

СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ ЗА ЗАДАНОЮ ТРИВАЛІСТЮ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ ТА МЕЖІ ЇХ ІСНУВАННЯ

Важливою задачею при проведенні синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є визначення меж їх існування, що дає можливість проводити проектування оптимальних механізмів за заданою тривалістю зупинки. Вказана задача була вирішена автором чисельно, з використанням методів кінематичної геометрії, причому проектування базових прямолінійно-напрямних механізмів проводилось з використанням точок Болла і точок розпрямлення 4-го порядку, пошук яких проводився у шатунній площині несиметричного шарнірного чотириланкового механізму. В роботі наведено деякі результати у вигляді довідкових карт.

При проектуванні сучасних машин, особливо машин-автоматів, часто виникає задача створення механізмів, що здатні забезпечити періодичну зупинку вихідної ланки. Для цього можуть бути використані різні типи механізмів, зокрема кулачкові, але, як відомо [1], в багатьох випадках доцільніше використовувати важільні механізми, оскільки, внаслідок відсутності вищих кінематичних пар вони практично є більш надійними та довговічними, причому зазначені механізми здатні забезпечувати більші робочі швидкості машин, що особливо важливо при проектуванні машин-автоматів. В теорії синтезу механізмів існує два основні напрямки синтезу вказаних механізмів: алгебраїчні методи Чебишева та методи кінематичної геометрії, теоретичні основи якої були розроблені німецьким вченим Бурместером [2]. Методи Чебишева отримали розвиток в роботах Блоха, Саркіяна, Едіяна, Гродзенської, Кіницького [1], Фанка, Гассманна. Методи кінематичної геометрії, які ще називають геометричними, є основним науковим напрямком у німецькій школі наближеного синтезу важільних механізмів з нижчими кінематичними парами, зокрема проблемами синтезу вказаних механізмів займалися такі німецькі вчені, як Альт, Ліхтенхельдт, Бейер та інші. Розробкою методів кінематичної геометрії займалися також вітчизняні вчені, тут необхідно, перш за все, відмітити роботи Котельникова, Геронімуса та Черкудінова.

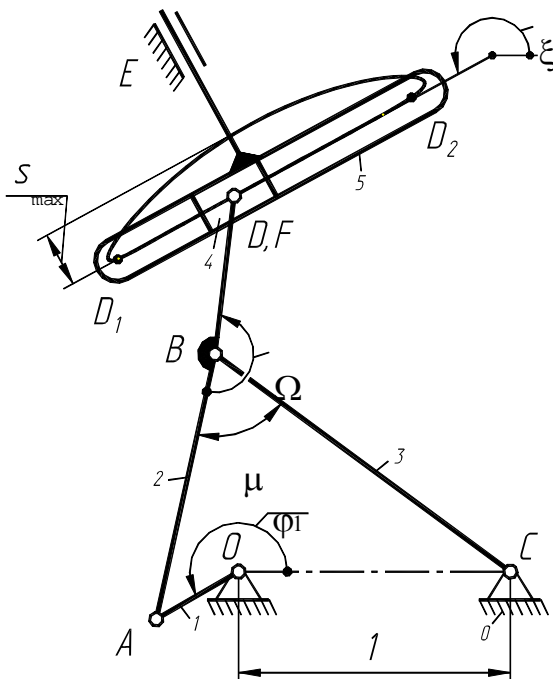


Рис. 1. Важільний механізм із зупинкою вихідної ланки

група 2-3 другого класу першого виду (за класифікацією Ассура-Артобольського), причому в шатунній площині вибрана деяка точка D , що викреслює шатунну криву, яка на ділянці D_1D_2 наближається до прямої лінії. До базового механізму $OABCD$ під'єднана структурна група 4-5 другого класу п'ятого виду таким чином, що напрямна повзуна 4 паралельна прямолінійній ділянці шатунної кривої. Під час проходження шатунною точкою D цієї ділянки, ланка 5 буде мати наближену зупинку. Одним з основних етапів при проектуванні таких механізмів є синтез базового напрямного механізму. Для цього використаємо чисельно-аналітичні методи, які описані у [3,4]. Основною ідеєю зазначених методів є те, що для заданого положення

Незважаючи на велику кількість існуючих методів синтезу важільних напрямних та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки, невирішеною залишається задача оптимального синтезу таких механізмів, що можливо тільки за допомогою визначення меж їх існування, які можна отримати лише за допомогою методів чисельного аналізу. Автором було продовжено розвиток методів кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури, які були використані у поєднанні з чисельним визначенням величини інтервалу наближення, що дозволяє проводити синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки [3,4]. Метою даної роботи є розробка методів чисельного визначення меж існування вказаних механізмів, що дозволить проводити їх оптимальний синтез за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. В цій роботі розглянемо синтез таких механізмів на базі несиметричного прямолінійно-напрямного шарнірного чотириланкового механізму, хоча зазначені методи можуть бути застосовані і для інших типів базових механізмів, це питання планується розглянути в інших роботах.

На рис. 1 зображено шестиланковий важільний механізм із зупинкою вихідної ланки. Механізм працює наступним чином. До кривошипа 1 під'єднана структурна

механізму, яке визначається кутом повороту кривошипа φ_1 , у шатунній площині базового чотириланкового механізму можна знайти деякі її особливі точки – точку Болла та точку розпрямлення 4-го порядку, використання яких дає можливість отримати шатунні криві з прямолінійною ділянкою в деякому околі від зазначених особливих точок. При проведенні синтезу за допомогою цих методів необхідно задатись довжиною кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$ та коромисла $c = l_{BC}$, відстань між осями нерухомих шарнірів прийнята за одиницю, причому як вже зазначалось, особливі точки можуть бути визначені для будь-якого положення механізму, тобто необхідно також задатись кутом повороту кривошипу φ_1 . Внаслідок синтезу отримуємо величину та точність ділянки наближення, кут ξ , під яким вона розміщена, довжину $k = l_{BD}$ та кут Ω злomu шатуна ABD . Як було показано у [3,4], змінюючи довжину кривошипа в певних межах та визначаючи точки Болла та точки розпрямлення 4-го порядку для всіх положень шатунної площини (через кожен 1° кута повороту кривошипа), можна отримати діаграму зміни тривалості зупинки вихідної ланки шестиланкового механізму. На рис. 2. показано приклад такої діаграми у випадку знаходження точок Болла.

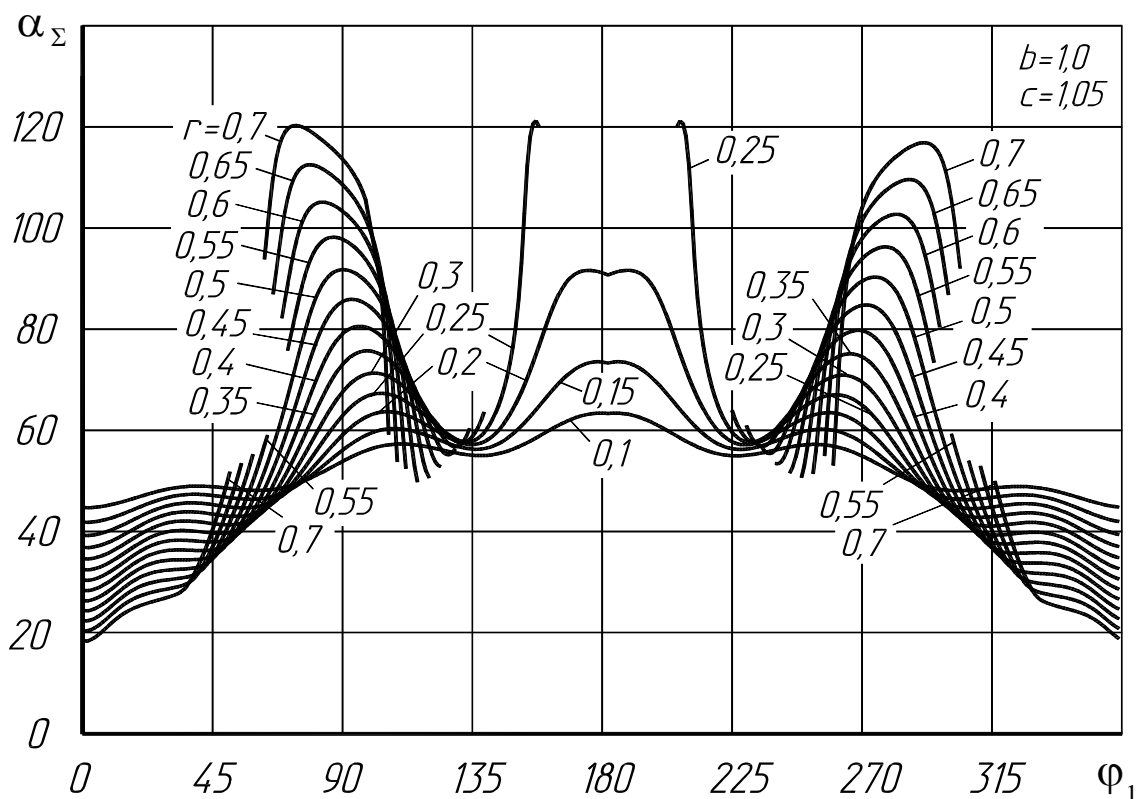


Рис. 2. Діаграма зміни тривалості зупинки вихідної ланки шестиланкового механізму

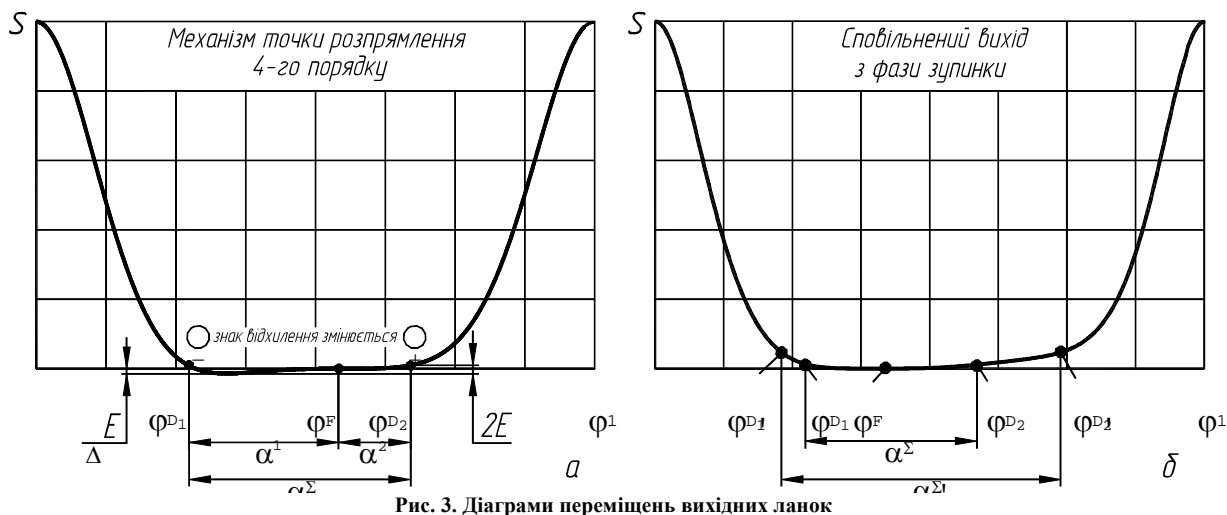


Рис. 3. Діаграми переміщень вихідних ланок

Як видно з наведеної діаграми, лише за допомогою одного чотириланкового механізму можна отримати велику кількість важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки. Оскільки з практичної точки зору важливим є проектування вказаних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки, було розроблено чисельний метод, за допомогою якого з великої кількості механізмів, представлених на цій діаграмі, визначаються параметри лише тих механізмів, вихідні ланки яких забезпечують тривалість зупинки, що точно кратна 10° . Це дозволяє дещо обмежити кількість механізмів, що можна отримати за допомогою методів [3,4] і побудувати зручні для практичного користування межі існування таких механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. Розроблений чисельний алгоритм передбачає визначення вказаних механізмів у наперед заданих межах довжин кривошипа з деяким заданим кроком, кут повороту кривошипа, що визначає положення особливих точок шатунної площини, змінюється у межах від 0 до 2π . Процедура визначення параметрів механізмів, тривалість зупинки вихідних ланок яких точно кратна 10° проходить у два етапи.

1. Довжина кривошипа змінюється у заданих межах з певним встановленим кроком (у проведених автором дослідженнях величина цього кроку приймалась 0,005), методом ітерації визначаються такі значення кута φ_1 повороту кривошипа, які забезпечують синтез вказаних механізмів. Параметри всіх отриманих таким чином механізмів записуються у базу даних (у розробленому програмному продукті передбачено формування бази даних у форматі *Borland Paradox 7*). Тобто визначаються всі механізми, що знаходяться на перетині горизонтальних ліній однакових тривалостей зупинок (рис. 2).

2. Кут φ_1 повороту кривошипа змінюється у межах від 0 до 2π з наперед встановленим кроком (автором проводились дослідження з кроком 1°), тоді методом ітерації визначаються параметри механізмів, довжина кривошипу яких знаходиться на перетині горизонтальних ліній однакових тривалостей зупинок (рис.2). Отримані таким чином результати також записуються у базу даних. Характерно, що за описаними вище алгоритмами отримуємо два набори даних, що визначають параметри проектованих механізмів, причому вони визначають різні механізми, тоді, доповнивши одні дані іншими, отримуємо цілісну картину меж існування механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. Такі розрахунки були проведені окремо для механізмів точок Болла і механізмів точок розпрямлення 4-го порядку, на рис. 4-11 показано результати розрахунків у вигляді меж існування таких механізмів для однакового в обох випадках базового чотириланкового механізму ($r = 0,1\dots 0,55$; $b = 0,9$; $c = 0,95$).

Таблиця 1

α_Σ	кількість знайдених механізмів	
	точок Болла	точок розпрямлення 4-го порядку
30	92	0
40	313	136
50	304	219
60	437	267
70	294	266
80	239	217
90	212	226
100	161	198
110	90	145
120	39	101
130	3	47
Всього	2184	1822

Внаслідок того, що досліджувані механізми забезпечують різні закони руху, швидкість переходу вихідної ланки цих механізмів з фази вистою до фази робочого ходу, і навпаки, є різною. Зрозуміло, якщо вихідна ланка дуже повільно набирає швидкість після фази зупинки, то це приведе до збільшення швидкостей та прискорень вихідної ланки в інший період робочого ходу, оскільки час одного періоду руху є одиничним. Тобто такі механізми забезпечують гірші кінематичні характеристики в порівнянні з механізмами, що забезпечують таку ж тривалість зупинки, або, якщо розглядати їх як такі, що мають більшу тривалість зупинки, але з більшим відхиленням, вони через меншу точність наближення, все одно будуть менш оптимальними, ніж аналогічні механізми з більшою тривалістю зупинки. Приклад діаграми переміщень такого механізму наведено на рис. 3, б. Для виключення таких механізмів пропонується критерій сповільненості виходу ланки з фази зупинки.

Згідно з чисельним методом визначення тривалості зупинки [3], необхідно задатись певним значенням безрозмірної швидкості, при якій ми будемо вважати, що ланка перейшла з фази зупинки у фазу робочого ходу і навпаки. В роботі [3] дані деякі рекомендації щодо вибору величини цього коефіцієнта. Зрозуміло, більші його значення будуть визначати більші ділянки наближення з більшими відхиленнями. Для визначення механізмів зі сповільненим виходом з фази зупинки, пропонується, збільшивши значення цього коефіцієнта, наприклад у три рази, визначити нову величину ділянки наближення, а потім розрахувати запропонований критерій сповільненості як

$$k_v = \alpha'_\Sigma / \alpha_\Sigma,$$

де $\alpha_\Sigma, \alpha'_\Sigma$ – тривалості зупинок вихідної ланки за звичайним та збільшеним коефіцієнтами граничності швидкості. Зрозуміло, що значення величини k_v завжди будуть більшими одиниці. Для виключення механізмів з дуже повільним розбігом вихідної ланки, пропонується встановити деяке максимальне значення

запропонованого критерію, вище якого механізми будуть виключатись. У проведених автором дослідженнях значення коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки збільшувалось у три рази, у базу даних записувались параметри лише тих механізмів, значення критерію сповільненості у яких $k_v < 1,7$. Як показали дослідження, механізми, що не задовольняють зазначеному критерію, становлять біля 10-15 % від загальної кількості механізмів.

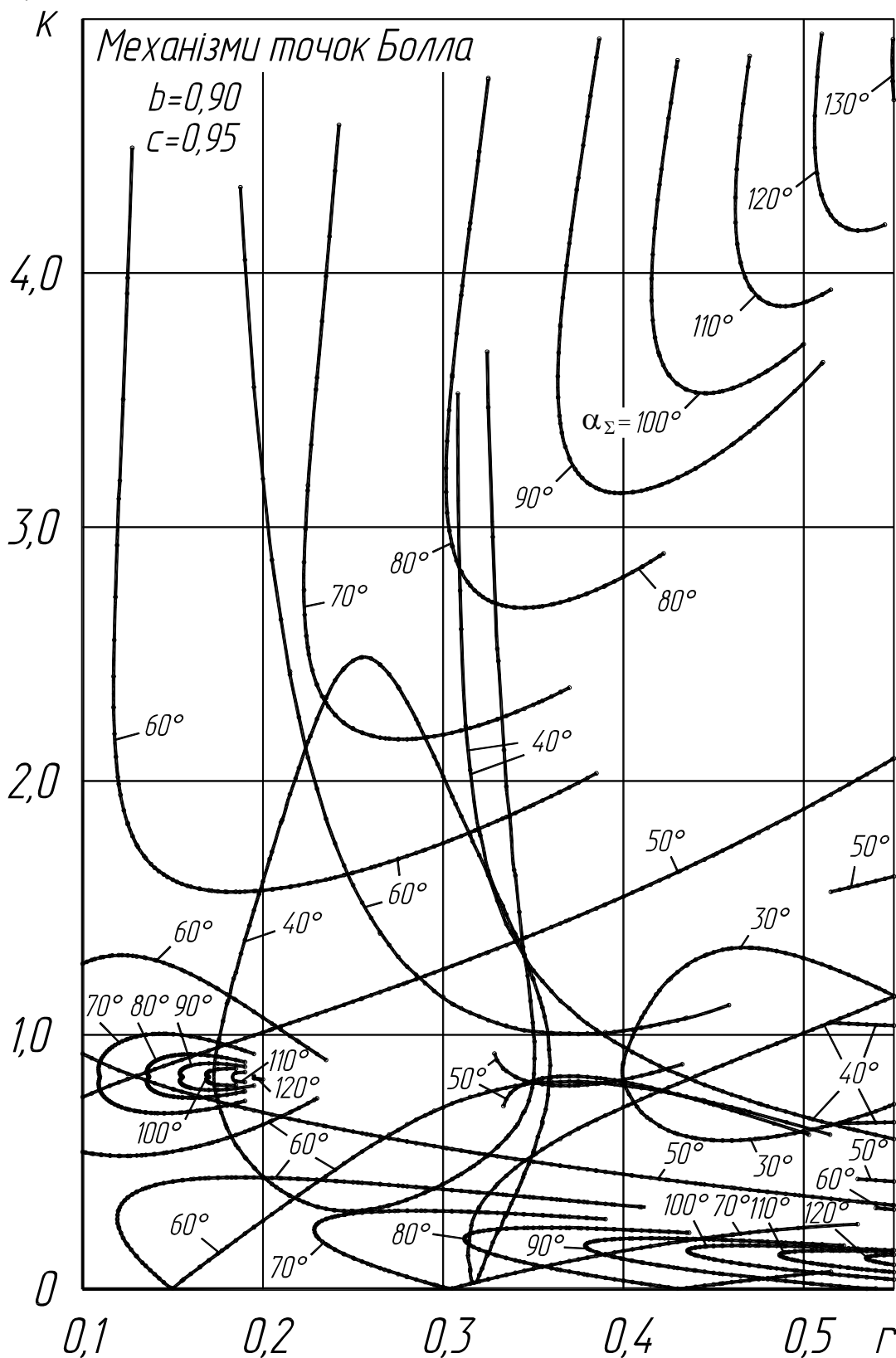


Рис. 4. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок Болла, залежність $k=f(r)$

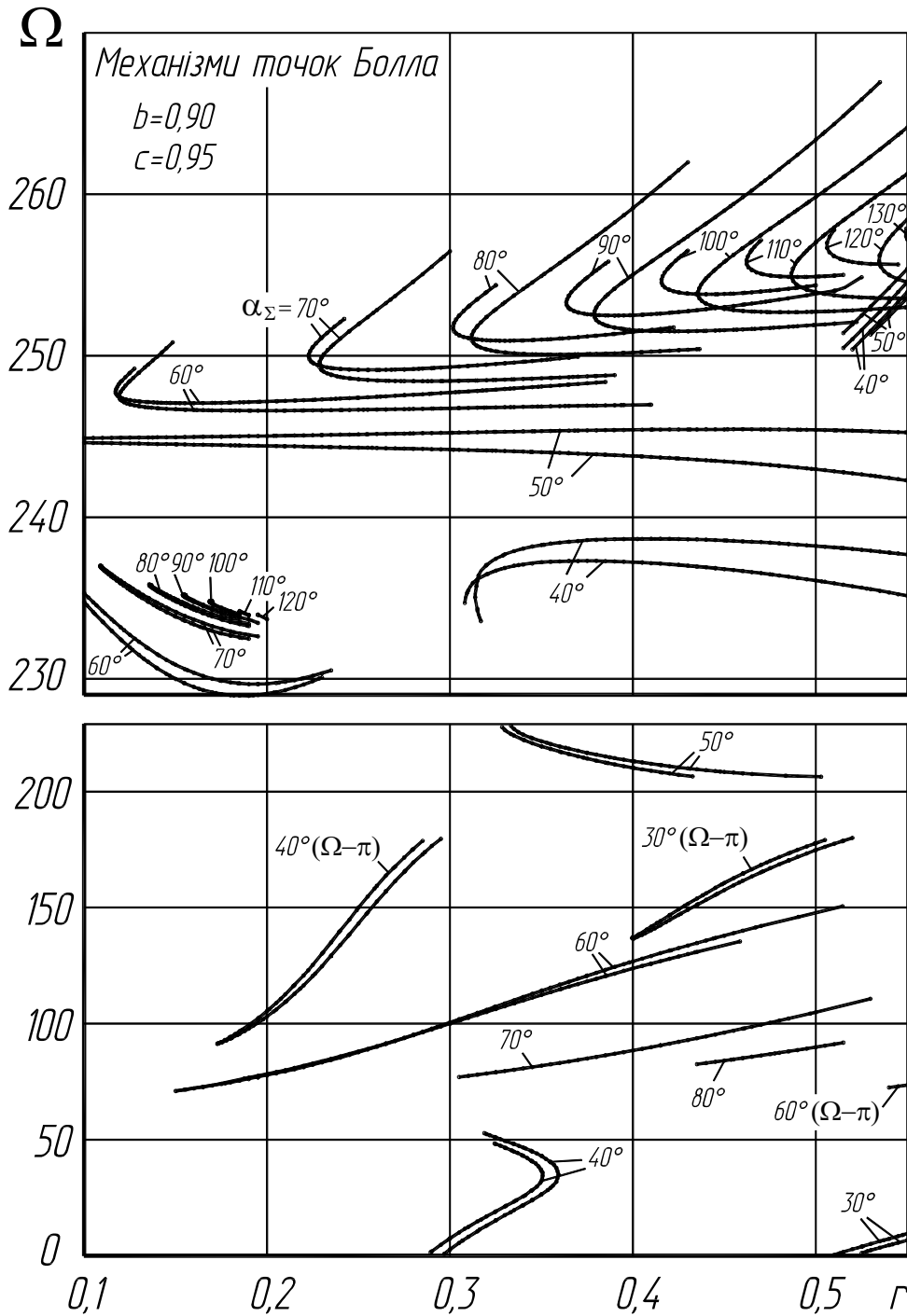


Рис. 5. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок Болла, залежність $\Omega=f(\Gamma)$

Як видно з наведених довідкових карт, точки Болла (рис. 4-7) та точки розпрямлення 4-го порядку (рис. 8-11) для одного базового чотириланкового механізму забезпечують різні межі існування механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки. Отже, доцільно провести порівняльну характеристику цих механізмів, оскільки вони були синтезовані з використанням різних особливих точок шатунної площини. В даній роботі, так само як і в роботах [3,4], автором досліджувалась лише та частина механізмів, у яких забезпечується зупинка вихідної ланки в одному з її крайніх положень, як показано на рис. 3. Механізми, у яких фаза зупинки вихідної ланки розміщена всередині діаграми переміщень, будуть розглянуті в інших роботах. Особливістю діаграм переміщень вихідних ланок механізмів, побудованих на основі точок розпрямлення 4-го порядку є те, що при проходженні через цю точку відхилення змінюють знак (рис. 3,а), чого не спостерігається при використанні точок Болла. Але внаслідок цього, теоретичне відхилення на ділянці наближення у механізмах точок розпрямлення 4-го порядку збільшується на величину ΔE у порівнянні з механізмами точок Болла

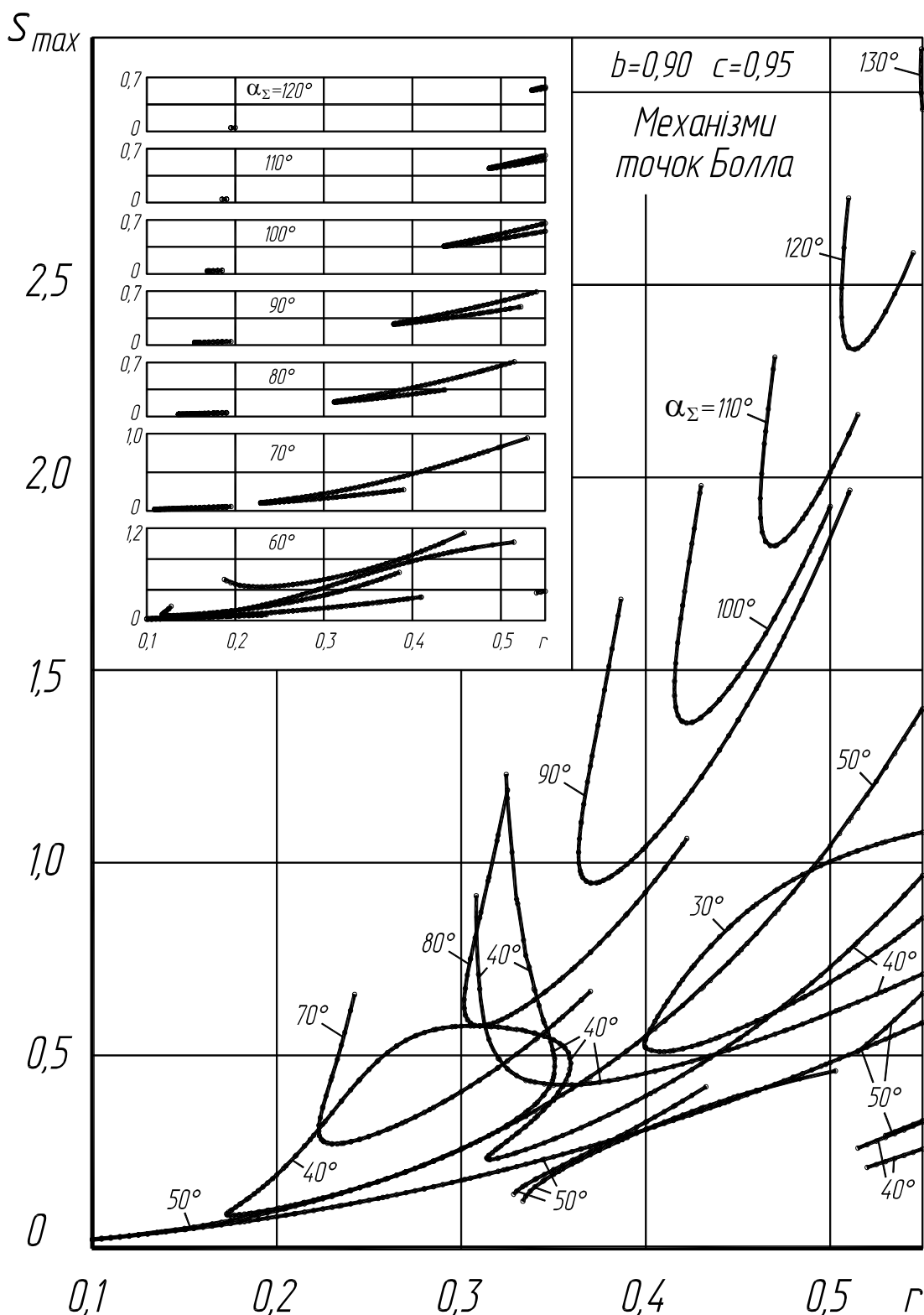


Рис. 6– Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок Болла, залежність $S_{max}=f(r)$

(рис. 3,а), чого б не спостерігалось, до речі, якби ми розглядали механізми з фазою зупинки, що розміщена всередині діаграми переміщень. Однак, внаслідок такого характеру зміни відхилень, на ділянці наближення маємо не один вузол інтерполяції, як у випадку використання точок Болла, а два – один кратний, другий простий, що при інших рівних умовах повинно забезпечити триваліші ділянки наближення більшої точності. В таблицю 1 зведено загальну кількість знайдених і зображених на довідкових картах (рис. 4-11) механізмів точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, які забезпечують різні тривалості зупинок вихідної ланки. Аналіз

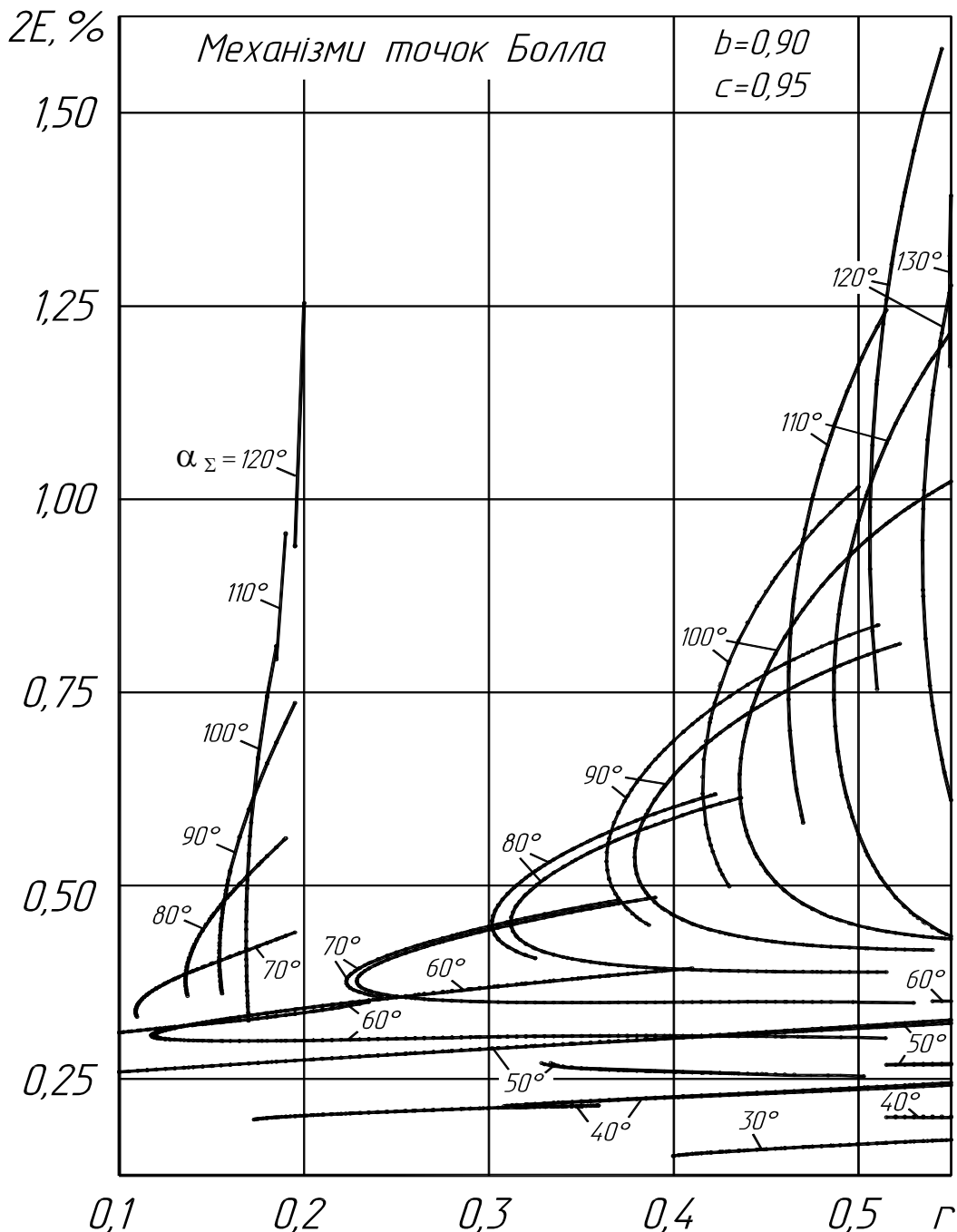


Рис. 7– Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок Болла, залежність $2E=f(r)$

цих даних показує, що, не дивлячись на те, що загальна кількість знайдених механізмів точок розпрямлення 4-го порядку менша (внаслідок зміни знаку при проходженні через вузол інтерполяції, маємо більше механізмів, що забезпечують зупинку всередині руху вихідної ланки), механізмів з тривалими зупинками вихідної ланки (90° - 130°) було знайдено більше. Встановлено також, що близько 85% механізмів точок розпрямлення 4-го порядку забезпечують теоретичну точність у межах точності аналогічних механізмів точок Болла, а близько 10% механізмів забезпечують кращу точність.

Як видно з одержаних довідкових карт (рис. 4-11), задану тривалість зупинки вихідної ланки можна забезпечити за допомогою великої кількості механізмів, що дає можливість проводити синтез з врахуванням додаткових вимог, таких як: габарити проєктованих механізмів, необхідний максимальний хід вихідної ланки, конструктивні особливості, умови передачі зусиль, теоретична точність наближення, довжина прямолінійної ділянки тощо. Наведені довідкові карти призначені для проведення попереднього синтезу таких механізмів, 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 наведено.

Слід також зазначити, що для всіх механізмів, синтезованих за допомогою описаних вище методів, проводиться кінематичне дослідження, під час якого визначаються аналоги швидкостей, прискорень, кінетичної потужності та максимальні значення цих величин, які записуються у базу даних разом з геометричними параметрами синтезованих механізмів. На основі алгоритмів, описаних у [5], для вказаних механізмів передбачено проведення також точного силового розрахунку з врахуванням мас ланок та тертя у кінематичних парах, результати представляються у вигляді таблиць, графіків та годографів, які можуть бути передані у графічну систему AutoCAD 2000/2000i.

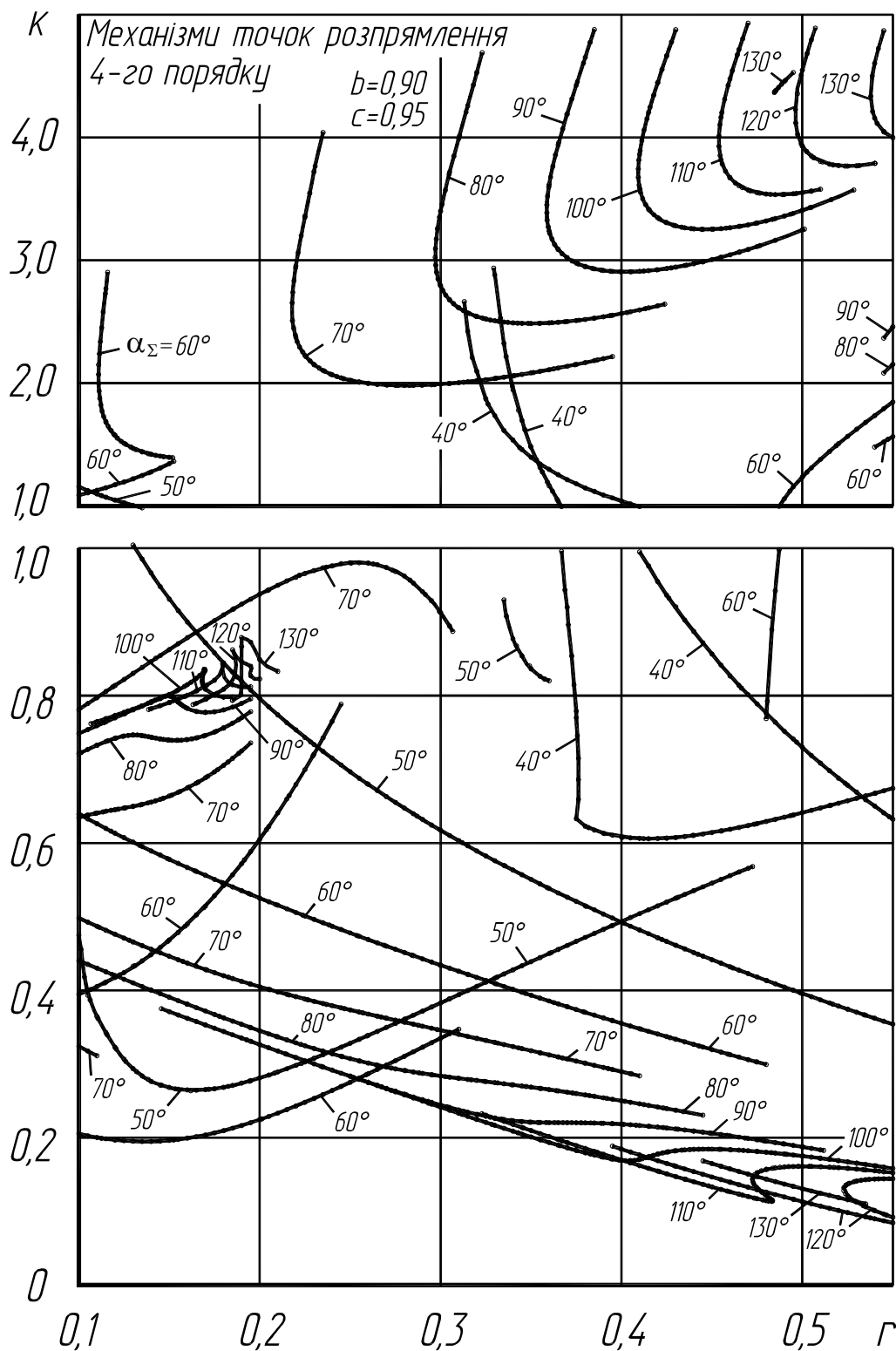


Рис. 8. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 4-го порядку, залежність $k=f(r)$

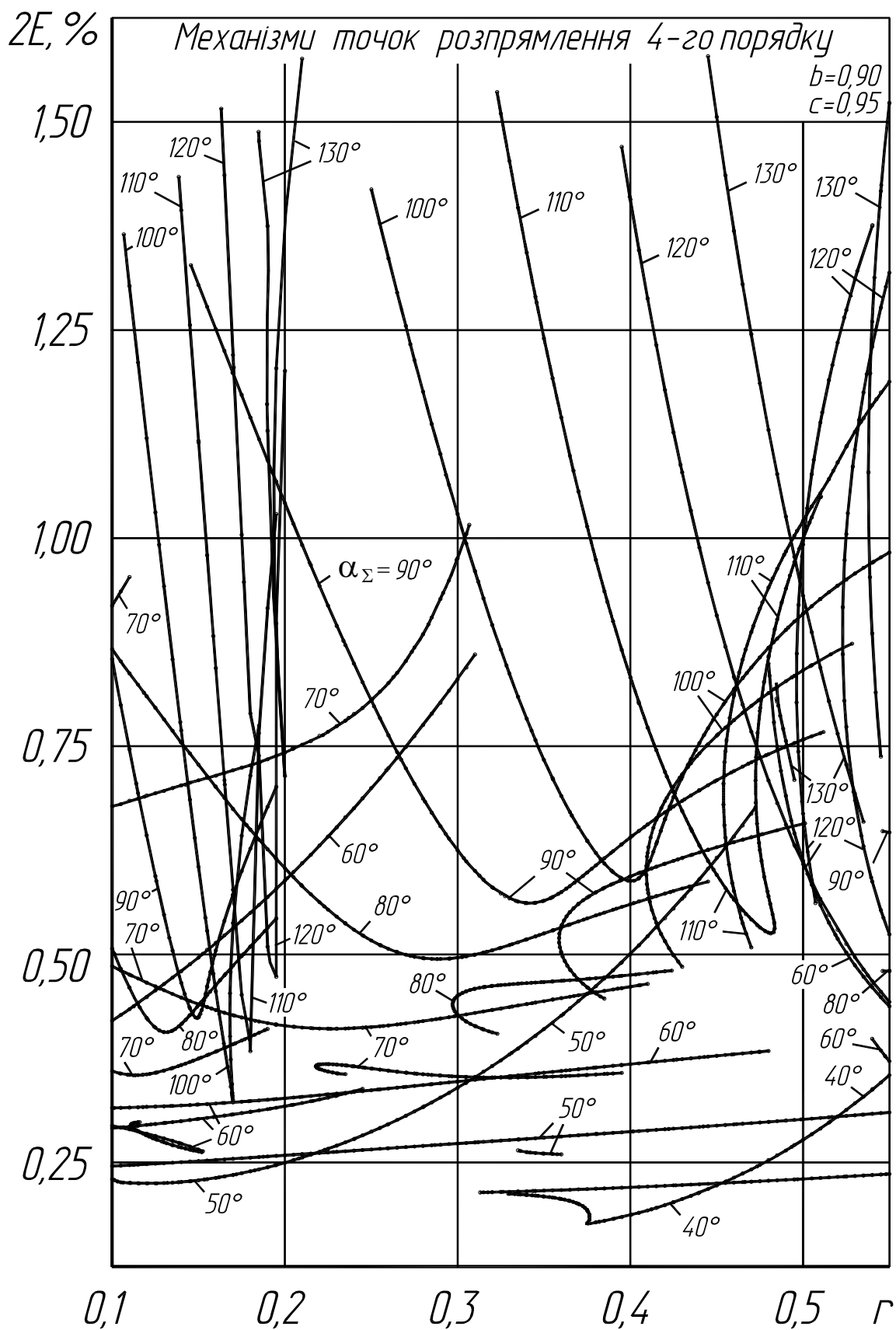


Рис. 9. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 4-го порядку, залежність $2E=f(r)$

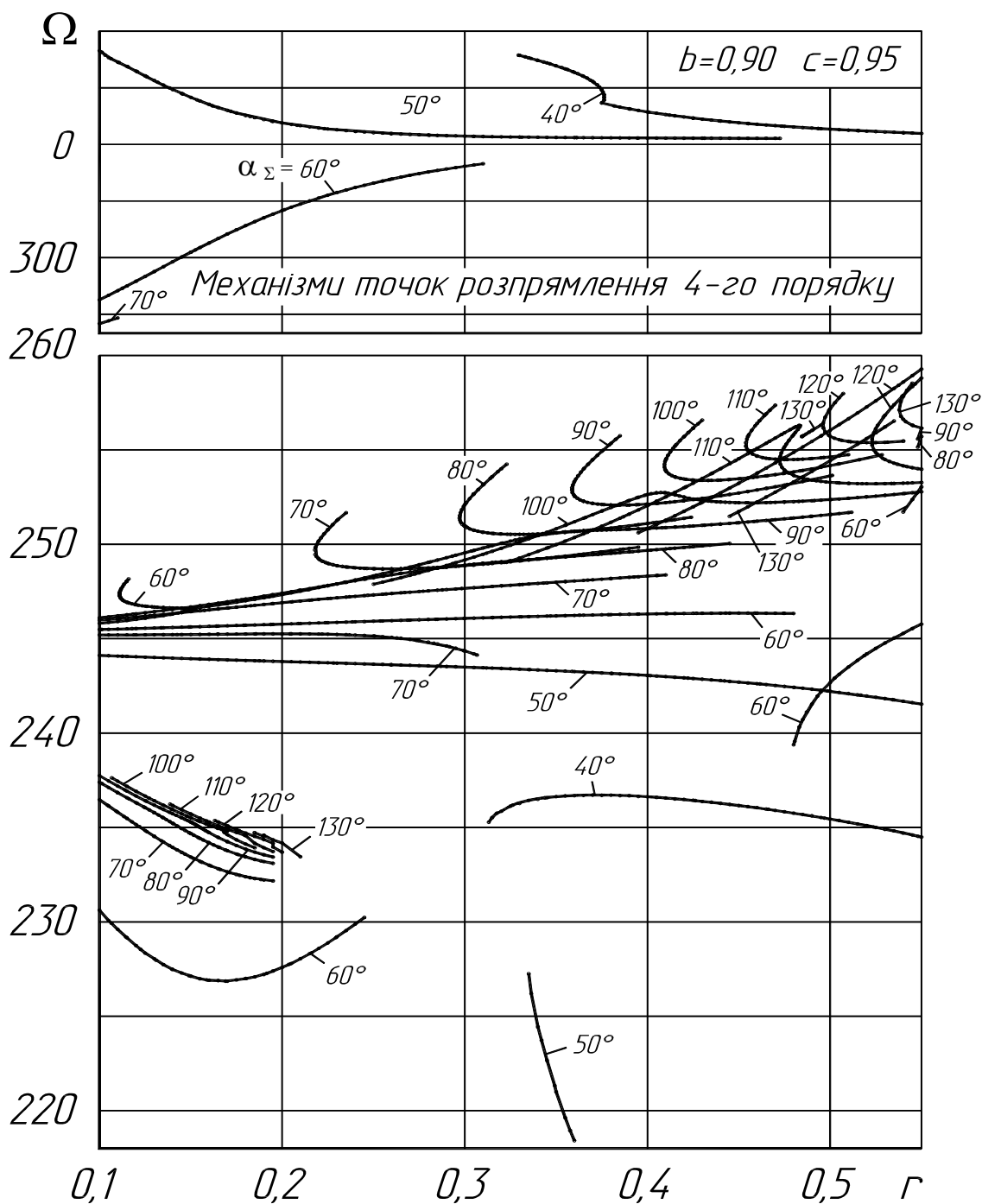


Рис. 10. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 4-го порядку, залежність $\Omega=f(r)$

Внаслідок проведених досліджень, за допомогою розробленого чисельного методу, визначено межі існування важільних механізмів, побудованих на основі шарнірного чотириланкового механізму, які забезпечують періодичну зупинку вихідної ланки, що дозволяє проводити синтез за заданою тривалістю зупинки. Запропоновано критерій, що дозволяє виключати механізми з повільним розбігом вихідної ланки після фази зупинки. На основі представленого методу розроблені алгоритми та відповідне програмне забезпечення. Дослідження планується продовжити у напрямку встановлення меж існування механізмів, фаза зупинки яких розміщена всередині руху вихідної ланки.

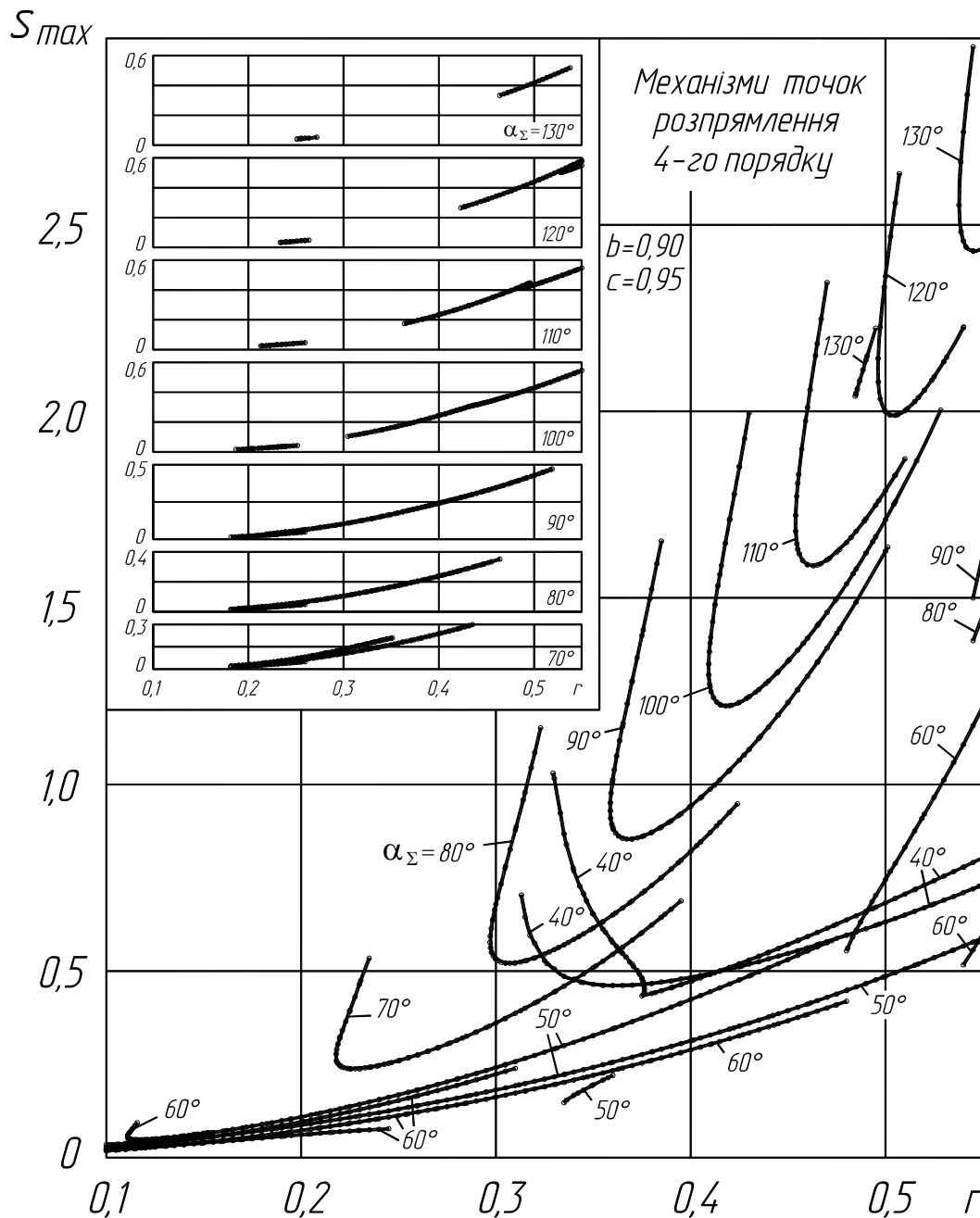


Рис. 11. Довідкова карта для проведення попереднього синтезу важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 4-го порядку, залежність $S_{max}=f(r)$

Література

1. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990.– 231 с.
2. Артоблевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов.– М.: Физматгиз, 1959.– 1084 с.
3. Харжевський В.О., Кіницький Я.Т. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник Технологічного університету Поділля.– 2003.– № 4, Ч.2.– С. 43-54.
4. Харжевський В.О. Методика синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 4-го порядку // Вісник Технологічного університету Поділля.– 2003.– № 6.– С. 57-68.
5. Харжевський В.О., Кіницький Я.Т., Светловський О.Б. Аналітична кінестатика плоских важільних механізмів II класу з врахуванням сил тертя // Вісник Технологічного університету Поділля.– 2002.– № 6, Ч.1.– С. 61-64.

Надійшла 11.12.2003 р.