

## ПРО ПРИЧИНУ АВАРІЙ ДИФЕРЕНЦІАЛЬНО-КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

### ПОСТАНОВКА ПИТАННЯ

З практики експлуатації диференціально-кулачкових механізмів, виконаних з різними схемами, відомі випадки аварій. Конструктивно правильно оформлені і якісно виготовлені ці механізми заклинюються у ті відрізки часу, коли їх ведені ланки періодично зупиняються або уповільнюються зі значним зниженням швидкості. Це мало місце при використанні диференціально-кулачкових механізмів, наприклад, в деяких типах самонакладів поліграфічних машин, при доводочних дослідженнях бісквітозагортального автомату типу «И8-ШЗБ» на заводі «Київпродмаш» та в інших випадках.

Особливістю структури кінематичного ланцюга диференціально-кулачкового механізму є те, що між його ведучою і веденою ланками існує замкнутий кінематичний контур з двома або більше ступенями рухомості. Причиною заклинювання механізму є зниження коефіцієнта корисної дії в окремих фазах циклу внаслідок появи в контурі паразитної замкнутої потужності, яка, перевищуючи потужність, вживану виконавчим органом машини, затрачується на збільшення реакції і витрат від сил тертя в кінематичних парах. Розроблені до цього часу методи кінематичного і силового дослідження зубчастих замкнутих планетарних передач [1, 2] дозволяють установити умови виникнення «циркулюючої паразитної потужності» в їх контурах, паралельні вітки яких мають тільки постійні передаточні відношення. У цій роботі наводиться шлях мінімізації паразитної замкнутої потужності в контурі диференціально-кулачкового механізму, що має вітку зі змінним передаточним відношенням. Усунення аварії механізму і підвищення його коефіцієнта корисної дії в критичні фази циклу роботи досягається методом підбору раціонального закону руху для кулачкової вітки контуру.

### РОБОТА ДИФЕРЕНЦІАЛЬНО-КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ ІЗ ЗУПИНКАМИ

До складу цих механізмів входить диференціал будь-якого типу, в якого з трьох основних ланок, двох центральних коліс і водила будь-які два можуть бути ведучими. Вибір ведучих ланок диференціала проводиться виходячи з умов найменших втрат у зачепленні і потрібного передаточного відношення. Диференціально-кулачковий механізм з одним ступенем рухомості з замкнутим контуром можна розглядати як механізм з двома ступенями рухомості, в якому ведучим ланкам  $a$  і  $b$  надаються однозначний обертовий та хитний незалежні рухи кінематичними ланцюгами  $J-a$  і  $J-b$  від загального для них ведучого вала  $J$  механізму. Як замикаючі ланцюги  $J-a$  і  $J-b$  використовуються відповідно зубчастий ряд і кулачковий механізм. Для

механізму, в основі якого лежить, наприклад, диференціал Давіда (рис. 1), кутова швидкість веденої ланки  $c$  має вигляд:

$$\begin{aligned} \omega_c &= \omega'_c \pm \omega''_c = \frac{z_a z_d}{z_e z_c} \omega_a \pm \left(1 - \frac{z_a z_d}{z_e z_c}\right) \omega_b = \\ &= -\frac{z_n z_a z_d}{z_m z_e z_c} \omega_J \pm \left(1 - \frac{z_a z_d}{z_e z_c}\right) b_k \frac{\gamma_\Sigma}{T_{\text{вд.наб}}} \end{aligned} \quad (1)$$

Тут  $\omega_J$ ,  $\omega_a$ ,  $\omega_b$  — кутові швидкості відповідно ведучої ланки  $J$  механізму центрального колеса  $a$  і водила  $b$ ;  $z_m$ ,  $z_n$ ,  $z_a$ ,  $z_c$ ,  $z_d$ ,  $z_e$  —

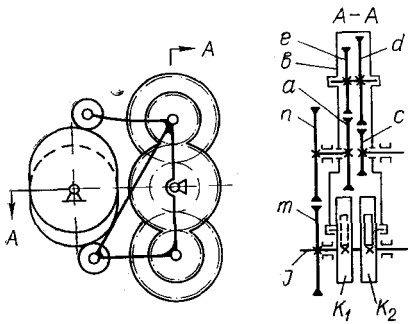


Рис. 1. Кінематична схема диференціально-кулачкового механізму.

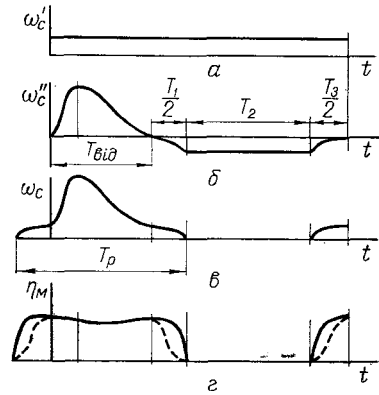


Рис. 2. Схеми одержання закону руху веденої ланки механізму —  $a$ ,  $b$ ,  $v$  та формування кривої к.к.д. —  $z$ .

числа зубів колес відповідних їм індексів;  $b_k$  — позиційний інваріант швидкості водила;  $\gamma_\Sigma$  — розмах водила;  $T_{\text{вд}} = \frac{\varphi_{\text{вд}}}{\omega_J}$  — період переміщення водила в границях фазового кута віддалення кулачка;  $T_{\text{наб}} = \frac{\varphi_{\text{наб}}}{\omega_J}$  — період переміщення водила в границях фазового кута наближення кулачка.

Загальне передаточне відношення механізму

$$i_{cJ} = \frac{\omega_c}{\omega_J} = -\frac{z_n z_a z_d}{z_m z_e z_c} \pm \left(1 - \frac{z_a z_d}{z_e z_c}\right) b_k \frac{\gamma_\Sigma}{\varphi_{\text{вд.наб}}} = i_{cJ}^b \pm i_{cJ}^a, \quad (2)$$

де  $i_{cJ}^b$  — передаточне відношення вітки  $J$ — $a$ — $c$  механізму при умовно зупиненій ланці  $b$ ;  $i_{cJ}^a$  — передаточне відношення вітки  $J$ — $b$ — $c$  механізму при умовно зупиненій ланці  $a$ .

На рис. 2 зображена схема додавання-віднімання кутових швидкостей  $\omega'_c$  та  $\omega''_c$ , зведених до веденої ланки  $c$  від ведучих ланок диференціала згідно з (1) за цикл роботи механізму. Протягом робочого ходу  $T_p$  в межах  $T_{\text{вд}}$   $i_{cJ}^b$  та  $i_{cJ}^a$  мають один знак, тобто  $i_{cJ}^a > 0$ .

Помножимо (2) на  $N_J$  — потужність, що підводиться до ведучої ланки  $J$ , і далі розділимо її на  $i_{cJ}$

$$N_J = \frac{i_{cJ}^b}{i_{cJ}} N_J + \frac{i_{cJ}^a}{i_{cJ}} N_J = N_a + N_b. \quad (3)$$

Тут  $N_a = \frac{i_{cJ}^b}{i_{cJ}} N_J$  — потужність, що підводиться до  $c$

по вітці  $J-a-c$ ;  $N_b = \frac{i_{cJ}^a}{i_{cJ}} N_J$  — потужність, що підводиться до  $c$  по вітці  $J-b-c$ . У фазі  $i_{cJ}^a \cdot i_{cJ}^b > 0$  без урахування втрат на тертя в механізмі потужність підведена  $N_J$  і вживана  $N_c$  дорівнюють по абсолютній величині і мають протилежні знаки

$$N_J = -N_c.$$

У відрізку часу  $\frac{T_1}{2}$  та  $\frac{T_3}{2}$  робочого ходу (див. рис. 2) здійснюється віднімання  $\omega_c'$  від  $\omega_c$

$$i_{cJ} = i_{cJ}^b - i_{cJ}^a. \quad (4)$$

Розподіл потоків потужностей в механізмі має вигляд:

$$N_J = \frac{i_{cJ}^b}{i_{cJ}} N_J - \frac{i_{cJ}^a}{i_{cJ}} N_J = N_a - N_b. \quad (5)$$

У фазі руху  $i_{cJ}^a \cdot i_{cJ}^b < 0$  ланка  $c$  механізму продовжує витрачати роботу на додання сил корисного опору. Частина підведеної до  $z_a$  потужності повертається в контур, що утворюється ланкою  $J$  ланцюгами  $J-a$ ,  $J-b$  та диференціалом і витрачається на збільшення реакцій та втрат від сил тертя в кінематичних парах. Величина цієї циркулюючої потужності із (5) після перетворення з урахуванням (4) визначається за виразом

$$N_b = \frac{1}{1 - \frac{i_{cJ}^b}{i_{cJ}^a}} N_J, \quad (6)$$

де  $i_{cJ}^b$  та  $i_{cJ}^a$  взяті за абсолютною величиною. Таким чином, при  $i_{cJ}^a \cdot i_{cJ}^b < 0$  на додання сил корисного опору веденою ланкою механізму підведена потужність повинна в декілька разів перевищувати вживану. Присутність паразитної замкнутої потужності в механізмі значно знижує його к.к.д. і може призвести до заклинювання ланок.

### МІНІМІЗАЦІЯ ЗАМКНУТОЇ ПОТУЖНОСТІ

Величину замкнутої потужності виразимо в безрозмірному вигляді. Для цього (6) поділимо на  $N_J$ , прийнявши  $i_{cJ}^a$  і  $i_{cJ}^b$  в абсолютних величинах, і після елементарних перетворень одержимо

$$d_y = \frac{N_b}{N_J} = \frac{b_k}{b_k - |A|}, \quad (7)$$

де  $b_k$  — безрозмірний позиційний інваріант швидкості вихідного закону руху для півциклів  $\frac{T_1}{2}$  і  $\frac{T_3}{2}$ ;  $A = \frac{i_{cJ}^b \varphi_1}{\left(1 - \frac{z_a z_d}{z_c z_e}\right) \gamma_1}$  — постійна величина,

яка визначається для кожного конкретного механізму із умови  $|b_{k \max}| = |A|$  в період зупинки  $T_2$ .

Значення  $\frac{\varphi_1}{2}$  і  $\frac{\varphi_3}{2}$  знаходимо за залежностями для комбінованих законів руху [3].

Миттєві к.к.д. механізму для фази  $i_{cJ}^a \cdot i_{cJ}^b < 0$  визначаються за формулою

$$\eta_m = \frac{1}{1 + \psi_m}, \quad (8)$$

де  $\psi_m$  — сумарний коефіцієнт втрат механізму, що дорівнює сумі коефіцієнтів втрат у ланцюгах з відповідними індексами.

$$\psi_m = \psi_{Ja} + \psi_{Jb} + \psi_{ac}. \quad (9)$$

Коефіцієнти втрат ланцюгів  $I-a$  і  $I-b$  пропорційні до потоків потужностей, що через них проходять

$$\psi_{Ja} = \frac{i_{cJ}^b}{i_{cJ}^a} \psi_{mn}, \quad (10)$$

де  $\psi_{mn}$  — коефіцієнт втрат в передачі  $z_m - z_n$

$$\psi_{Ja} = \left| \frac{i_{cJ}^a}{i_{cJ}} \right| \cdot \frac{\psi_{Jb}}{\eta_{Jb}}, \quad (11)$$

де  $\psi_{Jb}$  і  $\eta_{Jb}$  — коефіцієнт втрат і к.к.д. кулачкового механізму

$$\psi_{ac} = \frac{(i_{cJ} - i_{bJ})}{i_{cJ}} \psi_{ac}^b, \quad (12)$$

де  $\psi_{ac}^b$  — коефіцієнт втрат у передачі диференціала  $z_a - z_d - z_e - z_c$  при зупиненому водилі  $b$ ;  $\frac{i_{cJ} - i_{bJ}}{i_{cJ}}$  — множник, пропорційний величині потужності, вживаної веденою ланкою механізму при  $|i_{cJ}^a| > |i_{cJ}^b|$ ;  $i_{bJ} = b_k \frac{\gamma_1}{\varphi_1}$  — аналог швидкості кулачкового механізму.

Після підстановки (10), (11), (12) у вираз (9) і, перетворивши  $i_{Jc} = \frac{1}{i_{cJ}}$ , одержимо

$$\psi_m = i_{Jc} \left[ i_{cJ}^b \psi_{mn} + i_{cJ}^a \frac{\psi_{Jb}}{\eta_{Jb}} + (i_{cJ} - i_{bJ}) \psi_{ac}^b \right]. \quad (13)$$

Аналізуючи вираз (7), в якому в період розбігу або вибігу існує перевищення абсолютної величини  $[A]$  над  $b_k$ , легко помітити, що з метою зниження величини замкнутої потужності необхідно вибирати такий вихідний закон руху, де біжучі значення  $b_k$  зростають б від нуля найбільш поступово протягом більшої частини півциклу  $\frac{T_1}{2}$  або  $\frac{T_3}{2}$  з наступним стрімким виходом до свого максимуму з забезпеченням нормальної роботи кулачкового механізму. Ця закономірність знаходить своє відображення і в (13), підпорядкованій (8), головним чином завдяки зміні величини  $i_{Jc}$ , коли відповідно протягом більшої частини півциклу усувається її швидке зростання, що значно поліпшує ефект передачі корисної потужності механізмом. Це наочно ілюструється на рис. 3 і 4. Тут вплив вибору вихідного закону руху показано на графіку  $\eta_m - \frac{\varphi_{1,3}}{2}$ ; де по осі абсцис на базі шести безрозмірних одиниць відкладено кут повороту кулачка  $\frac{\varphi_1}{2}$  або  $\frac{\varphi_3}{2}$ , а по осі ординат  $\eta_m$  — к.к.д. механізму. Нанесені криві відображають передній та аналогічно задній фронти діаграми к.к.д. на рис. 2, з незалежно від швидкісних характеристик напіввіток розбігу і вибігу, показаних на рис. 4. Умовні позначення законів руху прийняті стосовно [3]: КСО5 — закон «Комбіновані синусоїди»; С — закон «Сінусоїдальний»;  $P_1$  і  $P_2$  — закони зі зміною швидкості по квадратичній і кубічній параболах.

До аналізу к.к.д. було прийнято:

$$\frac{z_a z_d}{z_e z_c} = 16; \quad \frac{z_m}{z_n} = 1; \quad \psi_{mn} = 0,015; \quad \psi_{Jb} = 0,2; \quad \eta_{Jb} = 0,8; \quad \psi_{ac} = 0,052.$$

З метою мінімізації паразитної замкнутої потужності в півцикли розбігу та вибігу  $\frac{T_1}{2}$  та  $\frac{T_3}{2}$  необхідно призначити такі закони руху, що мають піки швидкостей у безрозмірному вигляді  $B_R \geq 2$ . При збільшенні  $B_R$  зменшуються значення  $d_y$  за формулою (7), але як відомо

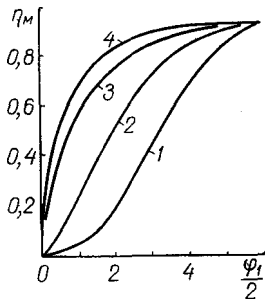


Рис. 3. Вплив закону руху веденої ланки на характер зміни переднього фронту кривих к.к.д.:

1—4 — к.к.д. законів КСОБ;  
С; П<sub>1</sub>; П<sub>2</sub>.

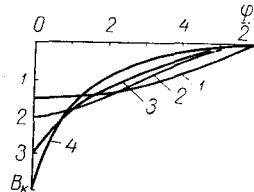


Рис. 4. Характер зміни інваріантів швидкості у півцикл розбігу:

1 — закону КСОБ; 2 — закону С; 3 — закону П<sub>1</sub>;  
4 — закону П<sub>2</sub>.

із властивостей законів руху [3] при цьому зростають піки прискорень та погіршуються динамічні характеристики механізму, що необхідно враховувати при синтезі закону руху веденої ланки.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Кудрявцев В. Н. Планетарные передачи. М., Машгиз, 1960.
2. Никитин А. А. Явление возврата мощности через замыкающую кинематическую цепь. Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, вып. XIX, 1948.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.
4. Титков Ф. А. Кинематическое и динамическое исследование замкнутых рычажных механизмов, применяемых в машинах пищевой и легкой промышленности. Автореферат канд. дисс. Московский технологический институт пищевой промышленности, 1969.

Yu. M. DANILETSKY

#### THE CAUSE OF CAM DIFFERENTIAL MECHANISMS BREAK-DOWN

##### Summary

The results analytical study of the law of motion influences of one of the driving link of the closed cam differential mechanism on a circulating parasiting closed power unit which sometimes occurs in the mechanism and which distinctly worsens the efficiency of the mechanism during some cycle phases. The data are intended for machine designers and permit choosing parameters for working mechanisms without a break-down.