

А.С. Главацький, В.М. Задра

ДОСЛІДЖЕННЯ ЦИКЛОВОГО МЕХАНІЗМУ З ЕКСЦЕНТРИКОМ

Зворотно-поступний безпаузний рух робочих органів виконавчих механізмів поліграфічних машин-автоматів переважно забезпечують центральні та дезаксіальні кривошипно-повзунні механізми (КПМ). Проте значні габаритні розміри їх, зокрема через збільшення довжини шатуна з метою зменшення кутів передачі, унеможливають застосування в умовах обмеженого компоновального простору.

Подібні кінематичні характеристики, але позбавлений згаданих недоліків, має ексцентриковий механізм (ЕМ) зі штовхачем (рис.1а) або коромислом (рис.1б). За структурою цей механізм є різновидом кулачкових механізмів (КМ) з однаковою або майже однаковою тривалістю робочого і марного ходів та відсутніми паузами. Ці механізми, як і кривошипні, реалізують закон руху вихідної ланки, який залежить від геометричних параметрів і не може бути довільно змінений. Порівняно з кулачками КМ ексцентрики ЕМ є конструктивно і технологічно простими деталями. Постійний контакт у вищій парі ЕМ забезпечують тими ж методами, що й у КМ.

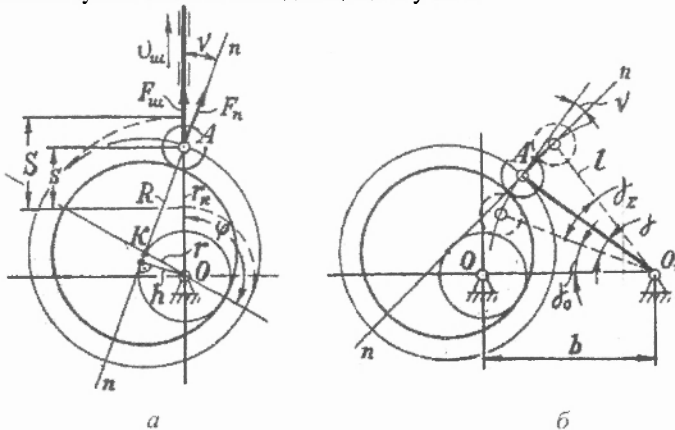


Рис. 1. Схеми ексцентрикових механізмів:
а) зі штовхачем; б) з коромислом

Динамічні розрахунки механізмів починають з визначення сил інерції

$$F_{ин} = ma, \quad (1)$$

де m – маса; a – прискорення вихідної ланки;

$$a = a_i \left[\frac{S}{T^2} \right], \quad (2)$$

де S – хід штовхача (для ЕМ $S=2r$, r – ексцентриситет); T – час робочого ходу; a_i – інваріанти прискорень.

Для визначення інваріантів прискорень a , виконаємо кінематичний аналіз механізму (рис.1а).

Інваріанти переміщення

$$S_i = \frac{s}{S}, \quad (3)$$

де s – поточне переміщення штовхача.

У центральному ЕМ

$$s = r_k - R + r, \quad (4)$$

де r_k – поточний радіус-вектор ексцентрика.

З трикутника AKO за теоремою косинусів

$$\begin{aligned} R^2 &= r_k^2 + r^2 - 2r_k r \cos(180^\circ - \varphi), \\ r_k^2 + 2r_k r \cos \varphi + (r^2 - R^2) &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Розв'язок рівняння

$$r_{k_{1,2}} = -r \cos \varphi \pm \sqrt{R^2 - r^2 \sin^2 \varphi},$$

де R – радіус теоретичного профілю ексцентрика; φ – кут повороту.

Максимальний радіус-вектор

$$r_{k_m} = R + r, \quad (6)$$

мінімальний –

$$r_{k_o} = r + (R - 2r) = R - r. \quad (7)$$

Поточні значення радіусів-векторів визначаємо для фази віддалення (робочого ходу).

Підставивши вирази (4) і (5) у (3), отримаємо

$$S_i = -0,5 \cos \varphi + 0,5(\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^{0,5} - 0,5\lambda + 0,5, \quad (8)$$

де λ – геометричний параметр механізму ($\lambda=R/r$).

Продиференціюємо вираз (8) за кутом повороту φ , визначимо інваріант швидкості

$$v_i = \frac{dS_i}{d\varphi} = 0,5 \sin \varphi - 0,25(\lambda^2 \varphi)^{-0.5} \sin 2\varphi \quad (9)$$

та інваріант прискорення

$$a_i = \frac{dv_i}{d\varphi} = 0,5 \cos \varphi - 0,125(\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^{-1.5} \sin^2 2\varphi - 0,25(\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^{-0.5} 2 \cos 2\varphi. \quad (10)$$

Враховуючи, що фазовий кут віддалення у центральному ЕМ $\varphi_B=180^\circ$, можна очікувати, що максимальні значення кутів тиску v_m будуть невеликі. З трикутника AKO за теоремою синусів

$$\frac{r}{\sin \nu} = \frac{R}{\sin(180^\circ - \varphi)}, \quad (11)$$

$$\nu = \arcsin\left(\frac{r \sin \varphi}{R}\right).$$

Для оцінки залежності кута тиску ν від геометричних параметрів ексцентрика виконано серію аналітичних досліджень, за якими побудовано діаграми $\nu=f(r,R)$ (рис.2). Як свідчать ці дослідження, максимальні значення кутів тиску v_m спостерігаються в позиції, коли кут повороту $\varphi=90^\circ$, $\sin\varphi=1$ і $\nu=\arcsin(r/R)$. Збільшення радіуса ексцентрикової шайби R при постійному значенні ексцентриситету r спричиняє зменшення максимальних кутів тиску ν , що позитивно впливає на розклад сил у вищій парі “ексцентрик–ролик”.

На початку проектування ЕМ відомі хід штовхача S та умови роботи, згідно з якими вибирають максимально допустимий кут тиску $[v_m]$. Тоді ексцентриситет $r=0,5S$, а радіус R теоретичного профілю ексцентрика визначають за номограмою (рис.2): $R=\lambda r$, де геометричний параметр λ вибрано за $[v_m]$.

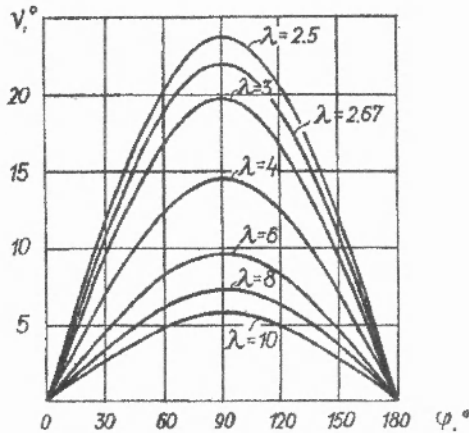


Рис. 2. Номограма залежностей $v = f(\lambda, \varphi)$

Сили опору рухові штовхача (технологічні та сили інерції) переборює крутний момент $M_{кр}$. Залежність між $M_{кр}$ та силою на штовхачі F_u можна прослідкувати за рівнянням балансу потужностей

$$F_u v_u = M_{кр} \omega \eta, \quad (12)$$

де η – к.к.д. механізму; v_u – поточна швидкість штовхача; ω – кутова швидкість ексцентрика.

З огляду на можливість простого розрахунку поточних значень плеча $h = r_k \sin v$ дії сили F_n (рис. 1а), що є складовою сили F_u :

$$F_n = \frac{F_u}{\cos v}, \quad (13)$$

спрямованого нормально до профілю ексцентрика, залежність (12) можна замінити рівнянням

$$M_{кр} = \frac{F_n h}{\eta} = \frac{F_u}{\eta \cos v} r_k \sin v = \frac{F_u r_k \operatorname{tg} v}{\eta}, \quad (14)$$

$$F_u = \frac{M_{кр} \eta}{r_k \operatorname{tg} v}.$$