

НАБЛИЖЕНИЙ КІНЕТОСТАТИЧНИЙ РОЗРАХУНОК ЛЯМБДОПОДІБНИХ МЕХАНІЗМІВ ЧЕБИШЕВА З ПАУЗАМИ ВЕДЕНОЇ ЛАНКИ

Повний силовий розрахунок багатоланкових шарнірно-важільних механізмів пов'язаний з великими труднощами. Це пояснюється тим, що важко точно врахувати сили інерції ланок, які здійснюють складний рух, а також змінним характером коефіцієнтів тертя при зміні швидкості ковзання елементів кінематичних пар.

Під час інженерних обчислень не завжди потрібний точний силовий розрахунок механізмів, який у більшості випадків дуже громіздкий, а результати його незначно відрізняються від наближених.

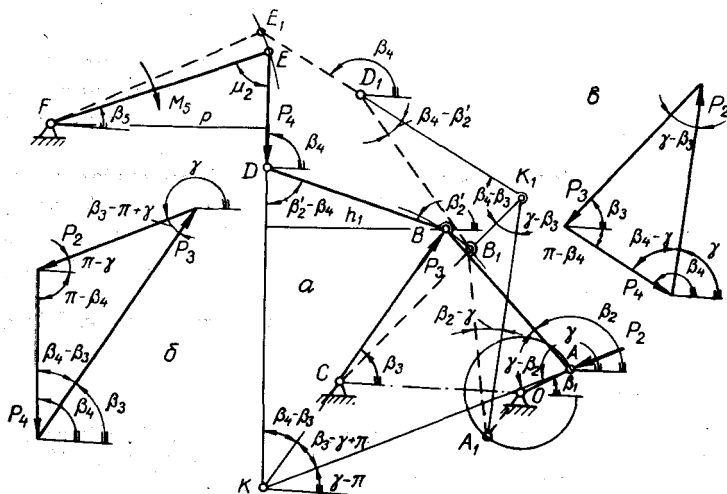


Рис. 1. До кінестатистичного розрахунку лямбдоподібних механізмів Чебишева з паузами веденої ланки:

а — розрахункова схема механізму; б, в — приклади планів сил шатуна ABD при різних значеннях кутів β'_2 , β_3 , і β_4 .

У цій роботі розглядається один з наближених методів кінестатистичного дослідження лямбдоподібних механізмів Чебишева з паузами веденої ланки (рис. 1, а)*.

Позначимо через M_5 величину зведеного до веденої ланки EF моменту сил опору, який у загальному випадку визначається так:

$$M_5 = M_{ст} + M_{дин}, \quad (1)$$

де $M_{ст}$ — зведений момент статичних сил опору; $M_{дин} = I_5 \varepsilon_5$ — зведений момент динамічних сил (сил інерції) ведених мас; I_5 — момент інерції ведених мас, включаючи масу коромисла EF; ε_5 — кутове прискорення коромисла EF.

* Робота виконана під керівництвом проф. К. В. Тіра.

У безрозмірному вигляді залежність (1) можна записати так:

$$M_{5i} = \frac{M_{ст}}{I_5 \omega_1^2} + \varepsilon_{5i} = M_{ст.i} + \varepsilon_{5i}, \quad (2)$$

де

$$M_{5i} = \frac{M_5}{I_5 \omega_1^2} \quad \text{і} \quad M_{ст.i} = \frac{M_{ст}}{I_5 \omega_1^2} -$$

відповідно позиційні інваріанти подібності (числа Ньютона) моментів сумарних (M_5) і статичних сил опору; ε_{5i} — позиційний інваріант подібності кутового прискорення веденої ланки [3, 5, 6].

Зусилля P_4 , яке передається шатуном DE , можна легко визначити, якщо знехтувати впливом дотичної складової цього зусилля на тертя в шарнірах. За звичайних геометричних співвідношень подібні припущення несуттєві. Дійсно, якщо момент тертя у шарнірі D $M_D = P_4 f_D r_D$, де f_D і r_D — відповідно коефіцієнт тертя і радіус цапфи D , то дотична складова зусилля P_4 дорівнює $P_4^* = \frac{M_D}{DE} = P_4 f_D \frac{r_D}{DE}$ (\overline{DE} дійсна довжина шатуна DE). Для досліджуваних механізмів можна вважати відношення $\frac{r_D}{DE} < 0,2$, а $f \leq 0,1$, тому $P_4^* < 0,02 P_4$; навіть при співвідношенні $\frac{r_D}{DE} = 0,5 P_4^* < 0,05 P_4$.

З умови рівноваги коромисла EF

$$P_4 \rho \cong M_5 + P_4 (f_E r_E + f_F r_F), \quad (3)$$

де f_i , r_i — тут і далі є коефіцієнтами тертя та радіусами цапф відповідних шарнірів, $\rho = EF \sin \mu_2$, одержимо, що

$$P_4 = \frac{M_5}{\rho - f_E r_E - f_F r_F}. \quad (4)$$

Для того, щоб визначити реакції в кінематичних парах A , B , C і O , розглянемо умову рівноваги структурної групи, яка складається із ланок 2 і 3. З метою спрощення досліджень, знехтуємо впливом сил тертя на вектори сил P_3 і P_2 . Сили P_3 і P_2 можна визначити, якщо використати теорему про три сили, згідно з якою вектори цих сил перетинаються в одній точці K (рис. 1, a). Побудувавши план сил, знайдемо невідомі складові

$$P_2 = P_4 \frac{\sin(\beta_4 - \beta_3)}{\sin(\gamma - \beta_3)}, \quad P_3 = P_4 \frac{\sin(\beta_4 - \gamma)}{\sin(\gamma - \beta_3)}, \quad (5)$$

де

$$\gamma = \arctg \frac{BK \sin \beta_3 + \sin \beta_2}{BK \cos \beta_3 + \cos \beta_2}, \quad (6)$$

а

$$BK = \frac{\sin(\beta_4 - \beta_2')}{\sin(\beta_4 - \beta_3)}, \quad \beta_2' = \beta_2 + \pi - \Omega.$$

Якщо $\beta_3 \geq \beta_4 \geq \beta_2$, то кут γ треба збільшити на величину π .

Кути β_2' , β_3 , β_4 і γ можна визначити як графічно, так і аналітично [3]. Якщо значення β_4 і β_3 близькі між собою, то визначити кут γ графічним способом досить незручно.

У безрозмірній формі залежності (4, 5) можна подати у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} P_{4i} &= \frac{M_{5i}}{b \sin \mu_2 - 0,5 (\vartheta_E r_E + \vartheta_F r_F)}, \\ P_{3i} &= P_{4i} \frac{\sin(\beta_4 - \gamma)}{\sin(\gamma - \beta_3)}, \quad P_{2i} = P_{4i} \frac{\sin(\beta_4 - \beta_3)}{\sin(\gamma - \beta_3)}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

де P_{4i} , P_{3i} і P_{2i} — інваріанти подібності (числа Ньютона) відповідних сил

$$\left(P_{ii} = \frac{P_i}{I_5 \omega_i^2 l^{-1}} \right);$$

ϑ_F і ϑ_E — відносні діаметри цапф шарнірів;

$$\left(\vartheta_i = \frac{d_i}{l} = \frac{2r_i}{l} \right); b = \frac{EF}{l} — відносна довжина коромисла EF ;$$

$l = \overline{AB} = \overline{BC} = \overline{BD}$ — модуль довжини.

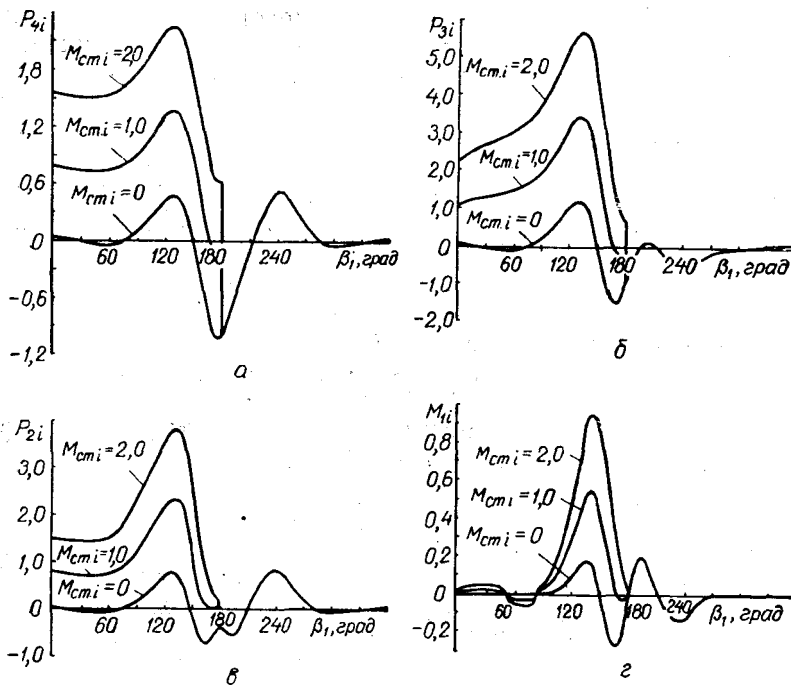


Рис. 2. Залежність позиційних інваріантів подібності сил і моменту M_{1i} від інваріанту подібності статичних сил і кута повороту кривошипа OA .

Залежності (3, 4, 6) можна використовувати під час проектних розрахунків механізмів, коли момент інерції ведених мас значно більший від зведеного моменту інерції шарнірно-важільного механізму (без коромисла EF), інакше кажучи, коли вплив сил інерції ланок механізму на реакції у кінематичних парах невеликий. Вплив не врахованих силових факторів при остаточному розрахунку ланок на міцність можна компенсувати відповідним зменшенням допустимих напружень.

На рис. 2 показано залежності інваріантів подібності сил P_{4i} , P_{3i} , P_{2i} і крутних моментів на ведучому валу як функцій положення кривошипа OA та інваріантів подібності статичного моменту $M_{ст,i}$ для механізму з параметрами: кут злому шатуна $\Omega = \angle ABD = 180^\circ$; кут положення паузи $\alpha = 100^\circ$; відносна базовіддаль $d = \frac{CO}{l} = 1,05$; коефіцієнт зміни середньої швидкості веденої ланки $K = 1$; $b = 1,322$.

Величина і характер зміни сил P_2 , P_3 і P_4 , моменту M_1 залежать в основному від величини і характеру зміни навантаження веденої ланки, тобто від моменту M_5 , а також від кутів передачі $\mu_1 = \angle ABC$ і μ_2 . Протягом усього періоду наближеної зупинки веденої ланки механізму

крутний момент на ведучому валу є незначним за будь-якого навантаження веденої ланки EF , а тому в цей час робота рушійних сил витрачається на перемагання сил тертя в шарнірах і сил інерції рухомих ланок 2 і 3 (ланка 4 в цей час обертається майже рівномірно навколо шарніра E).

ВИЗНАЧЕННЯ МИТТЄВОГО К.К.Д. МЕХАНІЗМУ

З умови збереження потужності можна записати, що

$$M_1 \omega_1 = M_5 \omega_5 + P_4 f_F r_F \omega_5 + P_4 f_E r_E \omega_{54} + P_4 f_D r_D \omega_{42} + P_3 f_B r_B \omega_{32} + P_3 f_C r_C \omega_3 + P_2 f_A r_A \omega_{21} + P_2 f_O r_O \omega_1, \quad (8)$$

де $\omega_{ik} = |\omega_i - \omega_k|$ — відносні швидкості двох стичних ланок.

Тоді крутний момент на ведучому валу

$$M_1 = M_5 \omega_{51} + P_4 f_F r_F \omega_{51} + P_4 f_E r_E \omega_{54i} + P_4 f_D r_D \omega_{42i} + P_3 f_B r_B \omega_{32i} + P_3 f_C r_C \omega_{3i} + P_2 f_A r_A \omega_{21i} + P_2 f_O r_O \omega_1. \quad (9)$$

Тут $\omega_{ii} = \frac{\omega_i}{\omega_1}$ — позиційні інваріанти подібності кутових швидкостей ланок механізму [3], $\omega_{iki} = \frac{\omega_{ik}}{\omega_1}$ — позиційні інваріанти подібності відносних швидкостей стичних ланок.

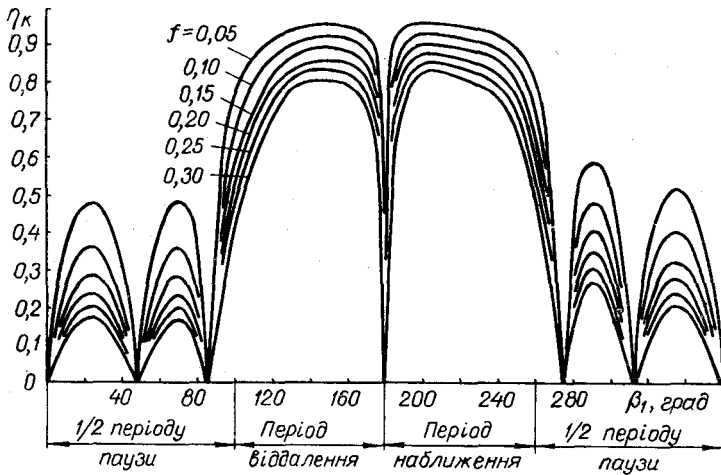


Рис. 3. Залежності миттєвих к.к.д. механізму від положень кривошипа OA і коефіцієнтів тертя в шарнірах.

Позначивши

$$p - f_E r_E - f_F r_F = C_1, \quad \left| \frac{\sin(\beta_4 - \beta_3)}{\sin(\gamma - \beta_3)} \right| = C_2, \quad \left| \frac{\sin(\beta_4 - \gamma)}{\sin(\beta_4 - \beta_3)} \right| = C_3,$$

а добуток $f_i r_i = e_i$ і врахувавши (4, 5), запишемо залежність (9) у такому вигляді:

$$M_1 = \frac{M_5}{C_1} (C_1 \omega_{51} + e_F \omega_{51} + e_E \omega_{54i} + e_D \omega_{42i}) + C_3 (e_B \omega_{32i} + e_C \omega_{3i}) + C_2 (e_A \omega_{21i} + e_O). \quad (10)$$

Для «ідеального» механізму крутільний момент на ведучому валу визначається з формули $M_{1ид} = M_5 \omega_{51}$.

Тоді миттєвий к.к.д. механізму

$$\eta_k = \frac{M_{11d}}{M_1} = \frac{C_1 \omega_{5i}}{(C_1 + e_F) \omega_{5i} + e_E (\omega_{54i} + \omega_{42i}) + C_3 e_C (\omega_{32i} + \omega_{3i}) + C_2 (e_A \omega_{21i} + e_O)}. \quad (11)$$

Тут прийнято, що $e_D = e_E$, а $e_B = e_C$, бо реакції у кінематичних парах E і D , B і C практично можна вважати рівними між собою, а тому коефіцієнти тертя і радіуси цапф також можуть бути прийняті рівними.

Як видно з виразу (11) і діаграми (рис. 3), миттєвий к.к.д. механізму залежить від положень кривошипа OA та умов тертя у кінематичних парах, і не залежить від величини та характеру навантаження. У період зупинки веденої ланки $\eta_k \neq 0$. Це пояснюється тим, що ці механізми не забезпечують точну зупинку веденої ланки.

ЛІТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболевский. Теория механизмов. М., «Наука», 1965.
2. Л. С. Гродзенская. К проектированию шарнирных механизмов по заданной продолжительности остановки ведомого звена. «Семинар по ТММ», т. XVIII, вып. 71, М., 1958.
3. Я. Т. Киницкий. Аналитическое параметрическое исследование лямбдообразных механизмов с остановками П. Л. Чебышева с применением ЭЦВМ. «Тезисы докладов Межвузовской конференции по методам расчета механизмов машин-автоматов», Львов, 1968.
4. Я. Т. Киницкий. До питання про синтез лямбдоподібних механізмів П. Л. Чебишева з паузами. У зб. «Поліграфія і видавнича справа», вип. 5, Львів, 1970.
5. К. В. Тир. Метод инвариантов подобия в механике машин. «Научные записки УПИ», т. XIV, Львов, 1961.
6. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

KINITSKII J. T.

THE APPROXIMATE KINETOSTATIC CALCULATION OF THE CHEBYSHEV ALPHA-CLASS MECHANISMS WITH THE DRIVEN LINK STOPS

Summary

On the base of the similarity theory and the dimensions analysis the methods of approximate calculation of the reactions in kinematic couples, and of the instant coefficients of performance of the alpha-class Chebyshev mechanisms with the driven link stops, is cited.