

СООСНИЙ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИЙ МЕХАНІЗМ  
ПЕРІОДИЧНОГО ПОВОРОТУ

Я. І. Чехман, А. І. Шустикевич

Українська академія друкарства,  
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна

*Описано оригінальний соосний кулачково-важільний механізм періодичного повороту, що дозволяє у довільних межах встановлювати співвідношення періодів переміщення і вистою веденої ланки. Проаналізовано роботу механізму, відзначено специфічні конструктивні особливості та висвітлено методика розрахунку для досягнення заданого закону періодичного руху веденої ланки.*

*Механізм може бути використаний для передачі напівфабрикатів у машинах поліграфічного та пакувального призначення.*

**Ключові слова:** кулачок, кривошип, важіль, механізм храповий, стопор фрикційний.

**Постановка проблеми.** Широке застосування кулачково-важільних механізмів обумовлене можливістю використання доцільного закону руху веденої ланки. Але у них обмежене переміщення веденої ланки. Його збільшення вимагає внесення додаткових проміжних ланок, що супроводжується збільшенням габаритів механізму. Інші механізми періодичного повороту — мальтійські, кулачково-зубчасті тощо, мають фіксований або невеликий поворот і містять додатковий паралельний вал.

Перевагами пропонованого механізму є його компактність, можливість реалізації доцільного закону періодичного руху і забезпечення потрібного співвідношення періодів руху і вистою веденого вала.

Механізм може бути використаний, наприклад, для подачі у зону висікання картонної заготовки штанцювального преса.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Механізмів періодичного повороту відомо багато [1]. Відповідно наявні чисельні публікації з аналізу і синтезу цих механізмів. Пропонований механізм є оригінальним і має певні переваги порівняно з аналогами, чим обумовлює доцільність його висвітлення.

**Мета статті** — за кінематичною схемою проаналізувати роботу механізму, відзначити специфічні конструктивні особливості та висвітлити методика розрахунку для досягнення заданого закону періодичного руху веденої ланки.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Кінематична схема механізму наведена на рис. 1, а його спрощене конструктивне оформлення — на рис. 2.

На ведучому валі 1 закріплюється кривошип 2, що шарнірно зв'язаний з поводками 3 і 4 та коромислом 5, яке вільно встановлене на веденому валі 6. Довжини кривошипа 2 і коромисла 5 однакові.

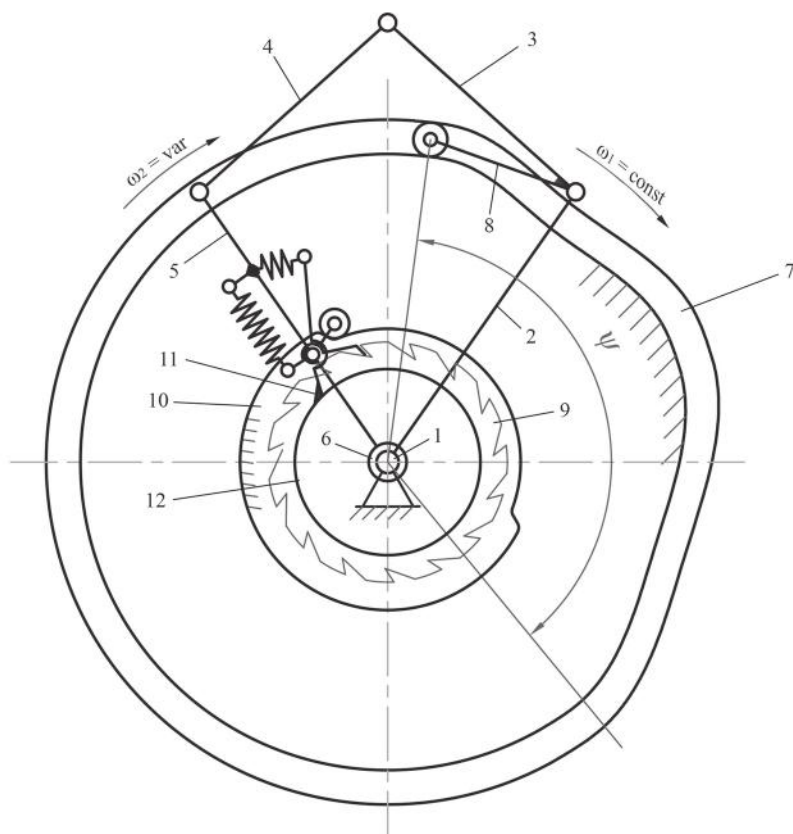


Рис. 1. Кінематична схема механізму

Поводок 3 жорстко зв'язаний з коромислом 8, яке отримує хитальний рух від нерухомого кулачка 7. Заданий закон періодичного руху веденого вала 6 забезпечує профіль кулачка 7, шляхом зміни кута між ведучою ланкою — кривошипом 2 і веденою ланкою — коромислом 5. Поворот веденого вала 6 відбувається за допомогою храпового механізму, собачка якого шарнірно закріплена на коромислі 5, а храповик 9 жорстко посаджений на вал 6. Включення і виключення храпового механізму на період повороту вала 6 відбувається за допомогою нерухомого копіра 10, що взаємодіє з підпружиненим (пружина 13) важелем собачки. Вистій веденого вала відповідає зміні профілю кулачка по дузі кола. В період вибігу передача енергії від сил інерції у контур механізму забезпечує фрикційний стопор, що містить підпружинену (пружина 14) фрикційну колодку 11, шарнірно зв'язану з коромислом 5, яке взаємодіє з диском 12, що закріплене на веденому валі 6.

*Методика розрахунку механізму.* Обґрунтувавши розмірну схему механізму і прийнявши доцільне відношення руху і вистою веденого вала, специфічна задача розрахунку механізму зводиться до визначення радіусів-векторів еквідистанти профілю кулачка.

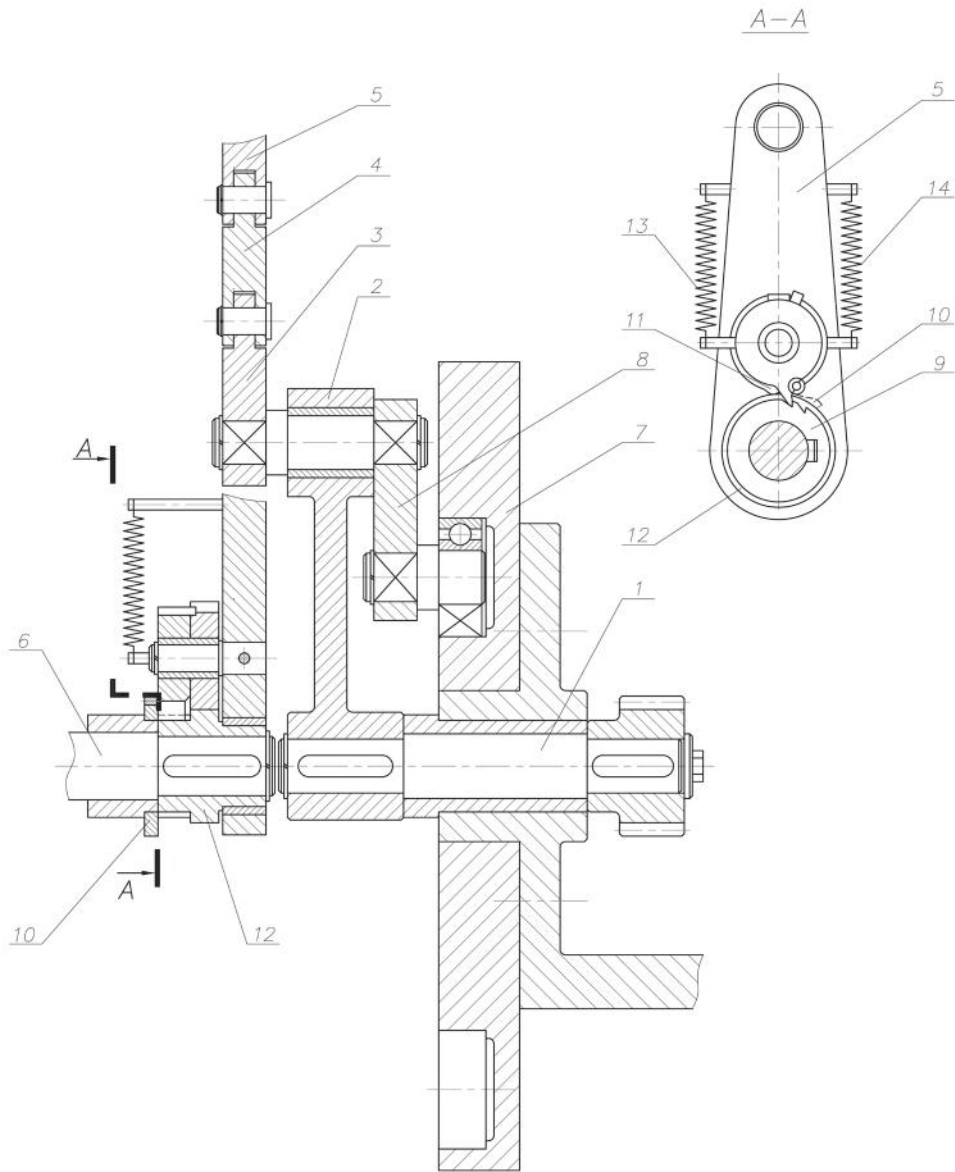


Рис. 2. Спрощене конструктивне оформлення механізму

Для наочності на рис. 3 зображені запрограмовані графіки переміщення ( $\psi_i$ ) і швидкості ( $\omega_{\psi}$ ) веденого вала, а також графік рівномірної швидкості ( $\omega_0 = \pi \cdot n/30$ ) ведучого вала. Відповідно до принципу роботи механізму загальний кут повороту ( $\psi_{\Sigma}$ ) веденого вала рівний кутові повороту ( $\varphi_1$ ) ведучого вала.

Розрахункова схема для визначення радіусів-векторів профілю кулачка зображена на рис. 4 (буквами А, В, С, D позначено вихідне положення механізму, а буквами А', В', С', D' — біжуче положення).

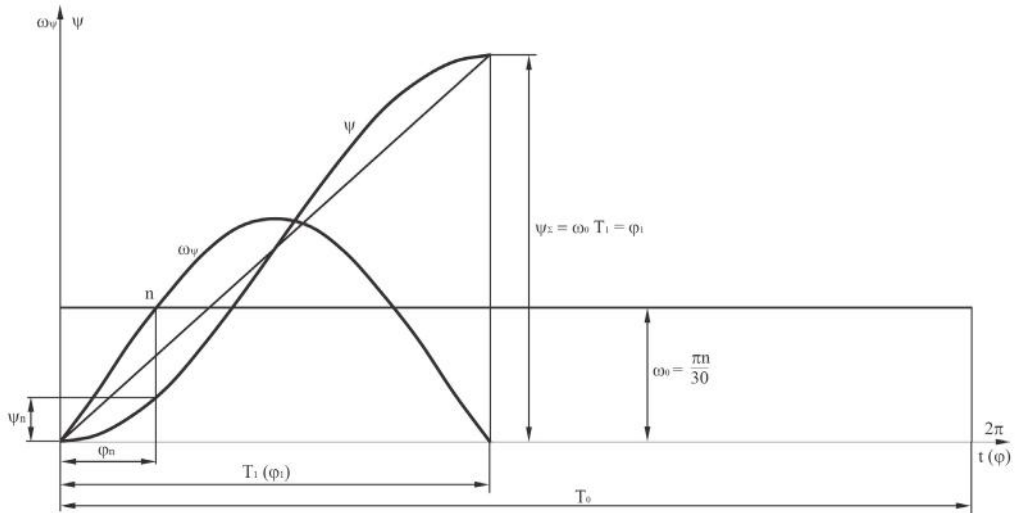


Рис. 3. Параметри руху веденої ланки

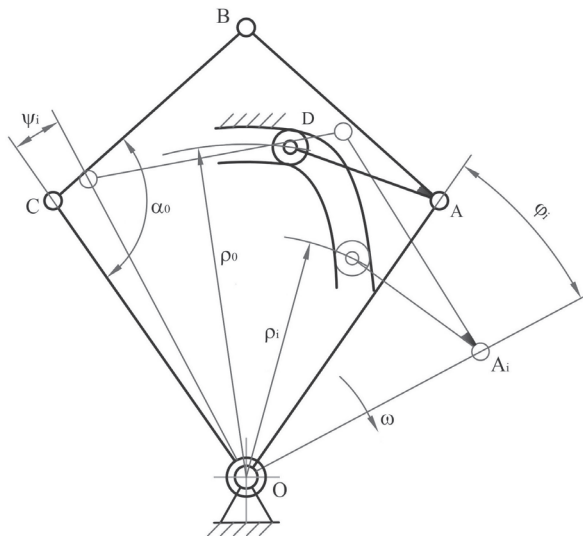


Рис. 4. Розрахункова схема механізму

До початку розрахунку профілю кулачка необхідно задатися розмірами ланок  $OA = OC = a$ ,  $AB = BC = c$ ,  $AD = b$  і початковими кутами  $\alpha_0$  і  $\gamma_0$ . Вибраний закон періодичного руху зручно подати в інваріантній формі [2]. Тоді переміщення ( $\psi_i$ ), швидкість ( $\omega_\psi$ ) і прискорення ( $\varepsilon_\psi$ ) матимуть вигляд

$$\psi_i = a_k \cdot \psi_\Sigma, \quad \omega_\psi = b_k \cdot \frac{\psi_\Sigma}{T_1} \quad \text{і} \quad \varepsilon_\psi = c_k \cdot \frac{\psi_\Sigma}{T_1^2},$$

де  $a_k$ ,  $b_k$  і  $c_k$  — відповідно безрозмірні коефіцієнти переміщення, швидкості і прискорення, що відповідають позиціям пропорційним куту ( $\varphi$ ) повороту веду-

чого вала на відрізку часу  $T_1$ . Таким чином, маючи для кожної позиції значення  $\varphi_1$  і  $\psi_i$  і аналізуючи схему на рис. 4, знаходимо біжучий кут повороту коромисла  $AD$ :

а) до половини періоду  $T_1$

$$\gamma_i = \gamma_0 - (\varphi_i - \psi_i),$$

б) після половини періоду  $T_1$

$$\gamma_i = \gamma_0 - (\psi_i - \varphi_i).$$

Таким чином, біжучий радіус-вектор еквідистанти кулачка (за теоремою косинусів)  $\rho_i = f(\varphi_1)$

$$\rho_i = \sqrt{a^2 + b^2 - 2a \cdot b \cdot \cos \gamma_i}.$$

Початкова еквідистанти кулачка

$$\rho_0 = \sqrt{a^2 + b^2 - 2a \cdot b \cdot \cos \gamma_0},$$

де  $\gamma_0$  — початковий кут нахилу коромисла  $AD$ .

**Висновки.** Описано роботу, конструктивне оформлення та принцип розрахунку оригінального кулачково-важільного механізму, що має певні переваги перед аналогами та може бути використаний для передачі напівфабрикатів у машинах поліграфічного та пакувального призначення.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кожевников С. Н., Есипенко Я. М., Раскин Я. М. Механизмы. Москва: Машиностроение, 1976. 784 с.
2. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. Москва: Книга, 1965. 496 с.

#### REFERENCES

1. Kozhevnikov, S. N., Esipenko, Ia. M., & Raskin, Ia. M. (1976). Mekhanizmy. Moskva: Mashinostroenie (in Russian).
2. Tir, K. V. (1965). Mekhanika poligraficheskikh avtomatov. Moskva: Kniga (in Russian).

doi: 10.32403/1998-6912-2018-2-57-11-16

#### COAXIAL CAM-LEVER MECHANISM OF PERIODIC ROTATION

Ya. I. Chekhman, A. I. Shustykevych

*Ukrainian Academy of Printing,  
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine  
shustandiv@gmail.com*

*The widespread use of cam-lever mechanisms is conditioned by the possibility of using an expedient law of motion of the driven section. But they have limited movement*

of the driven section. Its increase requires additional intermediate sections, which is accompanied by an increase in the dimensions of the mechanism. Other mechanisms of periodic rotation — Maltese, cam-toothed, etc., — have a fixed or a small rotation and contain an additional parallel shaft.

The advantages of the suggested mechanism are its compactness, the possibility of implementing an expedient law of periodic motion and providing the necessary ratio of moving periods and the position of the driven shaft. The mechanism can be used, for example, to feed the cardboard blank of the cutting press into the die-cutting area.

The article presents a method for calculating geometric and kinematic parameters of a coaxial cam-lever mechanism. According to the kinematic scheme, the mechanism of the work has been analyzed, specific design features have been noted, and the calculation method has been presented to achieve the given law of the periodic motion of the driven section. Having adopted the expedient relation of the motion and the position of the driven shaft, the specific task of calculating the mechanism is reduced to the definition of the radii-vectors of the equidistance of the cam profile. The article presents the graphs of movement and the speed of a driven shaft, as well as a graph of uniform speed of the driving shaft. In accordance with the principle of operation of the mechanism, the overall angle of rotation of the driven shaft is equal to the rotation angle of the driven shaft. Also a calculation scheme has been presented for determining the radii-vectors of the cam profile.

The work, the construction design and the principle of calculating the original cam-lever mechanism have been described, which have certain advantages over analogues and can be used for the transfer of semi-finished products in printing and packaging presses.

**Keywords:** fist, crank, lever, ratchet mechanism, friction stop.

Стаття надійшла до редакції 11.09.2018.

Received 11.09.2018.