

СИНТЕЗ ЗРІВНОВАЖУВАЛЬНИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З УРАХУВАННЯМ ПРУЖНОСТІ ВЕДЕНОЇ СИСТЕМИ

Пружні коливання, що періодично збуджуються у веденій системі виконавчого механізму при сталому режимі роботи машини-автомата, кількісно і якісно змінюють навантаження, які діють на головний вал. Зрівноважувальні кулачкові механізми, профіль кулачків яких розрахований без врахування пружних коливань у веденій системі виконавчих механізмів, не забезпечують повного зрівноваження. Коефіцієнт зрівноваження при цьому залежить від частоти та характеру збуджуваних коливань і при відповідних умовах може бути близьким до одиниці.

Для підвищення ефекту зрівноваження слід провадити розрахунок зрівноважувальних кулачкових механізмів з врахуванням пружних коливань веденої системи. Досягти цього можна двома шляхами. Перший — використання полідипамічних законів періодичного руху, що забезпечують відсутність пружних коливань веденої системи при розрахунковому швидкісному режимі. Другий шлях для будь-якого закону руху — синтез зрівноважувального кулачкового механізму з врахуванням пружності веденої системи виконавчого механізму. Використання при синтезі першого чи другого шляхів зумовлюється конкретними вимогами роботи виконавчого механізму до закону руху робочого органу. Нижче ми наводимо методику синтезу зрівноважувального кулачкового механізму з врахуванням пружності веденої системи виконавчого механізму.

Рух веденої системи виконавчого механізму без врахування демпфірування описується неоднорідним лінійним диференціальним рівнянням другого порядку

$$c_{km} + v^2 a_{km} = v^2 a_k, \quad (1)$$

де a_{km} і c_{km} — інваріанти подібності переміщення та прискорення веденої маси виконавчого механізму; a_k — інваріант подібності пе-

реміщення штовхача виконавчого кулачкового механізму; $v = \frac{2\pi T}{\tau}$ — критерій частотної подібності; T — період кінематичного циклу; τ — період власних коливань веденої системи.

Загальне розв'язання рівняння (1) зумовлюється функцією в правій частині a_k і початковими умовами. Момент, зведений до коромислового штовхача з врахуванням пружності веденої системи, дорівнює

$$M_{кр} = C \gamma_{\Sigma} (a_{км} - a_k) = c_{км} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right], \quad (2)$$

де C — зведена жорсткість веденої системи; γ_{Σ} — кутовий розмах штовхача; I — момент інерції веденої маси.

Отже, енергія, накопичена з початку кінематичного циклу виконавчого механізму,

$$A_{н} = C \gamma_{\Sigma} \int_0^{a_k} (a_{км} - a_k) d a_k = \int_0^{a_k} c_{км} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right] d a_k. \quad (3)$$

З умови зрівноваження випливає

$$A_{зр} = -A_{н}, \quad (4)$$

де $A_{зр}$ — потенціальна енергія, повернута чи накопичена зрівноваженням механізмом.

Для пневматичного навантажувача [3]

$$A_{зр} = a_{ky} [S_y \cdot p], \quad (5)$$

де a_{ky} — інваріант переміщення поршня пневматичного навантажувача; S_y — розмах поршня; p — зусилля, що розвивається пневматичним навантажувачем.

Підставивши (5) в (4), одержуємо

$$a_{ky} [S_y \cdot p] = - \int_0^{a_k} c_{км} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right] d a_k, \quad (6)$$

звідки визначається інваріант переміщення поршня пневматичного навантажувача

$$a_{ky} = - \frac{\int_0^{a_k} c_{км} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right] d a_k}{[S_y \cdot p]}. \quad (7)$$

Із умови рівності енергоємності пневматичного навантажувача та найбільшої кінетичної енергії, накопичуваної виконавчим механізмом, випливає

$$S_y \cdot p = B_{n1}^2 \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{2 T^2} \right], \quad (8)$$

де B_{n1} — константа піка швидкості веденої маси.

Підставивши (8) в (7) і провівши скорочення, одержимо вираз позиційного інваріанта переміщення

$$a_{ky} = - \frac{2}{B_m^2} \int_0^{a_k} c_{km} \cdot d a_k. \quad (9)$$

Для пружинного навантажувача потенціальна енергія, накопичена чи повернена ним, дорівнює [3]

$$A_{зр} = \frac{1}{2} a_{ky}^2 \cdot C \cdot s_y^2 - a_{ky} s_y^2 C (1 + \psi), \quad (10)$$

де a_{ky} і s_y — інваріант переміщення і розмах штока пружинного навантажувача; C — зведена жорсткість пружинного навантажувача; $\psi = \frac{s_0}{s_y}$ — коефіцієнт монтажно́ї деформації; S_0 — монтажна деформація пружини.

Порівнявши (10) до (3), одержуємо

$$\frac{1}{2} a_{ky}^2 \cdot C \cdot s_y^2 - a_{ky} s_y^2 C (1 + \psi) = - \int_0^{a_k} c_{km} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right] d a_k. \quad (11)$$

Перетворимо (11) до вигляду

$$a_{ky}^2 - 2 a_{ky} (1 + \psi) + \frac{2 \int_0^{a_k} c_{km} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right] d a_k}{C \cdot s_y^2}. \quad (12)$$

З умови рівності енергоємності пружинного навантажувача і найбільшої кінетичної енергії виконавчого механізму маємо

$$(\psi + 0,5) s_y^2 C = B_m^2 \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{2 T^2} \right], \quad (13)$$

звідки

$$s_y^2 C = B_m^2 \frac{\left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{T^2} \right]}{2 \psi + 1}. \quad (14)$$

Підставивши (14) в (12), запишемо

$$a_{ky}^2 - 2 a_{ky} (1 + \psi) + \frac{2(2\psi + 1)}{B_m^2} \int_0^{a_k} c_{km} d a_k. \quad (15)$$

Із (15) маємо інваріант переміщення штока пружинного навантажувача

$$a_{ky} = 1 + \psi - \sqrt{(1 + \psi)^2 - \frac{2(2\psi + 1)}{B_m^2} \int_0^{a_k} c_{km} d a_k}. \quad (16)$$

Нижче розв'язуємо інтеграл $\int_0^{a_k} c_{km} \cdot da_k$ для закону періодичного руху: діаграма прискорення — косинусоїда, що відображає якісні зміни надлишкової енергії виконавчого механізму з початку кінематичного циклу з врахуванням пружних коливань, збуджуваних у веденій системі. Інваріант переміщення штовхача виконавчого механізму дорівнює

$$a_k = \frac{1}{2} - \frac{1}{2} \cos \pi k, \quad (17)$$

де $k = \frac{t}{T}$ — відносний час.

Інваріант прискорення веденої маси, що є другою похідною від функції a_{km} і розв'язком рівняння (1), дорівнює

$$c_{km} = \frac{\pi^2 \nu^2}{2(\pi^2 - \nu^2)} [\cos \nu k - \cos \pi k]. \quad (18)$$

З врахуванням (17) і (18) підінтегральну функцію записуємо

$$\int_0^{a_k} c_{km} da_k = \int_0^{a_k} \frac{\pi^2 \nu^2}{2(\pi^2 - \nu^2)} [\cos \nu k - \cos \pi k] \cdot \frac{1}{2} \pi \sin \pi k \cdot dk$$

або, після зміни границь інтегрування

$$\int_0^{a_k} c_{km} \cdot da_k = \int_0^k \frac{\pi^3 \nu^2}{4(\pi^2 - \nu^2)} [\cos \nu k - \cos \pi k] \sin \pi k \cdot dk. \quad (19)$$

Розв'язок (19) має вигляд

$$\int_0^{a_k} c_{km} \cdot da_k = \frac{\pi^3 \nu^2}{8(\pi^2 - \nu^2)} \left[\frac{\cos 2\pi k}{2\pi} - \frac{\cos(\pi + \nu)k}{\pi + \nu} - \frac{\cos(\pi - \nu)k}{\pi - \nu} \right] \Bigg|_0^k$$

або, після підстановки границь інтегрування,

$$\int_0^{a_k} c_{km} \cdot da_k = \frac{\pi^3 \nu^2}{8(\pi^2 - \nu^2)} \times \left[\frac{1 - \cos(\pi + \nu)k}{\pi + \nu} + \frac{1 - \cos(\pi - \nu)k}{\pi - \nu} - \frac{1 - \cos 2\pi k}{2\pi} \right]. \quad (20)$$

З врахуванням (20) залежності (19) і (16) перетворюються до виду:

інваріант переміщення поршня пневматичного навантажувача

$$a_{ky} = - \frac{\pi^3 \nu^2}{4 B_m^2 (\pi^2 - \nu^2)} \times \left[\frac{1 - \cos(\pi + \nu)k}{\pi + \nu} + \frac{1 - \cos(\pi - \nu)k}{\pi - \nu} - \frac{1 - \cos 2\pi k}{2\pi} \right]; \quad (21)$$

інваріант переміщення штока пружинного навантажувача

$$a_{ky} = 1 + \psi -$$

$$\sqrt{(1 + \psi)^2 - \frac{\pi^3 \nu^3 (2\psi + 1)}{4 B_m^2 (\pi^2 - \nu^2)} \left[\frac{1 - \cos(\pi + \nu)k}{\pi + \nu} + \frac{1 - \cos(\pi - \nu)k}{\pi - \nu} - \frac{1 - \cos 2\pi k l}{2\pi} \right]} \quad (22)$$

Синтез зрівноважувального механізму за вищенаведеними залежностями забезпечить високий коефіцієнт зрівноваження на розрахунковому швидкісному режимі. Однак при відхиленні від розрахункового швидкісного режиму за рахунок зміни характеру й амплітуд збуджуваних коливань ефект зрівноваження порушуватиметься.

Найбільший крутний момент на головному валі від виконавчого механізму дорівнює

$$M_{кр \max} = D_m \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right], \quad (23)$$

де D_m — константа піка кінетичної потужності з врахуванням пружно-частотних характеристик веденої системи; ω_1 — кутова швидкість головного вала.

Біжучий крутний момент

$$M_{кр} = d_{kr} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right], \quad (24)$$

де d_{km} — інваріант кінетичної потужності з врахуванням пружно-частотних характеристик веденої системи.

Крутний момент, що створюється на головному валу зрівноважувачем механізмом з пневматичним навантажувачем,

$$M_{зр} = \theta_{ky} \left[\frac{p \cdot s_y}{\omega_1 T} \right] = d_{km_0} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right], \quad (25)$$

де d_{km_0} — інваріант кінетичної потужності на розрахунковому швидкісному режимі.

Ефект зрівноваження оцінимо коефіцієнтом зрівноваження

$$k_y = \frac{D_m \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right]}{\left| d_{km} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right] - d_{km_0} \left[\frac{I \gamma_{\Sigma}^2}{\omega_1 T^3} \right] \right|_{\max}} = \frac{D_m}{\left| d_{km} - d_{km_0} \right|_{\max}} \quad (26)$$

З (26) видно, що величина коефіцієнта зрівноваження при відхиленні від швидкісного режиму залежить від закону руху веденої ланки і пружно-частотних характеристик веденої системи.

Результати досліджень залежності (26), виконані на машині «Мінськ-22», показані у вигляді графіків на рис. 1. За розрахунковий режим приймали $\nu_p = 8; 10; 12; 16; 20; 22; 25; 30$. Досліди проводили для законів руху: діаграма прискорень — синусоїда C_0 і діаграма прискорень — косинусоїда K . Для порівняння з традиційними законами періодичного руху був досліджений полідин

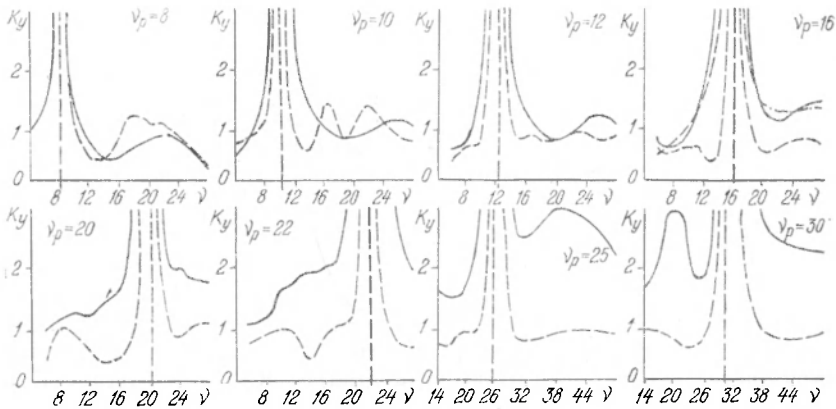


Рис. 1. Залежності коефіцієнта зрівноваження K_y від швидкісного режиму ν при різних розрахункових режимах ν_p (суцільна, штрихова, штрихпунктирна лінії відповідно для законів руху C_0 ; K ; 8.8).

8.8. з $\nu_p=16$. Дослідження показали, що високий коефіцієнт зрівноваження для всіх трьох законів періодичного руху зберігається у вузькому швидкісному діапазоні. При переході на інший швидкісний режим $\nu_p < \nu < \nu_p$ величина коефіцієнта зрівноваження різко зменшується і в окремих випадках досягає $K_y < 1$. Швидкісний діапазон з задовільними коефіцієнтами зрівноваження для закону руху C_0 ширше, ніж для K і 8.8.

Зі збільшенням жорсткості веденої системи швидкісний діапазон з задовільними значеннями коефіцієнтів зрівноваження розширюється. Для закону руху K коефіцієнти зрівноваження в більшості випадків менші, ніж для C_0 і 8.8. Слід зазначити, що коефіцієнти зрівноваження для полідинамічного закону 8.8 і синусоїдального C_0 при розрахунковому та зміненому режимах приблизно однакові.

Цікаво оцінити величину найбільшого інваріанту незрівноваженого крутного моменту, діючого на головний вал при швидкісних режимах, відмінних від розрахункових,

$$M_{\text{ин}} = \left| d_{km} - d_{km_0} \right|_{\text{max}}$$

На рис. 2. показані залежності $M_{\text{ин}}$ від критерію частотної подібності ν при розрахунковому $\nu_p=14,235$ для трьох досліджених законів (C_0 ; K ; 8.8).

Із рис. 2 видно, що при розрахунковому швидкісному режимі найбільші інваріанти незрівноважувального крутного моменту дорівнюють нулю. При відхиленні від розрахункового режиму ці інваріанти зростають. Для закону K найбільшої величини $M_{\text{ин}}$ досягає при $\nu=18$ і потім з незначними коливаннями продовжує збільшуватися. Для закону C_0 $M_{\text{ин}}$ досягає максимуму при $\nu=17$, потім понижується до $M_{\text{ин}}=5,5$ при $\nu=30$ і поступово зростає до $M_{\text{ин}}=8,5$ при $\nu=40$. Для закону 8.8 $M_{\text{ин}}$ збільшується більш плавно

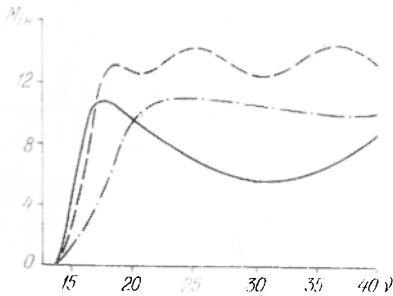


Рис. 2. Залежності максимумів інваріантів незрівноважених крутних моментів M_{in} від швидкісного режиму при $\nu_p = 14,239$ (суцільна, штрихова, штрихпунктирна лінії відповідно для законів руху C_0 ; K ; 8.8).

і досягає максимуму $M_{in} = 9,2$ при $\nu = 24$. Потім із зростанням ν поволі знижується. Найменший M_{in} при незначному відхиленні від швидкісного режиму до $\nu = 20$ для закону 8.8, а в діапазоні від $\nu = 20$ до $\nu = 40$ для закону C_0 .

Отже, для механізмів з широким діапазоном робочих швидкостей більш доцільно використовувати традиційний закон періодичного руху C_0 .

ЛІТЕРАТУРА

1. Католюз Е. И. Синтез и экспериментальные исследования уравновешивающих кулачковых механизмов с пневмоагрегаторами.— «Теория машин и механизмов», 1974, вып. 16.
2. Полюдов А. Н. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореф. канд. дис., Львов, 1964.
3. Полюдов А. Н. Использование инвариантов подобия при расчете уравновешивающих кулачковых механизмов.— «Научные записки УПИ им. Ив. Федорова», 1961, т. 24.
4. Саввин Э. А. Синтез законов движения инерционных кулачковых механизмов с учетом упругости звеньев ведомой системы. Автореф. канд. дис., Львов, 1967.
5. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

O. M. POLYUDOV, V. O. LAPTEV

SYNTHESIS OF THE BALANCING CAM MECHANISMS (BCM) WITH THE REGARD OF THE ELASTICITY OF THE DRIVEN SYSTEM

Summary

The article deals with the method of synthesis of balancing cam mechanisms with the regard of the driven system of acting mechanisms. The results of the investigation of the influence of the speed change regime on the balancing effect are cited.