

техническое издательство машиностроительной литературы, 1956 – 884 с.

6. Давиденков Н.Н. Избранные труды: В 2-х т. – К.: Наукова думка. Т.1. Динамическая прочность и хрупкость металлов. 1981. – 704 с.

7. Люрсен Г. и Грин О. Просидингс АСТМ, XXXIII, (1933); Трансэкшнс АСМ, XXII, 311 (1934).

8. Ратнер С.И. Заводская лаборатория, XII, 2, 227 (1946).

Надійшла 12.10.2006 р.

УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ

Хмельницький національний університет

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ ШЕСТИЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКОЮ, ЩО ПОБУДОВАНІ НА ОСНОВІ ДВОКРИВОШИПНИХ МЕХАНІЗМІВ

В статті розглянуто питання кінематичного та кінетостатичного розрахунків важільних шестиланкових механізмів із періодичною зупинкою вихідної ланки. Проведено комп'ютерне моделювання вказаних механізмів у системі SolidWorks з використанням системи інженерного аналізу COSMOSMotion. Наведені деякі результати.

При проектуванні сучасних машин, часто виникає задача створення механізмів, що здатні забезпечити періодичну зупинку вихідної ланки підчас неперервного обертання вхідної ланки. Для цього можуть бути використані різні типи механізмів, зокрема кулачкові, але, як відомо [1-9], в багатьох випадках доцільніше використовувати важільні механізми, оскільки, внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, вони практично є більш надійними та довговічними, що важливо при проектуванні машин-автоматів. Питанню синтезу та аналізу таких механізмів присвячено багато робіт, зокрема [1-9].

Одним з основних етапів при проектуванні важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки є синтез базового напрямного механізму. Одним з таких механізмів, може бути шарнірний чотириланковий механізм, причому, як показали проведені нами дослідження [6], для цього можна використовувати не тільки кривошипно-коромислові та двокоромислові механізми, але й двокривошипні.

При проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки головною умовою синтезу є, звичайно, забезпечення заданої тривалості зупинки, але, як відомо, задану тривалість зупинки можна забезпечити за допомогою великої кількості механізмів, отже виникає необхідність у проведенні оптимізаційного синтезу з врахуванням додаткових вимог, зокрема однією з таких вимог може бути забезпечення найменших габаритних розмірів механізму, що, в свою чергу, визначає механізм меншої маси та відповідно металоємкості. До того ж, в багатьох випадках при проектуванні машин однією з головних умов синтезу є забезпечення заданого ходу вихідної ланки, оскільки механізм призначений для проведення певної технологічної операції, а отже величина максимального ходу є важливою. Таким чином, виникає задача у проектуванні механізмів, які б забезпечували задану тривалість зупинки вихідної ланки і мали б при цьому якомога менші габаритні розміри, металоємкість, забезпечуючи при цьому заданий хід вихідної ланки. Це, в свою чергу, можливо в тому випадку, коли синтезований механізм забезпечує якомога більший хід вихідної ланки. Якщо навіть величина цього ходу виявиться більшою, ніж це необхідно за умов синтезу, всі розміри механізму можна пропорційно зменшити, що призведе до зменшення габаритів та маси механізму, а внаслідок цього – зменшення сил інерції ланок та реакцій у кінематичних парах механізму. Як показали проведені нами дослідження [6], ця задача може бути вирішена за допомогою двокривошипних механізмів.

Оскільки двокривошипні механізми забезпечують величину максимального ходу геометрично, вони у багатьох випадках мають ряд переваг і можуть бути використані як базові при проектуванні механізмів із зупинкою вихідної ланки. Отже, при проектуванні механізмів із зупинкою, використання двокривошипних механізмів замість кривошипно-коромислових має такі переваги:

- можливість забезпечення значно більших величин максимального ходу вихідної ланки;
- оскільки величина максимального ходу у багатьох випадках задається конструктором, використання двокривошипних механізмів, що забезпечують більшу величину цього ходу, дозволяє проектувати механізми, що мають менші габаритні розміри, металоємкість, а значить меншу масу, сили інерції та реакції у кінематичних парах;
- кривошипно-коромислові механізми мають два положення, коли кривошип паралельний коромислу і в таких положеннях особливі точки шатунної площини, що використовуються при синтезі механізмів із зупинкою, знаходяться в нескінченності. Крім того, існує цілий ряд інших положень, коли кривошип і коромисло утворюють невеликий кут і тоді синтезований механізм має неконструктивні розміри внаслідок того, що знайдена особлива точка шатунної площини знаходиться на значній відстані. У двокривошипних механізмах, як буде показано нижче, таких положень, як правило, немає.

Як було встановлено, крім зазначених вище переваг, двокривошипні механізми мають такі недоліки:

- використовуючи двокривошипні механізми, як правило, неможливо забезпечити за допомогою розроблених нами чисельно-аналітичних методів [6-8] тривалі зупинки вихідної ланки (у більшості випадків $\alpha_{\Sigma} \leq 80^\circ$) на відміну від кривошипно-коромислових механізмів;

- двокривошипний механізм при своїй роботі займає більше простору, ніж кривошипно-коромисловий механізм, що має аналогічні розміри ланок, оскільки двокривошипний механізм здійснює повний оберт навколо стояка, але цей недолік у більшості випадків компенсується тим, що двокривошипні механізми забезпечують значно більший хід вихідної ланки і при заданій його величині ланки двокривошипного механізму, а значить і габаритні розміри можна відповідним чином зменшити.

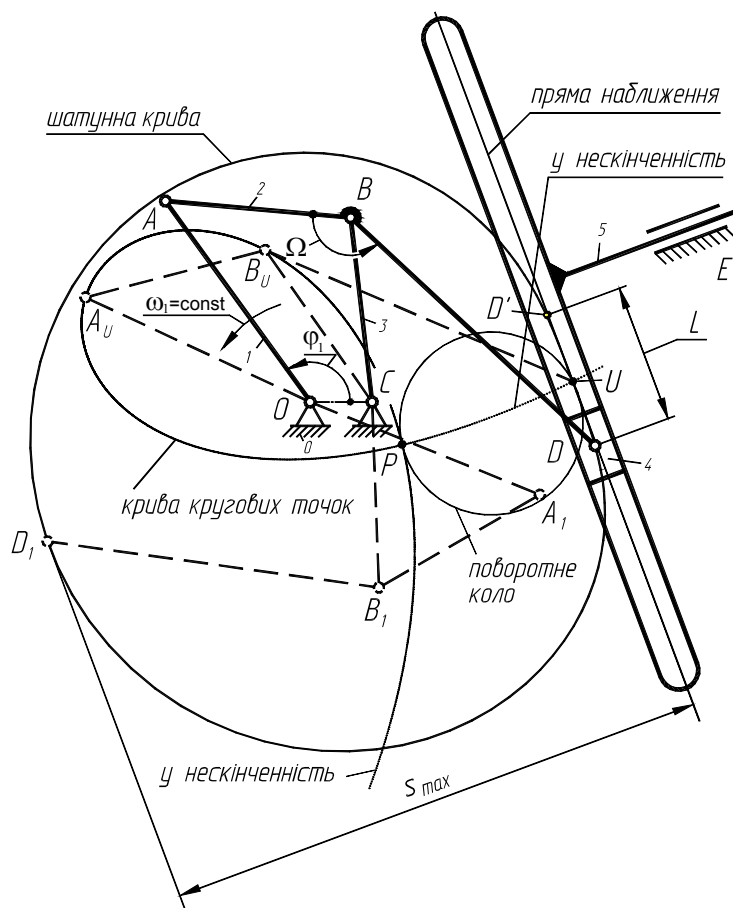


Рис. 1. Важільний механізм із зупинкою вихідної ланки

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-Артоблевського), причому в шатунній площині вибрана деяка точка D , що викреслює шатунну криву, яка на ділянці DD' наближається до прямої лінії довжиною L . 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.

Деякі аспекти синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі двокривошипних механізмів, розглядалися нами в роботі [6]. Метою даної роботи є проведення комп'ютерного моделювання роботи таких механізмів з метою перевірки правильності теоретичних положень, що використовувались при проведенні їх синтезу, а також проведення їх кінематичного та кінетостатичного дослідження, що важливо для проведення оптимального синтезу таких механізмів.

Одним з найсучасніших потужних інструментів для проектування машин і механізмів є система комп'ютерного моделювання SolidWorks, причому для проведення інженерного аналізу передбачено спеціалізовані модулі COSMOS (COSMOSWorks, COSMOSMotion, COSMOSFloWorks). Зокрема, кінематичне та кінетостатичне дослідження механізмів можна проводити за допомогою системи COSMOSMotion.

На рис. 2 показано створену комп'ютерну модель важільного шестиланкового механізму, побудованого на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму, який забезпечує зупинку вихідної ланки в одному з крайніх положень.

Механізм забезпечує зупинку вихідної ланки $\alpha_{\Sigma} = 60^\circ$ і має наступні геометричні параметри, що були визначені за допомогою методів синтезу, описаних у [6]:

Таблиця 1
Геометричні параметри механізму

$r = l_{OA}$	$b = l_{AB}$	$a = l_{OC}$
0.7	0.56	0.2
$c = l_{BC}$	$k = l_{BD}$	Кут Ω , град
0.58	0.78400952	141.95639
Максимальний хід вихідної ланки S_{\max}	Відхилення $2E$, %	Вистій вихідної ланки, α_{Σ} , град.
1.4512715	0,295	60

За допомогою системи інженерного аналізу COSMOSMotion, було проведено кінематичне та кінетостатичне дослідження розробленої комп'ютерної моделі. На рис. 3 показано деякі результати дослідження, яке підтвердило працездатність спроектованого механізму, а також наявність зупинки вихідної ланки заданої тривалості, як видно з діаграми переміщень, показаної на рис. 3, а.

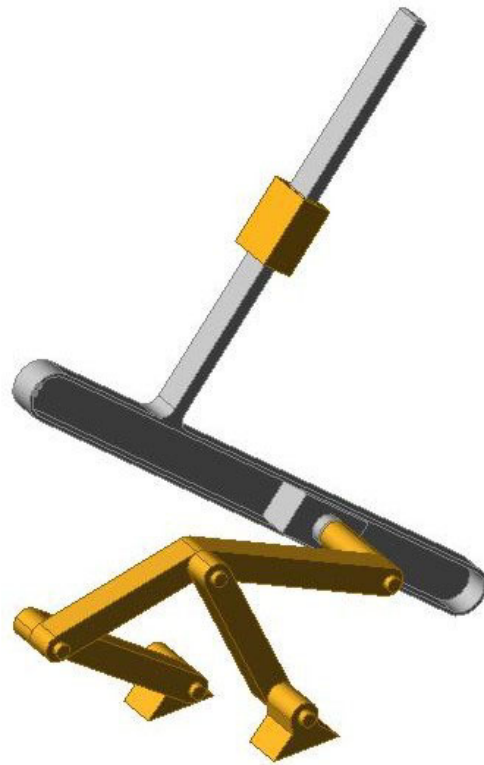
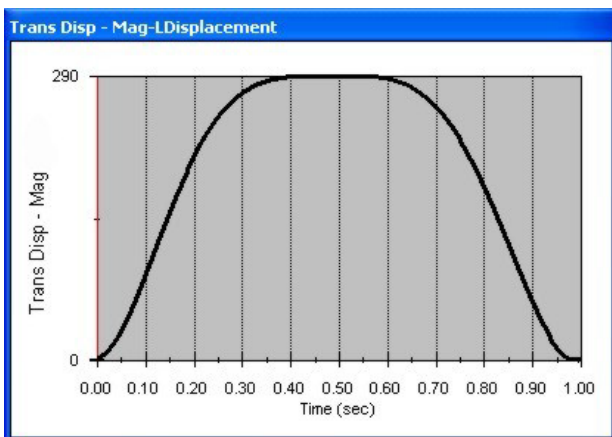
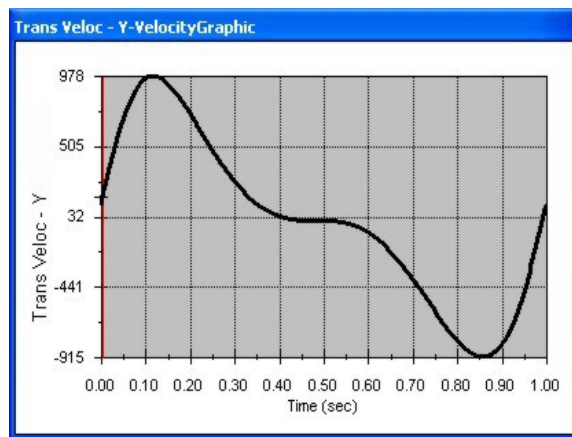


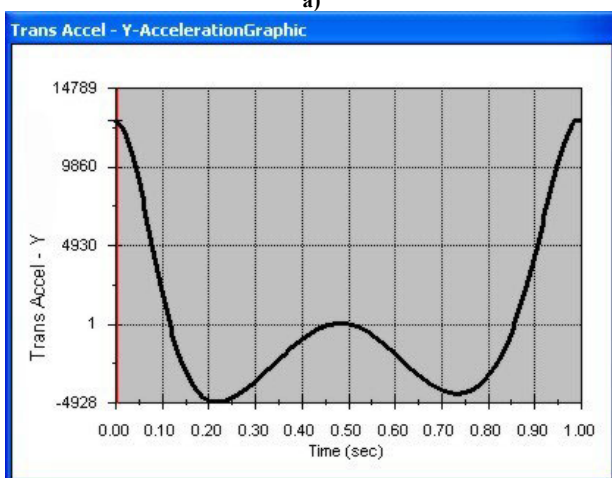
Рис. 2. Комп'ютерна модель шестиланкового важільного механізму із зупинкою вихідної ланки



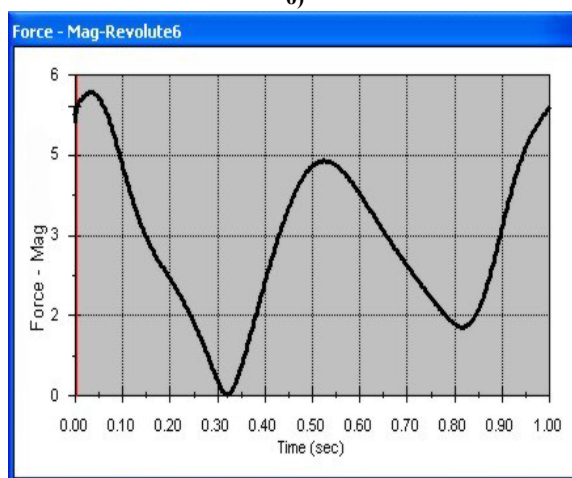
а)



б)



в)



г)

Рис. 3.

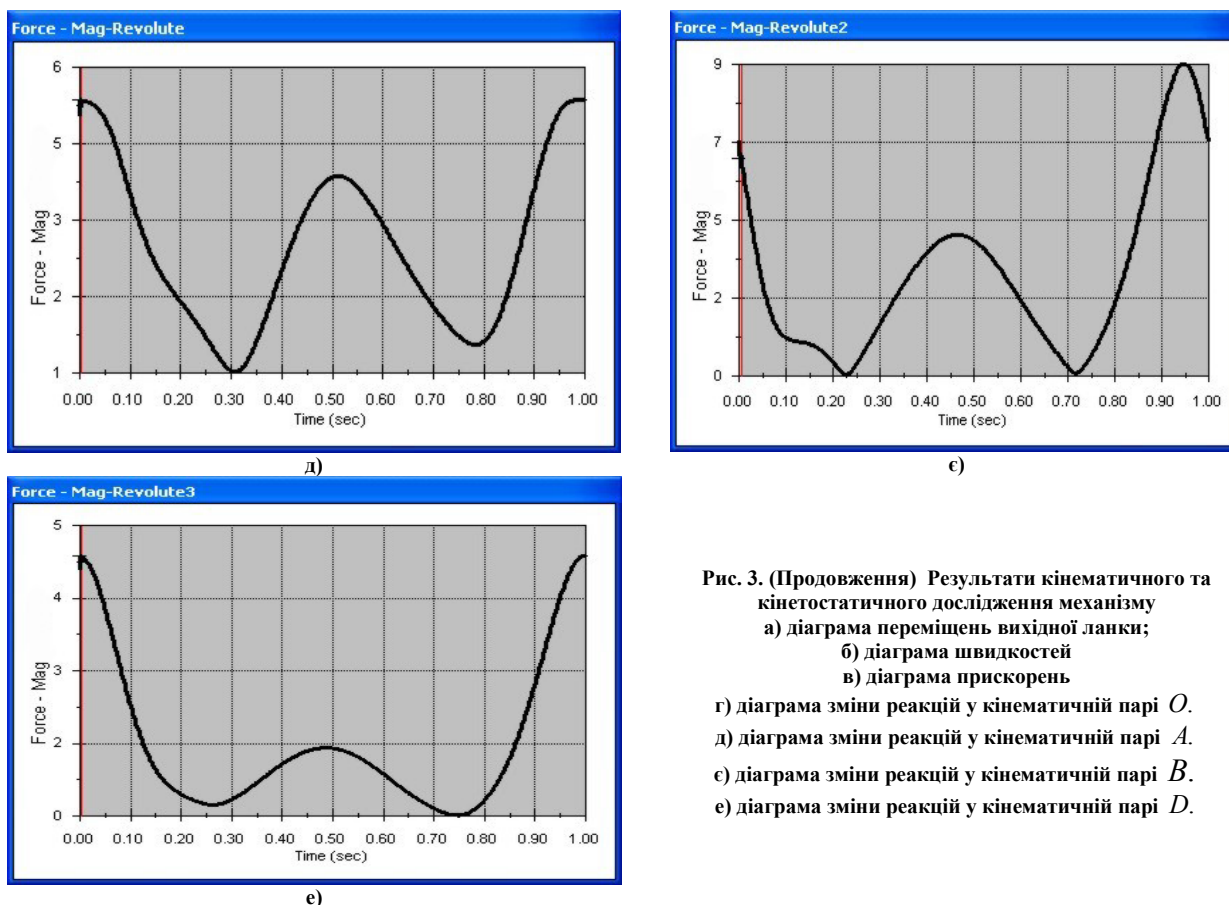


Рис. 3. (Продовження) Результати кінематичного та кінетостатичного дослідження механізму
 а) діаграма переміщень вихідної ланки;
 б) діаграма швидкостей
 в) діаграма прискорень
 г) діаграма зміни реакцій у кінематичній парі *O*.
 д) діаграма зміни реакцій у кінематичній парі *A*.
 е) діаграма зміни реакцій у кінематичній парі *B*.
 е) діаграма зміни реакцій у кінематичній парі *D*.

Таким чином, внаслідок проведених досліджень розроблено комп'ютерну модель шестиланкового важільного механізму, побудованого на основі двокривошипного шарнірного чотириланкового механізму, який забезпечує зупинку вихідної ланки. Показано працездатність спроектованого механізму, проведено розрахунок основних кінематичних та кінетостатичних характеристик.

Література

1. Артоболевский И.И., Левитский Н.И., Черкудинов С.А. Синтез плоских механизмов. – М.: Физматгиз, 1959. – 1084 с.
2. Бейер Р. Кинематический синтез механизмов. Основы теории метрического синтеза механизмов – Машгиз, 1959 – 318 с.
3. Геронимус Я.Л. Геометрический аппарат теории синтеза плоских механизмов – ГИФМЛ, 1962 – 399 с.
4. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990. – 231 с.
5. Лихтенгельдт В. Синтез механизмов. – М.: Наука, 1964. – 228 с.
6. 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.
7. Харжевський В.О. Кіницький Я.Т. Аналітично-числовий синтез кругових напрямних механізмів на базі шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Бурместера. // Машинознавство, Львів: Вид-во КІНПАТРИ. – 2005. – С. 61-65.
8. Харжевський В.О., Кіницький Я.Т. Чисельно-аналітичний метод синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на базі несиметричного шарнірного чотириланкового механізму з використанням точок Болла // Вісник Технол. у-ту Поділля. – 2003. – № 4. – С. 43-54.
9. Funk W., Gassmann V. Unsymmetric Tchebysheff-type straight-line mechanisms // Proceedings of Tenth World Congress on the Theory of Mechanisms and Machines, vol. 1, Oulu, Finland, 1999, pp. 222-226

Надійшла 15.10.2006 р.