

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ З ПРИСТРОЄМ ДЛЯ ВИБИРАННЯ ЗАЗОРІВ І ЗРІВНОВАЖУВАННЯ НАДЛИШКОВИХ МОМЕНТІВ

У цій статті наводимо результати експериментальних досліджень кулачково-важільного механізму (КВМ) з пружинним розвантажувальним пристроєм (РП), який забезпечує одночасно зі зрівноважуванням надлишкових крутних моментів вибирання зазорів у шарнірних з'єднаннях чотириланкового.

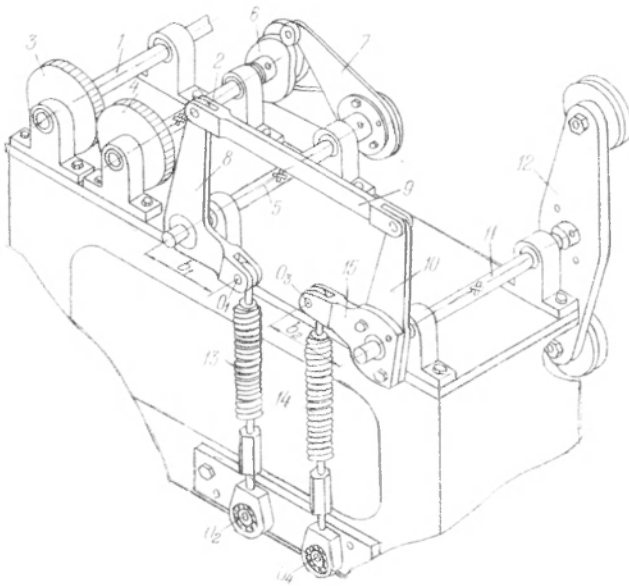


Рис. 1. Стенд для дослідження КВМ з РП.

Дослідження проводили на спеціальній установці, виконаній у вигляді приставки до універсального станку, який спроектовано та виготовлено на кафедрі поліграфічних машин УПІ (рис. 1). Розподільний вал 1 одержує обертальний рух від асинхронного двигуна через клинопасову передачу. Плавне регулювання кутової швидкості розподільного вала в діапазоні  $\pm 500$  об/хв здійснюється гідравлічним універсальним регулятором швидкості, який з'єднано послідовно з двигуном. Від розподільного вала рух передається головному 2 зубчастою передачею 3, 4 і далі до проміжного 5 через кулачково-коромисловий механізм (6 — кулачок, 7 —

штовхача I) з кінематичним замиканням вищої пари ролик—кулачок. Чотириланковик (8 — штовхач II; 9 — шатун; 10 — коромисло) надає періодичного руху веденій масі 12. РП складається з двох пружин розтягу 13, 14, одні кінці яких шарнірно закріплені на штовхачі II і коромислі, а протилежні — на станині. Чотириланковик разом з пружинами та веденою масою є коливальним контуром, в якому частота й амплітуда коливань визначаються жорсткістю пружин і геометричними параметрами ланок чотириланковика.

Надлишкові крутні моменти, що виникають внаслідок періодичного (коливального) руху інерційної маси, зрівноважуються розвантажувальними моментами  $M_p$ , які створюються на веденому валі II від спільної дії зусиль пружин. Для забезпечення вибирання зазорів у шарнірних з'єднаннях шатуна натяг пружин у положенні статичної рівноваги повинен бути таким, щоб він частково зберігався й в крайніх положеннях коливального контура, де довжина однієї з пружин — мінімальна.

Розв'язок диференціального рівняння руху коливального консервативного контура приводить до таких залежностей для кутових переміщень  $\chi_2$  і періоду коливань  $T_2$  веденої маси:

$$\chi_2 = \frac{\chi_0}{2} \cdot \cos \pi \kappa + \frac{p \cdot \chi_0^3}{1536 \cdot q} \cdot \cos 3\pi \kappa; \quad (1)$$

$$T_2 = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{1536 \cdot I \cdot q}{1536 \cdot q^2 + 48 \cdot q \cdot p \cdot \chi_0^2 + 0,0625 \cdot p^2 \cdot \chi_0^4}}; \quad (2)$$

де  $q = c_1 \cdot r^2 \cdot (\xi \cdot \beta_2^2 + N \cdot \beta_1^2)$ ;  $p = c_1 \cdot r^2 \left[ \xi \cdot \beta_2^2 \cdot \left( 3 \frac{\Delta L_2}{\rho_2} - 4 \right) + \beta_1 \cdot \frac{\Delta L_1}{\rho_1} \cdot (R \times \times \beta_1 - P \cdot \rho_1) - M \cdot \beta_1^2 \right]$ ;  $\chi_0$  — кутовий розмах коромисла;  $K = \frac{2t}{I_2}$  — відносний час;  $t$  — біжуче значення часу;  $I$  — момент інерції веденої маси;  $\xi = \frac{c_2}{c_1}$  — коефіцієнт відношення жорсткостей пружин;  $c_1$  і  $c_2$  — відповідно жорсткості пружин 13 і 14;  $r$  — довжина штовхача II, яку прийнято за одиницю виміру лінійних величин коливального контура;  $\beta_1 = \frac{b_1}{r}$ ,  $\beta_2 = \frac{b_2}{r}$ ;  $\rho_1 = \frac{d_1}{r}$ ;  $\rho_2 = \frac{d_2}{r}$ ;  $\Delta L_1 = \frac{\Delta l_1}{r}$  і  $\Delta L_2 = \frac{\Delta l_2}{r}$  — безрозмірні геометричні параметри;  $b_1$  і  $b_2$  — довжини плеч ричагів (рис. 1);  $d_1 = O_1O_2$  і  $d_2 = O_3O_4$  — віддалі між точками шарнірного закріплення пружин, які відлічуються в положенні статичної рівноваги коливального контура;  $\Delta l_1$  і  $\Delta l_2$  — абсолютні натяги пружин 13 і 14 при тому ж положенні коливального контура;  $N$ ,  $R$ ,  $P$ ,  $M$  — числові величини, які виключно залежать від геометричних параметрів чотириланковика [2]  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\lambda$ .

У період усталеного руху функцією кулачкового механізму є живлення коливального контура енергією, що йде на поповнення втрат у реальному механізмі та коректування руху веденої ланки відповідно до циклограми на перехідних швидкісних режимах. Експериментальні дослідження стендового механізму проводили

при таких параметрах коливального контура:  $I=15,41$  кгс·см·с<sup>2</sup>,  $\alpha_{\Sigma}=22^{\circ}$ ;  $T_2=0,32$  с (розрахунковий швидкісний режим);  $r=250$  мм;  $\beta_1=\beta_2=0,52$ ;  $q_1=q_2=2,4$ ;  $\Delta L_1=\Delta L_2=0,196$ ;  $\xi=1,0$ ;  $N=1,0$ ;  $R=3,0$ ;  $P=0$ ;  $M=4,0$ ;  $\alpha=\lambda=1,44$ ;  $\beta=1,0$ .

З рівності (2) після підстановки вказаних значень параметрів коливального контура визначали жорсткості пружин  $c_1=17,89$  кгс/см і  $c_2=\xi \cdot c_1$ , які відповідають розрахунковому швидкісному режимові на головному валі ( $n_{г.д}=\frac{60}{T_2}=188$  об/хв). Як вихідний механізм

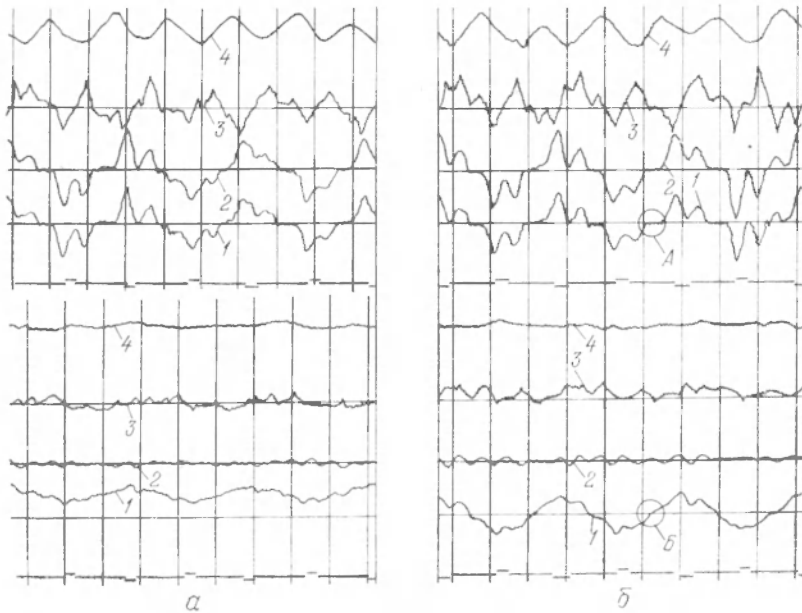


Рис. 2. Типові осцилограми запису процесу зрівноважування на розрахунковому швидкісному режимі: а — при варіанті I; б — при варіанті II.

1, 2, 3 — крутні моменти відповідно на веденому, проміжному та головному валах; 4 — миттєві значення кутової швидкості розподільного вала.

використано безпаузний кулачково-коромисловий механізм з базовою відстанню 190 мм, довжиною коромисел 150 мм і фазовими кутами  $\varphi_{в}=\varphi_{п}=180^{\circ}$ .

Ми поставили собі за мету перевірити на практиці основні положення теорії аналітичного розрахунку КВМ з РП й ефективність зрівноважування при двох можливих конструктивних варіантах установки пружин РП (варіант I — ричаг 15 разом з пружиною 14 установлені на навантажувачі 12; варіант II відповідає рис. 1); дослідити вплив швидкісного режиму на ефект зрівноважування та вплив установки РП на коефіцієнти динамічності веденої системи та рівномірність роботи привода.

На рис. 2 відображені результати експериментальних досліджень процесу зрівноважування на розрахунковому швидкісному

режимі при двох варіантах прикладення навантаження від пружини 14 і діаметральних зазорах у шарнірних з'єднаннях шатуна  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,8$  мм. Верхні карти осцилограм містять досліджувані параметри при роботі КВМ, нижні карти — при сумісній роботі КВМ і РП.

При візуальному зіставленні верхніх карт осцилограм з нижніми помітне зменшення піків крутних моментів на головному, проміжному та веденому валах КВМ, а також спадання амплітуди коливальних кутової швидкості привода внаслідок застосування РП. Крім того, установка РП забезпечує вибирання зазорів у рухомих з'єднаннях чотириланкового, що підтверджують ділянки осцилограм А і Б (А — вибирання зазорів при зміні знака моменту без РП; Б — відсутність вибирання зазорів при зміні знака моменту при наявності РП).

Ефективність процесу зрівноважування прийнято характеризувати коефіцієнтами зрівноважування [1], які на головному і проміжному валах КВМ виражаються:

$$K_{з.гл} = \frac{M_{з \max}}{M'_{з \max}}; \quad K_{з.пр} = \frac{M_{2 \max}}{M'_{2 \max}},$$

де  $M_{2 \max}$  і  $M_{з \max}$  — максимальні крутні моменти на проміжному та головному валах, що виникають при роботі КВМ;  $M'_{2 \max}$  і  $M'_{з \max}$  — ті ж моменти при роботі КВМ з РП.

При відхиленні швидкісного режиму від розрахункового значення  $k_3$  плавно зменшуються, причому з підвищенням швидкості криві пологіші (рис. 3). Максимальне значення коефіцієнтів зрівноважування на головному валі нижче відповідних значень на проміжному валі, що пояснюється збільшенням моментів  $M'_{з}$ , які необхідні для переборення втрат у самому кулачковому механізмі. Крім того, незбалансованість кулачків, а також вплив частоти силових імпульсів зубчастої передачі, яка в основному проявляється на головному валі, погіршує відносний ефект зрівноважування на останньому.

Збільшення зазорів у шарнірних з'єднаннях шатуна від  $\Delta_1 = \Delta_2 = H$  (відповідає ковзній посадці  $\frac{A}{C}$ ) до  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,8$  мм приводить до зростання коефіцієнтів зрівноважування  $K_{з.гл}$  і  $K_{з.пр}$  в досліджуваному діапазоні швидкісного режиму. Це пояснюється тим, що зі збільшенням зазорів  $\Delta$  зростають і коефіцієнти динамічності веденої системи при роботі КВМ без РП, які зумовлюють підвищення моментів  $M_{2 \max}$  і  $M_{з \max}$ .

Значення коефіцієнтів зрівноважування на головному та проміжному валах КВМ для розрахункового швидкісного режиму вищі при варіанті I прикладення навантаження від пружини 14, ніж при варіанті II, що можна пояснити збільшенням жорсткості веденої системи при сумісній роботі КВМ і РП внаслідок приєднання до навантажувача пружини 14, а також накладанням пружних коливань останньої на крутні коливання веденої системи.

У результаті вибирання зазорів і зрівноважування надлишкових крутних моментів на проміжному та головному валах коефіцієнти динамічності зменшились на всьому діапазоні швидкостей. Так, на розрахунковому швидкісному режимі це зниження становить відповідно 1,65—1,90 рази при зазорах  $\Delta_1 = \Delta_2 = H$  і  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,8$  мм. Крім того, установка РП сприяла зменшенню амплітуди

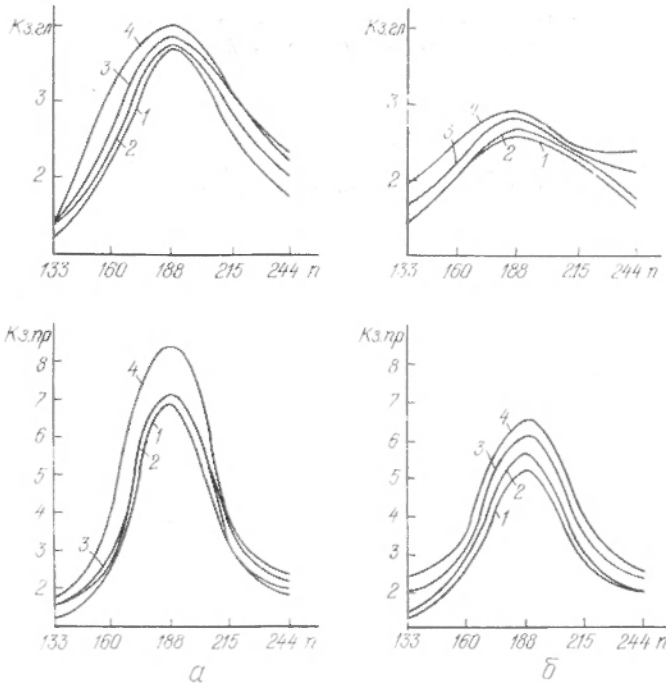


Рис. 3. Залежність коефіцієнтів зрівноважування на головному та проміжному валах від швидкісного режиму й величин зазорів у кінематичних парах чотириланкового: а — при варіанті I; б — при варіанті II. 1 —  $\Delta_1 = \Delta_2 = H$ ; 2 —  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,1$  мм; 3 —  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,4$  мм; 4 —  $\Delta_1 = \Delta_2 = 0,8$  мм.

коливань кутової швидкості привода в середньому в 3—4 рази приблизно при тому ж зниженні надлишкових крутних моментів на головному валі КВМ (рис. 2).

Таким чином, результати експериментальних досліджень підтвердили правильність методики розрахунку пружинних РП з врахуванням прийнятих припущень і свідчать про доцільність і ефективність їх застосування. Пружинний РП спричинює демпфуючий вплив на динаміку веденої та ведучої ланок КВМ, зменшує пружні коливання ведучої та веденої систем, підвищує кінематичну точність механізму. Проведені дослідження підтверджують доцільність застосування КВМ разом з РП у високошвидкісних циклових машинах-автоматах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравнивающих кулачковых механизмов. Автореф. канд. дис. Львов, 1964.
2. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

*A. A. BILETSKY*

### **THE EXPERIMENTAL RESEARCH OF CAM-LIVERED MECHANISM WITH DEVICE SELECTION OF CLEARANCES AND SURPLUS MOMENTS BALANCE**

#### **S u m m a r y**

On the special stand there was experimentally investigated the effectiveness of use of spring unloading device for selection of clearances in hinge joinings connecting-rods of cam-livered mechanism and surplus moments balance

---