

КАРТА КЛАСИФІКАЦІЇ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННИХ МЕХАНІЗМІВ ДРУГОГО КЛАСУ ЗА МАКСИМАЛЬНИМИ ЗНАЧЕННЯМИ ШВИДКОСТЕЙ ТА ПРИСКОРЕНЬ

Чотириланкові кривошипно-повзунні механізми другого класу широко застосовуються в техніці як самостійно, так і у складі комбінованих циклових механізмів машин-автоматів. Методика їх розрахунку розроблена багатьма радянськими та зарубіжними спеціалістами. Однак для того, щоб правильно вибрати геометричні розміри механізму, який застосовується для тієї чи іншої мети, необхідно мати інформацію про всі кривошипно-повзунні механізми. Це можливо тільки при застосуванні теорії подібності та теорії розмірностей.

Вперше така спроба була зроблена у [2]. Основним недоліком цієї роботи є те, що за одиницю виміру всіх лінійних розмірів механізму була прийнята довжина шатуна. Згідно з [4], для кривошипно-повзунних механізмів найзручніше вибрати модулями виміру геометричних, кінематичних і динамічних величин для довжин — довжину радіуса кривошипа r ; для часу — час, необхідний для повороту кривошипа на кут 1 рад — $T = \frac{1}{\omega}$; для мас — масу поступальної веденої ланки — m . Механізм із розмірами ланок: кривошип — $r=1$, шатун — $l_{ш}=\lambda$, ексцентриситет — $e=\epsilon$, називають *одиничним*, де $\lambda = \frac{l_{ш}}{r}$ — відносна довжина шатуна механізму; $\epsilon = \frac{e}{r}$ — відносна величина ексцентриситету.

Під час дослідження *одиничних* механізмів (рис. 1) безпосередньо одержуємо значення величин інваріантів подібності геометричних, кінематичних і динамічних величин, які називають ще *функціями положення* або *передаточними функціями*, стосовно оцінки швидкостей та прискорень.

Для всіх конкретних, подібних, кривошипно-повзунних механізмів (КПМ) значення відповідних геометричних, кінематичних і динамічних величин визначаються добутком інваріанта подібності шуканої величини, для відповідної фази циклу *одиничного* механізму, і масштабу переходу, який залежить від розмірності розглядуваної величини та заданих реальних величин модулів.

Але залежності (5.6), (5.9) з [4] справедливі тільки для центральних КПМ, в яких $\epsilon=0$, максимальна величина інваріанта переміщення постійна і не залежить від відносної довжини шатуна λ . При введенні та збільшенні ексцентриситету значення величини $S_{1,max}$ зростає. Тоді, оскільки $S = S_{1,max} \cdot r$ при незмінному радіусі кривошипа r , неодмінно збільшується хід повзуна S . Для того, щоб мати можливість порівнювати між собою кінематичні та динамічні величини механізмів з різними геометричними параметрами, необхідно хід повзуна залишати постійним $S = 2 \cdot r = const$, як у центральному механізмі, але в дезаксіальному механізмі радіус кривошипа при цьому зменшиться.

Якщо для аксіального (центрального) механізму $S=2 \cdot r_a$ і для дезаксіального $S=S_{l, \max_d} \cdot r_d$, то $S_{l, \max_d} \cdot r_d=2 \cdot r_a$, і далі $\frac{r_d}{r_a} = \frac{2}{S_{l, \max_d}} = \xi$, де ξ — коефіцієнт зменшення радіуса кривошипа в дезаксіальних механізмах.

Тоді залежності (5.6), (5.9) з [4], справедливі для всіх механізмів з врахуванням умови постійного ходу повзуна, будуть

$$S = S_{l, \max_d} \cdot \xi \cdot [r_a], \quad (1)$$

$$V_B = V_{B, \max_d} \cdot \xi \cdot [\omega_1 \cdot r_a] = V_{B, \text{пр}} \cdot [\omega_1 \cdot r_a], \quad (2)$$

$$W_B = W_{B, \max_d} \cdot \xi \cdot [\omega_1^2 \cdot r_a] = W_{B, \text{пр}} \cdot [\omega_1^2 \cdot r_a], \quad (3)$$

де $V_{B, \text{пр}}$, $W_{B, \text{пр}}$ — інваріанти подібності швидкості та прискорення, зведені до постійного ходу повзуна; ω_1 — кутова швидкість кривошипа; r_a — радіус кривошипа.

Якщо значення кута повороту шатуна у відповідний момент часу

$$\beta = \arcsin \left(\frac{\sin \varphi - \varepsilon}{\lambda} \right)$$

підставити у формули (5.5), (5.6), (5.9) з роботи [4], то одержимо аналітичні вирази інваріантів подібності переміщень, швидкостей та прискорень КПМ тільки залежно від кута повороту кривошипа φ

$$S_1 = \sqrt{(\lambda + 1)^2 - \varepsilon^2} + \sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \varepsilon)^2} - \cos \varphi, \quad (4)$$

$$V_{B1} = \sin \varphi - \cos \varphi \cdot \frac{\sin \varphi - \varepsilon}{\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \varepsilon)^2}}, \quad (5)$$

$$W_{B1} = \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \frac{\sin \varphi - \varepsilon}{\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \varepsilon)^2}} - \frac{\gamma^2 \cdot \cos^2 \varphi}{[\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \varepsilon)^2}]^3}. \quad (6)$$

Залежності (4), (5), (6) були запрограмовані і оброблені на ЕЦОМ «Промінь-М», щоб знайти їх екстремуми для *одиночних* КПМ з різними відносними геометричними розмірами ланок. Відносна довжина шатуна λ змінювалась від 1,25 до 10,0 з кроком $\Delta\lambda=1,0$, а відносна величина ексцентриситету — від 0,125 до 5,0 з кроком $\Delta\varepsilon=0,25$.

Під час дослідження залежностей (5), (6) ЕЦОМ одночасно визначала поточні значення кутів тиску в механізмі, відбираючи комбінації відносних геометричних параметрів, за яких максимальні кути тиску були менші або дорівнювали 30, 45°. Це дало можливість визначити на карті класифікації зони, в середині яких наявні механізми з різними геометричними розмірами, але максимальні кути тиску в них не більше від 30, 45°.

Для класифікації КПМ другого класу за максимальними значеннями законів руху, відтворюваних механізмами з певними геометричними розмірами, користуємось загальними геометричними властивостями *одиночних* діаграм прискорень, визначеними в [3]. Ці геометричні властивості дають можливість оцінити для кожного закону руху, який відтворюється КПМ з певними геометричними розмірами, константу піка швидкості $B = \frac{1}{e_{13}}$ та константу піка прискорень $C = \frac{1}{e_{13} \cdot \gamma_w}$, де e_{13} — віддаль між центрами ваги площин *одиночних* однозначних діаграм прискорень, виміряна вздовж осі і в масштабі відносного часу (рис. 2); γ_w — коефіцієнт заповнення діаграми прискорень.

Карту класифікації КПМ другого класу будуємо в прямокутній системі координат. По осі абсцис відкладаємо величини, зворотні величинам констант піків прискорень $x = \frac{1}{C_{\Pi(3)}} = e_{13} \cdot \gamma_w$, (рис. 3), а по

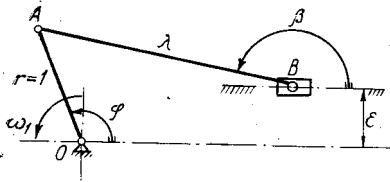


Рис. 1. Схема однічного механізму.

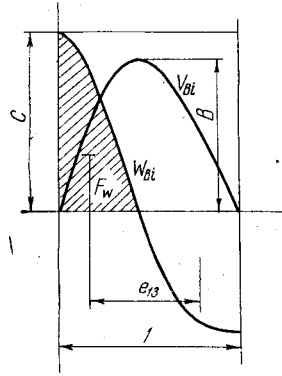


Рис. 2. Однічна діаграма прискорень.

осі ординат — величини, зворотні величинам констант піків швидкостей $y = \frac{1}{B_{\Pi(3)}} = e_{13}$.

Величини констант піків швидкостей прямого B_{Π} і зворотного B_{Σ} ходу, а також величини констант піків прискорень прямого C_{Π} і зворотного C_{Σ} ходу, що необхідні для нанесення на карту класифікації точки, яка відображає механізм з певними геометричними розмірами, одержимо, скориставшись формулами (2.45) — (2.51) з [4] переходу від системи $[m\omega r]$, (прийнятої для випадків дослідження кривошипних механізмів з постійною кутовою швидкістю кривошипа) до системи $[mST]$ (прийнятої для випадків дослідження законів періодичного руху, відтворених різними цикловими механізмами).

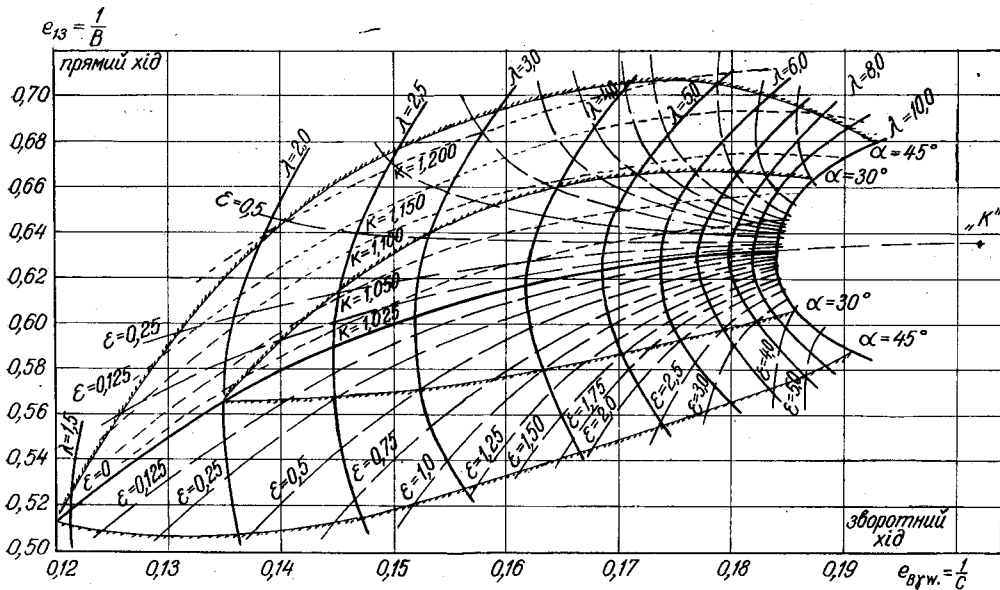


Рис. 3. Карта класифікації кривошипно-повзунних механізмів.

Для КПМ другого класу з врахуванням зведення до постійного ходу і до постійного кута повороту кривошипа при переміщенні повзуна на хід S , а також після підстановки зведених $V_{\text{вн.пр}}$, $W_{\text{вн.пр}}$ інваріантів швидкості та прискорення формули переходу (2.45) — (2.46) з [4] матимуть вигляд:

$$B_{\Pi} = V_{\text{Ві. пр. п}} \cdot \frac{\pi}{2}; \quad B_3 = V_{\text{Ві. пр. з}} \cdot \frac{\pi}{2};$$

$$C_{\Pi} = W_{\text{Ві. пр. п}} \cdot \frac{\pi^2}{2}; \quad C_3 = W_{\text{Ві. пр. з}} \cdot \frac{\pi^2}{2},$$

де $2 = S_{i\text{-max}}$ — максимальне значення інваріанта переміщення центрального КПМ; π — кут повороту кривошипа при переміщенні повзуна на хід S у центральному механізмі; $V_{\text{Ві. пр. п}} = V_{\text{Ві.}} \cdot \xi$; $W_{\text{Ві. пр. п}} = W_{\text{Ві.}} \cdot \xi$ — константи піків швидкостей і прискорень, зведені до постійного ходу повзуна.

Дані, одержані при розрахунку на ЕЦОМ, дали можливість нанести на карту ізолінії, які об'єднують точки констант піків швидкостей та прискорень КПМ з певними геометричними розмірами.

На карті нанесено лінії, які характеризують співвідношення $K = \frac{\varphi_{\Pi}}{\varphi_3} = \frac{T_{\Pi}}{T_3}$, кутів або часу при повороті кривошипа та переміщенні повзуна на хід S . При цьому легко знайти кут φ_{Π} , або час T_{Π} і кут φ_3 , або час T_3 за формулами

$$\varphi_3 = \frac{2\pi}{k+1}; \quad \varphi_{\Pi} = 2\pi - \varphi_3;$$

$$T_3 = \frac{T_{\Pi}}{k+1}; \quad T_{\Pi} = T_{\Pi} - T_3,$$

де T_{Π} — час повного оберту кривошипа, $T_{\Pi} = \frac{2\pi}{\omega_1}$; φ_{Π} , T_{Π} — кут повороту кривошипа за час T_{Π} при прямому ході повзуна; φ_3 , T_3 — кут повороту кривошипа при зворотному ході повзуна за час T_3 .

Дійсні значення швидкостей та прискорень знаходимо за формулами:

$$V_{\text{В. max}} = B_{\Pi(3)} \cdot \frac{S}{T}, \quad W_{\text{В. max}} = C_{\Pi(3)} \cdot \frac{S}{T^2}$$

незалежно від напрямку ходу повзуна, де S — хід повзуна механізму; T — час повороту кривошипа на кут π при переміщенні повзуна на хід S в центральному КПМ, $T = \frac{T_{\Pi}}{2}$.

Отже, з побудови карти випливає, що точки, які лежать на одній горизонталі, характеризують закони руху з рівними піками швидкостей, а ті, що лежать на одній вертикалі — з рівними піками прискорень, хоч механізми, які відтворюють ці закони, з різними геометричними розмірами. При збільшенні відносної довжини шатуна λ (значення ε — відносної величини ексцентриситету незмінне) константи піків прискорень зменшуються, але при цьому константи піків швидкостей також зменшуються, при всіх значеннях ε , тільки на зворотному ході, а на прямому ході: при $\varepsilon > 0,5$ — зростають, при $\varepsilon < 0,5$ — зменшуються; якщо $\lambda \rightarrow \infty$, то константи піків швидкостей та прискорень прямують до значень точки K , що характеризує константи простого гармонічного закону руху *косинусоїда*. Зі збільшенням відносної величини ексцентриситету ε (значення λ — незмінне) різниця між константами прямого та зворотного ходу збільшується, до того ж піки прискорень на прямому і зворотному ходах зменшуються, а піки швидкостей на прямому ході зменшуються, і на зворотному — збільшуються.

Одержана карта класифікації КПМ другого класу дає можливість оптимізувати рішення при проектуванні кривошипно-повзунних механізмів. Наприклад, за заданими сполученими величинами констант піків швидкостей B_{Π} , B_3 і піків прискорень C_{Π} , C_3 однозначно

визначаються геометричні розміри механізму. Якщо задано одне або декілька зі значень B_p , C_p , B_s , C_s , K , то можна, змінюючи інші значення, підібрати кривошипно-повзунний механізм, оптимальний за своїми геометричними параметрами та кінематичними характеристиками, при заданих умовах.

ЛІТЕРАТУРА

1. Атлас по расчету кривошипно-ползунных механизмов. М., Изд-во АН СССР, 1942.
2. Бордюг А. И. Методы теории подобия и теории размерностей при расчете кривошипно-ползунных механизмов. Автореферат канд. дис. Львовский политехнический ин-т, 1957.
3. Гир К. В. Комплексный расчет кулачковых механизмов. М., Машгиз, 1958.
4. Гир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

V. A. KUZNETSOV

THE CLASSIFICATION TABLE OF CRANK-SLIDE MECHANISMS OF THE 2-D CLASS BY MAXIMUM VALUES OF VELOCITIES AND ACCELERATIONS

Summary

Classification of the family of crank-slide mechanisms of the 2-d class by maximum values of motion laws, reproduced by the machines with the definite geometrie parameters and ways of synthethis of mechanisms of this class with the help of adduced table of classification has been considered.

