

ДОСЛІДЖЕННЯ ДВОПОВЗУННИХ КРИВОШИПНО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

У тих випадках, коли веденим ланкам механізмів діючих машин необхідно надавати узгодженого зворотнопоступального руху, застосовуються в основному кулачкові та кулачково-важільні механізми. Однак їх заміна кривошипно-важільними механізмами дає змогу спростити конструкцію, підвищити довговічність, зменшити габарити та масу.

У цій статті наводимо методика аналітичного кінематичного розрахунку двоповзунного кривошипно-важільного механізму (2ПКВМ). На відміну від графічного методу дослідження [1] застосування аналітичного методу дає змогу проводити обчислення на ЕОМ. Наводимо деякі результати параметричних досліджень таких механізмів на ЕОМ.

2ПКВМ (рис. 1) — це кривошипно-повзунний механізм (КПМ-1), до розвинутого шатуна ABC якого приєднаний важільно-шарнірний контур 2-го класу 2-го виду (КПМ-II).

Приймаючи відрізок $OA=r_1$ за одиницю вимірювання всіх лінійних величин КПМ-I, маємо $\lambda_1 = \frac{l_1}{r_1}$, $\lambda_2 = \frac{l_2}{r_1}$, $\delta_1 = \frac{a_1}{r_1}$. Якщо ж одиницею вимірювання всіх лінійних величин КПМ-II вважати відрізок $BC=r_2$, то $\lambda_4 = \frac{l_4}{r_2}$ і $\delta_2 = \frac{a_2}{r_2}$. Довжини відрізків $\overline{OA}=r_1$ і $\overline{BC}=r_2$ зв'яжемо безрозмірним параметром $\Lambda = \frac{r_1}{r_2}$.

При виведенні аналітичних залежностей робимо такі припущення: ланки абсолютно жорсткі, зазори у кінематичних парах ланок відсутні, ведучий кривошип обертається з постійною кутовою швидкістю $\omega_1 = \text{const}$. Координатні кути відзначаємо від однієї бази, вважаючи, що напрямок векторів додатний при обході контурів проти годинникової стрілки.

Початковим положенням механізму умовимося вважати таке, коли кривошип OA і сторона AB шатуна перебувають на одній лінії, а повзун II займає праве крайнє положення (рис. 1). При цьому похибка визначення крайнього положення не перевищує 1%.

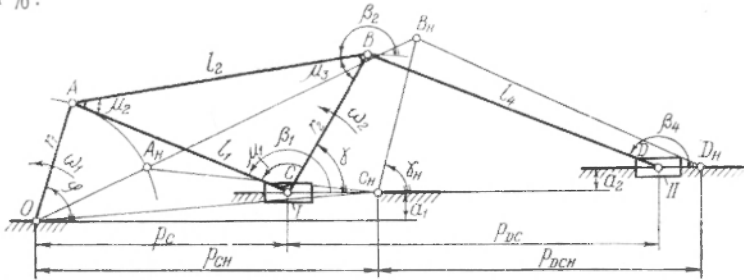


Рис. 1. Розрахункова схема двоповзунного кривошипно-важільного механізму.

Початковий кут відліку повороту кривошипа

$$\varphi_{\Pi} = \arccos \frac{1 + \xi^2 - \lambda_1^2}{2\xi} + \arcsin \frac{\delta_1}{\xi}, \quad (1)$$

де $\xi = \frac{OC}{r_1} = \sqrt{1 + \lambda_1^2 + 2\lambda_1 \cos \mu_2}$ — допоміжний відрізок.

Біжучі кути повороту сторін розвинутого шатуна:

$$\gamma = \beta_1 - \mu_1; \quad \beta_2 = \pi (\mu_3 - \gamma); \quad \beta_1 = \pi - \alpha_1, \quad (2)$$

де $\alpha_1 = \arcsin \frac{\varphi - \delta_1}{\lambda_1}$ — кут тиску.

Біжучий кут повороту шатуна BD

$$\beta_4 = \pi - \alpha_4, \quad (3)$$

де $\alpha_4 = \arcsin \frac{\sin \gamma - \delta_2}{\lambda_4}$ — кут тиску.

Методика розрахунку КПМ-I відома [2].

Переміщення повзуна II можна розглянути як суму двох незалежних переміщень переносного S_c і відносного S_{Dc} унаслідок переміщень повзуна II відносно повзуна I, зумовлених поворотом важеля CB

$$S_D = S_{ci} \cdot r_1 + S_{Dci} \cdot r_2 = (S_{ci} + \Lambda \cdot S_{Dci}) r_1, \quad (4)$$

де $S_{ci} = \cos \varphi_{\Pi} - \lambda_1 \cos \beta_{1\Pi} - \cos \varphi + \lambda_1 \cos \beta_1$; $S_{Dci} = \cos \gamma_{\Pi} - \lambda_4 \cos \beta_{4\Pi} - \cos \gamma + \lambda_4 \cos \beta_4$; $\beta_{1\Pi}$, γ_{Π} і $\beta_{4\Pi}$ — значення біжучих кутів у початковому положенні механізму.

Швидкість повзуна II:

$$V_D = V_{ci} \cdot \omega_1 r_1 + V_{Dci} \cdot \omega_2 r_2 = (V_{ci} + \lambda \omega \cdot V_{Dci}) \omega_1 r_1; \quad (5)$$

$$V_{ci} = \sin \varphi - \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta_1; \quad V_{Dci} = \sin \gamma - \cos \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_4;$$

де

$$\omega_{2i} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \varphi}{\lambda_1 \cos \beta_1}$$

Прискорення повзуна II:

$$W_{Di} = \frac{dV_{Di}}{dt} = (W_{Ci} + \Lambda \omega_{2i}^2 \cdot W_{Dci} + \Lambda \varepsilon_{2i} V_{Dci}) \omega_1^2 r_1; \quad (6)$$

$$W_{Ci} = \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \beta_1 - \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda_1 \cos^3 \beta_1};$$

$$W_{Dci} = \cos \gamma + \sin \gamma \cdot \operatorname{tg} \beta_4 - \frac{\cos^2 \gamma}{\lambda_4 \cos^3 \beta_4}; \quad \varepsilon_{2i} = -\omega_{2i}^2 \operatorname{tg} \beta_1 - \omega_{2i} \cdot \operatorname{tg} \varphi.$$

За такою методикою виконані деякі параметричні дослідження механіки 2ПКВМ, зокрема щодо впливу кута початкової уста-

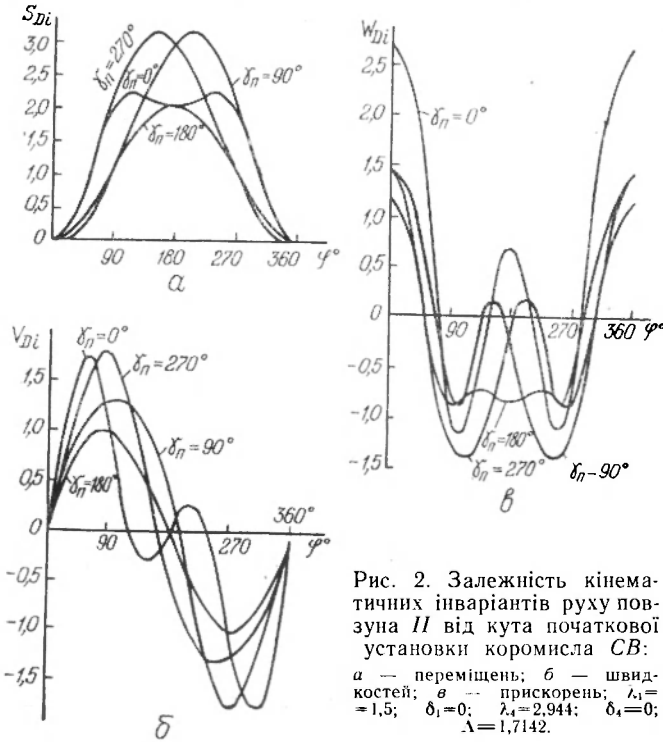


Рис. 2. Залежність кінематичних інваріантів руху повзуна II від кута початкової установки коромисла CB:
 а — переміщень; б — швидкостей; в — прискорень; $\lambda_1 = 1.5$; $\delta_1 = 0$; $\lambda_4 = 2.944$; $\delta_4 = 0$; $\Lambda = 1.7142$.

новки в межах $0^\circ \leq \gamma_{II} \leq 360^\circ$ з кроком $\Delta\gamma_{II} = 90^\circ$ на основні кінематичні параметри руху повзуна II. Результати подані у вигляді діаграм на рис. 2, а, б, в.

З діаграми $S_{Di} = f(\varphi)$ (рис. 2, а) видно, що при $\gamma_{II} = 0^\circ$ графіки S_{Di} мають два максимуми, при $\gamma_{II} = 90^\circ$ значення $S_{Di \max}$ досягає максимальної величини, при $\gamma_{II} = 180^\circ$ воно мінімальне, а при $\gamma_{II} = 270^\circ$ знову збільшується до значення при $\gamma_{II} = 90^\circ$.

Аналіз графіка $V_{Di} = f(\varphi)$ при зміні кута початкової установки в межах $0^\circ \leq \gamma \leq 360^\circ$ з кроком $\Delta\gamma_{II} = 90^\circ$ свідчить, що при мо-

нотонному зростанні γ_{II} від 0° до 180° значення $\dot{V}_{Di \max}$ зменшуються, а при дальшому збільшенні γ_{II} від 180° до 360° зростають.

Аналіз графіків $W_{Di} = f(\varphi)$ при зміні кута початкової установки в межах $0^\circ \leq \gamma_{II} \leq 360^\circ$ з кроком $\Delta\gamma_{II} = 90^\circ$ вказує на зміну закону руху на всьому діапазоні зі зменшенням $W_{Di \max}$ у межах γ_{II} від 0° до 180° і збільшенням $W_{Di \max}$ у межах зміни γ_{II} від 180° до 360° .

Проведений аналіз графіків S_{Di} , V_{Di} і W_{Di} дає підстави зробити висновок про суттєвий вплив кута початкової установки γ_{II} на кількісні й якісні значення основних кінематичних параметрів веденого повзуна II у 2ПКВМ.

При деяких співвідношеннях геометричних параметрів досліджених механізмів виникають паузи у русі повзуна II, наприклад, $\lambda_1 = 1,5$; $\delta_1 = 0$; $\lambda_4 = 2,944$; $\delta_2 = 0$; $\Lambda = 0,75$; $\gamma_{II} = 0^\circ$

Проведено також дослідження впливу безрозмірного параметра $\Lambda = \frac{r_2}{r_1}$ на основні кінематичні параметри руху. Виявлено збільшення максимальних значень S_{Di} , V_{Di} і W_{Di} при зростанні Λ .

Список літератури: 1. Лихтенгельдт В. Синтез механізмів. М., Наука, 1964. 2. Тур К. В. Механика полиграфических автоматов. М., Книга, 1965.

А. В. БОЙКО, Ю. Р. МАМОНОВ

THE INVESTIGATION OF BISLIDER CRANK LEVER MECHANISMS

Summary

Kinematic analysis of bislider crank lever mechanisms is worked out. The authors give certain computer results of analytic and parametric investigation.