

УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ  
Хмельницький національний університет**МЕЖІ ІСНУВАННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ, ЩО СИНТЕЗОВАНІ З  
ВИКОРИСТАННЯМ ТОЧОК РОЗПРЯМЛЕННЯ 5-ГО ПОРЯДКУ ЗА ЗАДАНОЮ  
ТРИВАЛІСТЮ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ**

В роботі розглядається питання оптимального синтезу важільних шестиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі несиметричного кривошипно-коромислового шарнірного чотириланкового механізму з використанням особливих точок шатунної площини – точок розпрямлення 5-го порядку. Визначено межі існування таких механізмів з метою проведення їх синтезу за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки з врахуванням додаткових параметрів: довжиною та кутом злому другого плеча шатуна, максимального ходу вихідної ланки та точності зупинки.

Ключові слова: важільні механізми, синтез, кінематична геометрія, точки розпрямлення 5-го порядку, зупинка вихідної ланки.

V.O. KHARZHEVSKYI  
Khmelnytskyi National University**THE REGIONS OF EXISTENCE OF LINKAGE MECHANISMS WHICH ARE SYNTHESIZED USING 5<sup>TH</sup> ORDER STRAIGHTENING POINTS BY GIVEN DWELL DURATION OF THE OUTPUT LINK**

The article is dedicated to the optimal synthesis of the six-link linkage dwell mechanisms on the basis on four-bar linkage using the special points of the coupler plane – 5<sup>th</sup> order straightening points. The regions of existence of such mechanisms are determined, with the goal to carry out of the synthesis by given duration of the dwell of the output link with taking into account a number of additional parameters, such as the length and the angle of 2<sup>nd</sup> part of the coupler, maximum displacement of the output link and by the accuracy of the dwell.

Keywords: linkages, synthesis, kinematic geometry, 5<sup>th</sup> order straightening points, dwell.

В сучасних машинах, які використовуються в різних галузях машинобудування, часто виникає потреба у використанні механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки під час неперервного обертання вхідної ланки. Використання для цього саме важільних механізмів (рис. 1) має ряд суттєвих переваг, зокрема: наявність геометричного замикання ланок та відсутність вищих кінематичних пар у їх складі забезпечує більшу надійність, довговічність, навантажувальну здатність та більші робочі швидкості машин, що особливо важливо при проектуванні машин-автоматів [1, 4]. Проте більш широке впровадження таких механізмів та практиці часто обмежується досить складним їх синтезом, який в більшості випадків доцільно проводити з використанням сучасних чисельних методів.

Одним з методів проектування важільних шестиланкових механізмів із зупинкою вихідної ланки є використання базових кругових та прямолінійно-напрямних чотириланкових механізмів. Таким чином, оптимальний синтез базових напрямних механізмів є основною проблемою при проектуванні механізмів із зупинкою. Існує два основних напрямки у синтезі таких механізмів: одним з напрямків є розробка методів кінематичної геометрії, започатковані німецьким вченим Бурмєстером, що отримали подальший розвиток в роботах як світових так і вітчизняних вчених, зокрема в роботах Бейера [2], Ліхтенхельдта [5], Геронімуса [3], Черкудінова [1], Іна, Хана [10] та багатьох інших. Іншим напрямком у синтезі таких механізмів є алгебраїчні методи Чебишева, що полягають у використанні умов найкращого наближення функцій. В цьому напрямку слід відмітити роботи Блоха, Саркіяна [9], Кіницького [4], Гассманна [8] та ін. В даній роботі для синтезу механізмів із зупинкою вихідної ланки використовуються методи кінематичної геометрії, а саме – точки розпрямлення 5-го порядку, при використанні яких шатунні криві, що наближаються до прямої лінії в деякому околі від цих точок.

Метою роботи є визначення меж існування таких механізмів із наперед заданою тривалістю

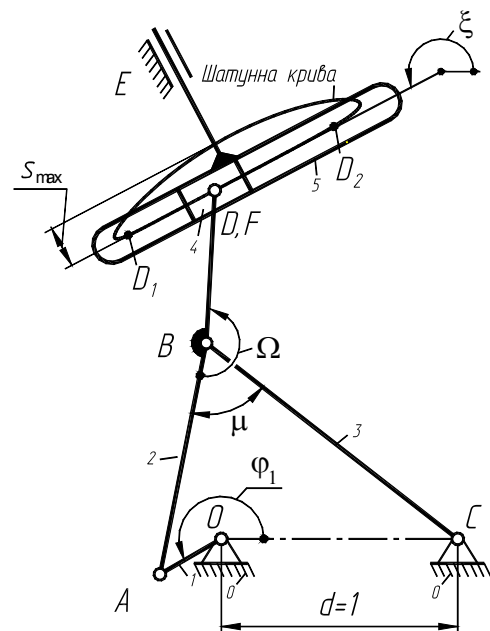


Рис. 1. Важільний шестиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки механізм

зупинки вихідної ланки з метою проведення їх оптимального синтезу, зокрема, за положенням шатунної точки, що визначає габаритні розміри механізму, за максимальним ходом вихідної ланки та точністю зупинки.

На рис. 1 зображено важільний шестиланковий механізм  $OABCDE$ , що складається з базового несиметричного шарнірного чотириланкового механізму  $OABC$ , у шатунній площині якого за шатунну точку  $D$  прийнято точку розпрямлення 5-го порядку. Теоретичні основи синтезу прямолінійно-напрямних механізмів з використанням таких точок наведено в роботі [7]. Це забезпечує викреслювання шатунної кривої, яка на деякій своїй ділянці  $D_1D_2$  з певною точністю наближається до прямої лінії. До базового чотириланкового механізму  $OABCD$  приєднано додаткову структурну групу 4-5 II класу 5-го виду таким чином, що напрямна повзуна 4 збігається з напрямком прямолінійної ділянки  $D_1D_2$  шатунної кривої точки  $D$  механізму. Це забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки 5 механізму підчас проходження точкою  $D$  ділянки наближення шатунної кривої. Тривалість зупинки  $\alpha_\Sigma$  вихідної ланки характеризується кутом повороту кривошипа  $\varphi_1$ , що відповідає фазі зупинки. На рис. 2–6 показані отримані довідкові карти для визначення параметрів механізмів, що забезпечують задану величину цієї зупинки.

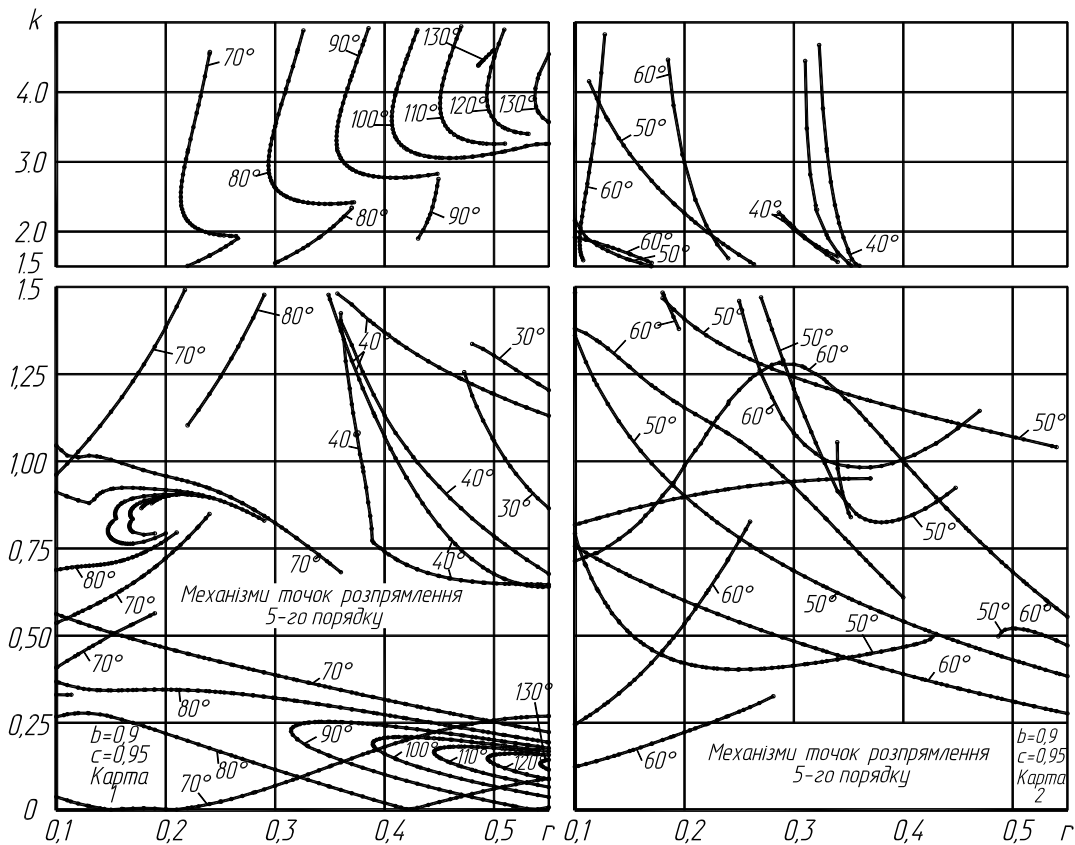


Рис. 2. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 5-го порядку, залежність  $k = f(r)$

Методика визначення отриманих меж існування механізмів була наступною. Вхідними параметрами для синтезу є відносні довжини ланок базового чотириланкового механізму, а саме: довжина кривошипа  $r = l_{OA}$ , шатуна  $b = l_{AB}$  та коромисла  $c = l_{BC}$ . За модуль довжини прийнято відстань між осями нерухомих шарнірів  $d = l_{OC} = 1$ . Як показано в роботі [7], обертаючи кривошип в межах від 0 до 360° з певним кроком (наприклад, 1°), у кожному положенні шатунної площині  $ABD$  механізму можна знайти точку розпрямлення 5-го порядку, що забезпечить проектування прямолінійно-напрямного механізму. Кожен такий механізм можна використати для проектування механізму із зупинкою вихідної ланки, що буде забезпечувати певну величину цієї зупинки. Тому очевидно, що важливою є розв'язання зворотної задачі – визначення таких геометричних параметрів механізмів, які б забезпечили наперед задану величину тривалості зупинки вихідної ланки.

В результаті проведеного синтезу розраховується довжина другого плеча шатуна  $k = l_{BD}$  та кут його злому  $\Omega$ , максимальний хід вихідної ланки  $S_{\max}$ , тривалість зупинки  $\alpha_\Sigma$  та її точність  $2E$ , що виражається у процентах від  $S_{\max}$ . Використовуючи чисельний метод, описаний автором у [6], були

визначені параметри механізмів, що забезпечують величини зупинок, які кратні  $10^\circ$ . Послідовність розрахунку параметрів механізмів наступна:

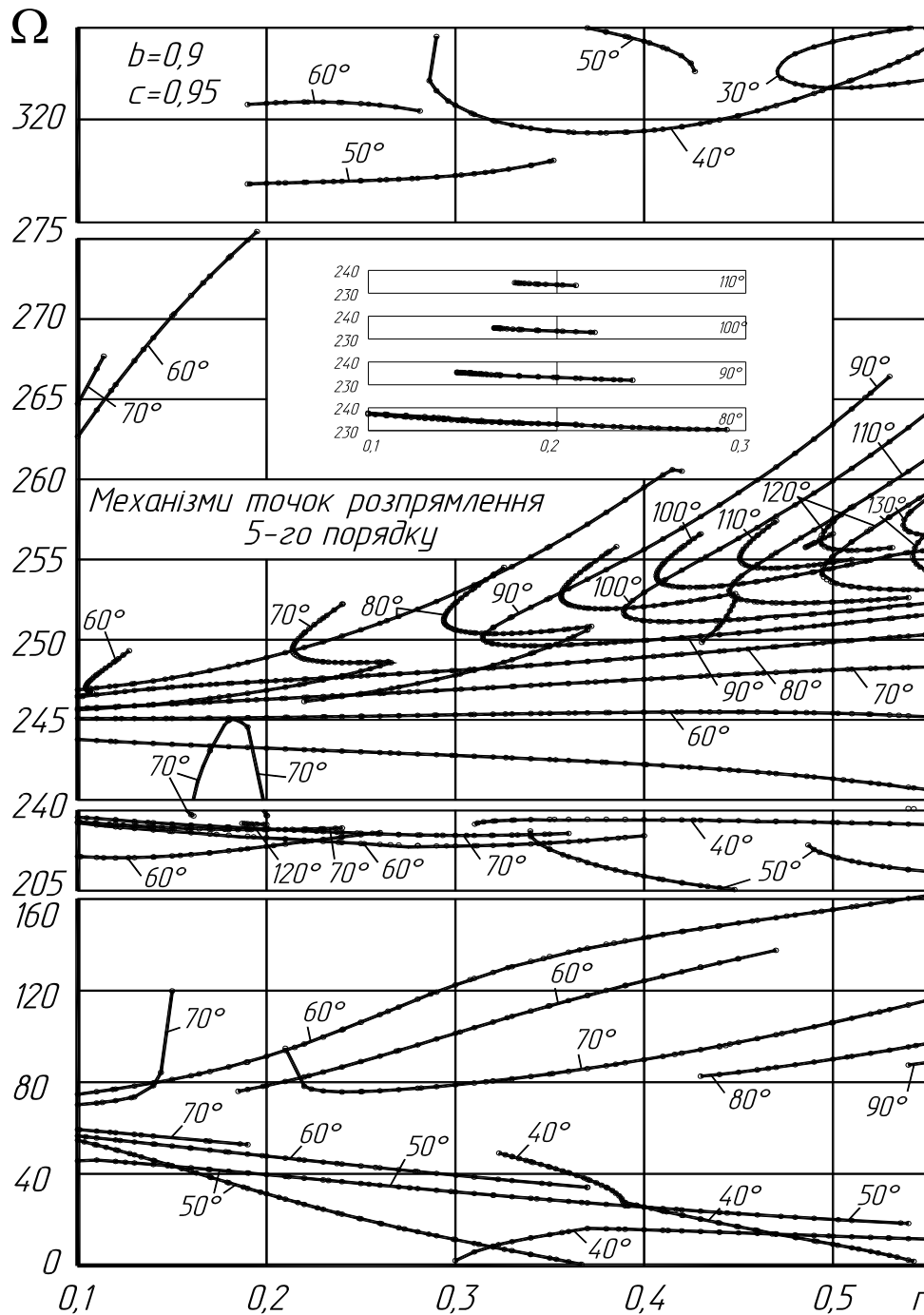


Рис. 3. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 5-го порядку, залежність  $\Omega = f(r)$

1. Задаємо довжинами шатуна  $b$  та коромисла  $c$ . Довжину кривошипа  $r$  змінюємо у межах, що дозволяють спроектувати базовий чотириланковий механізм відповідно до теореми Грасгофа, причому бажано, щоби кути передачі  $\mu$  механізму знаходились у допустимих межах: від  $30^\circ$  до  $150^\circ$  (рис. 1). Для того, щоби механізми, синтезовані з використанням точок розпрямлення 5-го порядку, можна було порівняти з механізмами точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, межі існування яких досліджувались автором в роботі [6], параметри базового чотириланкового механізму в даній роботі приймалися нами такими ж, а саме:  $b = 0,9$ ;  $c = 0,95$ ;  $r = 0,1 \dots 0,55$ .

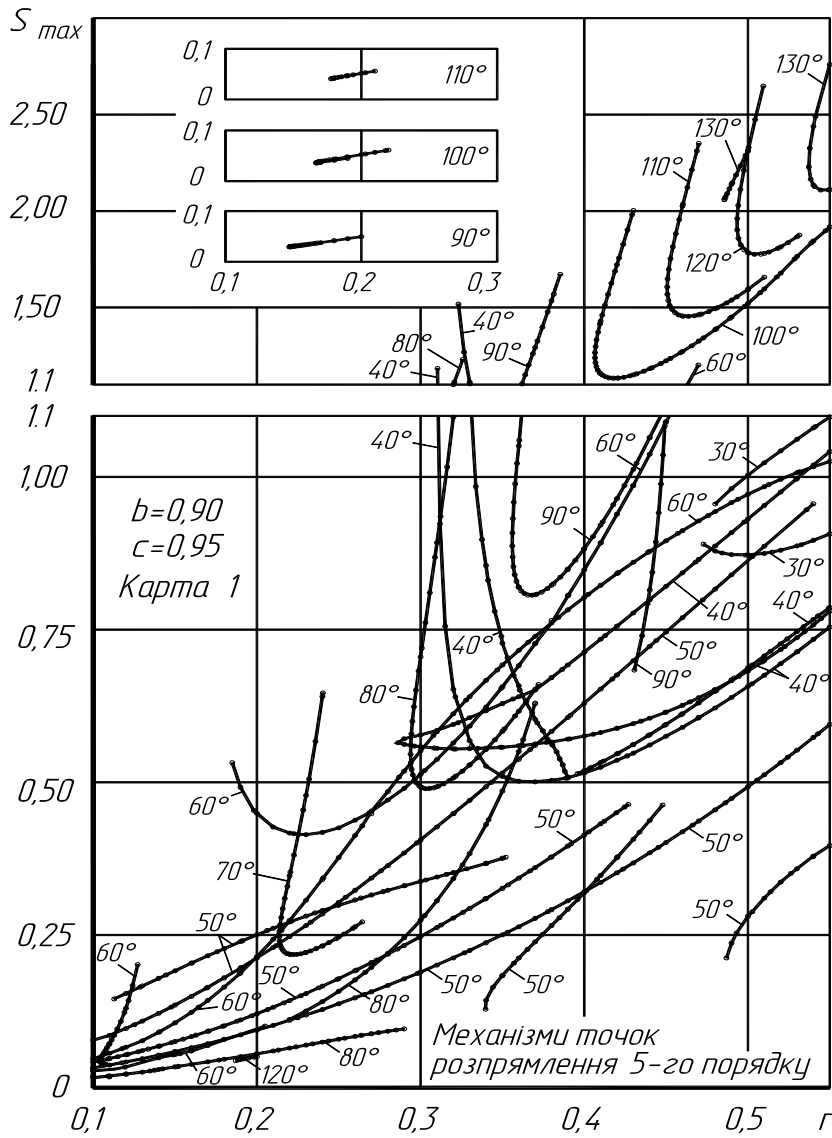


Рис. 4. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 5-го порядку, залежність  $S_{max} = f(r)$ , карта №1

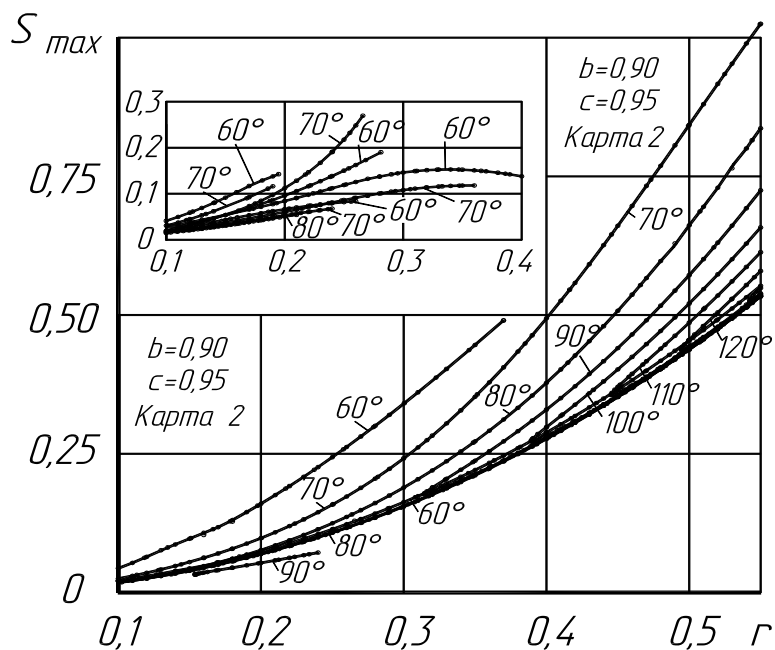


Рис. 5. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 5-го порядку, залежність  $S_{max} = f(r)$ , карта № 2

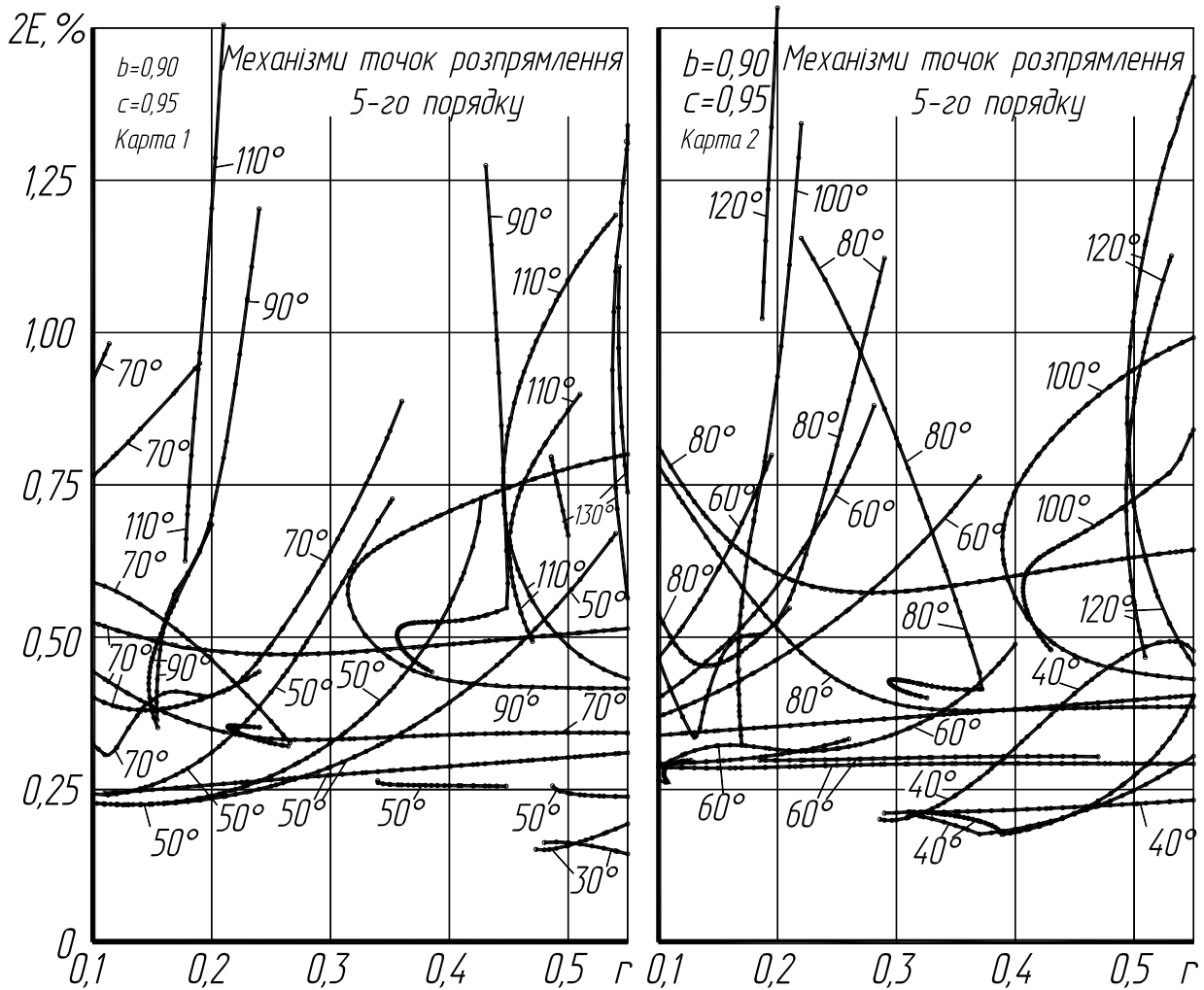


Рис. 6. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важливих механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 5-го порядку, залежність  $2E = f(r)$

2. Довжину кривошипа  $r$  змінюємо з певним кроком та методом ітерації визначаємо такі положення шатунної площини механізму, що визначаються кутом повороту кривошипа  $\varphi_1$ , які відповідають тривалостям зупинок вихідної ланки, що точно кратні  $10^\circ$ . Параметри визначених таким чином механізмів записуються у базу даних.

3. Змінюємо кут повороту кривошипа  $\varphi_1$  в межах від  $0$  до  $2\pi$ , наприклад, з кроком  $1^\circ$ , та методом ітерації визначаємо такі довжини кривошипа, що також забезпечують тривалості зупинки, кратні  $10^\circ$ . Отримані механізми також записуються у базу даних.

Таким чином, відповідно до п.2 та п.3, так само, як і для точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, що досліджувались в роботі [6], отримуємо два набори даних, об'єднавши які отримуємо цілісну картину меж існування механізмів за заданими тривалостями зупинки вихідної ланки

Як видно з одержаних довідкових карт, що показані на рис. 2–6, задану тривалість зупинки вихідної ланки можна одержати за допомогою великої кількості механізмів, що дозволяє проводити синтез таких механізмів з врахуванням додаткових критеріїв, а саме – точності зупинки  $2E$ , максимального ходу вихідної ланки  $S_{\max}$ , а також габаритних розмірів механізму, що визначають його конструктивне виконання.

Наведені довідкові карти призначені для проведення попереднього синтезу механізмів із зупинкою вихідної ланки, причому для визначення всіх геометричних параметрів та встановлення взаємозв'язку між точками на різних довідкових картах, передбачено створення довідкових таблиць, які, через їх великий обсяг, тут не наводяться.

В даній роботі, так само, як і в інших роботах [1–10], досліджувалась лише та частина механізмів, що забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки в одному з крайніх положень, оскільки такі механізми мають більше практичне використання. Механізми, що забезпечують зупинку вихідної ланки всередині ходу будуть розглянуті в інших роботах. Оскільки точки розпрямлення 5-го порядку визначають нове сімейство прямолінійно-напрямних механізмів, доцільно провести порівняння таких механізмів з аналогічними, що можна отримати за допомогою точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, які досліджувались автором раніше в роботі [6]. Результати порівняльного аналізу кількості знайдених механізмів наведено у

таблиці 1.

Таблиця 1

**Кількість знайдених механізмів із зупинкою, синтезованих на базі різних особливих точок**

$\alpha_{\Sigma}$	механізмів точок Болла	точок розпрямлення 4-го порядку	точок розпрямлення 5-го порядку	Кількість знайдених механізмів			
				точність яких не нижча ніж у точок Болла	забезпечують кращу точність, ніж точки Болла	точність, не нижча ніж у точок розпрямлення 4-го порядку	забезпечують кращу точність, ніж точки розпрямлення 4-го порядку
30	92	0	38	31	4	–	–
40	313	136	277	189	47	237	3
50	304	219	422	307	119	414	4
60	437	267	581	417	207	580	3
70	294	266	427	317	19	327	131
80	239	217	403	314	4	378	73
90	212	226	259	246	1	259	38
100	161	198	209	241	1	209	1
110	90	145	127	124	2	127	0
120	39	101	86	85	17	84	0
130	3	47	39	38	29	38	2
140	0	0	1	–	–	–	–
<b>Всього</b>	<b>2184</b>	<b>1822</b>	<b>2869</b>	<b>2309</b>	<b>450</b>	<b>2653</b>	<b>255</b>

Як видно з результатів, наведених у табл. 1, для однакових параметрів базового шарнірного чотириланкового механізму ( $r=0,1\dots0,55$ ;  $b=0,9$ ;  $c=0,95$ ), за допомогою певних особливих точок шатунної площини можна отримати різну кількість механізмів, що забезпечують задану тривалість зупинки вихідної ланки (крок зміни кривошипа в проведених дослідженнях – 0,005).

Як показали результати проведених досліджень, саме за допомогою точок розпрямлення 5-го порядку можна отримати найбільшу кількість таких механізмів. Причому, як видно з табл. 1, з 2869 механізмів точок розпрямлення 5-го порядку, параметри яких зазначені на наведених довідкових картах (рис. 2–6), 2309 механізмів (80,48%) забезпечують точність наближення в межах аналогічних механізмів точок Болла (причому загальна кількість таких механізмів є більшою на 125), а 15,68% таких механізмів (450) – забезпечують навіть кращу точність. Якщо порівнювати точність отриманих механізмів з механізмами точок розпрямлення 4-го порядку, то можна відзначити, що 92,47% отриманих механізмів (2653) забезпечують не меншу точність, а 8,89% знайдених механізмів (255) – кращу точність наближення, причому загальна кількість механізмів точок розпрямлення 5-го порядку є більшою на 1047 механізмів (57,46%), ніж відповідних точок розпрямлення 4-го порядку, та більшою на 685 механізмів (31,36%), ніж механізмів точок Болла. Загалом, кількість знайдених механізмів точок розпрямлення 5-го порядку є більшою, ніж механізмів точок Болла в діапазоні величин зупинок  $50^{\circ}$ – $140^{\circ}$ , а порівняно з механізмами точок розпрямлення 4-го порядку – в діапазоні  $30^{\circ}$ – $100^{\circ}$ . Для величин тривалостей зупинок в межах  $50^{\circ}$ – $100^{\circ}$ , кількість знайдених механізмів перевищує як кількість знайдених механізмів точок Болла, так і точок розпрямлення 5-го порядку. Причому, як видно з табл. 2, в усьому діапазоні тривалостей зупинок вихідної ланки можна знайти механізми точок розпрямлення 5-го порядку, що забезпечують кращу точність, ніж відповідні механізми точок Болла, та для усього діапазону, крім  $\alpha_{\Sigma} = 110^{\circ}\dots120^{\circ}$  – кращу точність, ніж механізми точок розпрямлення 4-го порядку.

Як показали проведені дослідження, співвідношення між кількістю знайдених механізмів точок Болла, точок розпрямлення 4-го порядку та точок розпрямлення 5-го порядку є приблизно однаковим для різних комбінацій розмірів базового чотириланкового механізму ( $r$ ,  $b$ ,  $c$ ). Слід також відзначити, що точність наближення є лише одним, не завжди визначальним критерієм для вибору механізму, зважаючи на те, що в реальних механізмах маємо певні неточності виготовлення, монтажу, зазори в кінематичних парах, пружні деформації ланок. Тому наявність нового сімейства таких механізмів дозволяє збільшити ймовірність отримання оптимального механізму внаслідок проведення оптимізаційного пошуку за різними критеріями.

**Мінімальне відхилення  $2E_{\min}$  що забезпечується різними особливими точками шатунної площини у побудованих межах існування механізмів**

$\alpha_{\Sigma}$	точки Болла	точки розпрямлення 4-го порядку	точки розпрямлення 5-го порядку
30	0,001501	–	0,001442
40	0,001972	0,001771	0,001763
50	0,002533	0,002249	0,002247
60	0,003026	0,002623	0,002618
70	0,003301	0,00352	0,003000
80	0,003572	0,004046	0,003357
90	0,003603	0,004236	0,003516
100	0,003251	0,003251	0,003246
110	0,004345	0,003837	0,004319
120	0,006105	0,004429	0,004553
130	0,011720	0,006592	0,005638
140	–	–	0,01357

Таким чином, в роботі наведено результати проведеного синтезу механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі особливих точок шатунної площини – точок розпрямлення 5-го порядку, наведено приклади довідкових карт, що дозволяють вибрати параметри таких механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. Встановлено, що за допомогою точок розпрямлення 5-го порядку можна загалом знайти більшу кількість таких механізмів, причому більшість з них забезпечують не нижчу точність, ніж відповідні механізми точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, а деякі – навіть кращу точність. При подальших дослідженнях планується проведення кінематичного та кінетостатичного аналізу синтезованих механізмів.

### Література

1. Артоболевский И. И. Синтез плоских механизмов / И. И. Артоболевский, Н. И. Левитский, С. А. Черкудинов. – М. : Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Бейер Р. Кинематический синтез механизмов. Основы теории метрического синтеза механизмов / Р. Бейер. – М. : Машгиз, 1959. – 318 с.
3. Геронимус Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов / Я. Л. Геронимус. – М. : Гос. издательство физ.-мат. литературы, 1962. – 400 с.
4. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена / Я. Т. Киницкий. – К. : Вища школа, 1990. – 232 с.
5. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов / В. Лихтенхельдт. – М. : Наука, 1964. – 228 с.
6. Харжевський В.О. Синтез важільних прямолінійно-напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі шарнірного чотириланкового механізму : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / В.О. Харжевський ; Хмельницький держ. ун-т. – Хмельницький, 2004. – 262 с.
7. Харжевський В.О. Метод синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з використанням точок розпрямлення 5-го порядку / В.О. Харжевський // Вісник Хмельницького національного університету. – 2015. – № 5. – С. 62–67.
8. Gassmann V. Synthese von Geradfürungen mit ebenen Viergelenkgetrieben, Hamburg, Universität der Bundeswehr Diss., 2000. – 102 p.
9. Sarkissyan Y.L. Approximations in Synthesis of Mechanisms / State Engineering University of Armenia Proceedings, series "Mechanics, Machine Science, Machine-building", Issue 15, № 2, 2012, pp. 9–21.
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, Vols 215-216, 2012, pp. 138–141.

Рецензія/Peer review : 9.9.2016 р. Надрукована/Printed :28.10.2016 р.  
Рецензент: д.т.н., проф. Кіницький Я.Т.