УДК 621.01

АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

Я. Кіницький

Професор, докт. техн. наук

В. Харжевський

Доцент, канд. техн. наук

Хмельницький національний університет, м. Хмельницький

Наведено короткий огляд результатів наукових досліджень та методів, розроблених авторами, присвячених аналізу та синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, які побудовані на базі чотириланкових кругових та прямолінійно-напрямних механізмів.

кінематичний синтез, напрямні механізми, кінематична геометрія, шарнірний чотириланковий механізм

Однією з важливих задач при проектуванні сучасних машин є забезпечення періодичної зупинки вихідної ланки механізму підчас неперервного обертового руху вхідної ланки. Для цього можуть використовуватися різні типи механізмів, зокрема кулачкові, однак при певних співвідношеннях довжин ланок, ця задача може бути розв'язана за допомогою важільних механізмів, які мають ряд переваг перед іншими типами механізмів, що зумовлені наявністю у їх складі лише нижчих кінематичних пар. Використання таких механізмів дозволяє збільшити надійність та довговічність машин, спростити технологію їх виготовлення. Однак, на відміну від кулачкових механізмів, теорія синтезу яких розроблена досить повно, широке використання важільних механізмів стримується їх досить складним синтезом.

Розробці методів наближеного синтезу важільних напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки присвячено багато наукових робіт як вітчизняних, так і зарубіжних вчених, зокрема фундаментальні роботи П.Л. Чебишева [37], Л. Бурместера [41], І.І. Артоболевського, Н.І. Левитського, С.А. Черкудінова [1], З.Ш. Блоха [3], Я.Л. Геронімуса [5], Р. Бєйера [2], В. Ліхтенхельдта [20], Ю.Л. Саркісяна [23], Л.С. Гродзенської, В.С. Карелина [7], Е.Є.Пейсаха [22], Я.Т. Кіницького [9 – 19] та багато робіт інших дослідників [4, 21, 24 – 36,38 – 40, 42 – 54 тощо].

Одним з основних напрямків у синтезі важільних напрямних механізмів є алгебраїчні методи, теоретичні основи яких були закладені П.Л. Чебишевим. Зокрема, ним було сформульовано умови найкращого наближення функцій, що полягають у тому, що для одержання мінімального відхилення необхідно, щоб задана та замінювальна функції мали максимально можливу кількість спільних точок (вузлів інтерполяції), причому в інтервалах між цими вузлами відхилення повинні змінюватись рівномірно, досягаючи своїх граничних значень максимально можливу кількість разів. Саме тому наближення за Чебишевим часто називають рівномірним. Однак аналітичний синтез механізмів з умови найкращого наближення за Чебишевим у багатьох випадках є досить складним [1,5]. За допомогою методів найкращого наближення за Чебишевим можна, зокрема, проводити синтез кругових та прямолінійно-напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму.

Завдяки стрімкому розвитку інформаційних технологій з'явилась можливість розв'язувати задачі синтезу важільних механізмів чисельно-аналітичними методами, що дозволяє робити обґрунтований вибір їх геометричних параметрів, які забезпечують зупинку вихідної ланки заданої тривалості та, крім цього, задовольняють додатковим умовам синтезу, тобто проводити оптимальний синтез таких механізмів з використанням різних критеріїв.

На кафедрі машинознавства більше 40 років ведуться наукові дослідження по вдосконаленню методів аналізу та синтезу важільних механізмів [8– 19, 24-35]. Ці дослідження дозволили розробити ряд оригінальних чисельних та чисельно-аналітичних методів аналізу та синтезу важільних механізмів із зупин-

кою вихідної ланки, які побудовані на базі кругових та прямолінійно-напрямних механізмів. Надалі розглянемо найважливіші питання синтезу цих механізмів, одержаних на базі шарнірного чотириланкового механізму, причому розроблені методики доведені до рівня інженерних, на їх основі створені алгоритми, довідкові матеріали та відповідне програмне забезпечення.

Аналіз і синтез шарнірних механізмів із зупинкою, одержаних на базі симетричного лямбдоподібного механізму Чебишева (ЛМЧ). Із всіх відомих механізмів, що забезпечують великі зупинки вихідної ланки, найбільш вивчені механізми, отримані на базі симетричного лямбдоподібного механізму Чебишева шляхом приєднання до нього однієї зі структурних груп другого класу (за класифікацією Ассура - Артоболевського). Ці механізми забезпечують широкий діапазон тривалості й високу точність зупинки, різні співвідношення часу прямого й зворотного руху вихідної ланки, сприятливі значення кутів розмаху (ходу) вихідної ланки, кутів передачі руху та інших кінематичних і динамічних характеристик.

Загальна теорія синтезу шарнірних механізмів із зупинкою вихідної ланки, отриманих на базі чотириланкових лямдоподібних механізмів (ЛМЧ), дана П. Л. Чебишевим [37]. При відповідному підборі розмірів ланок ЛМЧ (l_{OA}, l_{OC}, Ω) траєкторія точки D на ділянці D_1D_1' (рис. 1, *а, б*) мало відрізняється від дуги кола радіуса R або від прямої лінії (рис. 1, *в, г*).

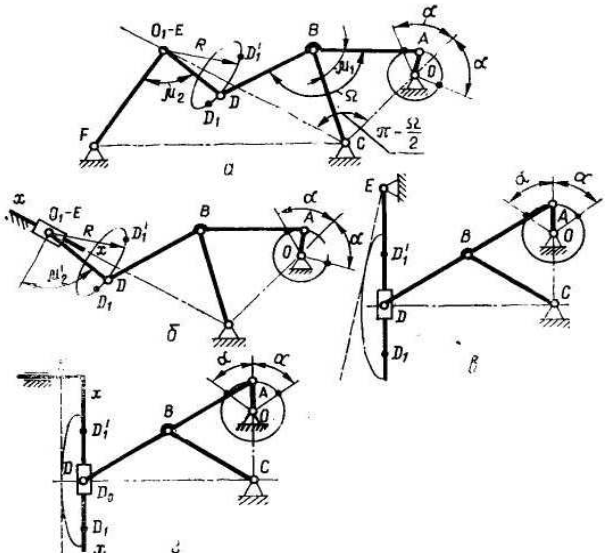

Рис. 1 – Шарнірні механізми із зупинкою вихідної ланки, отримані на базі ЛМЧ за допомогою приєднання структурних груп: а) I виду; б) II виду; в) III виду; г) V виду

Для одержання механізму з зупинкою вихідної ланки в D приєднують одну зі структурних груп (рис. 1). Причому якщо шатунна крива наближається до дуги кола (рис. 1, а, *б)*, то варто приєднувати групи II класу I або II видів; якщо шатунна крива наближається до прямої лінії (рис. 1, в, *г)*, то варто приєднувати групи II класу III або V видів. Довжина шатуна DE (рис. 1, *а, б)* приймається рівною радіусу R кола, до якого наближається шатунна крива на ділянці D_1D_1', а положення центра нерухомого шарніра F (рис. 1, *а*) вибирається таким чином, щоб в одному із крайніх положень вихідної ланки EF точка E збігалася із точкою O_1 — центром кола радіуса R. У другому випадку (рис. 1, *б*) напрямна x — x повзуна повинна проходити через точку O_1, у четвертому (рис. 4, *г*) — напрямна куліси x — x паралельні прямолінійній ділянці шатунної кривої точки D. В механізмі, показаному на рис. 1, в, положення шарніра E вибирається так, щоби в одному із крайніх положень вісь пазу куліси ED збігалася з прямолінійною ділянкою шатунної кривої. При виконанні цих умов вихідна ланка кожного зі згаданих механізмів в одному із крайніх положень має зупинку, тривалість якої дорівнює часу проходження точкою D ділянки її траєкторії, що наближається до дуги кола або прямої лінії. За час зупинки вихідної ланки кривошип OA повертається на кут 2α. Приклад діаграми лінійних S або кутових β переміщень вихідної ланки представлений на рис. 2, де φ_1 – кут повороту кривошипа OA.

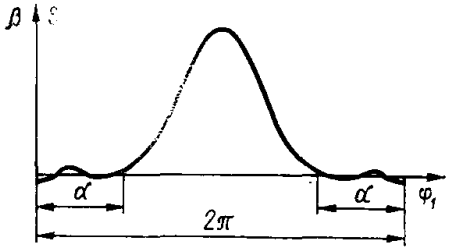

Рис. 2 – Приклад діаграми переміщень вихідної ланки ЛМЧ

В роботі [8] наведені основні результати досліджень, в якій викладені загальні принципи проектування шарнірних механізмів з зупинкою; наведені основні співвідношення між геометричними параметрами ланок МЧВ, при яких забезпечуються зупинка вихідної ланки, теоретичні й робочі області існування механізмів, методика синтезу МЧВ по заданій тривалості зупинки, коефіцієнту зміни середньої швидкості й куту розмаху (ходу) вихідної ланки з урахуванням кутів передачі руху; показаний вплив розмірів ланок механізму на точність зупинки й закон руху вихідної ланки, величину й характер зміни реакцій у кінематичних парах, цикловий КПД механізму.

Наведені довідкові матеріали (таблиці, діаграми, шатунні криві, програми для ЕОМ), які мають на меті: з одного боку, показати можливості розглянутих механізмів, а з іншого боку – полегшити їхній синтез із врахуванням найважливіших кінематичних і динамічних характеристик руху вихідної ланки й умов передачі сил, габаритних розмірів механізму.

На рис. 3 наведено приклад довідкових карт (Ω = 180°), які показують зв'язок між основними геометричними параметрами ЛМЧ, де a — міжосьова відстань, $a = l_{OC}$ (див. рис. 1,а); Ω – кут злому шатуна ABD; R — радіус кривизни шатунної кривої на ділянці наближення; E— відхилення шатунної кривої від заданої; S — довжина осі симетрії, яка проходить через середину шатунної кривої і визначає величину ходу вихідної лан-

ки; α — половина кута повороту кривошипа OA за період наближення; μ_0 і μ_0' — кути передачі в основному механізмі (ЛМЧ); μ_2' — кут передачі у приєднаній групі II класу II виду при $k = 1$.

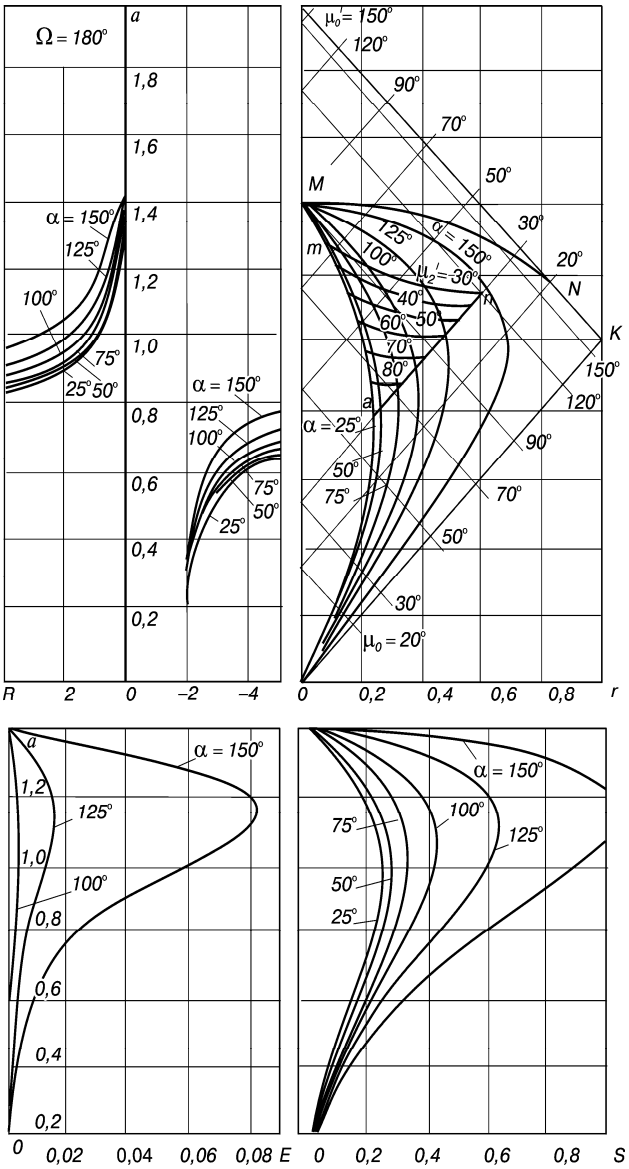

Рис.3 – Приклад довідкових карт для попереднього синтезу МЧВ по заданій тривалості зупинки

Як правило, при синтезі задається тривалість наближення шатунної кривої до заданої (кола, прямої лінії тощо), яка визначається кутом 2α; далі з кінематичних і динамічних умов та умов конструювання (компонування) вибирають параметри Ω і a. Після цього за допомогою наведених діаграм знаходять радіуси $r = l_{OA}$ та R, відхилення E і відрізок S. В прямолінійно-напрямних механізмах радіус $R \to \infty$. Геометричні параметри ЛМЧ, вибрані в зоні anm діаграми $a = a(r, \alpha)$, забезпечують кути передачі в механізмі в допустимих межах ($30^\circ \le \mu \le 150^\circ$). Точніші дані можна дістати лише за допомогою таблиць, наведених у праці [8] або ЕОМ.

Аналіз і синтез шарнірних механізмів із зупинкою, одержаних на базі шарнірного чотириланкового механізму (ШЧМ). Одним з перспективних напрямів у розвитку методів синтезу механізмів з нижчими кінематичними парами є теоретичні основи кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури, використання яких дозволяє, зокрема, проводити синтез важільних напрямних механізмів, що використовуються для синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки. Особливістю цих методів є те, що за основний спосіб наближення прийнято інтерполювання з одним вузлом інтерполяції високої кратності, в деякому околі від якого можна отримати ділянку наближення. Одним із таких вузлів інтерполяції може бути точка Болла, що використовується при проектуванні важільних прямолінійно-напрямних механізмів.

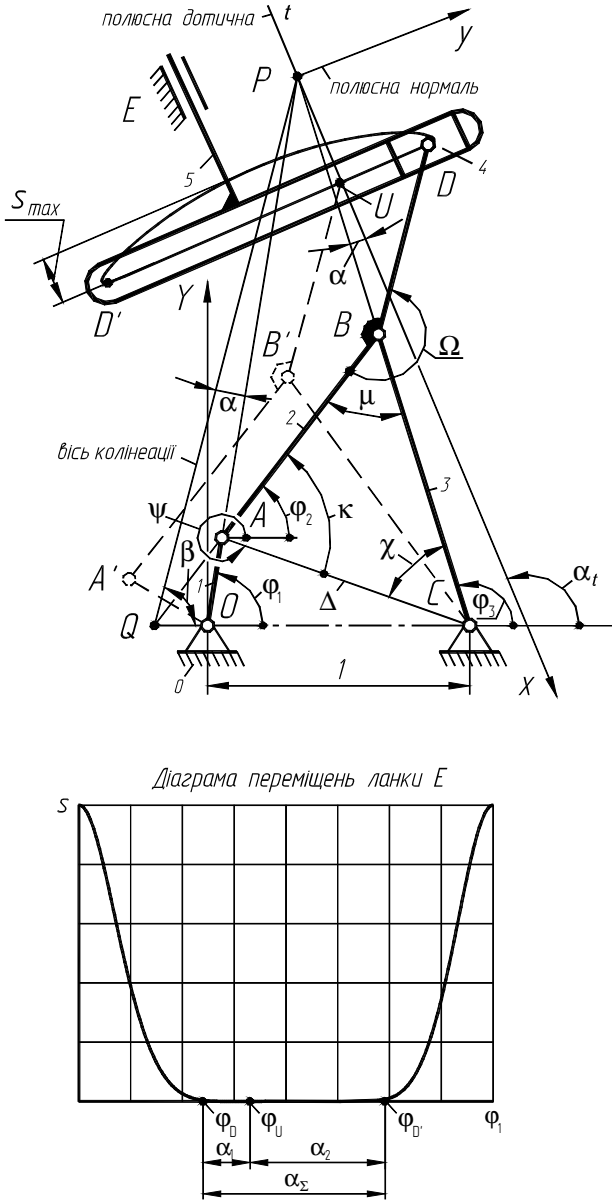

Рис. 4 – Шестиланковий важільний механізм, що забезпечує зупинку вихідної ланки:
а) кінематична схема механізму;
б) діаграма переміщень вихідної ланки

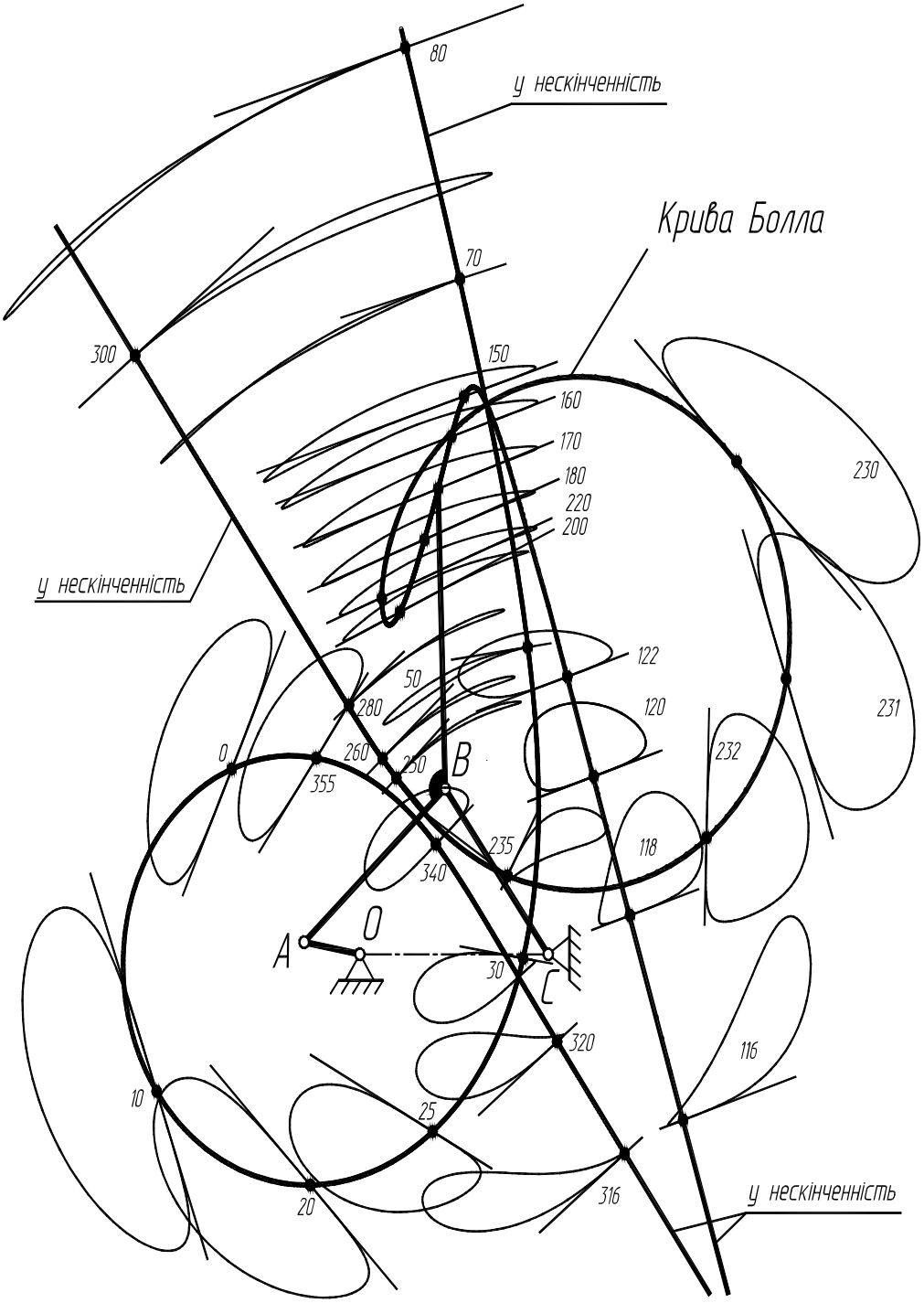

Рис. 5 – Крива Болла несиметричного ШЧМ з побудованими шатунними кривими точок Болла для різних положень його кривошипа

Однак, як зазначено у сучасних дослідженнях німецьких вчених Функа та Гассманна [42], основною проблемою при використанні зазначених методів синтезу є неможливість аналітичного прогнозування величини ділянки наближення. Нами зазначена проблема вирішена за допомогою чисельного аналізу діаграми переміщень вихідної ланки механізму, що дозволило визначити дійсну величину інтервалу наближення і на його основі розробити чисельно-аналітичний метод синтезу важільних напрямних механізмів з використанням точок Болла і Бурместера.

Враховуючи відносну складність визначення положення особливих точок шатунної площини, широке використання знайшли тільки ті особливі положення механізмів, в яких спостерігається розпадання кривих Бурместера, завдяки чому методика синтезу спрощується [2].

Розглянемо шестиланковий важільний механізм, що забезпечує зупинку вихідної ланки (рис. 4). Механізм працює наступним чином. До кривошипа 1, положення якого визначається кутом φ_1, приєднана структурна група 2–3 другого класу першого виду

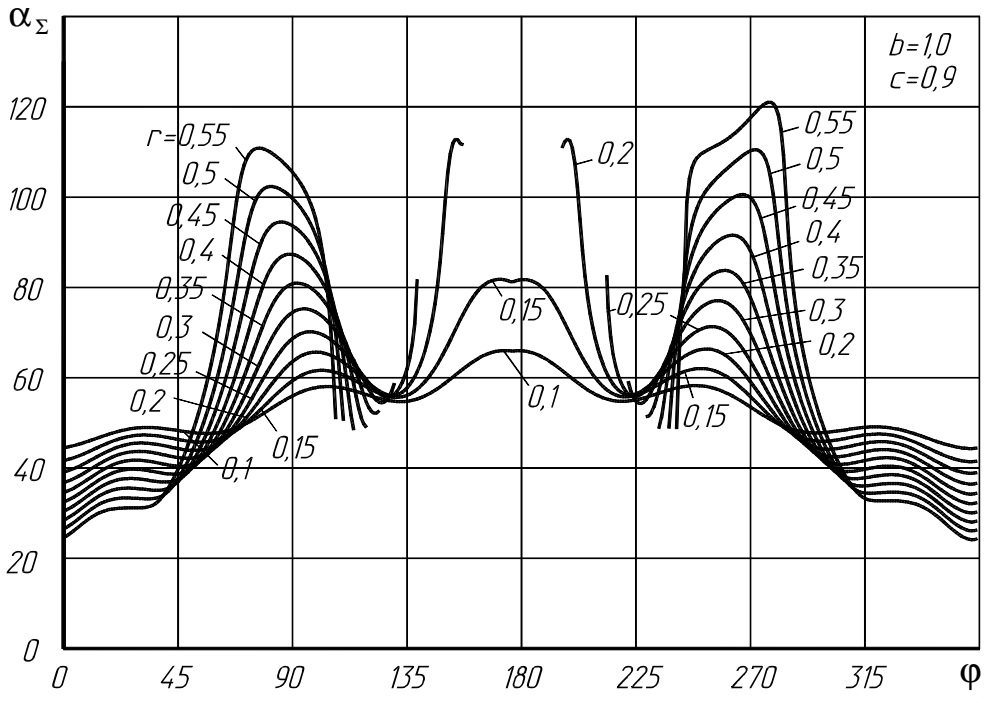

Рис. 6 – Діаграма зміни величини зупинки вихідної ланки залежно від кута повороту кривошипа, що визначає положення точки Болла у шатунній площині

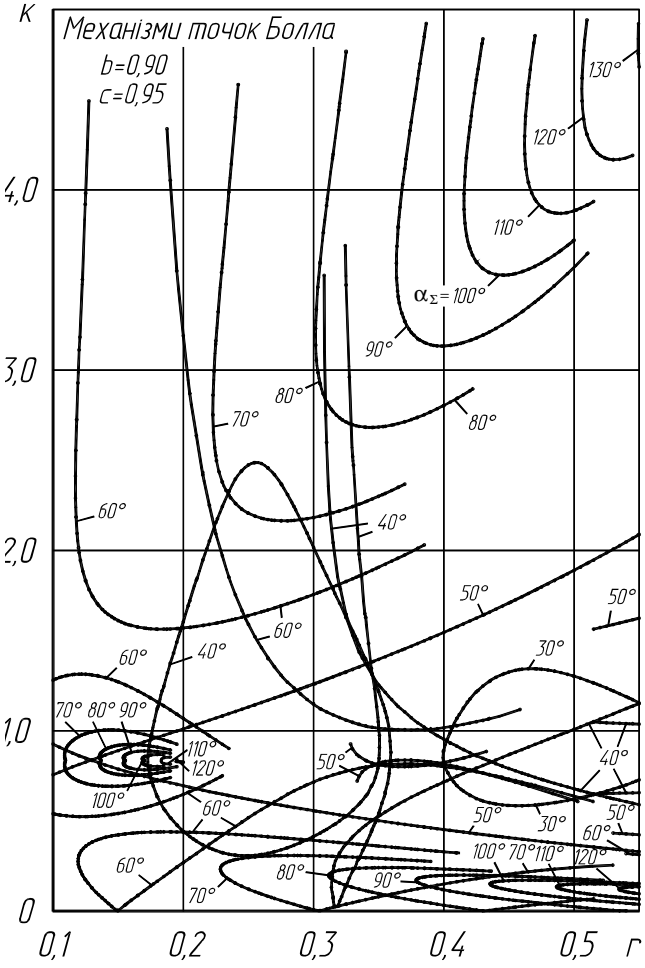

Рис. 7 – Діаграма зміни величини зупинки вихідної ланки залежно від довжини кривошипа r та довжини відрізка k шатуна ABD

(за класифікацією Ассура-Артоболевського), причому в шатунній площині вибрана деяка точка D, положення якої визначається величиною l_{BD} та кутом Ω. Ця точка викреслює шатунну криву, яка на ділянці DD' наближається до прямої лінії. До базового чотириланкового механізму $OABCD$ приєднана 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, причому величина теоретичного відхилення від абсолютно нерухомого положення буде дорівнювати відхиленню, з яким ця ділянка шатунної кривої наближається до прямої лінії.

Як відомо [1,2], точка Болла в загальному випадку існує для будь-якого положення шарнірного чотириланкового механізму. Послідовно з'єднавши точки, отримані для різних положень кривошипа OA, можна побудувати криву, яку називають кривою Болла (рис. 5). Враховуючи складність графічного визначення точок Болла, у літературі ця крива показана частково, наприклад, у [2], побудована лише окрема її ділянка за 4 точками. Використовуючи можливості сучасних комп'ютерів, вдалося побудувати цю криву повністю ($0 \le \varphi_1 \le 2\pi$).

На рис. 5 наведено приклад кривої Болла для механізму, геометричні параметри якого дорівнюють: $r = 0,3$; $b = 1,0$; $c = 0,95$. Як видно з цього рисунка, використовуючи лише один базовий шарнірний чотириланковий механізм, можна отримати велику кількість різних прямолінійно-напрямних механізмів, а на їх основі – механізмів із

зупинкою вихідної ланки. Проте залишалась невирішеною задача щодо визначення величини ділянки наближення та часу (тривалості), протягом якого шатунна точка буде знаходитись на цій ділянці, що буде розглянуто далі

Як видно з наведених діаграм, задану довжину ділянки наближення, а відповідно і тривалість зупинки вихідної ланки можна забезпечити майже нескінченою комбінацією геометричних параметрів ШЧМ (φ_1, r, b, c). Це дозволяє здійснювати оптимізаційний синтез механізмів за іншими критеріями.

В результаті проведених нами досліджень [27] було встановлено, що у шатунній площині шарнірного чотириланкового механізму існує ще один, раніше невідомий вид особливих точок, що дозволяють проводити синтез прямолінійно-напрямних механізмів, причому спроектовані таким чином механізми мають деякі переваги перед аналогічними механізмами, що синтезовані на основі відомих особливих точок шатунної площини. Назвемо вказану точку точкою розпрямлення 4-го порядку. Оскільки у теоретичних положеннях кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури описано певні особливі точки, що можуть бути використані для проведення синтезу напрямних механізмів, тому варто визначити серед них місце знайдених нами точок розпрямлення 4-го порядку (рис.7).

Як відомо [1,2], для синтезу важільних напрямних механізмів методами кінематичної геометрії, можна використати будь-яку точку кривої кругових точок – точки Бурместера, Болла, Чебишева, а також точки Чебишева 5-го порядку, що визначаються для шести нескінченно близьких положень шатунної площини. Але необхідно відзначити, що у теоретичних положеннях кінематичної геометрії описано тільки одну особливу точку шатунної площини, що здатна забезпечити проектування прямолінійно-напрямних механізмів і ця точка є точкою Болла (адже всі відомі особливі точки, що використовуються для синтезу таких механізмів, якщо вони і існують для заданого положення, то все одно збігаються з точкою Болла).

Точка розпрямлення 4-го порядку була визначена наступним чином. Як відомо [5], геометричним місцем точок рухомої площини, що описують прямі лінії, є поворотне коло, будь-яка точка поворотного кола здатна забезпечити дотик не нижче 2-го порядку з дотичною прямою. Точка розпрямлення 4-го порядку була визначена як точка перетину поворотного кола з кривою, що є геометричним місцем точок, рулетти яких забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїм кругом кривизни. Ця точка, так само як і точка Болла, існує в кожному положенні механіму і при рівних інших умовах в багатьох випадках забезпечує синтез механізмів з більш тривалішими ділянками наближення [27].

На рис. 8 показано шарнірний чотириланковий механізм OAA_1O_1F, який знаходиться у положенні, що визначається кутом повороту кривошипа φ_1. Для даного положення механізму визначено особливі точ-

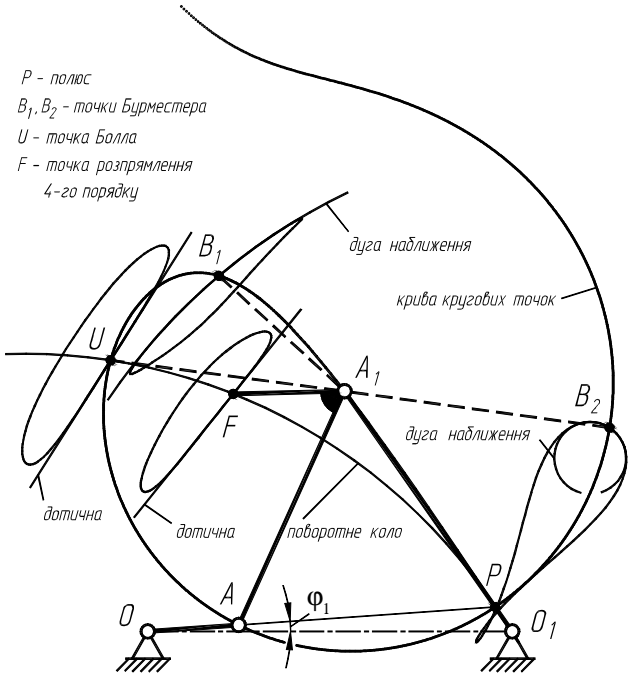

Рис. 8 – Особливі точки шатунної площини

ки шатунної площини (точку Болла, точку розпрямлення 4-го порядку та обидві точки Бурместера), що дозволяють проводити синтез напрямних механізмів. Якби у даному положенні існувала точка Чебишева, вона би збігалася з точкою Болла та з однією з точок Бурместера [5]. Отже, як видно з наведеного рисунка, знайдена точка розпрямлення 4-го порядку F не збігається з жодною іншою особливою точкою, що дозволяє говорити про те, що знайдена нами точка розпрямлення 4-го порядку є ще однією особливою точкою шатунної площини, яка може бути використана для синтезу прямолінійно-напрямних механізмів, а на їх основі – механізмів із зупинкою вихідної ланки. Точка розпрямлення 4-го порядку існує в кожному положенні шарнірного чотириланкового механізму (хоча у кривошипно-коромисловому механізмі існує два положення, коли зазначена точка знаходиться в нескінченності), то для даного механізму можна побудувати криву, що є геометричним місцем таких точок, знайдених для різних його положень. Назвемо таку криву кривою точок розпрямлення 4-го порядку (рис. 8). Як видно з наведеного рисунку, кожна з точок цієї кривої здатна забезпечити проектування прямолінійно-напрямного механізму. Можна побачити, що на деяких ділянках крива точок розпрямлення 4-го порядку наближається до кривої Болла, але точка розпрямлення 4-го порядку збігається з точкою Болла лише в деяких випадках, зокрема, якщо виконується рівність кутів повороту кривошипа, для яких визначались обидві особливі точки, то при збіганні положень точки розпрямлення 4-го порядку з точкою Болла, отримана точка буде точкою Чебишева.

Як було вже відмічено, у положеннях шатунної площини, коли кривошип паралельний коромислу, полюс миттєвого обертання, так само як точка Болла і точка розпрямлення 4-го порядку, знаходиться у нескінченності. Тобто, як видно з рис. 8, з наближен-

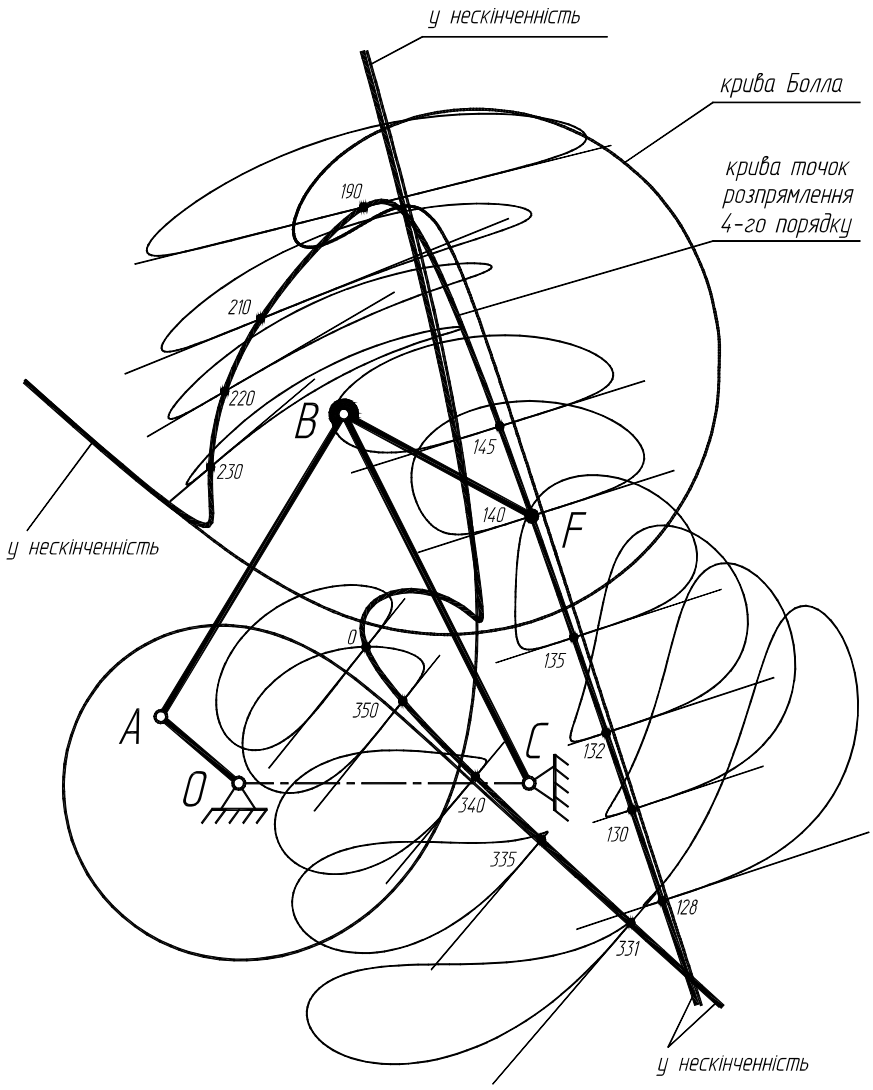

Рис. 9 – Шатунні криві точок розпрямлення 4-го порядку, побудовані для різних положень ШЧМ

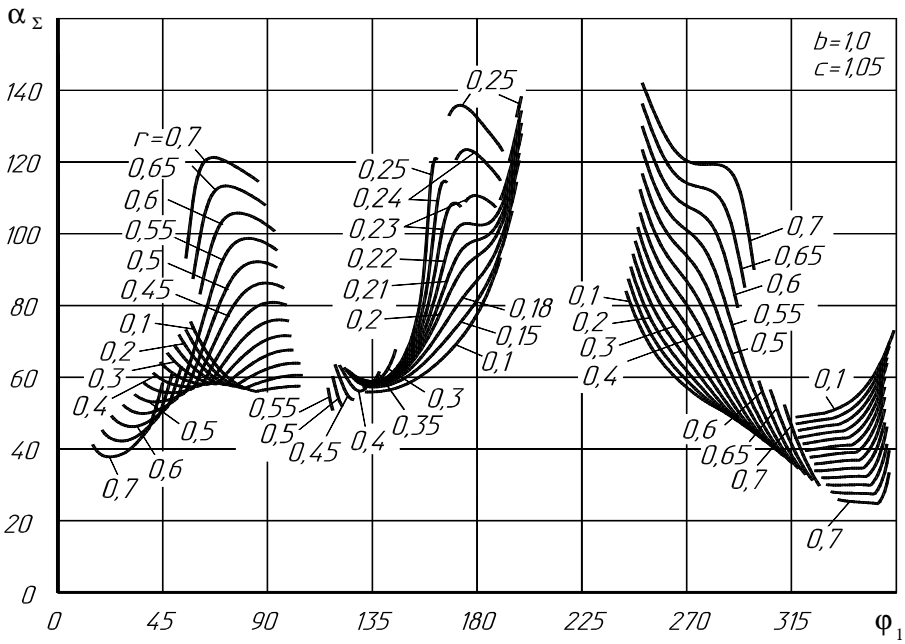

Рис. 10 – Діаграма зміни величин зупинок вихідної ланки механізмів, побудованих на основі точок розпрямлення 4-го порядку

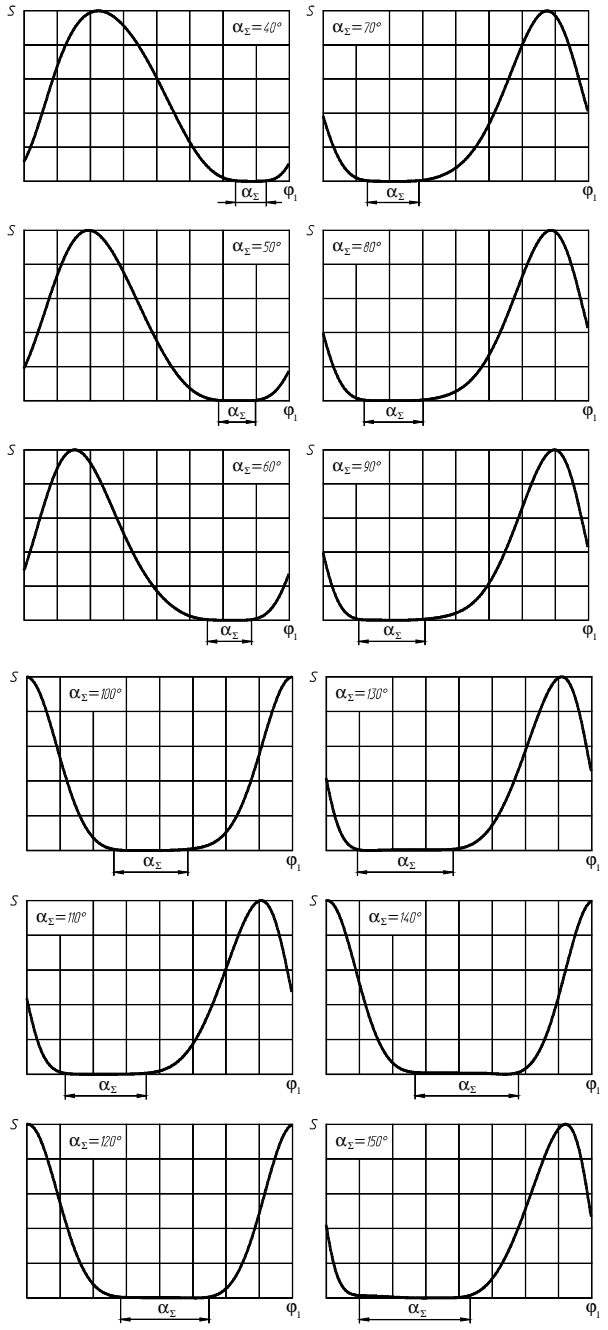

Рис. 11 – Діаграми переміщень вихідних ланок механізмів точок розпрямлення 4-го порядку, ділянка наближення вибрана за допомогою запропонованого чисельного методу аналізу діаграми переміщень

ням до цих положень шатунної площини, розмір механізму $k = l_{BD}$, хоча і буде мати деяку скінчену величину, але може бути досить великим, і тоді особливі точки шатунної площини, в тому числі і точка розпрямлення 4-го порядку, будуть визначені з пониженою точністю T. Зазначимо, що такі випадки не представляють практичної цінності, оскільки шатунна точка синтезованого механізму знаходиться на значній відстані, внаслідок чого отримуємо механізм, що має неконструктивні розміри. Відзначимо, що при створенні меж існування механізмів, що забезпечують однакові тривалості зупинок вихідних ланок, розглянемо лише механізми, у яких відстань до шатунної точки не перевищує $k \le 5$.

Використовуючи розроблену нами аналітичну методику знаходження положення точок розпрямлення 4-го порядку та застосувавши її для синтезованих таким чином прямолінійно-напрямних механізмів метод чисельного визначення величини ділянки наближення, було проведено синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки. На рис.10 показано приклад діаграма зміни величин зупинок вихідної ланки механізмів, побудованих на основі точок розпрямлення 4-го порядку, а на рис 11 приклади діаграм переміщень вихідних ланок механізмів точок розпрямлення 4-го порядку, ділянка наближення вибрана за допомогою запропонованого чисельного методу аналізу діаграми переміщень.

Для попереднього синтезу таких механізмів можуть бути використані довідкові карти геометричних параметрів механізмів (рис. 13). Для більш точного синтезу механізмів створено банк даних, у кожному розділі якого розміщено інформацію про механізми з певною тривалістю зупинки α_Σ. Всередині кожного розділу механізми відсортовані відповідно до довжини кривошипа – від найменшої до найбільшої.

У розділі, що відповідає заданій тривалості зупинки α_Σ, знаходимо механізм, довжина кривошипа якого є приблизно такою самою, як попередньо визначена за допомогою довідкової карти. Зауважимо, що існують випадки, коли певну довжину кривошипа можуть мати декілька механізмів з однаковою тривалістю зупинки, однак за допомогою таблиць бази даних можна досить легко визначити механізм, що забезпечує задане значення основної умови синтезу.

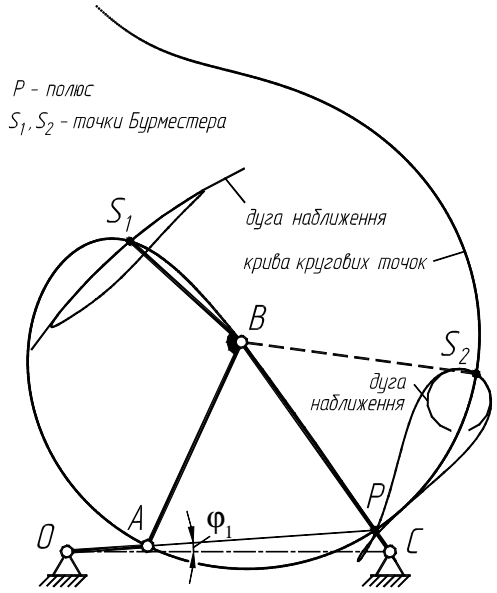

Рис. 12 – Точки Бурместера ШЧМ

Слід відмітити, що в багатьох випадках невелика зміна довжини кривошипа r порівняно з попередньо визначеною не викликає значної зміни основного параметру синтезу. Отже, за допомогою зазначених таблиць можна вибрати механізм, що має при

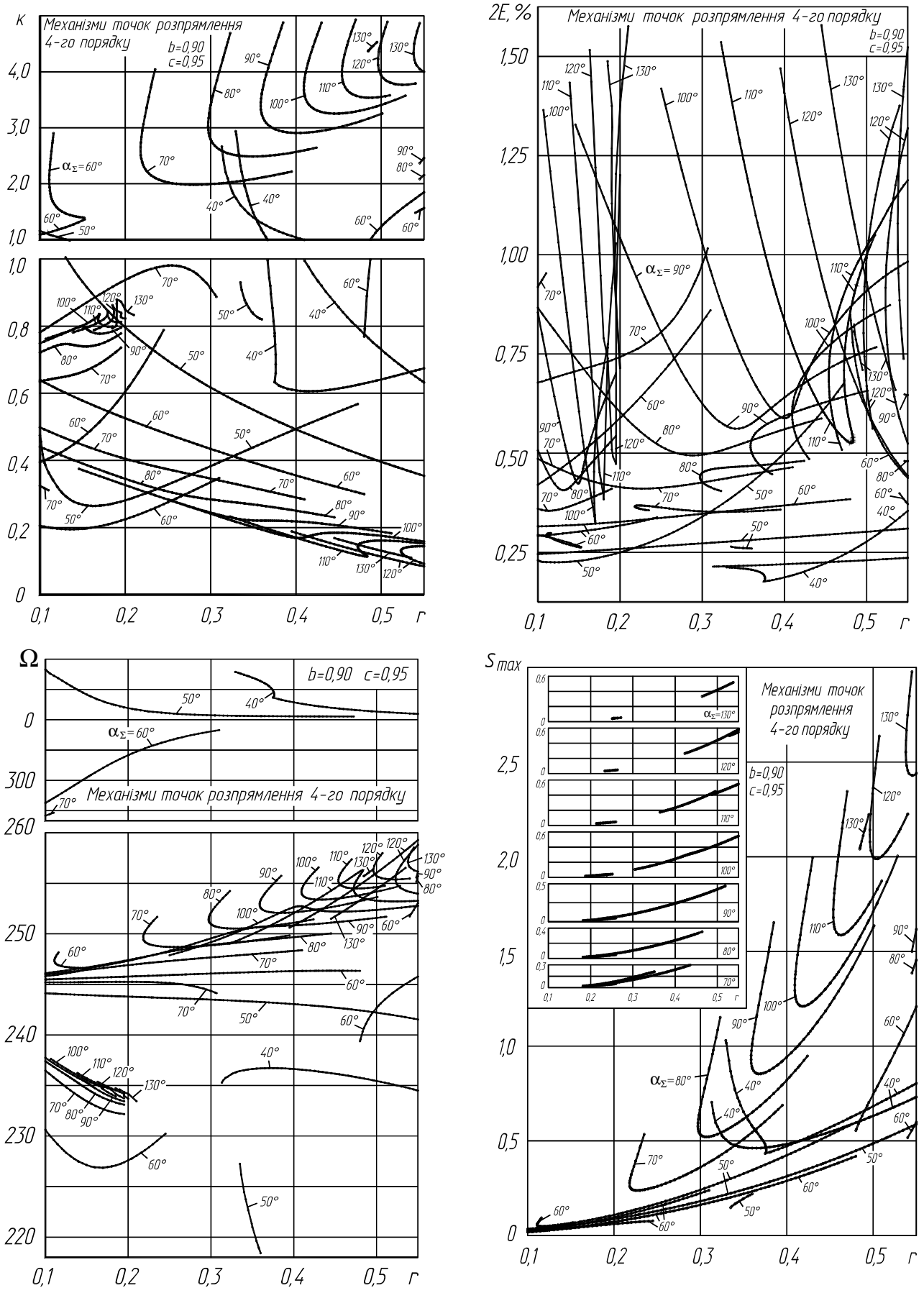

Рис. 13 – Приклад довідкової карти для проведення попереднього синтез важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки на основі точок розпрямлення 4-го порядку

йнятне значення основного параметра синтезу і при цьому забезпечує прийнятні значення інших параметрів.

Оскільки інформація про геометричні та кінематичні параметри механізмів також занесена в базу даних, то розроблене програмне забезпеченні [31] дозволяє автоматично визначити параметри механізмів, які задовольняють вимогам, що поставлені конструктором.

Слід також зазначити, що розроблені нами алгоритми та програми дозволяють визначати геометричні параметри механізмів із зупинкою вихідної ланки для будь-яких значень довжин шатуна b та коромисла c, якщо побудований таким чином чотириланковий механізм задовольняє теоремі Грасгофа.

Зрозуміло, що на етапі проведення кінематичного синтезу неможливо передбачити маси ланок та їх форму, тому результати кінетостатичного дослідження зазначених механізмів в базі даних не наводяться. Але слід відмітити, що на етапі остаточного проектування такий силовий розрахунок можна провести, зокрема, за допомогою розробленого нами програмного забезпечення, що створено на основі алгоритмів, описаних у [30], причому результати такого розрахунку представляються у вигляді таблиць, графіків та годографів, які можуть бути передані у графічну систему AutoCAD.

Для *синтезу кругових напрямних механізмів* можна використати точки Бурместера, які визначаються для п'яти нескінченно близьких положень шатунної площини і забезпечують дотик 4-го порядку зі своїм кругом кривизни. Дві з цих точок обов'язково збігаються з рухомими шарнірами механізму і в загальному випадку забезпечують дотик як завгодно високого порядку, а інші дві можуть бути використані для синтезу кругових напрямних механізмів, причому зазначені точки існують не у всіх положеннях механізму.

На рис. 12 показано шарнірний чотириланковий механізм, в деякому положенні, що визначається кутом φ_1, для якого побудована крива кругових точок, а також показано знайдені точки Бурместера та шатунні криві цих точок.

Розглянемо плоский важільний механізм, що забезпечує періодичну зупинку вихідної ланки [35] (рис. 14). Механізм працює наступним чином. До кривошипа 1, положення якого визначається кутом φ_1 і який обертається рівномірно, приєднано структурну групу 2–3 II класу I виду (за класифікацією Ассура-Артоболевського). Причому в площині шатуна 2 вибрано певну точку D, яка викреслює шатунну криву, що на деякій своїй ділянці D_1D_1' наближається до дуги кола радіуса R з центром у точці O_1. До базового чотириланкового механізму $OABCD$ приєднано структурну групу 4–5 II класу 2-го виду, напрямна повзуна 5 якого розміщена під кутом ξ, довжина шатуна 4 приймається рівною радіусу наближеного кола. Підчас проходження шатунною точкою D ділянки наближення D_1D_1', вихідна ланка 5 механізму має наближену зупинку, тривалість якої визначається часом, протягом якого точка знаходиться на ділянці наближення. Причому відхилення вихідної ланки від абсолютно нерухомого положення підчас зупинки пропорційно відхиленню, з яким ділянка наближення шатунної кривої наближається до дуги кола.

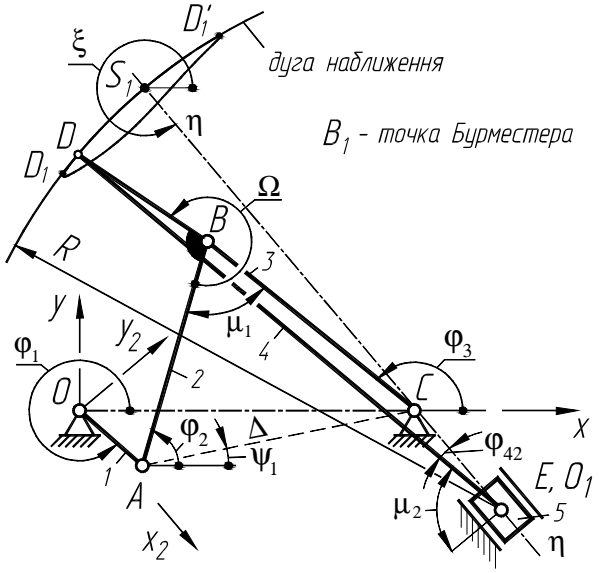

Рис. 14 – Важільний шестиланковий механізм із зупинкою вихідної ланки, побудований на базі кругового ШЧМ

Оскільки точки Бурместера забезпечують дотик високого порядку, то теоретично вони повинні забезпечувати синтез механізмів з тривалими ділянками наближення, однак, як зазначається в монографії [1], практичне використання таких механізмів обмежується тим, що в багатьох випадках точки Бурместера визначають кругові напрямні механізми з неконструктивними розмірами ланок. Таким чином виникла задача визначення меж існування працездатних кругових напрямних механізмів, синтезованих за допомогою точок Бурместера, яка була розв'язана за допомогою розробленого нами аналітично-числового методу [35], реалізованого у вигляді програмного продукту, що дозволяє отримувати довідкові карти та таблиці геометричних параметрів зазначених механізмів. Результати наведені у [35].

При проектуванні важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки можуть також успішно використовуватись як базові прямолінійно-напрямні механізми двокривошипні механізми, причому, встановлено, що вони мають ряд переваг перед аналогічними кривошипно-коромисловими механізмами, зокрема здатні забезпечувати значно більші величини максимального ходу вихідної ланки, що дозволяє в багатьох випадках забезпечити менші габаритні розміри, металоємкість, а відповідно кращі кінематичні та динамічні характеристики проектованих механізмів. Причому, оскільки у кожному положенні шатунної площині двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму можна також знайти точки Болла та точки розпрямлення 4-го порядку, для синтезу таких механізмів були використані розроблені нами чисель-

но-аналітичні методи і проведенні відповідні дослідження, результати яких можуть бути використані для їх синтезу. Проте треба зауважити, що за допомогою двокривошипних механізмів неможливо забезпечити довготривалі зупинки вихідної ланки (як правило, $\alpha_{\Sigma} \le 80^{\circ}$);

Таким чином, в результаті проведених досліджень:

– розроблено чисельно-аналітичну методику синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки, які побудовані на основі чотириланкових механізмів з використанням точок Болла, що визначаються для чотирьох нескінченно близьких положень його шатунної площини. Повністю побудовані криві Болла шарнірного чотириланкового та кривошипно-кулісного механізмів, що є геометричним місцем точок Болла, визначених для різних його положень; встановлено недоцільність вибору величини ділянки наближення у напрямних механізмах та відповідно тривалості зупинки вихідної ланки у механізмах, що побудовані на їх основі методом найкращого наближення за Чебишевим та з умови наявності п'яти точок граничних відхилень шатунної кривої від прямої (або дуги) наближення для шарнірного чотириланкового механізму, оскільки при використанні зазначених методів у багатьох випадках визначені таким чином величини ділянок наближення не відповідають дійсним значенням і гарантують лише те, що величина цієї ділянки буде не менше наперед заданої величини, внаслідок чого можна отримати механізми з повільним розбігом і вибігом вихідної ланки під час робочого ходу;
– запропоновано чисельний метод визначення величини ділянки наближення у напрямних механізмах, що базується на чисельному аналізі діаграми переміщень вихідної ланки за допомогою безрозмірного коефіцієнта граничної швидкості вихідної ланки. Подані деякі рекомендації щодо вибору величини цього коефіцієнта, встановлено, що одне і теж саме його значення може бути використане для синтезу важільних механізмів з різною тривалістю зупинки вихідної ланки. Причому, як зазначено в сучасних дослідженнях німецьких вчених В. Функа та Ф.Гассманна [42], основним недоліком існуючих аналітичних методів кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури, за допомогою яких проводиться синтез напрямних механізмів, є неможливість прогнозування величини ділянки наближення. Таким чином розроблений нами чисельний метод є на даний час єдиним методом, що дозволяє визначати тривалість ділянки наближення в таких механізмах. Слід також відмітити, що зазначений метод був використаний для різних типів базових напрямних механізмів;
– встановлено, що в шатунній площині шарнірного чотириланкового механізму існує певний, раніше невідомий вид особливих точок, що були названі нами точками розпрямлення 4-го порядку. Зазначені точки визначають нове сімейство прямолінійно-напрямних механізмів. Показано, що знайдена особлива точка не збігається з жодною раніше відомою особливою точкою шатунної площини;
– розроблено аналітичну методику визначення точок розпрямлення 4-го порядку, алгоритми та відповідне програмне забезпечення. Встановлено, що зазначені точки розпрямлення 4-го порядку, так само, як точки Болла, існують в кожному положенні шарнірного чотириланкового механізму, що дозволило побудувати криву точок розпрямлення 4-го порядку, кожна точка якої зі зміною положення шатунної площини послідовно займає положення точки розпрямлення 4-го порядку і може бути використана при проектуванні прямолінійно-напрямного механізму, причому розроблена нами методика може бути використана для будь-яких модифікацій шарнірного чотириланкового механізму;
– розроблено чисельний метод визначення величини ділянки наближення, що враховує особливості діаграм переміщень вихідних ланок механізмів, побудованих на основі точок розпрямлення 4-го порядку. Зазначений метод був використаний для розв'язку задач синтезу механізмів із зупинкою вихідної ланки;
– проведено порівняльний аналіз важільних механізмів, побудованих на основі точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, який показав, що за допомогою знайдених нами точок розпрямлення 4-го порядку можна знайти більше механізмів, що забезпечують тривалі зупинки вихідної ланки з достатньою для практики точністю;
– запропоновано критерій сповільненості виходу ланки з фази зупинки з метою виключення механізмів зі сповільненим виходом ланки з фази зупинки, оскільки зазначені механізми характеризуються збільшеними значеннями кінематичних характеристик. Подані деякі рекомендації щодо вибору максимального значення запропонованого критерію;
– розроблено чисельний метод, що дозволяє проводити синтез важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки з використанням точок Болла, Бурместера та точок розпрямлення 4-го порядку, оскільки синтез таких механізмів є важливою практичною задачею;
– побудовано довідкові карти, що відображають межі існування механізмів з однаковою тривалістю зупинки вихідної ланки, наведено таблиці їх геометричних та кінематичних параметрів, що важливо з точки зору проектування оптимальних за певним критерієм механізмів;
– проведені розрахунки довжини прямолінійної ділянки шатунної кривої синтезованих прямолінійно-напрямних механізмів, запропоновано коефіцієнт, що характеризує форму шатунної кривої і визначається як відношення довжини прямолінійної ділянки до загальної довжини шатунної кривої, наведено результати у вигляді діаграм;
– запропоновано метод регулювання тривалості зупинки вихідної ланки восьмиланкового механізму за допомогою додаткового двокривошипного ме-

ханізму. Перевагами даного методу є можливість проведення регулювання у досить широких межах, причому характерною особливістю методу є те, що теоретична точність наближення при цьому залишається постійною, оскільки проводиться зміна лише швидкості шатунної точки на ділянці наближення, внаслідок чого час перебування точки на ділянці наближення також змінюється;

– проведено моделювання роботи механізмів із зупинкою вихідної ланки, побудованих на основі точок Болла, Бурместера та точок розпрямлення 4-го порядку, які були синтезовані за допомогою розроблених нами чисельно-аналітичних методів, внаслідок чого було підтверджено правильність розрахунків за допомогою зазначених методів та працездатність синтезованих механізмів;
– за допомогою системи COSMOSMotion було проведено визначення їх основних кінематичних та кінетостатичних параметрів проектованих механізмів. Наведені деякі результати у вигляді графіків та таблиць;
– на основі запропонованих чисельно-аналітичних методів та алгоритмів розроблено програмні продукти, за допомогою яких можна проводити оптимізаційний синтез, кінематичний та силовий розрахунок (в тому числі з врахуванням мас ланок та тертя в кінематичних парах) важільних напрямних механізмів та механізмів із зупинкою вихідної ланки, які побудовані на основі шарнірного чотириланкового, кривошипно-кулісного та кривошипно-повзунного механізмів;
– наведено результати проведених розрахунків у вигляді діаграм та довідкових карт та таблиць, що дозволяють проводити оптимальний синтез важільних напрямних механізмів, що побудовані та основі шарнірного чотириланкового, кривошипно-повзунного та кривошипно-кулісного механізмів;
– результати досліджень знайшли застосування не лише в конструкторській практиці, вони широко використовуються в навчальному процесі при вивченні курсу теорії механізмів і машин, курсовому та дипломному проектуванні, знайшли відображення в навчально-методичному комплексі з цього курсу [9, 16].

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. – М.: Машгиз. 1959. – 318 с.
3. Блох З. Ш. Приближенный синтез механизмов.- М.: Машгиз, 1948.– 172 с.
4. Боренштейн Ю.П. Механизмы для воспроизведения сложного профиля. – Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
5. Геронимус Я. Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов. – М.: Гос. издательство физ.-мат. литературы, 1962 – 400 с.
6. Гродзенская Л. С. К проектированию шарнирных механизмов по заданной продолжительности остановки ведомого звена //Тр. семинара по ТММ. - 1958. - Т. XVIII, вып. 71. - С.69 - 90.
7. Карелин В. С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов. Справ.- М.: Машиностроение, 1986. - 184с.
8. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. - К.: Вища школа, 1990. - 231 с.
9. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. - К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
10. Кіницький Я.Т. Геометричний синтез симетричних лямбдоподібних механізмів Чебишева чисельним методом / Я.Т. Кіницький, О.Б. Свєтловський, В.О. Харжевський //Вісник Технол. у-ту Поділля.- 1999. - № 6. - С. 160-162.
11. Кіницький Я.Т. Використання залежності кривини шатунної кривої для визначення меж існування напрямних механізмів / Я.Т. Кіницький, О.Б. Свєтловський //Збірник наукових праць, №15, част. 2 (спец, випуск), Хмельницький: Вид-во НАПВУ, 2001.- С.68-73.
12. Кіницький Я.Т. Кінетостатичний аналіз механізмів Чебишева із зупинкою вихідної ланки / Я.Т. Кіницький, О.Б. Свєтловський, В.О. Харжевський //Вісник Технол. у-ту Поділля.-2002.-№ 1.- С15-20.
13. Кіницький Я.Т. Побудова кривої Болла шатунної площини кривошипно-кулісного механізму / Я.Т. Кіницький, М.В. Марченко // Вісник ХНУ. – 2005. – №6, Т.2. – С. 24 – 28.
14. Кіницький Я.Т. Знаходження точок перегину шатунної кривої кривошипно-повзунного механізму / Я.Т. Кіницький, П.В. Міняйло, М.В. Марченко //Вісник Хмельницького національного університету. – 2006.- №6. С. 70-74.
15. Киницкий Я.Т. Предельные значения коэффициента изменения средней скорости выходного звена механизмов Чебышева с выстоем в случае присоединения структурной группы II класса II вида //Изв. вузов. Машиностроение. - 1987 № 10. - С. 52 - 57.
16. Киницкий Я.Т. Унифицированные алгоритмы расчета механизмов на ЭВМ: Учеб. пособие. К.: УМК ВО, 1988. - 116с.
17. Киницкий Я.Т. Синтез прямолинейно-направляющих механизмов Чебышева с применением ЭВМ //Изв. вузов. Машиностроение. - 1989. - № 1. - С. 34 - 39.
18. Комп'ютерна програма «Синтез напрямних механізмів»: А.с. №9468 України, Харжевський В.О. – Заявлено 16.12.2003; Зареєстровано 23.02.2004.
19. Кулисно-рычажный механизм с остановками: А.с. 1435867 СССР, МКИ 4 F16H21/00. /Я. Т. Киницкий - №4188873/25-28; Заявлено 02.02.87; Опубл. 1988, Бюл. №41. - с. 142.

20. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов. - М.: Наука, 1964. - 228 с.
21. Надеждин И.В. К синтезу прямолинейно-направляющих кривошипно-ползунных механизмов // Теория механизмов и машин. – 1984. – Вып. 37. – С. 13 – 18.
22. Пейсах Э. Е. База данных по анализу и синтезу рычажных механизмов в компьютерной среде LINKAGES / Э. Е. Пейсах, В. А. Нестеров //Вестник Московского авиационного ин-та. - 1995 - 2, №1. - С. 51-58.
23. Саркисян Ю.Л. Аппроксимационный синтез механизмов. М.: Наука, 1982.-303 с.
24. Свєтловський О.Б. Геометричний синтез симетричних лямбдоподібних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки чисельним методом / О.Б. Свєтловський, Я.Т. Кіницький //Вісник технологічного університету Поділля.-2001.-№ 1.-С.20-24.
25. Свєтловський О.Б. Кінематичне дослідження симетричних лямбдоподібних механізмів Чебишева, у яких для наближення до дуги кола використовується верхня ділянка шатунної кривої / О.Б. Свєтловський, Я.Т. Кіницький //Вісник технологічного університету Поділля.-2001 .-№ 3.-С.73-77.
26. Свєтловський О.Б. Використання залежності кривини шатунної кривої для синтезу напрямних механізмів. / О.Б. Свєтловський, Я.Т. Кіницький – Львів, Машинознавство, №1 (55). - 2002, - С. 46-48.
27. Харжевський В.О. Методика синтезу важільних прямолінійно-напрямних механізмів з дотиком 4-го порядку //Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2003.-№6, Ч.1 Т.2-С. 152-163.
28. Харжевський В.О. Синтез важільних механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки та межі їх існування //Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2004.-№1, Ч.1 С. 10-20.
29. Харжевський В.О. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла / В.О. Харжевський, Я.Т. Кіницький // Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2003.-№4.-С. 43-54.
30. Харжевський В.О. Аналітична кінетостатика плоских важільних механізмів II класу з врахуванням сил тертя /В.О. Харжевський, Я.Т. Кіницький, О.Б. Свєтловський //Вісник Технол. у-ту Поділля. -2002.-№6, Ч.1.-С. 61-64.
31. Харжевський В.О. Комп'ютерне моделювання та аналіз важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані за допомогою точок Бурместера //Вісник Хмельницького національного університету. – 2006.-№3. С. 30-34.
32. Харжевський В.О. Комп'ютерне моделювання та дослідження важільних шестиланкових механізмів із зупинкою, що побудовані на основі двокривошипних механізмів //Вісник Хмельницького національного університету. – 2006.-№6. С. 51-54.
33. Харжевський В.О. Синтез механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму //Збірник наукових праць, №28, част. 1 (спец. випуск), Хмельницький: Вид-во Нац. академії держ. прикорд. служби України. – 2004.- С.123-125.
34. Харжевський В.О. Синтез важільних восьмиланкових механізмів із зупиною вихідної ланки //Збірник матеріалів III українсько-польської наукової конференції молодих вчених «Механіка та інформатика», Хмельницький. – 2005, С. 198-205.
35. Харжевський В.О. Аналітично-числовий синтез кругових напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Бурместера. / В.О. Харжевський, Я.Т. Кіницький //Машинознавство, Львів: Вид-во КІНПАТРІ. – 2005. – С. 61-65.
36. Хомченко В. Г. Аналитический синтез шестизвенного кривошипно-кулисного механизма с двумя приближенными остановками выходного звена. – Харьков: сб. «Теория механизмов и машин».-1986, №40, -С.74-78.
37. Чебышев П. Л. О простейшей суставной системе, доставляющей движения, симметрические около оси //Полн. собр. соч. - М.; Л. - 1948. - Т. 4. - С. 167 - 211.
38. Эдилян М. Б. Об одном аналитическом методе синтеза присоединенной диады механизма с остановкой //Изв. АН Арм. ССР. Сер. физ.-мат. наук. - 1964. - Т. 17, № 1. - С. 101-104.
39. Alt H. Zur Geometrie der Koppelrastgetriebe //Ingenieur Archiv, 1932, - Bd. 3. - c. 394.
40. Angeles J., Kinematic Synthesis, Lecture Notes MECH 541, McGill University, Montreal, Canada, 2003-159 c.
41. Burmester L. Lehrbuch der Kinematik. Leipzig, 1888.
42. Funk W. Unsymmetric Tchebysheff-type Straight-line Mechanisms / W. Funk, V. Gassmann //Proc. Tenth World Congress on the Theory of Mechanisms and Machines, vol. 1 Oulu, Finland, 1999, C. 222-226.
43. Hiller M. Eine vereinfachte Methode zur Aufstellung der Bewegungsgleichungen ebener Mechanismen / M. Hiller, A. Kecskemethy //Z. angew. Math, und Mech, 1986, 66, №4, C. 42-43.
44. Kerle H. Design of a planar ten-link approximate straight-line linkage synchronizing the double-piston motion in a heat-pump / H. Kerle, K. Heikrodt //Proc. Tenth World Congress on the Theory of Mechanisms and Machines, vol. 1, Oulu, Finland, 1999, C. 292-297.
45. McCarthy J. Formal Engineering Design Synthesis,

Chapter 9: Kinematic Synthesis, /J. McCarthy, L. Joskowicz Cambridge University Press, 2001.

46. McCarthy, J., Geometric Design of Linkages, Springer-Verlag, New York, 2000.
47. Murray A. Determining Burmester points from the analysis of a planar platform / A. Murray, J. McCarthy // Trans. ASME J. Mech. Des. – 1995, №2A. - C. 303-307.
48. Norton R., Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, 2nd Edition, McGraw Hill Inc., Worcester Polytechnic Institute, Massachusetts, 2001 – 815 c.
49. Pennestri E. On the numerical computation of generalized Burmester points / E. Pennestri, N. Beifiore //Meccanica. - 1998. -30, №2.- C. 147-153.
50. Vasiliu A. Dimensional synthesis of planar mechanisms using neural networks application to path generator linkages /A. Vasiliu, B. Yannou //Mech. and Mach. Theory. 2001, 36, №2, C. 299-310.
51. Volmer, J., Getriebetechnik, Verlag Technik, Berlin, 1992.
52. Wang A. C. On the Kinematic Synthesis of Dwell Mechanisms / A. C. Wang, T. W. Lee //Proc. 6th World Congr. Theory Mach. and Mech., New Delhi, Dec. 15-20, 1983: Vol.1. New York e.a., 1984, C. 155-159.
53. Volmer J. Zur rechnerischen Ermittlung von Lenkergeradführungen //Feingerätetechnik, 1954 - H. 10.- C. 419 - 422.
54. Wunderlich W. Zur angenaheten Geradführung durch symmetrische Gelenkvierecke //Ztschf für angewandte Mathematik und Mechanik, 1956. - Bd. 36, H. 3/4. - C. 103 - 110.

Y. Kinytsky, V. Kharzhevsky,

Analysis ans Synthesis of Linkage Mechanisms

Khmelnytsky National University, Khmelnytsky

This paper is dedicated to analysis and synthesis of dwell linkage mechanisms which are based on four-bar circle- and straight-line linkage mechanisms. Short review of results of scientific investigations and methods which were developed by authors is given.