

СИНТЕЗ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ НА ОСНОВІ ДВОКРИВОШИПНОГО ШАРНІРНОГО ЧОТИРИЛАНКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Харжевський В.О.

Технологічний університет Поділля (м. Хмельницький)

В багатьох випадках при проектуванні машин виникає задача створення механізмів, які забезпечують зупинку вихідної ланки певної тривалості протягом неперервного руху вхідної ланки. Для цього використовують різні типи механізмів, зокрема шарнірно-важільні, які, внаслідок відсутності вищих кінематичних пар у своєму складі, мають ряд переваг перед іншими типами механізмів [1, 2].

Відомо, що існує цілий ряд методів синтезу таких механізмів, однак всі ці методи можна розділити на дві групи [1]: алгебраїчні методи Чебишева та геометричні методи, що базуються на принципах кінематичної геометрії, теоретичні основи якої було закладено німецьким вченим Л. Бурместером. Чебишевим була розроблена теорія функцій, що найменше відхиляються від нуля, яка дозволяє проводити синтез напрямних механізмів з досить високою точністю наближення, але можливість практичного використання таких механізмів обмежена тим, що дійсна величина тривалості зупинки вихідної ланки може значно відрізнятись від значень, розрахованих теоретично [3]. Проблема синтезу таких механізмів присвячені роботи [1, 2].

Геометричні методи синтезу отримали розвиток в роботах [1,3,4], причому завдяки значному розвитку комп'ютерної техніки, з'явилась можливість проводити багатоваріантні дослідження та вирішувати такі задачі чисельно, створюючи комбіновані чисельно-аналітичні методи. Автором було продовжено розвиток геометричних методів синтезу, що оснований на теоретичних положеннях кінематичної геометрії нескінченно близьких положень плоскої фігури [3,4].

Одним з основних етапів при проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки є синтез базового напрямного механізму. Одним з таких механізмів може бути шарнірний чотириланковий механізм, причому, як показали дослідження, для цього можна використовувати не тільки кривошипно-коромислові механізми, як зроблено у [1-4], але й двокривошипні, що має свої переваги, як буде показано нижче. Метою даної роботи є дослідження таких механізмів.

Розглянемо механізм із зупинкою вихідної ланки у виконанні, показаному на рис. 1. Механізм працює наступним чином. До кривошипа 1 під'єднана структурна група 2-3 другого класу першого виду (за класифікацією Ассура-Артоболевського), причому в шатунній площині

максимального ходу вихідної ланки у багатьох випадках визначається технологічним призначенням машини, тобто є такою, що задається конструктором. Зрозуміло, що хід вихідної ланки механізму можна змінювати, наприклад пропорційним збільшенням всіх розмірів механізму або варіюванням коефіцієнта зміни середньої швидкості вихідної ланки [2]. Збільшення ходу вихідної ланки у першому випадку пов'язано із зростанням габаритів механізму, що в свою чергу збільшує металоємкість механізму та приводить до збільшення сил інерції та неконструктивності механізму в цілому. У другому випадку збільшення ходу вихідної ланки пов'язано з погіршенням умов передачі зусиль у механізмі. Завдяки тому, що механізми, які розглядаються у даній роботі, забезпечують досить значну величину максимального ходу вихідної ланки (яка обмежується практично тільки габаритами механізму), а величина цього ходу у більшості випадків задається конструктором, то практично вказані механізми будуть мати набагато менші габарити, ніж аналогічні кривошипно-коромислові механізми, забезпечуючи при цьому задану тривалість зупинки вихідної ланки.

Синтез таких механізмів можна проводити за допомогою розроблених автором чисельно-аналітичних методів [3,4], які базуються на теоретичних положеннях кінематичної геометрії чотирьох та п'яти нескінченно близьких положень плоскої фігури. Суть цих методів полягає в тому, що для базового механізму, відстань між осями нерухомих шарнірів якого прийнята за одиницю і який визначається довжинами кривошипа $r = l_{OA}$, шатуна $b = l_{AB}$ і коромисла $c = l_{BC}$, за шатунну точку D приймається особлива точка шатунної площини – точка Болла або точка розпрямлення 4-го порядку, що дозволяє проводити синтез базового прямолінійно-

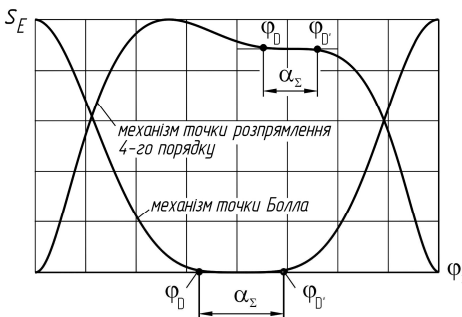


Рис. 2 – Діаграми переміщень вихідної ланки

прямого механізму з подальшим чисельним визначенням величини ділянки наближення. Такі точки можуть бути знайдені для будь-якого положення механізму, причому геометричним місцем таких точок будуть криві Болла та точок розпрямлення 4-го порядку, які у випадку базового двокривошипного механізму будуть мати вигляд

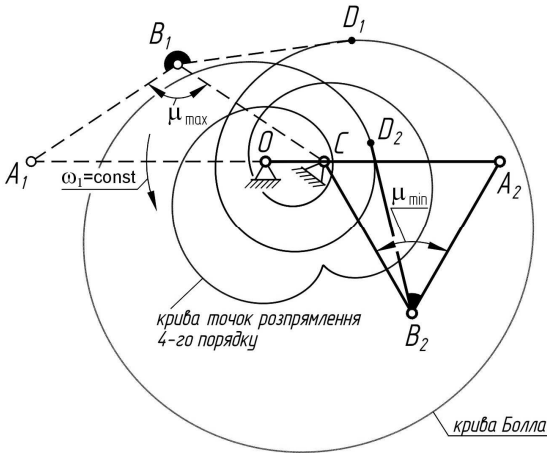


Рис. 3 – Особливі точки шатунної площини

відповідні типи діаграм переміщень (рис.2). Використовуючи чисельно-аналітичні методи синтезу, викладені у [3,4], були розраховані параметри досліджуваних механізмів, деякі результати, що були отримані з використанням точок Болла, які показують можливість практичного використання таких механізмів, наведені на рис. 4, 5. Слід зазначити, що для нормальної роботи базового механізму, необхідно, щоб граничні значення кутів передачі μ_{\min} та μ_{\max} знаходились у таких межах:

$$30^\circ \leq \mu \leq 150^\circ \quad (1)$$

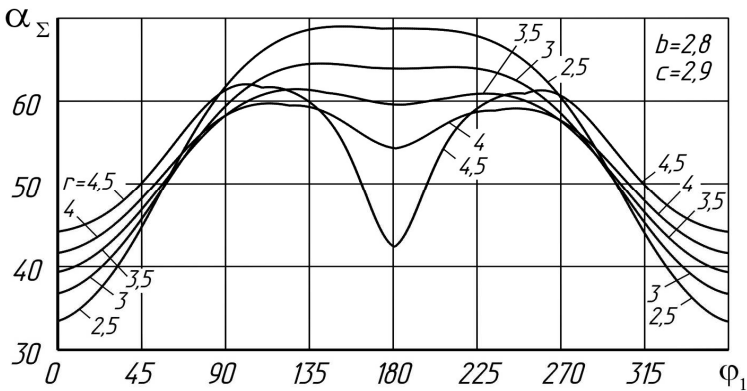


Рис.4 – Діаграма зміни тривалості зупинки вихідної ланки

як показано на рис. 3. Як зазначалось у [3,4], за допомогою вказаних особливих точок можуть бути отримані механізми, фаза зупинки вихідних ланок яких може бути розміщена як в одному з крайніх положень, так і всередині діаграми переміщень. Як показали дослідження, використання точок Болла та точок розпрямлення 4-го порядку в двокривошипних механізмах забезпечує

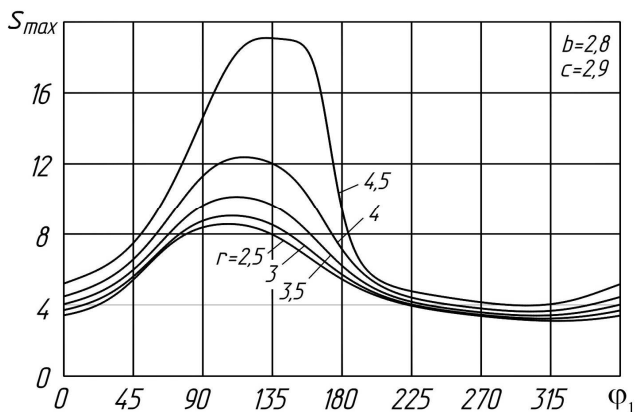


Рис. 5 – Діаграма зміни максимального ходу вихідної ланки

Характерно, що кути передачі синтезованих двокривошипних механізмів задовольняють умові (1), що дозволяє говорити про можливість використання таких механізмів як силових. Слід також зазначити, що у проведених розрахунках величина відхилення на ділянці наближення не перевищувала 0,4% від максимального ходу вихідної ланки.

Внаслідок проведених досліджень встановлено, що на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму можна проектувати механізми із зупинкою вихідної ланки, причому вказані механізми забезпечують більший, порівняно з іншими типами механізмів хід вихідної ланки, що дає можливість проектувати механізми менших габаритів, а значить меншої металоємкості. Дослідження планується продовжити у напрямку встановлення областей існування таких механізмів за заданою тривалістю зупинки вихідної ланки.

Література

1. Артоболевский И. И., Левитский Н. И., Черкудинов С. А. Синтез плоских механизмов.— М.: Физматгиз, 1959.— 1084 с.
2. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990.—231 с.
3. Харжевський В.О., Киницкий Я.Т. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів з зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла //Вісник Технол. у-ту Поділля. -2003.-№4, Ч.2.-С. 43-54.
4. Харжевський В.О. Методика синтезу важільних прямолінійно-напряжених механізмів з дотиком 4-го порядку //Вісник Технол. у-ту Поділля. - 2003.-№6.-С. 57-68.