

Кінематичні властивості комбінованого важільного кулачково-кулісного механізму

О.М. Полюдов, д.т.н., В.О. Кузнецов, к.т.н., А.Б. Коломієць, к.т.н., Українська академія друкарства, м. Львів

Комбіновані циклові важільні механізми широко застосовуються у поліграфічних і пакувальних машинах-автоматах. Перша мета — подолання конструктивних складностей (великої відстані між головним валом і виконавчою ланкою або необхідністю обминання інших вузлів машини під час передачі руху від головного вала до виконавчої ланки). Друга, більш важлива мета — використання можливостей комбінованих механізмів для синтезу необхідних кінематичних характеристик руху виконавчих ланок.

Методи критеріальних характеристик і поділу циклових механізмів на вихідні або «елементарні» [1, 2] на основі комп'ютерного моделювання значно розширюють можливості синтезу комбінованих механізмів із заданими якісними характеристиками. На цій основі кінематичні характеристики вихідних ланок визначаються як алгебраїчні добутки парціальних характеристик відповідних ланок, визначених у кожному окремому «елементарному» механізмі для їхніх відповідних кутових положень [1, 3, 4]. Для досягнення заданих якісних характеристик руху використовуються такі методи:

- застосування механізмів з нерівномірним обертанням (шарнірно-важільних або кулісних) на початку кінематичного ланцюга комбінованого механізму;
- відповідне, за фазами циклу, з'єднання складових (вихідних) механізмів забезпечує заданий вплив на якісні характеристики руху виконавчих ланок;
- приєднання нашарованих шарнірних контурів до ланок із складним рухом (шатунів);
- рух виконавчих ланок визначається шатунними кривими, необмежена форма і конфігурація яких забезпечує якісний вплив на характеристики руху виконавчих ланок;
- застосування механізмів із програмованою зміною геометричних параметрів ланок (кривошипа, шатуна або виконавчого коромисла);
- застосування механізмів із програмованим додатковим рухом виконавчої ланки.

Два останні методи, на відміну від інших, завдяки цілеспрямованому програмуванню необхідних змін забезпечують точніше відтворення заданих наперед якісних характеристик руху. Відповідні програмовані зміни здійснюються кулачковим механізмом, кулачок якого і є програмонасієм необхідних змін.

Дослідження [5] комбінованих механізмів із програмованою зміною геометричних параметрів ланок разом з їхніми перевагами виявили і недоліки — значне ускладнення математичних залежностей кінематики з періодичною зміною геометричних параметрів, а також відсутність можливості відтворення зупинки вихідної ланки протягом кінематичного циклу. Водночас механізми із програмованим додатковим рухом за постійних геометричних параметрів зберігають переваги перших і не мають указаних недоліків.

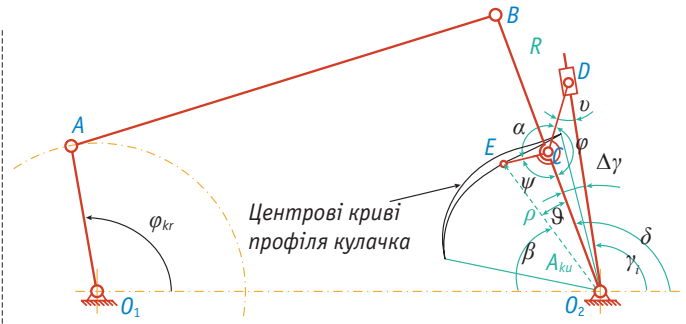
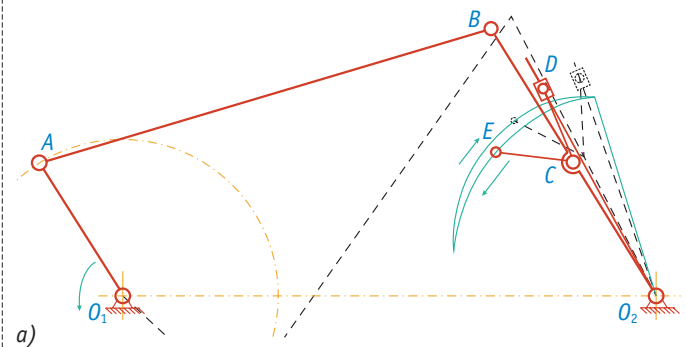
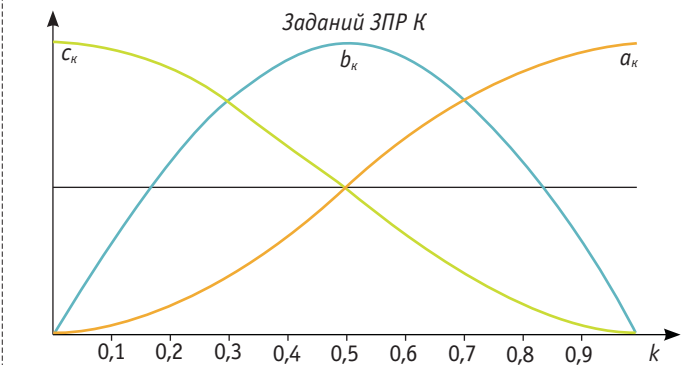


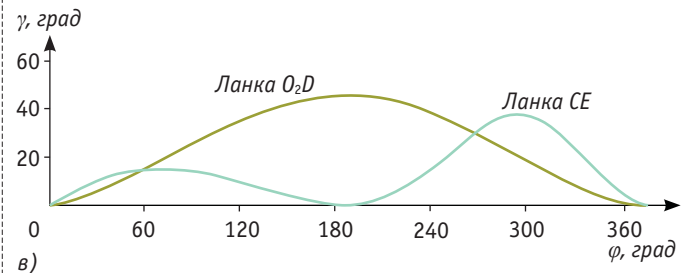
Рис. 1. Кінематична схема комбінованого механізму



а)



б)



в)

Рис. 2. Результати синтезу механізму за законом К: траєкторія точки E комбінованого механізму (а); графіки інваріантів переміщення a_k , швидкості b_k , прискорення c_k (б); графіки кутового переміщення коромисел O_2D і CE (в)

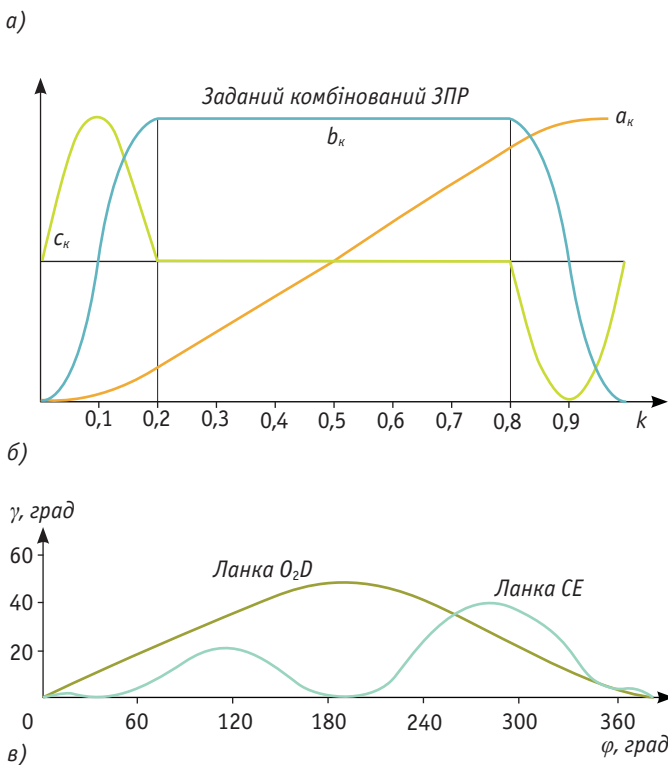
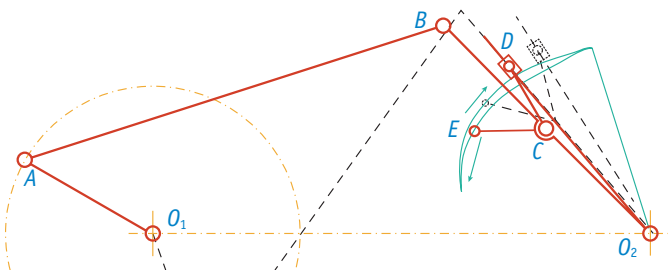


Рис. 3. Результати синтезу механізму з ділянкою постійної швидкості: траєкторія точки E комбінованого механізму (а); графіки кінематичних інваріантів (б); графіки кутового переміщення коромисел O_2D і CE (в)

Такий комбінований механізм (рис. 1) створений на основі шарнірного чотириланковика O_1ABO_2 , на коромислі O_2B якого розташовано опору C кулісного контуру CDO_2 . Кривошип CD отримує рух від коромисла CE кулачкового механізму, кулачок якого закріплений нерухомо відносно центра обертання O_2 . Таким чином, виконавча ланка, куліса, що рухається разом з коромислом шарнірно-важільного механізму (ШВМ), отримує додатковий рух від кулачкового механізму через кулісне з'єднання.

На основі визначення вихідних або елементарних циклових механізмів [2] наведений комбінований механізм складається із шарнірного чотириланковика, кулісного і кулачкового. Рух коромисла O_2B залежно від кута повороту кривошипа ШВМ O_1A визначається відомими [4] параметричними залежностями. Рух ланки O_2D складається із двох незалежних рухів — разом з коромислом O_2B і відносно нього на кут $\Delta\gamma_i$. При цьому відносний рух визначається передатними функціями кулісного механізму, визначеними для поточних положень коромисла DCE , які у свою чергу визначаються профілем коректувального кулачка.

За головною умовою виконавча ланка O_2D (куліса) здійснює рух за заданим законом періодичного руху (ЗПР), у той час як коромисло O_2B рухається за законом, що визначається геометричними параметрами шарнірного чотириланника. У цьому випадку між ланками O_2B і O_2D , завжди існує кутова різниця $\Delta\gamma_i$ — кут розташування куліси відносно бази O_2C у кулісному контурі. Для забезпечення заданого руху ланки O_2D змінна величина кутової різниці $\Delta\gamma_i$ повинна підтримуватися в кулісному контурі за рахунок програмованого руху кривошипа CD кулісного контуру та від коромисла CE кулачкового механізму.

Кутове положення коромисла O_2B визначається кутом $\delta = f(\phi kr)$ [4], параметрично $\delta = \gamma + \mu$, де:

- кути:
 - $\gamma = Y_1 + Y_2 - \pi$ — положення шатуна AB ;
 - $\mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \Delta^2}{2\lambda_2 \cdot \lambda_3}$ — передачі (між ланками AB і O_2B);
 - $Y_2 = \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \Delta^2}{2\lambda_2 \cdot \Delta}$ — між ланками O_1A і AB ;
 - $Y_1 = \arccos \frac{\cos\phi - \lambda_1}{\Delta}$ — положення діагоналі O_1B ;
- відносні довжини:
 - $\lambda_1 = \frac{O_1O_2}{O_1A}$ — базової відстані;
 - $\lambda_2 = \frac{AB}{O_1A}$ — шатуна;
 - $\lambda_3 = \frac{O_2B}{O_1A}$ — коромисла шарнірного чотириланковика.

Кутове положення куліси O_2D визначається залежністю:

$$\gamma_i = \gamma_0 + a_k \cdot \gamma_\Sigma,$$

де a_k — інваріанти переміщення виконавчої ланки за заданим ЗПР:

$$a_k = A_2k^2 + A_3k^3 + A_4k^4 + A_5k^5 + A_6k^6 + A_7k^7 + \dots,$$

де $A_2-A_7...$ — коефіцієнти, що визначають заданий ЗПР; $k^2-k^7...$ — значення відносного часу переміщення протягом циклу.

Різниця кутових положень $\Delta\gamma_i = \delta - \gamma_i$. Відомі значення — радіус кривошипа кулісного контуру $R = CD$ і його базової відстані $A_{ku} = O_2C$ — забезпечують визначення кута v у трикутнику O_2DC і величини переміщення каменя D куліси за відомою теоремою:

$$v = \arcsin \frac{A_{ku} \cdot \sin \gamma_i}{R};$$

$$O_2D = R \frac{\sin \varphi_{ku}}{\sin \Delta \gamma_i},$$

де $\varphi_{ku} = v + \Delta \gamma_i$.

За відомими значеннями кута α між ланками CD і CE і довжини l_k коромисла CE :

кут кулачкового контуру $\psi = 2\pi - (\varphi + \alpha)$,

- радіус-вектор центральної кривої профілю кулачка

$$p = \sqrt{l_k^2 + A_{ku}^2 - 2l_k A_{ku} \cos(\psi)},$$

- кут відхилення $v = \arcsin \frac{l_k \cdot \sin \psi}{p}$,

- кутове розташування радіуса-вектора від базової відстані ШВМ $\beta = \pi - (\delta + \vartheta)$.

Широкі можливості механізму обґрунтовуються такими прикладами:

1. Вихідна ланка O_2D рухається за заданим ЗПР — косинусоїди (К) (рис. 2).
2. Вихідна ланка O_2D рухається за комбінованим ЗПР — коефіцієнт скорочення $\varepsilon = 0,4$ (ділянка постійної швидкості 0,6 циклового часу), розгін до постійної швидкості і гальмування ЗПР синусоїди (рис. 3).
3. Вихідна ланка O_2D рухається за заданим ЗПР К з ділянкою вистою (навколо правого крайнього положення коромисла O_2D) протягом 60° повороту кривошипа шарнірного контуру (рис. 4).

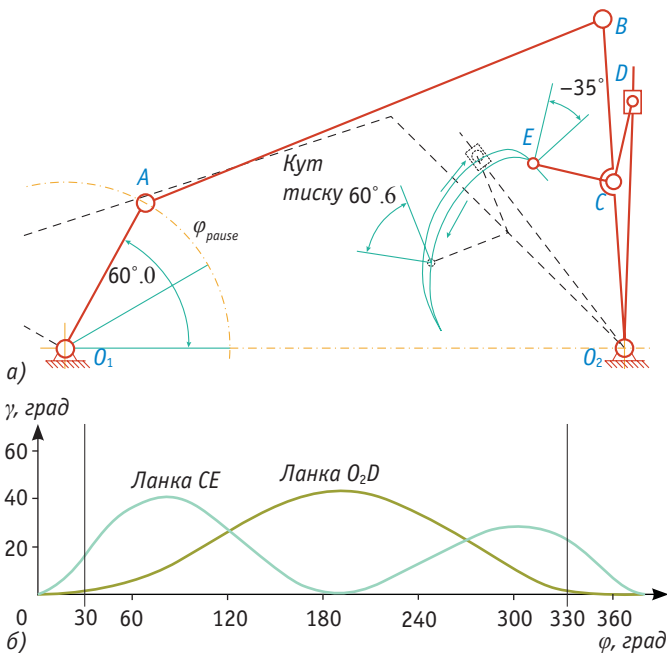


Рис. 4. Результати синтезу механізму з паузою: траєкторія точки E комбінованого механізму (а); графіки кутового переміщення коромисел O_2D і CE (б)

Висновки

1. Траєкторії центра E ролика для прямого (поворот коромисла O_2B проти годинникової стрілки — нижня крива (рис. 2, а; 3, а; 4,а)) руху і зворотного (за годинниковою стрілкою — верхня крива на вказаних рисунках) різні. Унаслідок цього для реалізації заданого руху у прямому і зворотному напрямках проектується два профілі кулачка.
2. Наведений комбінований механізм забезпечує рух виконавчої ланки за ЗПР (як простого, так і комбінованого) з ділянками постійної швидкості або періодами вистою різної тривалості.
3. Геометричні параметри профілю коректувального кулачка в більшості випадків відповідають вимогам проектування кулачкових механізмів, кути тиску не перевищують допустимих значень.

Література

1. Теория механизмов и машин. Проектирование: Учеб. пособ. для машиностроит. специальн. вузов / О.И. Кульбачный, Л.С. Гродзенская, А.В. Желиговский и др.; под ред. О.И. Кульбачного. — М.: Высшая школа, 1970. — 288 с.
2. Тир К.В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. — 495 с.
3. Полюдов О.М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин: Навчальний посібник. — Львів: УАД, 2005. — 178 с.
4. Полюдов О.М. Розрахунки циклових механізмів поліграфічних і пакувальних машин на персональних комп'ютерах (Теорія, програми, інструкції): Навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. / О.М. Полюдов, В.О. Кузнецов, А.Б. Коломієць. — Львів: УАД, 2004. — 94 с.
5. Паска В.Р. Теоретичні основи синтезу комбінованих механізмів із змінною довжиною вхідної ланки на базі вихідних важільних і мальтійських механізмів: Автореф. дис. на здобуття наук. ступ. докт. техн. наук, спец. 05.02.02 «Машинознавство». — Львів: НУ «Львівська політехніка», 2011. — 40 с.

Кинематические свойства комбинированного рычажного кулачково-кулисного механизма

А.Н. Полюдов, д.т.н., В.А. Кузнецов, к.т.н., А.Б. Коломієць, к.т.н.

В статье рассмотрены проблемы и особенности синтеза комбинированных шарнирных механизмов с кулачково-кулисным контуром. Применение такого контура создает возможности для коррекции движения его исполнительных звеньев. В результате коррекции они движутся по заданным законам периодического движения. Полученные аналитические зависимости обеспечивают определение геометрических характеристик траектории центра ролика кулачкового механизма. Найденная траектория определяет профиль корректирующего кулачка.

Ключевые слова: упаковочная машина; шарнирный механизм; кулачково-кулисный контур, закон периодического движения.

Kinematic properties of the combined cam-linkage mechanism

O.M. Polyudov, Dr., V.O. Kuznetsov, Ph.D., A.B. Kolomiets, Ph.D.

Synthesis problems and features for combined joint mechanisms with a cam-link gear contour are considered in the article. Application of such contour creates abilities for the executive links' motion correction. As a result of correction they move on the set periodic motion laws. Achieved analytical dependences provide determination of geometrical descriptions of a cam-gear roller center trajectory. The found trajectory determines the profile of correcting cam.

Key words: packaging machine; joint mechanism; cam-link gear contour; the law of the periodic motion.