

Враховуючи, що основні параметри та поведінка шкали частотоміра коінциденції встановлено, подальшого дослідження потребують не лише статичні, а також і динамічні параметри шкали, а також статистичні характеристики повної шкали частотоміра, і особливо, також динаміка її поведінки. Тому перспектива та важливість подальших досліджень є очевидною і дозволить більш чітко вказати на ті встановлені переваги нового частотоміра над існуючими.

ВИСНОВКИ

1. Встановлено, що всі існуючі методи та засоби вимірювання частоти в рамках класичних понять та підходів принципово не можуть і не здатні одночасно підвищувати точність і швидкодію, в наслідок принципових обмежень накладених визначенням (частоти як оберненої величини до періоду).

2. Встановлено, що в рамках фазочастотного підходу до вимірювання частоти за методом співпадіння можливо утворити вимірювальну шкалу з розрізняльною здатністю на декілька порядків вищою ніж у існуючих цифрових методів при одночасному зменшенні часу вимірювання.

3. Даний метод не лише забезпечує одночасне підвищення і точності і швидкодії вимірювання частоти, а також і забезпечує суттєву лінеаризацію шкали вимірювання із збільшенням розрядності представлення інформації і є дуже перспективним для використання у швидкодіючих вимірюваних перетворювачах.

Література

1. Измерения в электронике: Справочник / В.А. Кузнецов и др.: / Под ред. В.А. Кузнецова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 512 с.
2. Харкевич А.А. Спектри и анализ. 4-е издание. – М.: , ГИ ФМЛ, 1962, -236 с.
3. Финк Л.М. Сигналы, помехи, ошибки. – 2-е издание, пере раб. и доп. – М.: Радио и связь, 1984. – 256 с.
4. Троцишин І.В. Вимірювання та перетворення фазочастотних параметрів радіосигналів: – Хмельницький, ПП Ковальський В.В. – 2002. – 382 с.
5. Троцишин І.В. Методи та засоби фазочастотних вимірювань і перетворень радіосигналів: Атореф. Дис...д-ра техн. наук /НУ “Львівська політехніка”. – Львів, 2004, -36 с.
6. Троцишина Л.В. Вимірювання частоти за методом коінциденції / Троцишина Л.В., Войтюк О.П., Троцишин І.В // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2005. – № 2. – С. 198-203.
7. Троцишина Л.В. Дослідження шкали вимірювання частоти за методом коінциденції / Троцишина Л.В., Войтюк О.П., Троцишин І.В // Вісник Черкаського технічного університету, Спецвипуск, -2007. – С. 176-181.
8. Троцишин І.В. Вимірювання частоти електричних та радіосигналів: ілюзії та реальність (чому та звідки беруться “парадокси” і шляхи їх усунення) // Матеріали V-ї міжнародної науково-технічної конференції “Метрологія та вимірювальна техніка” (Метрологія-2006). – Харків, 2006. – С. 235-240.

Надійшла 4.11.2007 р.

УДК 621.01

В.О. ХАРЖЕВСЬКИЙ

Хмельницький національний університет

СИНТЕЗ ВАЖИЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ 4-ГО КЛАСУ З ЗУПИНКОЮ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ З ВИКОРИСТАННЯМ ТОЧОК БУРМЕСТЕРА

В статті розглянуто питання синтезу важільних кругових напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки. Як відомо, для цього можуть бути використані механізми 4-го класу (за класифікацією Асура-Артоболєвського). В роботі показано, що такі механізми можна проектувати за допомогою методів кінематичної геометрії, зокрема з використанням особливих точок шатунної площини – точок Бурместера. Проведено комп'ютерне моделювання зазначених механізмів.

При проектуванні сучасних машин часто виникає задача створення механізмів, що здатні забезпечити зупинку вихідної ланки певної тривалості при неперервному обертвовому русі вхідної ланки. Для розв'язання цієї задачі часто використовуються механізми з вищими кінематичними парами, зокрема кулачкові, але, як відомо [1-13], в багатьох випадках доцільніше використовувати важільні механізми, оскільки, внаслідок відсутності вищих кінематичних пар, вони практично є більш надійними та довговічними. Зокрема, оскільки дія сил у кінематичних парах важільних механізмів розподіляється по поверхні дотику елементів пари, а у кулачкових – по лінії дотику кулачка з роликком, внаслідок цього у важільних механізмах ніколи не спостерігається такий високий питомий тиск, як у кулачкових, що приводить до меншої надійності та довговічності механізму в цілому. По-друге, використання важільних механізмів дозволяє збільшити робочі швидкості машин, що особливо важливо при проектуванні машин-автоматів. Так, згідно з [2], допустимі числа обертів для швейних машин з кулачковими механізмами складають приблизно 800 об/хв., а для машин з важільними механізмами – 4000 об/хв. В даному випадку важільні механізми мають ряд переваг перед

кулачковими: можливість збільшення потужності, використання легких металів при більш швидкій тепловіддачі у підшипниках, менші сили інерції тощо [2].

Незважаючи на вказані переваги важільних механізмів, широке їх практичне використання обмежується досить складним синтезом. На відміну від важільних, теорія синтезу кулачкових механізмів розроблена досить повно, що і зумовлює, в першу чергу, використання кулачкових механізмів там, де переваги важільних механізмів очевидні [7].

Існує цілий ряд методів синтезу важільних напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою. Частина таких методів використовує умови найкращого наближення за Чебишевим, проте, не дивлячись на значну кількість робіт, що присвячені синтезу таких механізмів, різноманітність форм їх шатунних кривих та межі вибору геометричних параметрів є досить обмеженими порівняно з тим, що можуть забезпечити такі механізми в загальному вигляді, причому такі механізми не можуть бути базовими при проектуванні механізмів 4-го класу із зупинкою вихідної ланки.

Інші методи синтезу базуються на використанні теоретичних положень кінематичної геометрії [1-3,7,9,10], що забезпечують значно більшу різноманітність кінематичних схем зазначених механізмів. Основна їх ідея полягає у проведенні пошуку певних особливих точок шатунної площини механізму, які, при використанні їх як шатунних, дозволяють отримувати шатунні криві з ділянками, що наближаються до прямої лінії або дуги кола. Такими особливими точками, зокрема, є точки Болла, Бурместера та Чебишева [1-3,7,9,10].

Питання синтезу важільних кругових напрямних механізмів та побудованих на їх основі механізмів із зупинкою вихідної ланки та бази точок Бурместера розглядалось, зокрема, нами у роботі [9].

Як відомо [4,5], для синтезу важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки можуть бути використані механізми 4-го класу (за класифікацією Ассура-Артоблевського), причому, так само, як і механізми з вистоем 2-го класу, вони є шестиланковими. Розробці методів кінематичного синтезу та аналізу таких механізмів присвячені, зокрема, сучасні роботи Зінченко [4]. На рис. 1 показано кінематичну схему шарнірно-важільного механізму 4-го класу з вихідною ланкою повзуном, який, при певному співвідношенні розмірів ланок, може забезпечити періодичну зупинку вихідної ланки (повзуна 5) при неперервному обертвовому русі вхідної ланки (кривошипа 1).

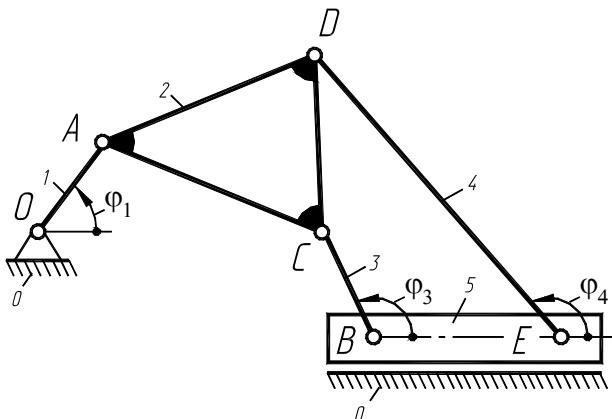


Рис. 1. Важільний механізм 4-го класу з вихідною ланкою повзуном

Таким чином, задача синтезу механізму 4-го класу з вистоем вихідної ланки зводиться до синтезу базового шарнірного чотириланкового механізму, шатунна крива якого на певній ділянці повинна наближатись до дуги кола, причому радіус наближення повинен бути таким, щоби приєднана ланка OA могла стати кривошипом. У роботі [4] ця задача розв'язана за допомогою методу синтезу за трьома положеннями механізму. Головною перевагою цього методу є його відносна простота, але, як відомо [1-3, 6-13], існує цілий ряд інших методів синтезу таких механізмів. Зокрема, для синтезу таких механізмів можуть бути використані зазначені теоретичні положення кінематичної геометрії, тобто круговий напрямний механізм можна одержати за допомогою особливих точок шатунної площини, а саме: кругових точок, що забезпечують дотик 3-го порядку зі своїм кругом кривизни, або за допомогою точок Бурместера, що є їх частковим випадком. Основною перевагою використання методів кінематичної геометрії є можливість отримання значно точніших зупинок вихідної ланки, ніж тих, що можна отримати за допомогою методу синтезу за трьома положеннями механізму.

Як показали проведені нами дослідження, використання точок Бурместера при синтезі важільних механізмів 4-го класу із зупинкою вихідної ланки дозволяє отримати працездатні кінематичні схеми таких механізмів, при чому синтезовані таким чином механізми мають переваги перед аналогічними механізмами, що синтезовані за допомогою інших методів.

Розглянемо шарнірний чотириланковий механізм, що лежить в основі механізму 4-го класу (рис. 2). В шатунній площині AB механізму для певного його положення, що визначається кутом φ_1 , можна знайти її

особливі точки, зокрема точки Бурмєстера. Точки Бурмєстера визначаються для п'яти нескінченно близьких положень шатунної площини і забезпечують дотик 4-го порядку, дві з цих точок обов'язково збігаються з рухомими шарнірами механізму і в загальному випадку забезпечують дотик як завжди високого порядку, а інші дві можуть бути використані для синтезу кругових напрямних механізмів, причому зазначені точки існують не у всіх положеннях механізму. Тобто, для заданого положення механізму, точок Бурмєстера, які можна було б використати для синтезу кругових напрямних механізмів, може бути дві, або не виявитись зовсім [1-3,7].

Методика визначення точок Бурмєстера у шатунній площині несиметричного шарнірного чотириланкового механізму розглядалась, зокрема, у роботах [1, 3,7].

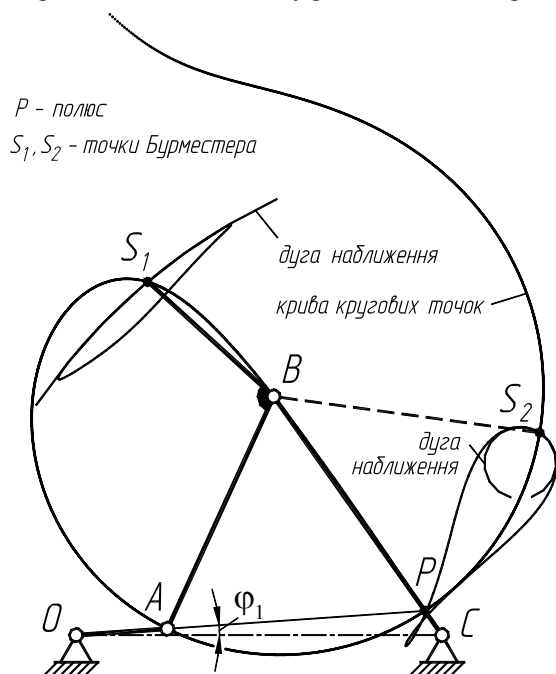


Рис. 2 – Шарнірний чотириланковий механізм та точки Бурмєстера шатунної площини з відповідними їм шатунними кривими

Як відомо [1-3] точки Бурмєстера визначаються як перетин кривої кругових точок з кривою, що є геометричним місцем точок, рулетки яких забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїм кругом кривизни. Методика визначення точок Бурмєстера досить детально описана у [1-3]. Наведемо лише основні рівняння.

Рівняння кривої кругових точок в неявному вигляді [1]:

$$(x^2 + y^2)(l_1x + l_2y) - l_3y^2 - l_4xy - l_5x^2 = 0. \quad (1)$$

Величини, що входять у рівняння (1) визначаються таким чином:

$$\left. \begin{aligned} l_1 &= \omega x_0''' + 3\omega^2 y_0'' - 3\omega' x_0'', \\ l_2 &= \omega y_0''' - 3\omega^2 x_0'' - 3\omega' y_0'', \\ l_3 &= -3x_0'' y_0'', \\ l_4 &= 3 \left[(y_0'')^2 - (x_0'')^2 \right], \\ l_5 &= 3x_0'' y_0''. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

В рівняннях (2) ω – кутова швидкість обертання шатунної площини, x_0'' , y_0'' , x_0''' та y_0''' – відповідно проекції прискорення та швидкості зміни прискорення полюса P миттєвого обертання шатунної площини (рис. 1).

Рівняння кривої, що є геометричним місцем точок, рулетки яких забезпечують дотик не нижче 4-го порядку зі своїм кругом кривизни [1]:

$$\omega^2 (x^2 + y^2)(m_3 + m_4x + m_5y) - (x_0''x + y_0''y)(m_1x + m_2y + m_3) = 0. \quad (3)$$

Величини, які входять у рівняння (3), визначаються таким чином:

Вхідними параметрами для синтезу таких механізмів є довжини ланок: кривошипа OA , шатуна AB і коромисла BC . Для спрощення аналітичних залежностей зручно користуватись відносними геометричними параметрами [1-3, 6, 7], прийнявши у нашому випадку за одиницю довжини міжосьову відстань OC ($l_{OC} = 1$), як це зроблено у роботах [1-3]. Тоді всі лінійні розміри ланок виразимо як відношення дійсної довжини відповідної ланки до міжосьової відстані l_{OC} (кривошипа $r = l_{OA}/l_{OC}$, шатуна $b = l_{AB}/l_{OC}$, коромисла $c = l_{BC}/l_{OC}$ і т. д.). Крім цього, враховуючи, що точки Бурмєстера можуть існувати в будь-якому положенні механізму, то необхідно задаватись ще положенням кривошипа OA яке визначається кутом ϕ_1 .

В результаті синтезу знаходимо відносну довжину k відрізка BD ($k = l_{BD}/l_{OC}$) та кут Ω злому шатуна AB , які визначають положення точки Бурмєстера у шатунній площині, а також значення кута ξ , під яким розміщена напрямна повзуна 5.

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= 4\omega y_0''' - 6\omega^2 x_0'' + 6\omega' y_0'', \\ m_2 &= -4\omega x_0''' - 6\omega^2 y_0'' - 6\omega' x_0'', \\ m_3 &= 3\left[(x_0'')^2 + (y_0'')^2 \right], \\ m_4 &= x_0'''' + \Psi x_0'' + m_1, \\ m_5 &= y_0'''' + \Psi y_0'' + m_2, \\ \Psi &= \frac{1}{\omega^2} \left[\omega^4 - 4\omega\omega'' - 3(\omega')^2 \right]. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

В цих рівняннях ω' , ω'' – швидкість та прискорення обертання шатунної площини, інші позначення відповідно до (2).

Як вже зазначалось, методика визначення невідомих величин, що входять у (1-4), розглядається у [1-3] і повністю тут не наводиться.

Оскільки крива кругових точок (1) та крива (3) в загальному випадку мають чотири спільних точки, розв'язавши сумісно рівняння (1) та (3), отримаємо чотири пари координат (x, y) . Дві зі знайдених точок збігаються з рухомими шарнірами A і B механізму, дві інші (якщо вони існують) є точками Бурместера.

Знайшовши точки Бурместера S_1 та S_2 , можна визначити кут злому та довжину другого плеча шатуна, що відповідають кожній з цих точок (рис. 1, 2):

$$\Omega = \pi - \varphi_2 + \arctg \left(\frac{y_{S_{1,2}} - y_B}{x_{S_{1,2}} - x_B} \right), 0 \leq \Omega \leq 2\pi, l_{BD} = \sqrt{(x_{S_{1,2}} - x_B)^2 + (y_{S_{1,2}} - y_B)^2}. \quad (5)$$

Інші параметри механізму, що входять у (1-5) визначаються шляхом його кінематичного дослідження [1-3], є досить простими і тут не наводяться.

Як видно з рис.2, шатунна площина шарнірного чотириланкового механізму в певних його положеннях може містити дві точки Бурместера, причому при проведенні синтезу механізмів 2 класу із зупинкою вихідної ланки, як зазначалось у роботі [9], нами використовувалась перша точка Бурместера (S_1 , рис. 2), оскільки радіус наближення ділянки шатунної кривої, що містить точку Бурместера є достатньо великим, щоби приєднати додаткову структурну групу 4-5, повзун E якої має періодичну зупинку (рис. 3). Така точка Бурместера є непринятною для синтезу шестиланкових механізмів 4-го класу із зупинкою вихідної ланки, оскільки ланка, довжина якої повинна дорівнювати радіусу наближення ділянки шатунної кривої, в даному випадку повинна бути не шатуном (як у механізмах 2-го класу), а кривошипом (рис. 1). А тому, для синтезу шестиланкових механізмів 4-го класу із зупинкою вихідної ланки ми повинні використовувати іншу точку Бурместера, що визначає шатунну криву з ділянкою наближення значно меншого радіуса (точка S_2 , рис. 2).

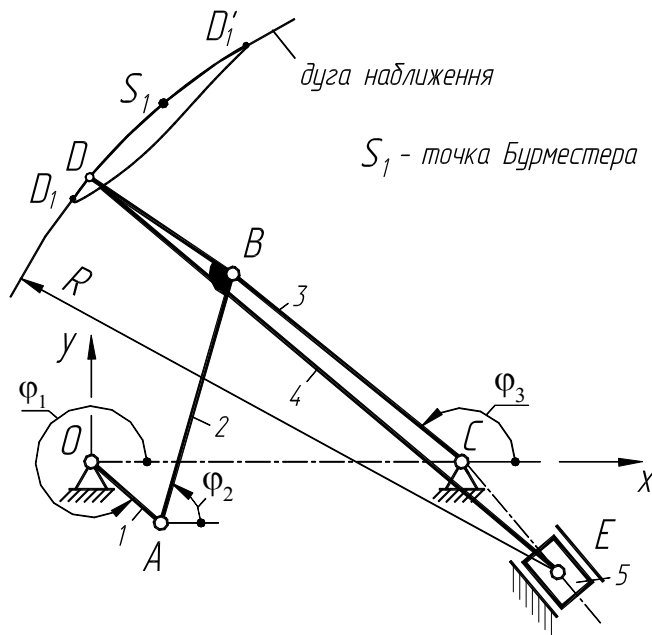


Рис. 3. Шестиланковий механізм 2-го класу із зупинкою вихідної ланки, побудований на основі точки Бурместера

Внаслідок проведених досліджень, за допомогою системи програмування *Borland Delphi* було розроблено систему автоматизованого проектування механізмів 4-го класу із зупинкою вихідної ланки на основі точок Бурместера, що дозволяє проводити кінематичний синтез таких механізмів, причому для перевірки правильності викладених теоретичних положень та з метою перевірки працездатності отриманих механізмів, у системі комп'ютерного моделювання *SolidWorks* була розроблена модель шестиланкового механізму 4-го класу, схема якого зображена на рис. 1.

Для ілюстрації розглянемо чисельний приклад, що ілюструє використання розробленої системи. Розглянемо шарнірний чотириланковий механізм $OABC$ (рис. 2), що характеризується такими відносними параметрами: $r = 0,35$; $b = 0,8$; $c = 0,9$. Точки Бурместера будемо визначати у положенні шатунної площини, що характеризується положенням кривошипа $\varphi_1 = 0^\circ$. Внаслідок проведеного синтезу отримаємо дві точки

Бурмєстера S_1 та S_2 (рис. 1), що визначають відповідно такі параметри шатуна: $k_1 = 0.38696$; $\Omega_1 = 236.5189^\circ$; $k_2 = 0.842159$; $\Omega_2 = 77.65168^\circ$. Розраховуються також положення центрів наближених кіл, оскільки вони визначають положення точки центру обертання кривошипа O .

Як зазначалось вище, для синтезу важільного механізму 4-го класу використовуємо другу точку Бурмєстера S_2 . Всі розраховані параметри кінематичної схеми механізму автоматично передаються у систему *SolidWorks*, проводиться перебудова схеми відповідно до нових параметрів та перевіряється працездатність спроектованого механізму (рис. 4).

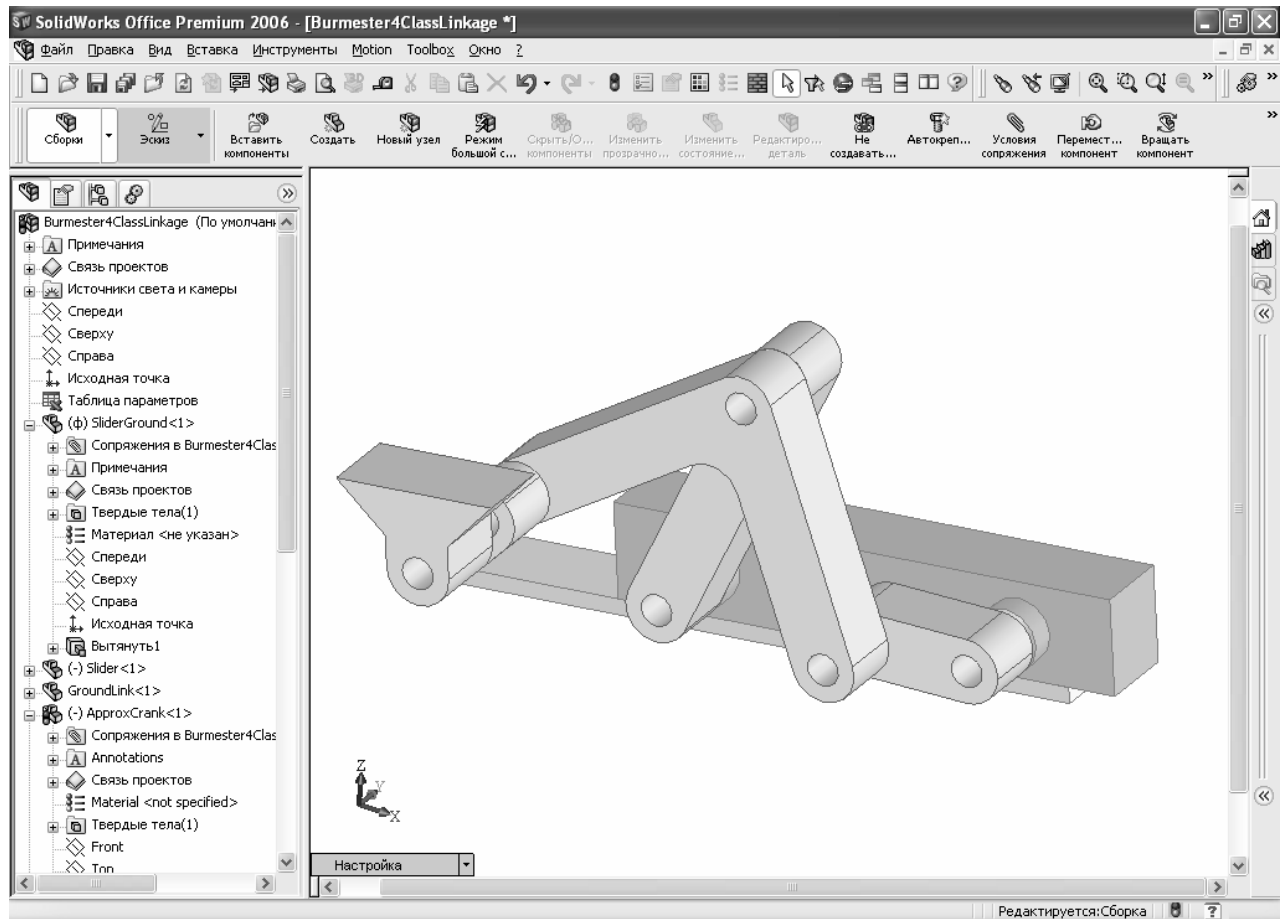


Рис. 4. Комп'ютерна модель шестиланкового механізму 4-го класу із зупинкою вихідної ланки

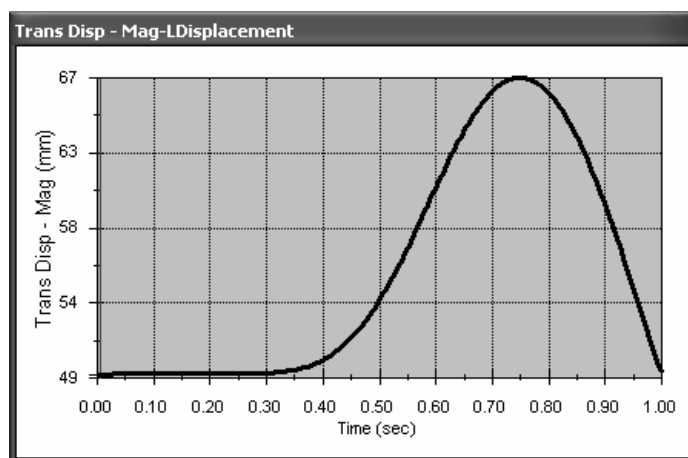


Рис. 5. Діаграма переміщень вихідної ланки механізму

Для розробленої комп'ютерної моделі за допомогою системи інженерного аналізу COSMOSMotion з метою перевірки наявності зупинки вихідної ланки можна побудувати діаграму переміщень вихідної ланки (рис. 5). Як видно з наведеної діаграми, механізм забезпечує зупинку вихідної ланки, що відповідає куту поворота кривошипа $\varphi_1 = 120^\circ$ і при цьому забезпечує досить високу точність наближення (оскільки для

синтезу використовуються методи кінематичної геометрії, а саме – точка Бурместера). На рис. 6 показано шатунну криву точки D механізму, яка забезпечує наближення певної ділянки до дуги кола, внаслідок чого отримуємо механізм із зупинкою вихідної ланки. За допомогою системи інженерного аналізу COSMOSMotion можна провести дослідження вказаних механізмів та визначити їх основні кінематичні та кінетостатичні характеристики, що планується зробити в іншій роботі.

Таким чином, внаслідок проведених досліджень отримані такі результати:

1. Запропоновано проводити синтез шарнірно-важільних шестиланкових механізмів четвертого класу із зупинкою вихідної ланки за допомогою теоретичних положень кінематичної геометрії, а саме за допомогою точок Бурместера, що визначаються для п'яти нескінченно близьких положень шатунної площини.
2. За допомогою системи комп'ютерного моделювання SolidWorks розроблена комп'ютерна модель структурної схеми зазначеного механізму.
3. За допомогою системи інженерного аналізу COSMOSMotion проведені розрахунки, внаслідок чого доведена працездатність запропонованих механізмів.

Дослідження планується продовжити в напрямку проведення оптимізаційного синтезу запропонованих механізмів та визначення їх кінематичних та кінетостатичних характеристик.

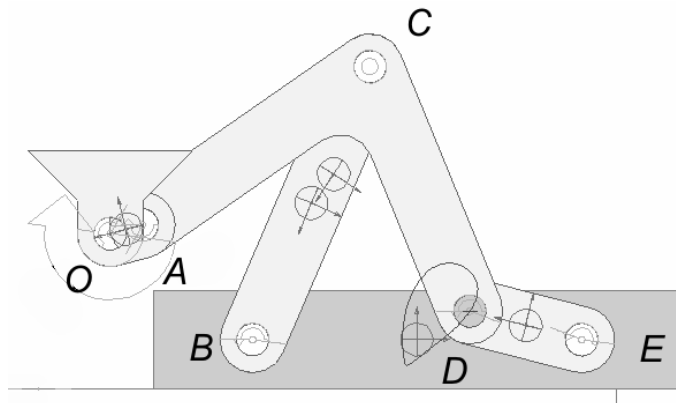


Рис. 6. SolidWorks-модель механізму та шатунна крива його точки D

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. Зинченко Е.И. Кинематический синтез шестизвенных механизмов четвертого класса с выстоем выходного звена: Дисс. ... канд. техн. наук:05.02.02. – Харьков – 2007. – 176 с.
5. Джолдасбеков У.А. Графоаналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов. – Алта-Ата: Наука Казахской ССР. – 1983. – 256 с.
6. Киницкий Я.Т. Шарнирные механизмы Чебышева с выстоем выходного звена. – К.: Вища школа, 1990.–231 с.
7. Лихтенхельдт В. Синтез механизмов.— М.: Наука, 1964.– 228 с.
8. 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.
9. 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.
10. 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 Технол. у-ту Поділля. -2003.-№4. -С. 43-54.
11. Чебышев П.Л., Полное собрание сочинений, т. IV, М.-Л., АН СССР, 1948.
12. Burmester L., Lehrbuch der Kinematik, Leipzig, Felix, 1888.
13. 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 12.11.2007 р.

**Рекомендовано до друку рішенням Вченої ради Хмельницького національного університету,
протокол № 4 від 28.11.2007 р.**

Підп. до друку 29.11.2007 р. Ум.друк.арк. 25,1 Обл.-вид.арк. 23,88
Формат 30x42/4, папір офсетний. Друк різнографією.
Наклад 100, зам. №

Тиражування здійснено з оригінал-макету, виготовленого редакцією журналу “Вісник Хмельницького національного університету” редакційно-видавничим центром Хмельницького національного університету 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1, тел. 8 (0382) 72-83-63