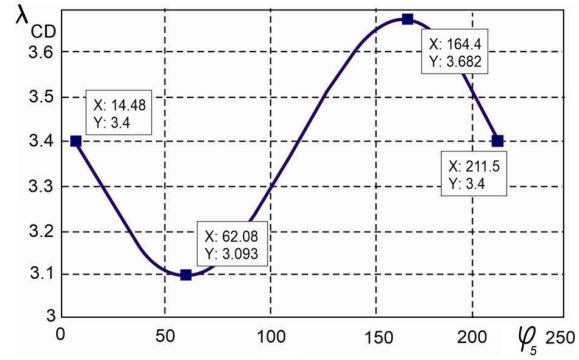
2. Визначаємо вектор швидкості $\vec{v}_D$ точки D, яка належить уявному механізмі O_1EDC;

3. Урухомлюємо вихідний механізм $OABC$ точкою D, яку урухомлюємо ланкою O_1E через ланку ED;

4. Розглядаємо ланку *2*. Тут відомі вектор швидкості $\vec{v}_D$ точки D і лінія дії швидкостей точок A і B. Наприклад, для точки A записуємо векторне рівняння пласкопаралельного руху гонка *2*, $\vec{\underline{v}}_A=\vec{\underline{v}}_D+\vec{\underline{v}}_{AD}$, де лінія дії вектора $\vec{v}_A \perp OA$, а вектора $\vec{v}_{AD} \perp AD$ [13]. З векторних рівнянь визначаємо:



(а)



(б)

Рис. 5. Довжина уявного коромисла CD (а) – вихідного механізму; (б) - комбінованого

- кутові швидкості ω_2 гонка *2*, ω_1 ланки OA і вектори лінійних швидкостей $\vec{v}_B$ точки B і $\vec{v}_M$ точки M;
- визначаємо кутову швидкість ω_3 коромисла BC.

Таким чином кінематичне аналізування комбінованого механізму проведено.

Щоб визначити пришвидшення ланок і точок комбінованого механізму, можна продиференціювати відповідні аналітичні залежності для швидкостей або провести подібні дії, аналогічно до визначення швидкостей.

Висновки

- проаналізовано в інваріантному виді відомий лямбдоподібний механізм з прямолінійною траєкторією гонкової точки на певному повороті урухомчої корби;
- встановлено, що довжина квазіпрямолінійного інтервалу гонкової точки у 4 рази більша ніж довжина корби, а нелінійність дорівнює 1% від довжини корби;
- синтезовано структурну схему комбінованого лямбдоподібного механізму з однаковими квазілінійними траєкторіями гонкової точки на прямому і звертному ходах;
- попутно запропоновано простий алгоритм кінематичного аналізування комбінованого лямбдоподібного механізму III класу, який може бути застосований і до інших важільних механізмів III класу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кіницький Я. Т. Аналітичне дослідження кінематики механізмів III класу з використанням системи Mathcad / Я. Т. Кіницький, М. В. Марченко, В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. – 2013. – № 6. – С. 7-10.
2. Кіницький Я. Т. Використання залежності кривини шатунної кривої для визначення меж існування напрямних механізмів / Я. Т. Кіницький, О. Б. Свєтловський, // Збірник наукових праць. – Хмельницький: Видавництво НАПВУ. – 2001. -№ 15, ч. 2 (спец. Випуск). С. 58-73.
3. Харжевський В. О. Методика визначення особливих точок Чебишева для синтезузмів важільних прямолінійно-напрямних механізмів / В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. - 2015. – № 3. – С. 34-41.
4. Харжевський В. О. Розробка і вдосконалення методів кінематичної геометрії для синтезу важільних напрямних \механізмів / В. О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки. -2015. – № 4. – С. 10-16.
5. Харжевський В. О. Числовий синтез несиметричних важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 5-го порядку / В. О. Харжевський // // Чернігів: ЧНТУ. Технічні науки. -2015. – № 1(1). – С. 2410-30.
6. Zhou H. Optimalsynthesisof crank-rockerlinkagesofpathgenerationusingtheorientationstructuralerrorofthefixedlink / H/ Zhou, H. M. Cheung // MechanismandMachine Theory.- 2001. – Vol. 36. Issue 8. - P. 973-982.
7. Sheu J. B. Kinematicsynthesisof a four-linkmechanismwithrollingcontactsformotionandmechanismgeneration / J. B. Sheu, S. L. Hu, J. J. Lee // MathematicalendComputerModeling. 2008. -Vol. 48, Issue 5-6. – P. 805-817.
8. Shiakolas P.S. Ontheoptimumsynthesisof six-barlinkagesusingdifferentialevolutioncentroidofprecisionpositiontechnique / P. S. Shiakolas, D. Koladiya, J. Kebrle // MechanismandMachineTheory. - 2005. – Vol. 40. Issue 3. - P. 319-335.
9. Харжевський В. О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В. О. Харжевський: ХНУ, 2015. -223 с.
10. Артоболевский И. И. Механизмы в современнойтехнике / И. И. Артоболевский. Том 1. Наука. 1970. 606 с.
11. Пасіка В. Р. / Аналітичний метод у дослідженні важільних механізмів II класу. Навчальний посібник. / В. Р. Пасіка, В. М. Гелетій. – Дрогобич: Посвіт, 2019. – 142 с.
12. Пасіка В.Р. Теорія механізмів і машин: навч. носіб. / В. Р. Пасіка, Ю. Г. Соболевська, І. П. Лаушник та ін. Львів: СПОЛОМ, 2025. – 192 с.
13. Пасіка В. Р. Теоретична механіка : навч. посіб. / Пасіка В. Р., Сологуб Б. В. – Львів : СПОЛОМ, 2023. – 181 с.

REFERENCES

1. Kinytskyi, Ya. T. Analitychne doslidzhennia kinematyky mekhanizmiv III klasu z vykorystanniam systemy Mathcad (Analytical study of the kinematics of class III mechanisms using the Mathcad system)/ Ya. T. Kinytskyi, M. V. Marchenko, V. O. Kharzhevskyi // VisnykKhmelnytskohonatsionalnohouniversytetu. Tekhnichninauky. – 2013. – № 6. – S. 7-10.
2. KinytskyiYa. T. Vykorystannia zalezhnosti kryvyny shatunnoikryvoi dlia vyznachennia mezh isnuvannia napriamnykh mekhanizmiv (Using the curvature dependence of the coupler curve to determine the existence limits of guiding mechanisms)/ Ya. T. Kinytskyi, O. B. Svietlovskyi, // Zbirnyknaukovykhprats. – Khmelnytskyi: Vydavnytstvo NAPVU. – 2001. – № 15, ch. 2 (spets. Vypusk). S. 58-73.
3. Kharzhevskyi V. O. Metodyka vyznachennia osoblyvykh tochok Chebysheva dlia syntezu vazhilnykh priamoliniino-napriamnykh mekhanizmiv (Methodology for determining Chebyshev's special points for the synthesis of lever straight-line guiding mechanisms.) / V. O. Kharzhevskyi // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. – 2015. – № 3. – S. 34-41.
4. Kharzhevskyi V. O. Rozrobka i vdoskonalennia metodiv kinematychnoi heometrii dlia syntezu vazhilnykh napriamnykh mekhanizmiv (Development and improvement of kinematic geometry methods for the synthesis of lever guiding mechanisms.) / V. O. Kharzhevskyi // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky. – 2015. – № 4. – S. 10-16.
5. Kharzhevskyi V. O. Chyslovyi syntez nesymetrychnykh vazhilnykh priamoliniino-napriamnykh mekhanizmiv z dotykom 5-ho poriadku (Numerical synthesis of asymmetric lever straight-line guiding mechanisms with 5th-order contact.) / V. O. Kharzhevskyi // Chernihiv: ChNTU. Tekhnichni nauky. – 2015. – № 1(1). – S. 24–30.
6. Zhou H. Optimal synthesis of crank-rocker linkages of path generation using the orientation structural error of the fixed link / H/ Zhou, H. M. Cheung // Mechanism and Machine Theory.- 2001. – Vol. 36. Issue 8. - P. 973-982.
7. Sheu J. B. Kinematic synthesis of a four-link mechanism with rolling contacts for motion and mechanism generation / J. B. Sheu, S. L. Hu, J. J. Lee // Mathematical and Computer Modeling. 2008. -Vol. 48, Issue 5-6. – P. 805-817.
8. Shiakolas P.S. On the optimum synthesis of six-bar linkages using differential evolution centroid of precision position technique / P. S. Shiakolas, D. Koladiya, J. Kebrle // Mechanism and Machine Theory. - 2005. – Vol. 40. Issue 3. - P. 319-335.
9. Kharzhevskyi V. O. Syntez vazhilnykh mekhanizmiv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky metodamy kinematychnoi heometrii : monohrafiia (Synthesis of lever mechanisms with output linkd well by kinematic geometry methods: monograph) / V. O. Kharzhevskyi: KhNU, 2015. – 223 s.
10. Artobolevskyi I. I. Mekhanyzmy v sovremennoi tekhnyke (Mechanisms in Modern Engineering.) / I. I. Artobolevskyi. Tom 1. Nauka. 1970. 606 s.
11. Pasika V. R. Analitychnyi metod u doslidzhenni vazhilnykh mekhanizmiv II klasu. (Analytical method in the study of class II lever mechanisms.) Navchalnyi posibnyk. / V. R. Pasika, V. M. Heletii. – Drohobych: Posvit, 2019. – 142 s.
12. Pasika V. R. Teoriia mekhanizmiv i mashyn (Theory of Mechanisms and Machines): navch. posib. / V. R. Pasika, Yu. H. Sobolevska, I. P. Laushnyktain. Lviv: SPOLOM, 2025. – 192 s.
13. Pasika V. R. Teoretychna mekhanika (Theoretical Mechanics): navch. posib. / Pasika V. R., Solohub B. V. – Lviv : SPOLOM, 2023. – 181 s.

Стаття надійшла 15.12.2025

Пасіка В.Р., Озимок Ю.І., Капраль Ю.Р., Бень І.О.

КІНЕМАТИЧНЕ СИНТЕЗУВАННЯ КОМБІНОВАНОГО ЛЯМБДОПОДІБНОГО МХАНІЗМУ

У роботі розглянуто процес кінематичного синтезу комбінованого лямбдоподібного механізму з інтервалом квазілінійного переміщення гонкової точки, який належить до прямолінійно-напрямних механізмів третього класу. Актуальність дослідження зумовлена широким застосуванням лямбдоподібних механізмів у сучасному машинобудуванні, де вони забезпечують реалізацію складних траєкторій руху за відносно простої конструкції та зручного керування. Запропонований комбінований механізм дозволяє отримати рух гонкової точки як у прямому, так і у зворотному ходах по квазілінійній траєкторії, що суттєво розширює його функціональні можливості.

У процесі дослідження проведено аналіз відхилення квазілінійної траєкторії від ідеально прямолінійної. Встановлено, що максимальна нелінійність становить лише 1%, що свідчить про високу точність реалізованого руху. Крім того, визначено, що максимальна довжина квазілінійного інтервалу досягає 400% від довжини корби, що є значним показником для механізмів даного класу та підтверджує ефективність обраної кінематичної схеми.

На основі проведеного синтезу встановлено оптимальні геометричні параметри комбінованого лямбдоподібного механізму, за яких забезпечується повна відповідність траєкторії руху гонкової точки прямолінійному інтервалу базового механізму. Особливістю запропонованого рішення є збереження прямолінійності як на прямому, так і на зворотному ходах, що створює передумови для підвищення продуктивності машин і механізмів, у яких застосовується дана кінематична структура.

Отримані результати можуть бути використані при проєктуванні високоефективних машинобудівних систем, де важливими є точність руху, компактність конструкції та підвищення робочої швидкодії.

Ключові слова: кінематичний синтез, лямбдоподібний механізм, геометричні параметри, виконавча ланка, траєкторія руху.

Pasika V.R., Ozymok Yu.I., Kapral Yu.R., Ben I.O.

KINEMATIC SYNTHESIS OF A COMBINED LAMBDA-TYPE MECHANISM

The paper considers the process of kinematic synthesis of a combined lambda-type mechanism with an interval of quasi-linear motion of the coupler point, which belongs to third-class straight-line guiding mechanisms. The relevance of the study is determined by the widespread application of lambda-type mechanisms in modern mechanical engineering, where they enable the realization of complex motion trajectories with a relatively simple design and convenient control. The proposed combined mechanism provides motion of the coupler point in both forward and return strokes along a quasi-linear trajectory, which significantly expands its functional capabilities.

In the course of the research, the deviation of the quasi-linear trajectory from an ideal straight line was analyzed. It was established that the maximum nonlinearity is only 1%, which indicates high accuracy of the realized motion. In addition, it was determined that the maximum length of the quasi-linear interval reaches 400% of the crank length, which is a significant indicator for mechanisms of this class and confirms the efficiency of the selected kinematic scheme.

Based on the performed synthesis, optimal geometric parameters of the combined lambda-type mechanism were determined, under which full correspondence of the coupler point trajectory to the straight-line interval of the base mechanism is ensured. A distinctive feature of the proposed solution is the preservation of straight-line motion in both forward and return strokes, which creates the prerequisites for a significant increase in the productivity of machines and mechanisms using this kinematic structure.

The obtained results can be used in the design of highly efficient mechanical engineering systems, where motion accuracy, compact design, and increased operating speed are essential.

Keywords: kinematic synthesis, lambda-type mechanism, geometric parameters, output link, motion trajectory.

УДК 62-218:621.933.6
Пасіка В.Р., Озимок Ю.І., Капраль Ю.Р., Бень І.О. **Кінематичне синтезування комбінованого лямбдоподібного мханізму** / Опір матеріалів і теорія споруд: наук.-тех. збірн. – К.: КНУБА, 2026. – Вип. 116. – С. 275-282.
Іл. 5. Бібліогр. 13 назв.

UDC 62-218:621.933.6
Pasika V.R., Ozymok Yu.I., Kapral Yu.R., Ben I.O. **Kinematic synthesis of a combined lambda-type mechanism** / Strength of Materials and the Theory of Structures.– K.:KNUCA, 2026. – Issue 116. – P. 275-282.
Fig. 5. Refs. 13.

Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада): доктор технічних наук, професор, професор кафедри технічної механіки та інженерної графіки НУ «Львівська політехніка», ПАСІКА В’ячеслав Романович
Адреса робоча: 79000, м. Львів, вул. Степана Бандери 12, Національний університет «Львівська політехнік», ПАСІЦІ В’ячеславу Романовичу
Робочий тел.: +38(032)2583178
E-mail: vpasika53@gmail.com
ORCID ID: https://orcid.org/0000-0002-2226-7414

Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада): кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри технологічних машин і технічного сервісу НЛТУ України, ОЗИМОК Юрій Іванович
Адреса робоча: 79057, м. Львів, вул. Ген. Чупринки, 103, Національний лісотехнічний університет України, ОЗИМКУ Юрію Івановичу
Робочий тел.: +38(032)2583178
E-mail: yuriy.ozymok@gmail.com
ORCID ID: https://orcid.org/0000-0002-9816-1026

ISSN 2410-2547
Опір матеріалів і теорія споруд/Strength of Materials and Theory of Structures. 2026. № 116

Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада): кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технологічних машин і технічного сервісу НЛТУ України, КАПРАЛЬ Юрій Романович
Адреса робоча: 79057, м. Львів, вул. Ген. Чупринки, 103, Національний лісотехнічний університет України, КАПРАЛЮ Юрію Романовичу
Робочий тел.: +38(032)2583178
E-mail: yura.kapral@gmail.com
ORCID ID: https://orcid.org/0000-0002-4313-4717

Автор (науковий ступінь, вчене звання, посада): PhD, старший викладач кафедри технологічних машин і технічного сервісу НЛТУ України, БЕНЬ Ігор Олегович
Адреса робоча: 79057, м. Львів, вул. Ген. Чупринки, 103, Національний лісотехнічний університет України, БЕНЮ Ігорю Олеговичу
Робочий тел.: +38(032)2583178
E-mail: beigr3@gmail.com
ORCID ID: https://orcid.org/0000-0001-7893-9905