

ПРО ЗРІВНОВАЖУВАННЯ СИЛ ІНЕРЦІЇ ТА ВИБИРАННЯ ЗАЗОРІВ У ШАРНІРАХ КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

Як відомо, пульсація енергії в приводах машин-автоматів супроводжується виникненням надлишкових сил, які породжують ряд негативних явищ: перевантаження передатних механізмів, вимушені торсіонні коливання валопроводів, інтенсивне спрацювання кінематичних пар тощо. Широке застосування кривошипно-повзунних механізмів (КПМ) у техніці підтверджує актуальність проблеми їх зрівноважування. Наприклад, для зрівноважування надлишкових сил, зведених до ведучого вала, доцільно встановлювати зрівноважувальні кулачкові механізми (ЗКМ), які розвантажують вал. Методика синтезу ЗКМ висвітлена у роботах [2, 3]. Але проблема вибирання зазорів у шарнірах КПМ при застосуванні ЗКМ «традиційного» виду залишається нерозв'язаною.

Нижче наводиться методика синтезу пристроїв, передбачених для вибирання зазорів у шарнірах КПМ та зрівноважування надлишкових сил (рис. 1). Тут, на відміну від ЗКМ [2], пружинний навантажувач (ПН) 4 кріпиться не до нерухої опори, а з'єднаний з повзуном 3. Оскільки зусилля пружини однозначне протягом кінематичного циклу T , то зазори у шарнірах A і B завжди односторонньо вибрані. Сумарне переміщення штока навантажувача (ШН) 5 складається з переміщень, еквівалентних переміщенням повзуна 3, а також з переміщень, необхідних для накопичення потенціальної енергії

$$s_{\Sigma} = a_{hy} S_y + a_h S_{\chi}, \quad (1)$$

де a_{hy} — інваріант переміщень ШН; S_y — повний хід його; a_h — інваріант переміщень повзуна; S — повний хід повзуна; χ —

коефіцієнт, відображаючий вплив геометричної схеми. Опускаючи проміжні викладки, запишемо χ у вигляді

$$\chi = \frac{\sin \delta' - \sin \delta}{\sin (\delta' - \delta)}, \quad (2)$$

де виличини кутів визначаються з трикутника CBB' (рис. 1). По-значивши через $\mu = \frac{S_v}{S}$ коефіцієнт відносного ходу, перепишемо вираз (1)

$$s_{\Sigma} = S(a_{ky}\mu + a_k\chi). \quad (3)$$

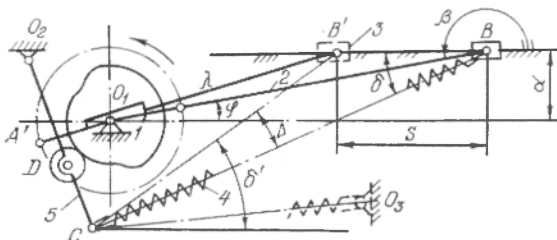


Рис. 1. Розрахункова схема розвантажувального пристрою.

Максимальна величина сумарного переміщення ШН

$$S_{\Sigma} = S(a_{ky}\mu + a_k\chi)_{\max}, \quad (4)$$

інваріант сумарних переміщень ШН

$$a_{k\Sigma} = \frac{S_{\Sigma}}{S} = \frac{a_{ky}\mu + a_k\chi}{[a_{ky}\mu + a_k\chi]_{\max}}. \quad (5)$$

Двічі диференціюючи (5) по «відносному часу» $\dot{k} = \frac{t}{T}$, одержимо вирази інваріантів швидкостей та прискорень ШН

$$b_{k\Sigma} = \frac{\dot{a}_{ky}\mu + b_k\dot{\chi}}{[a_{ky}\mu + a_k\chi]_{\max}}, \quad (6) \quad c_{k\Sigma} = \frac{c_{ky}\mu + c_k\dot{\chi}}{[a_{ky}\mu + a_k\chi]_{\max}}, \quad (7)$$

інваріант кінетичної потужності

$$d_{k\Sigma} = b_{k\Sigma} \cdot c_{k\Sigma} = \frac{d_{ky}\mu + d_k\dot{\chi} + \dot{\chi}\mu(b_{ky}c_k + c_{ky}b_k)}{[a_{ky}\mu + a_k\chi]_{\max}^2}, \quad (8)$$

де a_k, b_k, c_k, d_k — кінематичні та кінетичні інваріанти КПМ, які визначаються за формулами

$$a_k = 0,5\gamma \sqrt{V(\lambda + 1)^2 - \alpha^2 - \sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \alpha)^2 - \cos \varphi}}; \quad (9)$$

$$b_k = 0,5\gamma\pi \left[\sin \varphi + \cos \varphi \frac{\sin \varphi - \alpha}{\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \alpha)^2}} \right]; \quad (10)$$

$$c_k = 0,5 \gamma \pi^2 \left\{ \cos \varphi - \sin \varphi \frac{\sin \varphi - \alpha}{\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \alpha)^2}} + \frac{\lambda^2 \cos^2 \varphi}{[\sqrt{\lambda^2 - (\sin \varphi - \alpha)^2}]^3} \right\}; \quad (11)$$

$$d_k = b_k \cdot c_k; \quad (12)$$

$\gamma = \frac{2}{S}$ — коефіцієнт зменшення радіуса кривошипа в дезаксіальних КПМ [1]. Кінематичні та кінетичні інваріанти ШН ЗКМ «традиційного» виду

$$a_{ky} = \sqrt{\psi^2 + 2q_n(\psi + 0,5)} - \psi; \quad (13) \quad b_{ky} = \frac{dq_n}{dk} \cdot \frac{\psi + 0,5}{\psi + a_{ky}}; \quad (14)$$

$$c_{ky} = \frac{\psi + 0,5}{(\psi + a_{ky})^2} \left[(\psi + a_{ky}) \frac{d^2 q_n}{dk^2} - b_{ky} \frac{dq_n}{dk} \right]; \quad (15)$$

$$d_{ky} = \frac{1}{(\psi + a_{ky})^2} \left\{ \frac{dq_n}{dk} (\psi + 0,5)^2 \left[(\psi + a_{ky}) \frac{d^2 q_n}{dk^2} - b_{ky} \frac{dq_n}{dk} \right] \right\}; \quad (16)$$

де $q_n = \frac{b_k^2}{B^2}$ — інваріант надлишкової роботи при кінетичному навантаженні КПМ. Максимальне значення надлишкової роботи, накопиченої КПМ

$$A_{nm} = m_{зв} \frac{B^2 S^2}{2T^2}, \quad (17)$$

де $m_{зв}$ — зведена до повзуна маса рухомих частин; B — константа піка швидкості. Хід ШН ЗКМ «традиційного» виду

$$s_y = \sqrt{\frac{A_{nm}}{c(\psi + 0,5)}}, \quad (18)$$

де c — жорсткість навантажувача; $\psi = \frac{S_o}{S_y}$ — коефіцієнт його монтажної деформації. Підставляючи формулу (17) у (18), опишемо коефіцієнт відносного ходу μ у вигляді

$$\mu = B \sqrt{\frac{1}{2\rho_o(\psi + 0,5)}} = B\xi, \quad (19)$$

де $\rho_o = \frac{cT^2}{m_{зв}}$ — число Ньютона системи «КПМ — ЗКМ»; ξ — коефіцієнт пропорційності. З рис. 2 видно, що в інтервалі значень $\rho_o = 0 \dots 8$ спостерігається інтенсивне зростання коефіцієнта ξ , тобто, зменшуючи жорсткість пружини c ПН, різко збільшуємо

величину ходу ШН, який необхідний для зрівноважування надлишкових сил.

Далі, досліджуючи вплив коефіцієнта χ на величину сумарних переміщень ШН s_{Σ} , повернемося до формул (2)—(4). Графічна інтерпретація рівняння (2) показана на рис. 3. При зменшенні кута тиску δ' у парі повзун—пружина у крайньому лівому положенні повзуна 3, коефіцієнт χ зростає, тобто зростають переміщення ШН, еквівалентні переміщенням повзуна. Отже, мінімізація кута тиску, бажана з точки зору кінестатики, пов'язана зі

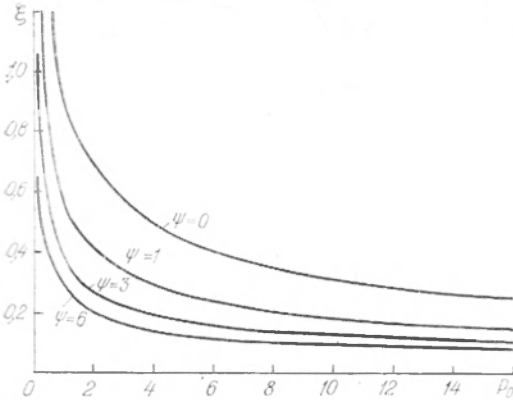


Рис. 2. Вплив параметрів p_0 та ψ на величину відносного ходу μ .

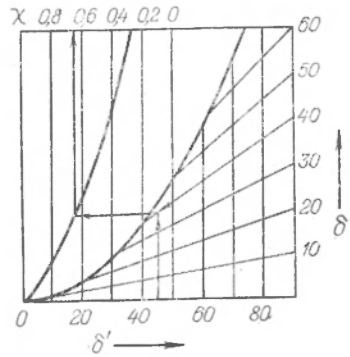


Рис. 3. Номограма для визначення коефіцієнта χ .

збільшенням величини ходу ШН. Конструктивна довжина пружини, попередньо деформованої на величину S_0 , тобто $S_{\pi} = l_0 + S_0$, визначається з трикутника $CB'B$ (рис. 1). Тут l_0 — довжина пружини у вільному стані

$$\frac{S_{\pi} - S\chi}{\sin \delta} = \frac{S}{\sin(\delta' - \delta)}. \quad (20)$$

Вводячи μ , ψ після перетворень, розв'язавши вираз (20) відносно S_{π} , одержимо

$$S_{\pi} = S(\tau + \mu\psi - \chi), \quad (21)$$

де $\tau = \frac{l_0}{S}$ — співвідношення довжини недеформованої пружини до ходу повзуна, яке у розгорнутому вигляді опишеться рівнянням

$$\tau = \frac{\sin \delta}{\sin(\delta' - \delta)} - \psi\mu. \quad (22)$$

Розвантажуючий пристрій, крім зрівноважування надлишкових сил, повинен забезпечувати постійне вибирання зазорів, тобто має виконуватись умова

$$P_{\text{прт}} \cos \delta = n_3 P_{\text{шт}}, \quad (23)$$

де $n_3 = 1,1 \dots 1,2$ — коефіцієнт запасу.

Максимальна сила пружини

$$P_{\text{пр } m} = c(S_o + S_y) = cS_y(\psi + 1). \quad (24)$$

Максимальна величина сили інерції

$$P_{\text{ін } m} = k_g m_{\text{зв}} \cdot C \frac{S}{T^2}, \quad (25)$$

де C — константа піка прискорень; k_g — коефіцієнт динамічності закону руху повзуна. Тоді рівняння (23) опишеться після перетворень

$$c_{\mu}(\psi + 1) = n_3 k_g \frac{m_{\text{зв}} \cdot C}{T^2 \cos \delta}, \quad (26)$$

звідки необхідна жорсткість пружини

$$c = n_3 k_g \frac{m_{\text{зв}} C}{\mu T^2 (\psi + 1) \cos \delta}. \quad (27)$$

Підставивши рівняння (19) в формулу (27), одержимо

$$c = n_3 k_g \frac{m_{\text{зв}} C \sqrt{2p_o} (\psi + 0,5)}{T^2 B (\psi + 1) \cos \delta}. \quad (28)$$

Методика синтезу пристрою для вибирання зазорів і зрівноважування надлишкових сил у КПМ така:

1. Визначаємо величину максимальної надлишкової роботи (17) та її інваріант $q_{\text{п}}$.

2. При попередньо вибраних значеннях p_o , ψ , δ , контролюючи їх за номограмами (рис. 2, 3), визначимо жорсткість пружини c .

3. За формулою (18) визначаємо хід ШН, необхідний для зрівноважування надлишкових сил, і коефіцієнт відносного ходу μ .

4. Визначаємо параметри пружини за знайденим значенням S_y , $S_o = \psi S_y$, c . Довжина попередньо деформованої пружини $S_{\text{п}}$ та кут δ у полярних координатах визначають положення точки C — закріплення кінця пружини на коромислі O_2C кулачкового механізму (рис. 1).

5. З трикутника $CB'B$ визначаємо $CB' = l_1$,

$$l_1 = \sqrt{S^2 + S_n^2 - 2SS_n \cos \delta},$$

і кут $\Delta = \delta' - \delta$,

$$\Delta = \arcsin \left(S \frac{\sin \delta}{l_1} \right),$$

тоді коефіцієнт χ визначиться з (2).

6. За формулами (5)—(8) обчислимо кінематичні та кінето-статичні інваріанти закону руху ШН ЗКС. Синтез кулачкового механізму ведеться за відомою методикою К. В. Тіра [3].

Застосування пристрою для вибирання зазорів і зрівноважування надлишкових сил у кривошипно-повзунному механізмі при проектуванні поліграфічних машин дає змогу надіятися на певний резерв швидкості роботи виконавчих механізмів при одночасному поліпшенні їх динаміки, вирівнюванню потужності на валі приводу протягом усього кінематичного циклу, забезпечення безударної роботи кінематичних пар і зниження рівня шуму.

Список літератури: 1. *Кузнецов В. А.* Карта класифікації кривошипно-повзунних механізмів другого класу за максимальними значеннями швидкостей та прискорень. — «Поліграфія та видавнича справа», 1973, № 9. 2. *Полюдов А. Н.* Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих кулачковых механизмов. Автореф. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. Львов, 1964. 3. *Тур К. В.* Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

S. D. LAZEBNIK

ON BALANCING INERTIA FORCES AND CLEARANCE SAMPLING IN JOINTS OF CRANK SLIDING MECHANISM

Summary

The paper gives methods of synthesis of design of mechanism for sampling of clearances and balancing inertia forces in crank sliding mechanism taking into account some specific restrictions.
