

скоротити навантаження в кінематичних парах виконавчих механізмів і приводі машини, підвищити їх надійність. Можна реалізувати найбільш уживані рухи робочих органів, які зустрічаються при виконанні технологічного процесу.

Зблоковані кулачкові механізми періодичного повороту дозволяють реалізувати більш сприятливі в динамічному відношенні закони періодичного руху веденої ланки, наприклад з діаграмою прискорень циклоїдального типу, змінити відношення періоду повороту до періоду вистоювання, забезпечити беззорну фіксацію веденої ланки в період вистоювання.

У зблокованих кулачкових механізмах періодичного повороту відсутня змінність структури, значно простіша конструкція, що також забезпечує використання повних законів періодичного руху веденої ланки, які мають, як відомо, менші значення констант піків прискорення та кінематичної потужності.

УДК 621.835

ХАРАКТЕРНІ ОСОБЛИВОСТІ ЗНОШУВАННЯ ПРОФІЛІВ КУЛАЧКІВ З ГЕОМЕТРИЧНИМ ЗАМИКАННЯМ

Б.С. Стеців

Розглядається методика визначення швидкостей взаємного проковзування поверхонь профілів пазового кулачка і ролика у випадку його переходу з профіля на профіль. Аналізується вплив цього проковзування на зношування.

Рассматривается методика определения скоростей взаимного проскальзывания поверхностей профилей кулачка и ролика в случае его перехода с профиля на профиль. Анализируется влияние этого проскальзывания на износ.

Розглянемо найпростішу схему пазового кулачкового механізму, в якому ролик (рис. 1) при умовах значного переважання технологічних навантажень і сил тертя над силами інерції може відриватися від профілю кулачка наприкінці робочого чи на початку зворотного ходів. Ролик на ділянці верхнього або нижнього вистоювання перекочуватиметься по одному з профілів, а швидкість його центра дорівнюватиме нулю. Наприкінці фази вистоювання ролик втратить контакт з кулачком. Центр його залишатиметься нерухомим, а відносне переміщення буде пропорційним до зазору Δ між поверхнями профілів кулачків і ролика (див. рис. 1).

Розглянемо два випадки кочення ролика по відкритій і закритій поверхнях профілів пазового кулачка зі змінною кривиною (наприклад, на фазі віддалення). Лінійна швидкість поверхні ролика для випадку кочення по відкритому профілю кулачка (кулачок і коромисло обертаються в одному напрямку)

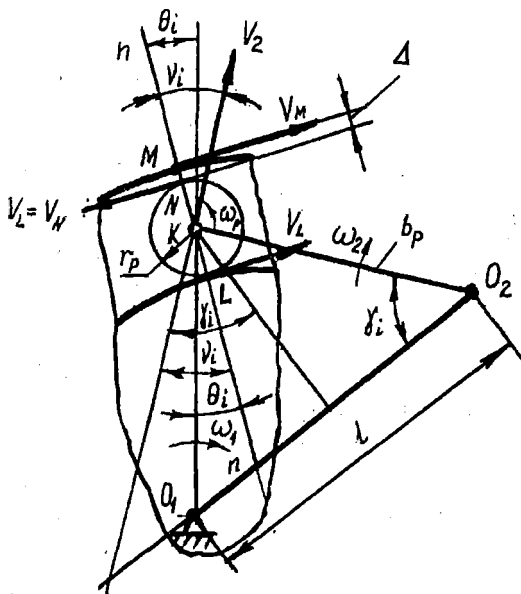


Рис. 1. Кінематична схема механізму з геометричним замиканням

$$V_{pv} = \omega_1 \left(b_{ki} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\theta} + 1 \right) \times \left(\frac{b_p \sin \gamma_i}{\cos(\gamma_i + \nu_i)} - r_p \right), \quad (1)$$

де ω_1 – кутова швидкість кулачкового вала; b_{ki} – позиційний інваріант подібності швидкостей; γ_Σ – сумарний кутовий розмах коромисла; φ_θ – фазовий кут однозначного переміщення коромисла; b_p – довжина коромисла; γ_i – біжуче кутове положення коромисла; ν_i – кут тиску; r_p – радіус ролика.

Для випадку кочення по закритому профілю (умова руху кулачка і коромисла попередня)

$$V_{pz} = \omega_1 \left(b_{ki} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\theta} + 1 \right) \times \left(\frac{b_p \sin \gamma_i}{\cos(\gamma_i + \nu_i)} + r_p \right). \quad (2)$$

У тому разі, коли кулачок і коромисло обертаються в протилежних напрямках, знак у перших дужках формул (1) і (2) змінюють на (-).

Швидкість взаємного проковзування з урахуванням розбіжності лінійної швидкості точок контакту поверхонь ролика і кулачка

$$V_{ковз} = V_{pz} - V_{pv} = 2\omega_1 \left(1 + b_{ki} \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_\theta} \right) \times 2r_p. \quad (3)$$

Закономірність зміни лінійних швидкостей без проковзування ролика для циклу однозначних переміщень зображена на рис. 2 (криві 1, 2). Крива 3 показує можливу швидкість проковзування в момент переходу ролика з профілю на профіль.

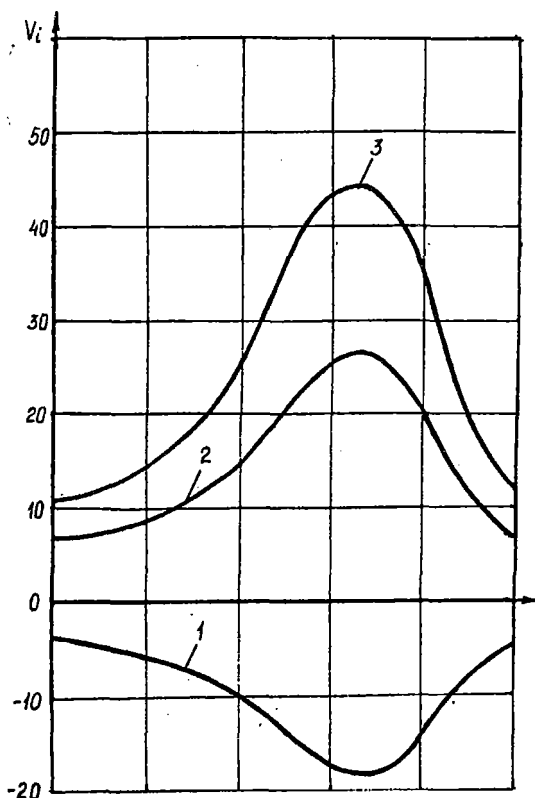


Рис. 2. Інваріанти лінійних швидкостей ролика

На практиці цю методику і відповідні формули можна використовувати лише тоді, коли є можливість визначити моменти відриву ролика від поверхні одного профілю і його контакту з іншим профілем кулачка.

Шляхом інтегрування можна визначити можливе переміщення (проковзування) ролика відносно профілів кулачка, під час якого відбувається взаємне зношування поверхонь профілів,

$$S_{\text{ковз}} = 4\omega_1 \times r_p \times \int_0^k 2\omega_1 \left(1 + b_{ki} \frac{\gamma_{\Sigma}}{\varphi_{\theta}} \right), \quad (4)$$

а також роботу сил тертя й інтенсивність зношування профілів кулачка і ролика:

$$A_{\text{ковз}} = \frac{2\pi}{15} n_1 r_p \times \int_0^k \left(1 + b_{ki} \frac{\gamma_{\Sigma}}{\varphi_{\theta}} \right) \times R_{ni} \times f_m; \quad (5)$$

$$ih = \frac{60 \cdot \lambda_3 \cdot R_{ni}^{1,5} \cdot \lambda_k \cdot f_m \cdot n_1 \cdot t_p}{S_{\text{ковз}} \cdot (HB)^{1,7}}, \quad (6)$$

де $0 < k < 1$ – відносний час; R_{ni} – нормальне навантаження в зоні контакту; f_m – коефіцієнт тертя ковзання; n_1 – частота обертання кулачкового вала; λ_3 і λ_k – емпіричні коефіцієнти, величина яких залежить від матеріалу і геометричних характеристик контактуючих тіл; $\lambda_k t_p$ – час роботи механізму; HB – твердість за Брюнелем.

Наведені формули дозволяють визначити ділянки найбільшого зношування поверхонь профілів кулачка і ролика, а отже, прогнозувати довговічність роботи механізму.