

## КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ З ПОДВІЙНОЮ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

Робота присвячена проектуванню важільних механізмів, що забезпечують зупинку вихідної ланки в двох положеннях. Задача досліджень обґрунтовується тим, що важільні механізми є альтернативою іншим типам механізмів, які забезпечують переривчастий рух вихідної ланки, зокрема кулачковим, в яких присутність вищої кінематичної пари обмежує їх використання в ролі силових та швидкохідних. Тому розробка методів кінематичного синтезу важільних механізмів для забезпечення зупинок вихідної ланки є актуальною задачею. Основою запропонованого методу є пошук таких геометричних параметрів кінематичної схеми механізму, які забезпечать наявність двох особливих точок на шатунній кривій базового механізму. Створена база даних параметрів механізмів з подвійними зупинками, розроблене відповідне програмне забезпечення для проведення оптимізаційного пошуку за різними критеріями.

Ключові слова: шарнірний механізм, кінематичний синтез, подвійна зупинка, оптимізаційний пошук.

M. V. MARCHENKO, V. O. KHARZHEVSKIY

Khmelnytskyi National University

### KINEMATIC SYNTHESIS OF LINKAGE MECHANISMS WITH DOUBLE DWELL OF THE OUTPUT LINK

The paper is dedicated to the problem of design of the linkage mechanisms with large dwell of the output link in two positions. The research task is so important due to the fact that linkage mechanisms can be successfully used instead of other types of mechanisms with the dwell of the output link, in particular – cam mechanisms. The presence of the higher kinematic pair in cam mechanisms is the reason of limitation of their work velocities and force transmission conditions. Thus, the development of the methods of linkage mechanisms' kinematic synthesis in order to satisfy the given law of motion with the prescribed dwells is a topical scientific and engineering task. The basis of the proposed method is to search such geometrical parameters of the kinematic scheme of the basic four-bar linkage which provide the presence of two points of straightening in the coupler curve with high order of contact with the tangent line. It enables to obtain two long dwells of the output link if to join the basic mechanism with the structural group of the II class of 3<sup>rd</sup> type. It is established that to find the vector of variable parameters is sufficient to find coordinates of the self-intersection or mutual intersection points of special points' curves in the coordinate system which is linked to the coupler plane of mechanism. As a result of carried researches, the database of the synthesized mechanisms' geometrical and kinematic parameters is created. The appropriate software that enables to carry out the optimization procedure with prescribed conditions is also developed. The numerical example that is obtained by means of the developed methods is also given.

Key words: linkage mechanism, kinematic synthesis, double dwell, optimization procedure.

У техніці існує багато прикладів механізмів, які забезпечують тривалу зупинку вихідної ланки в крайніх або проміжних її положеннях. Зокрема, до таких механізмів можна віднести кулачкові, мальтійські механізми, механізми неповних зубчастих коліс. Синтез зазначених груп механізмів зазвичай не викликає особливих труднощів, оскільки відповідні методи практично повністю розроблені. Особливим класом механізмів, які здатні забезпечити зупинку вихідної ланки, є важільні механізми. Вони, на відміну від інших типів, завдяки відсутності вищих кінематичних пар, характеризуються рядом переваг: високою зносостійкістю пар тертя, точністю позиціонування, швидкохідністю. Одним з недоліків важільних механізмів є значна кількість змінних параметрів синтезу, яка ускладнює задачу створення нових механізмів відомими методами. Проте, слід відзначити, що з розвитком числових методів та ростом розрахункових потужностей

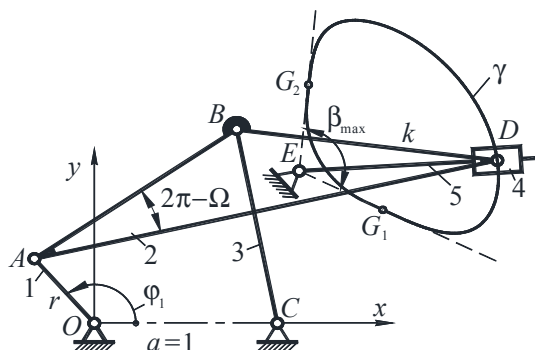


Рис. 1. Кінематична схема важільного механізму з двома вистоями вихідної ланки

комп'ютерної техніки згаданий недолік стає перевагою, оскільки відкриває можливість знаходження великої кількості векторів початкових параметрів, які б задовольняли б поставлені умови синтезу.

Відомо різні способи отримання двох наближених зупинок робочого органу машин-автоматів за допомогою шарнірно-важільних механізмів [1–5]. Проте, як зазначено в роботі [2], найважливішими з них є ті, які ґрунтуються на використанні двох ділянок шатунної кривої, що наближаються до прямої лінії або дуги кола сталого радіуса, і граничних положень трьох з'єднаних послідовно шарнірних чотириланкових механізмів.

На даний момент досить детально розроблені чисельно-аналітичні методи синтезу важільних механізмів, які забезпечують зупинку в одному крайньому положенні [6–9]. Основою запропонованих методів є знаходження в шатунній площині особливих точок (точок Болла [6, 7], Бурместера [7, 8, 10], точок розпрямлення четвертого та п'ятого порядків [7, 8]), траєкторії яких на певних своїх ділянках наближаються до прямої лінії чи дуги кола. Подальше приєднання до таких точок структурних груп II класу відповідного виду забезпечить зупинку вихідної ланки під час проходження

деякого околу особливої точки.

Аналіз шатунних кривих шарнірного чотириланкового механізму дозволив зробити припущення, що для заданих параметрів кінематичної схеми такого механізму може існувати декілька положень кривошипа, які б забезпечували одне й те ж положення особливої точки в його шатунній площині. Це б дало змогу отримати декілька ділянок розпрямлення на одній шатунній кривій, а значить і декілька тривалих зупинок вихідної ланки.

Отже, метою даної роботи є розробка методів знаходження таких шатунних кривих та параметрів механізмів, що їх забезпечують. Розглянемо важільний механізм  $OABCDE$ , в основі якого лежить шарнірний чотириланковий механізм  $OABC$  (рис. 1). В кожному положенні його шатунної площини існує ряд особливих точок  $G_i$ , які є точками Болла, точками розпрямлення 4-го або 5-го порядку, що забезпечують з високою точністю наближення деякої ділянки шатунної кривої точки  $D$  до прямої лінії. Множина всіх особливих точок, побудованих для кожного положення механізму в нерухомій системі координат, що зв'язана зі стояком механізму, буде представляти собою криву особливих точок відповідного виду (криву Болла, криву точок розпрямлення 4-го або 5-го порядків). Сама по собі крива, побудована таким чином, носить лише теоретичне значення, оскільки не дає уявлення про дійсне положення особливої точки в шатунній площині. Іншу картину можна отримати, якщо побудувати таку криву в системі координат, що зв'язана з площиною шатуна  $AB$  (рис. 2). Очевидно, що точки самоперетину такої кривої відповідатимуть такому положенню шатунної точки  $D$ , яка забезпечить їй траєкторію з двома ділянками розпрямлення. Якщо ж побудувати одночасно дві криві для різних типів особливих точок, то точки їх перетину будуть точками, які будуть викреслювати дві наближено прямолінійні ділянки, але з різним порядком дотику до прямої лінії. І у першому, і в другому випадку механізм може бути використаний в ролі базового при проектуванні механізмів з двома тривалими зупинками.

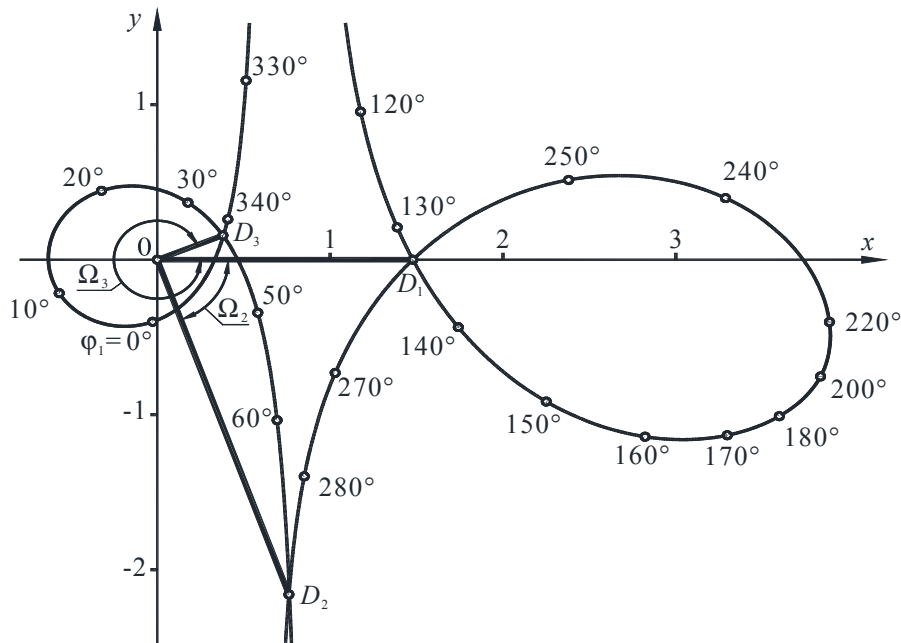


Рис. 2. Крива Болла шарнірного чотириланкового механізму, побудована в системі координат шатуна

Існують також такі поєднання параметрів кінематичної схеми, які забезпечують неоднократний самоперетин кривих особливих точок. Це, зокрема, означатиме, що на шатунній кривій є три ділянки розпрямлення. У зв'язку з малим прикладним значенням таких випадків для синтезу механізмів із зупинками (необхідно, щоб всі три прямі наближення перетинались в одній точці), такі випадки в даній роботі не розглядаються.

Подібний принцип був використаний в роботі [11] для синтезу базових напрямних кривошипно-кулісних механізмів на базі точок Болла. Але оскільки шарнірний чотириланковий механізм характеризуються більшою кількістю параметрів кінематичної схеми та кращими якісними характеристиками через відсутність поступальних кінематичних пар, то синтез механізмів саме на його базі є актуальною та перспективною задачею. Багатопараметричність такого типу важільних механізмів також є підґрунтям для використання пошукових методів при оптимізаційному синтезі.

Таким чином, основний принцип запропонованого методу синтезу зводиться до знаходження точок самоперетину кривих точок Болла та точок розпрямлення 4-го та 5-го порядків, що побудовані в шатунній площині механізму, а також визначення параметрів шатунних кривих, які описують знайдені точки. Оскільки криві особливих точок описуються функціями в неявному вигляді, то аналітичне знаходження точок самоперетину чи взаємного перетину є досить складною математичною задачею. У такому випадку зручно шукати координати цих точок, застосувавши числові методи, оскільки алгоритм їх знаходження є

відомим в будь-якому положенні механізму.

Для знаходження точок самоперетину та взаємного перетину кривих точок Болла та точок розпрямлення 4-го та 5-го порядків було використано чисельно-аналітичний метод, який ґрунтується на апроксимуванні зазначених кривих в околі очікуваного перетину ділянками парабол чи дуг кіл з подальшим аналітичним визначенням точок перетину цих ділянок. Розглянемо детальніше методику знаходження точок самоперетину, алгоритм якої зображений на рис. 3.

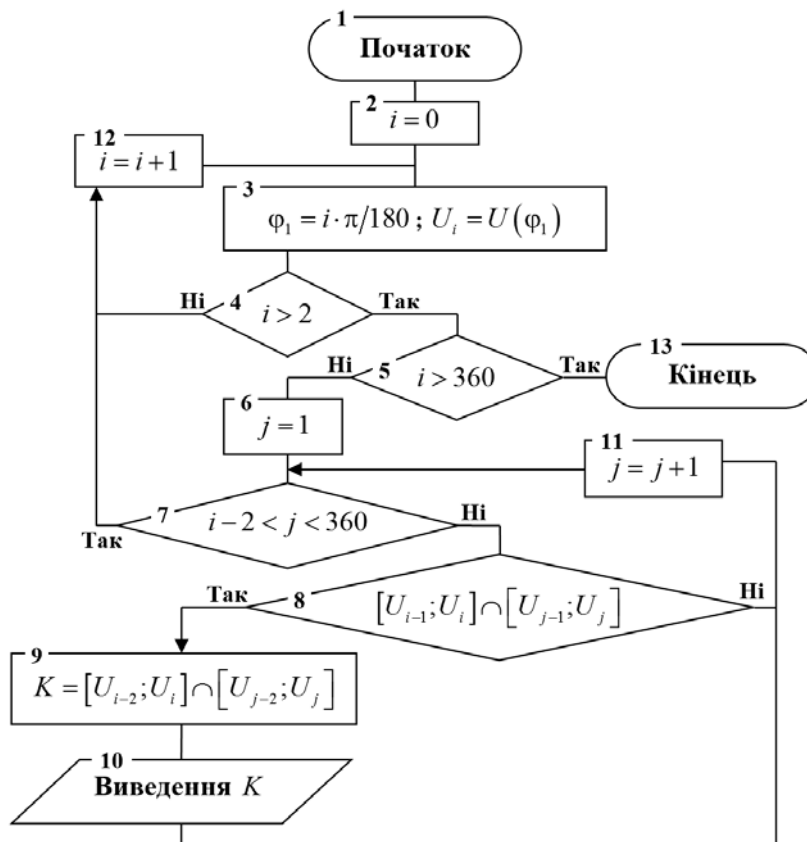


Рис. 3. Блок-схема алгоритму знаходження точок самоперетину кривої особливих точок

Визначення положення особливих точок проводилося для значення кута  $\varphi_1$  повороту кривошипа в діапазоні  $[0..2\pi]$  з кроком  $\pi/180$ . Після знаходження положень особливої точки в шатунній площині для перших трьох значень  $\varphi_1$  (процедури 1-4, 12 на блок-схемі) проводилась перевірка умови (8 на блок-схемі) перетину кожної наступної  $i$ -тої ділянки кривої особливих точок з попередніми ( $j \in [0, i - 2]$ ).

Оскільки розрахунок координат кривих особливих точок проводився з досить малим кроком, то в околі самоперетину їх можна апроксимувати дугами кіл.

Як вже було зазначено, за криві апроксимації доцільно прийняти дуги кіл, які проходять відповідно через точки  $U_{i-2}, U_{i-1}, U_i$  та  $U_{j-2}, U_{j-1}, U_j$  (рис. 4, а). Точки перетину перпендикулярів, що проходять через середину відрізків  $U_{i-2}U_{i-1}$ ,  $U_{i-1}U_i$  та  $U_{j-2}U_{j-1}$ ,  $U_{j-1}U_j$  відповідно будуть центрами  $C_1$  та  $C_2$  дуг апроксимації, а їхні радіуси визначатимуться виразами:

$$r_1 = \sqrt{(x_{C_1} - x_{U_i})^2 + (y_{C_1} - y_{U_i})^2}; \quad r_2 = \sqrt{(x_{C_2} - x_{U_j})^2 + (y_{C_2} - y_{U_j})^2}. \quad (1)$$

Формули, за якими перевірялась умова перетину ділянок, мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} & \left[ (x_{U_{j-1}} - x_{U_{i-1}})(y_{U_i} - y_{U_{j-1}}) - (y_{U_{j-1}} - y_{U_{i-1}})(x_{U_i} - x_{U_{j-1}}) \right] \times \\ & \times \left[ (x_{U_j} - x_{U_{i-1}})(y_{U_i} - y_{U_{j-1}}) - (y_{U_j} - y_{U_{i-1}})(x_{U_i} - x_{U_{j-1}}) \right] \leq 0; \\ & \left[ (x_{U_{i-1}} - x_{U_{j-1}})(y_{U_j} - y_{U_{j-1}}) - (y_{U_{i-1}} - y_{U_{j-1}})(x_{U_j} - x_{U_{j-1}}) \right] \times \\ & \times \left[ (x_{U_i} - x_{U_{j-1}})(y_{U_j} - y_{U_{j-1}}) - (y_{U_i} - y_{U_{j-1}})(x_{U_j} - x_{U_{j-1}}) \right] \leq 0. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

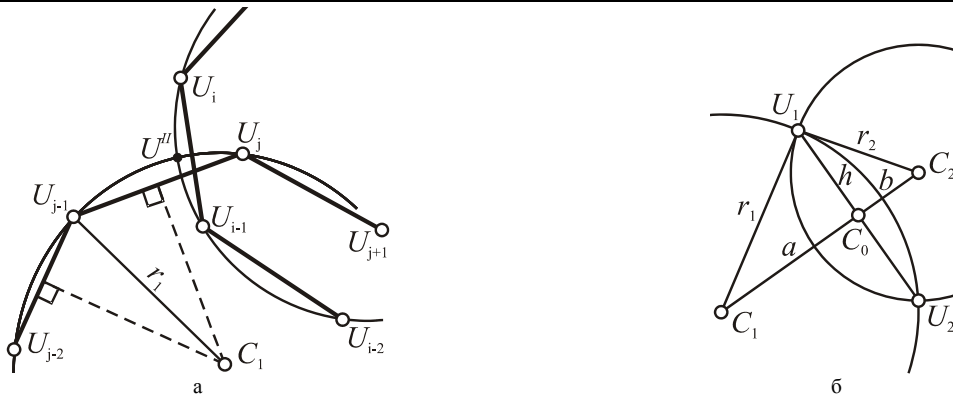


Рис. 4. Визначення точки перетину ділянок наближення

На рис. 4, б показаний випадок, коли пари особливих точок  $U_{i-1}, U_i$  та  $U_{j-1}, U_j$  задовольняють умову (2). Розглянемо  $\Delta C_1 C_0 U_1$  та  $\Delta C_2 C_0 U_2$ . Для спрощення математичних викладок введемо наступні позначення:  $a = C_1 C_0$ ,  $b = C_2 C_0$ ,  $d = C_1 C_2 = a + b$ ,  $h = U_1 C_0 = U_2 C_0$ .

Оскільки відрізок  $U_1 U_2$  є спільною хордою кіл та  $C_1 C_2$  – відрізок, що з’єднує центри цих кіл, то очевидно, що  $\Delta C_1 C_0 U_1$  та  $\Delta C_2 C_0 U_2$  є прямокутними з прямим кутом  $\angle C_0$ .

Визначимо невідомі довжини відрізків:

$$h^2 = r_1^2 - a^2; h^2 = r_2^2 - b^2 = r_2^2 - (d - a)^2 = r_2^2 - d^2 + 2da - a^2, \tag{3}$$

звідки  $a = (r_1^2 - r_2^2 + d^2) / 2d$ .

Координати точки  $C_0$ :

$$x_{C_0} = x_{C_1} + a \frac{(x_{C_2} - x_{C_1})}{d}; y_{C_0} = y_{C_1} + a \frac{(y_{C_2} - y_{C_1})}{d}. \tag{4}$$

Координати точок перетину дуг кіл:

$$x_{U_{1,2}} = x_{C_0} \pm h \frac{(y_{C_2} - y_{C_1})}{d}; y_{U_{1,2}} = y_{C_0} \mp h \frac{(x_{C_2} - x_{C_1})}{d}. \tag{5}$$

Отже, точка самоперетину кривої особливих точок відповідатиме умові

$$U = \begin{cases} U_1 & \text{якщо } U_1 U_i < U_2 U_i; \\ U_2 & \text{інакше.} \end{cases} \tag{6}$$

Щоб збільшити точність знаходження координат точки самоперетину кривих особливих точок, апроксимаційні кола проводили спочатку через точки  $U_{i-2}, U_{i-1}, U_i$  та  $U_{j-2}, U_{j-1}, U_j$ , а потім –  $U_{i-1}, U_i, U_{i+1}$  та  $U_{j-1}, U_j, U_{j+1}$ . Це дало змогу остаточно розрахувати координати точки самоперетину як середину відрізка, який сполучає точки перетину першої та другої пари дуг апроксимації.

Визначивши таким чином положення точки самоперетину кривої особливих точок в шатунній площині механізму, розрахуємо довжину та кут злому шатуна:

$$k = \sqrt{x_U^2 + y_U^2}; \Omega = \arctg(y_U/x_U), 0 \leq \Omega < 2\pi. \tag{7}$$

Наведена вище методика дозволяє встановити в шатунній площині шарнірного чотириланкового механізму положення такої точки, траєкторія якої має дві ділянки розпрямлення, які визначаються точкою Болла, точкою розпрямлення 4-го або 5-го порядків. Такий механізм можна використати в ролі базового при синтезі механізмів з двома тривалими зупинками. Для визначення параметрів цих зупинок була застосована методика, наведена в роботі [7].

Оскільки практика проектування подібних механізмів передбачає синтез за заданим законом руху (заданою тривалістю однієї чи декількох зупинок вихідної ланки) з накладанням певних умов на геометричні, кінематичні та динамічні параметри, то виникає задача пошуку такого вектора параметрів кінематичної схеми, який би задовольняв всім поставленим умовам. Для визначення такої сукупності початкових параметрів проведено доповнення розробленого програмне забезпечення [12] (рис. 5), в якому використовується також методика, наведена у [13].

Згідно із зазначеною методикою, проводився аналіз законів руху вихідної ланки для забезпечення допустимого діапазону початкових значень, а отримані дані записувались до бази даних. Це дозволило встановити значення таких параметрів кінематичної схеми, що відповідають мінімуму цільової функції, за якою проводиться оптимізація. Заключним етапом синтезу є проведення спрямованого пошуку за допомогою оптимізаційного алгоритму Хука-Дживса, який дозволяє отримати остаточно значення

кінематичної схеми, які задовольняють всім поставленим до механізму вимогам.

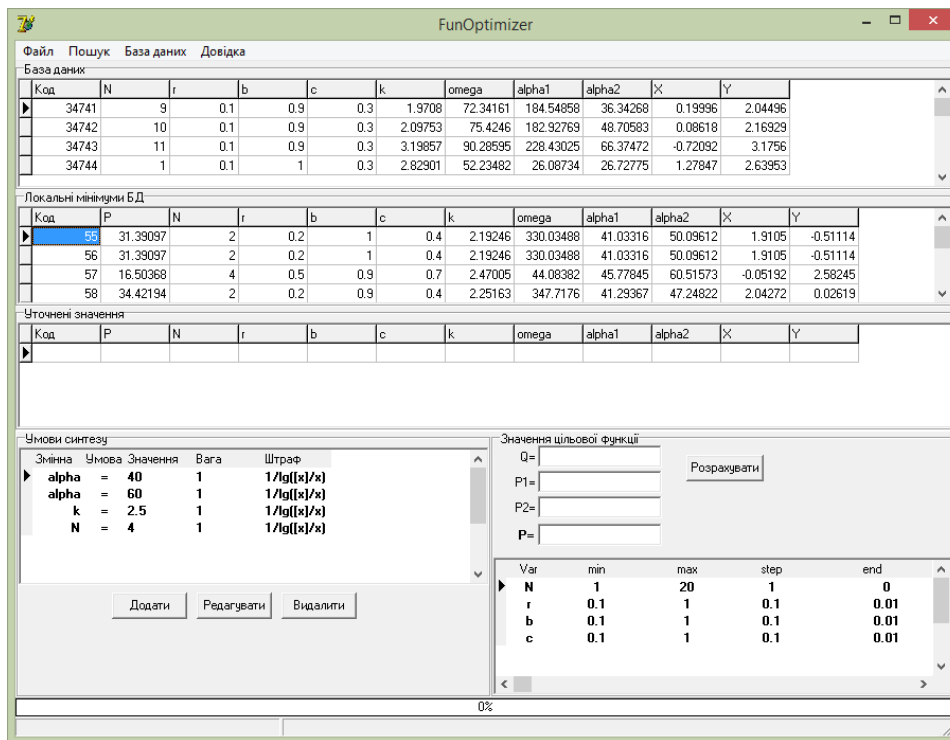


Рис. 5. Вікно програми для оптимізації параметрів шарнірно-важільних механізмів

### Висновки

У результаті проведених досліджень розроблено методику синтезу важільних механізмів із подвійною зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі шарнірного чотириланкового механізму. Основою запропонованого методу є пошук таких точок в шатунній площині механізму, які є точками самоперетину або взаємного перетину кривих, що визначаються особливими точками (точками Болла, розпрямлення 4-го та 5-го порядків). Це дозволило отримати на шатунній кривій дві ділянки розпрямлення, а приєднання до відповідної шатунної точки групи II класу 3-го виду дає змогу синтезувати важільні механізми з двома тривалими зупинками вихідної ланки. Синтез за заданими умовами проводиться за допомогою оптимізаційних пошукових алгоритмів, що реалізовані за допомогою розробленого програмного забезпечення.

### Література

1. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
2. Кикин А. Б. Разработка методов и средств для структурно-кинематического проектирования рычажных механизмов машин легкой промышленности : дисс. ... докт. техн. наук : 05.02.13 / А. Б. Кикин ; Санкт-Петербургский государственный университет технологий и дизайна. – Санкт-Петербург, 2006. – 362 с.
3. Хомченко В. Г. Аналитический синтез восьмизвенных рычажных механизмов с двумя остановками выходного звена с двумя присоединенными кулисными четырехзвенниками / В. Г. Хомченко // Теория механизмов и машин. – 1989. – Вып. 47. – С. 42–46.
4. Шарнірно-важільний механізм з двома регульованими зупинками вихідної ланки : деклараційний патент на винахід 66042 А України, МПК 7 F16H21/00 / В. О. Харжевський, Я. Т. Кіницький. – № 2003076659 ; заявлено 15.07.2003 ; опубліковано 15.04.2004, Бюл. № 4. – 2 с.
5. McCarthy J. Geometric Design of Linkages / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag. – 2nd edition. – New York, 2011. – 448 p.
6. Кіницький Я. Т. Синтез кривошипно-кулісних механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі точок Болла / Я. Т. Кіницький, М. В. Марченко // Вісник Хмельницького національного університету. – 2007. – Т. 2, № 6. – С. 183–188.
7. Харжевський В. О. Синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки методами кінематичної геометрії : монографія / В. О. Харжевський. – Хмельницький : РВЦ ХНУ, 2015. – 223 с.
8. Харжевський В. О. Теорія синтезу важільних напрямних механізмів та побудованих та їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки : дис. ... докт. техн. наук : 05.02.02 / В.О. Харжевський. – Хмельницький національний університет, 2017. – 522 с.
9. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D., Wang W. –

John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 484 p.

10. 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. – Vol. 215-216. – P. 138–141.

11. Марченко М. В. Синтез кривошипно-кулісних механізмів із зупинкою вихідної ланки в крайніх положеннях / М. В. Марченко // *Машинознавство*. – 2008. – № 5. – С. 37–42.

12. Харжевський В. О. Використання важільних механізмів для забезпечення періодичної зупинки вихідної ланки та їх оптимізаційний кінематичний синтез / В. О. Харжевський, М. В. Марченко // *Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки* – 2019. – № 1. – С. 7–11.

13. Марченко М. В. Оптимізаційний синтез кривошипно-кулісних механізмів з вистоем вихідної ланки / М. В. Марченко, О. О. Нікітін // *Вісник Хмельницького національного університету*. – 2008. – № 6. – С. 22–28.

#### References

1. Kinickij Ja. T. Sharnirnye mehanizmy Chebysheva s vystoem vyhodnogo zvena / Ja. T. Kinickij. – K. : Vishha shkola, 1990. – 232 s.

2. Kikin A. B. Razrabotka metodov i sredstv dlja strukturno-kinematicheskogo proektirovanija rychazhnykh mehanizmov mashin legkoj promyshlennosti : diss. ... dokt. tehn. nauk : 05.02.13 / A. B. Kikin ; Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj universitet tehnologij i dizajna. – Sankt-Peterburg, 2006. – 362 s.

3. Homchenko V. G. Analiticheskij sintez vos'mizvennykh rychazhnykh mehanizmov s dvumja ostanovkami vyhodnogo zvena s dvumja prisoedinennymi kulisnymi chetyrehzvennikami / V. G. Homchenko // *Teoriya mehanizmov i mashin*. – 1989. – Vyp. 47. – S. 42–46.

4. Sharnirno-vazhilnyi mekhanizm z dvoma rehulovanyimi zupynkami vykhidnoi lanky : deklaratsiyni patent na vynakhid 66042 A Ukrainy, MPK 7 F16H21/00 / V. O. Kharzhevskiy, Ya. T. Kinytskyi. – № 2003076659 ; zaiavleno 15.07.2003 ; opublikovano 15.04.2004, Biul. № 4. – 2 s.

5. McCarthy J. Geometric Design of Linkages / McCarthy J., Soh G., Springer-Verlag. – 2nd edition. – New York, 2011. – 448 p.

6. Kinytskyi Ya. T. Syntez kryvoshypno-kulisnykh mekhanizmv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky na osnovi tochok Bolla / Ya. T. Kinytskyi, M. V. Marchenko // *Herald of Khmelnytskyi National University*. – 2007. – T. 2, № 6. – S. 183–188.

7. Kharzhevskiy V. O. Syntez vazhilnykh mekhanizmv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky metodamy kinematychnoi heometrii : monohrafiia / V. O. Kharzhevskiy. – Khmelnytskyi : RVTs KhNU, 2015. – 223 s.

8. Kharzhevskiy V. O. Teoriia syntezu vazhilnykh napriamnykh mekhanizmv ta pobudovanykh ta yikh osnovi mekhanizmv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky : dys. ... dokt. tekhn. nauk : 05.02.02 / V. O. Kharzhevskiy. – Khmelnytskyi natsionalnyi universytet, 2017. – 522 s.

9. Wang D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / Wang D., Wang W. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 484 p.

10. 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. – Vol. 215-216. – R. 138–141.

11. Marchenko M. V. Syntez kryvoshypno-kulisnykh mekhanizmv iz zupynkoiu vykhidnoi lanky v krainikh polozhenniakh / M. V. Marchenko // *Mashyno-znavstvo*. – 2008. – № 5. – S. 37–42.

12. Kharzhevskiy V. O. Vykorystannia vazhilnykh mekhanizmv dlja zabezpechennia periodychnoi zupynky vykhidnoi lanky ta yikh optymizatsiyni kinematychni syntez / V. O. Kharzhevskiy, M. V. Marchenko // *Herald of Khmelnytskyi National University*. – 2019. – № 1. – S. 7–11.

13. Marchenko M. V. Optymizatsiyni syntez kryvoshypno-kulisnykh mekhanizmv z vystoem vykhidnoi lanky / M. V. Marchenko, O. O. Nikitin // *Herald of Khmelnytskyi National University*. – 2008. – № 6. – S. 22–28.

Рецензія/Peer review : 19.2.2019 р.

Надрукована/Printed : 10.4.2019 р.

Рецензент: д. т. н., проф. Стечишин М. С.