

ВПЛИВ ШВИДКІСНОГО РЕЖИМУ НА РОБОТУ ЗРІВНОВАЖУЮЧИХ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПРУЖИННИМИ НАВАНТАЖУВАЧАМИ

В зрівноважуючих кулачкових механізмах (ЗКМ) в функції робочих органів, що акумулюють або віддають енергію з метою зрівноваження надлишкових моментів, що виникають на головному валі машин-автоматів, використовуються пневматичні, пружинні і інерційні навантажувачі. В залежності від характеру навантаження виконавчого механізму і типу застосованого навантажувача ЗКМ система може бути саморегулюючою або несаморегулюючою. В саморегулюючих системах зрівноваження забезпечується при всіх швидкісних режимах машини-автомата, оскільки величина зрівноважуваної надлишкової роботи не залежить або залежить в однаковій мірі від швидкостей машини як для виконавчого, так і для зрівноважуючого механізму. В несаморегулюючих системах при переході на інший швидкісний режим зрівноважування порушується.

Якщо виразити роботу, яка витрачається при поступовому русі повзуна виконавчого механізму з початку циклу, у вигляді:

$$A_{\text{и}} = \frac{m_{\text{пр}} v^2}{2} + A_{\text{ст}} = \frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{и}}^2 \omega_0^2}{2 \varphi_{\text{уд}}^2} + A_{\text{ст}},$$

де $m_{\text{пр}}$ — маса, приведена до повзуна; b_k — позиційний інваріант подібності швидкості повзуна; $S_{\text{и}}$ — лінійний розмах повзуна; $\varphi_{\text{уд}}$ — фазовий кут віддалення; ω_0 — кутова швидкість головного вала; $A_{\text{ст}}$ — надлишкова робота від дії на повзун статичних сил, то при зміні швидкісного режиму надлишкова робота, яка нагромаджується з початку кінематичного циклу, буде в тій же фазі відповідно кількісно змінюватися

$$A'_{\text{и}} = \frac{m_{\text{пр}} v_1^2}{2} + A_{\text{ст}} = \frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{и}}^2 \omega_1^2}{2 \varphi_{\text{уд}}^2} + A_{\text{ст}}.$$

При зміні кутових швидкостей на головному валі виконавчого механізму в кожній фазі появляється незрівноважена надлишкова робота, яка визначається різницею

$$A_{\text{неур}} = A'_{\text{и}} - A_{\text{и}} = \frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{и}}^2 \omega_1^2}{2 \varphi_{\text{уд}}^2} - \frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{и}}^2 \omega_0^2}{2 \varphi_{\text{уд}}^2}.$$

По відношенню до початкової (раніше зрівноваженої) роботи динамічних сил ступінь незрівноваження виразиться:

$$\xi = \frac{2 \varphi_{\text{уд}}^2 \cdot A_{\text{неур}}}{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{и}}^2 \omega_0^2} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0} \right)^2 - 1.$$

Позначаючи фактор впливу швидкості $\frac{T_1}{T_0} = \frac{\omega_0}{\omega_1} = \tau$, одержимо залежність ступеня незрівноваження у вигляді

$$\xi = \frac{1}{\tau^2} - 1. \quad (1)$$

Залежність $\xi = f(\tau)$ показана на рис. 1. З графіка видно, що при $\tau < 1$ ступінь незрівноваження зростає інтенсивніше, ніж при $\tau > 1$.

Визначимо число обертів, при якому потрібно виконувати розрахунок навантажувачів ЗКМ, з тією умовою, що при заданих відхиленнях числа обертів від розрахункового номінального незрівноважування буде найменшим.

Очевидно, що оптимальним рішенням є рівність ступеня незрівноваження при найменшому і найбільшому швидкісних режимах, тобто:

$$\frac{1}{\tau_1^2} - 1 = \frac{1}{\tau_2^2} - 1, \quad \tau_1 = \frac{T_k}{T_0} = \frac{n_0}{n_k}$$

$$\text{і } \tau_2 = \frac{T_n}{T_0} = \frac{n_0}{n_n},$$

де T_k і n_k — час кінематичного циклу і кінцеве число обертів в заданому діапазоні швидкостей; T_n і n_n — час кінематичного циклу і початкове число обертів в заданому діапазоні.

З цієї рівності, після відповідних перетворень, знаходимо число обертів, яке відповідає повному зрівноваженню:

$$n_0 = \sqrt{\frac{n_k^2 + n_n^2}{2}}. \quad (2)$$

Несаморегулюючі системи зрівноваження можуть передбачати регулюючі пристрої, які дозволяють здійснювати кількісне регулювання величини акумульованої або віддаваної роботи навантажувачем в залежності від числа кінематичних циклів машини-автомата. Однак в ряді випадків вимагається не тільки кількісне регулювання навантажувача, але й якісна зміна закону віддачі або акумулювання енергії. Застосування виключно кількісного регулювання, що найбільш доступно, призводить до виникнення в певних фазах кінематичного циклу незрівноваженої роботи, яка збільшується з посиленням відхилення від заданого швидкісного режиму роботи виконавчого механізму.

Нижче розглядається зрівноваження крутних моментів від сил інерції зрівноважувачим кулачковим механізмом з пружинним навантажувачем і аналізується залежність ступеня незрівноваження цих систем від параметрів навантаження.

Робота, яку забирає пружинний навантажувач, виражається величиною [3]:

$$A_{yp} = c(S_0 + 0,5 s_{yp}) s_{yp},$$

де c — коефіцієнт жорсткості пружини навантажувача; S_0 — монтажне зміщення кінця пружини; s_{yp} — його поточне переміщення.

Виходячи з рівності робіт зрівноважувача і виконуючого механізмів, запишемо:

$$\frac{m_{пр} b_k^2 S_n^2}{2 T_0} = c(S_0 + 0,5 s_{yp}) s_{yp}.$$

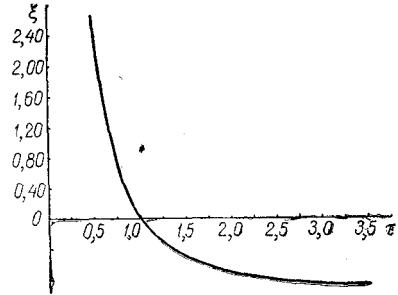


Рис. 1. Залежність ступеня незрівноваження від зміни швидкісного режиму.

При зміні числа циклів машини-автомата величина надлишкової роботи зміниться, тобто $\frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{н}}^2}{2 T_1^2} \neq \frac{m_{\text{пр}} b_k^2 S_{\text{н}}^2}{2 T_0^2}$, а, значить, така система є несамо-регулюючою. При зміні режиму машини-автомата можна досягти покращання зрівноважування шляхом зміни кількості енергії, акумульованої навантажувачем, що досягається відповідним попереднім навантаженням пружини.

Оскільки на кожній позиції невідповідність надлишкових робіт залишається в постійному відношенні: $\frac{A_{\text{н}1}}{A_{\text{н}0}} = \left(\frac{T_0}{T_1}\right)^2 = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2$, то зміна зрівноважуючих робіт, які акумулюються або віддаються пружинним навантажувачем, повинна відбуватись у цьому ж відношенні (при збереженні профілю кулачка зрівноважуючого механізму), тобто:

$$\frac{A_{\text{уп}1}}{A_{\text{уп}0}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 = \frac{c_1}{c_0},$$

де c_1 і c_0 — коефіцієнти жорсткості повністю зрівноважуючих пружин відповідно при ω_1 і ω_0 . Значить, при переході машини на новий швидкісний режим роботи для повного зрівноваження вимагається заміна пружини з переходом від початкового коефіцієнта жорсткості c_0 до потрібного c_1 .

Такий шлях є складним і нераціональним. Вигідніше обмежитись приблизним зрівноважуванням, використовуючи наявну пружину і проводячи необхідне регулювання її попереднього натягу.

Вважаючи коефіцієнт жорсткості c_0 заданим, знаходимо параметри необхідного регулювання пружини з врахуванням деякого відхилення від повного зрівноваження. З цією метою приймаємо, що повне зрівноваження зберігається в точці, яка відповідає 50% переміщення кінця пружини від нижнього положення (див. рис. 2).

Відклавши відрізок $\overline{pq_1} = \overline{pq_0} \frac{\omega_1^2}{\omega_0^2}$, проводимо через нього лінію $f q_1 O_1$, паралельну гіпотенузі трикутника пружних деформацій пружини $\Delta O_0 d n$, яка відповідає випадку регулювання зрівноважуючого механізму на заданий режим роботи ω_1 .

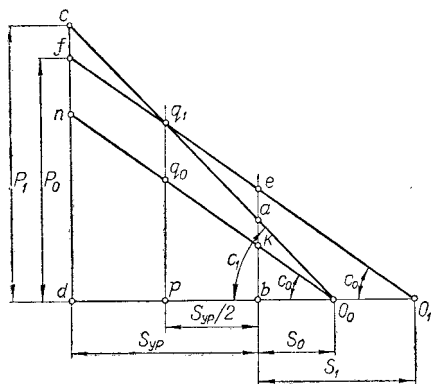


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення ступеня незрівноваження при регулюванні монтажним зміщенням кінця пружини навантажувача.

при врахуванні конкретних умов роботи виконавчих механізмів. Як виходить з побудови на рис. 2, робота навантажувача за повний цикл однозначного переміщення кінця пружини при передбачуваному приблизному зрівноважуванні збігається по величині з роботою при повному зрівноважуванні.

При повному зрівноваженні гіпотенуза пружних деформацій відповідної пружини пройшла б через точки q_1 та O_0 з умови пропорційності відрізків

$$\frac{dc}{dn} = \frac{\overline{pq}}{\overline{pq_0}} = \frac{\overline{ba}}{\overline{b \cdot k}} = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2.$$

Тому в початковій і кінцевій фазах виникають деякі відхилення від ідеального зрівноваження, які визначаються відношенням вигляду

$$\frac{\overline{fd}}{\overline{cd}} = \frac{\overline{be}}{\overline{ba}} \text{ і т. п.}$$

Більшого наближення до оптимального зрівноваження при використанні даної пружини можна досягнути лише

З подібності трикутника O_1pq_1 і O_0bk знаходимо

$$\frac{S_1 + \frac{S_{yp}}{2}}{\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 pq} = \frac{S_0}{bk} = \frac{1}{c_0}.$$

Підставляючи в це рівняння $\overline{pq} = c_0 (S_0 + (S_0 + \frac{S_{yp}}{2}))$ і виконавши елементарні перетворення, знайдемо

$$S_1 = \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 \left(S_0 + \frac{S_{yp}}{2}\right) - \frac{S_{yp}}{2}.$$

Вводячи $\psi_1 = \frac{S_1}{S_{yp}}$, $\psi = \frac{S_0}{S_{yp}}$ і $\tau = \frac{\omega_0}{\omega_1}$, приводимо формули до вигляду

$$\psi_1 = \frac{\psi + 0,5}{\tau^2} - 0,5 \quad \text{і} \quad S_1 = \left(\frac{\psi + 0,5}{\tau^2} - 0,5\right) S_{yp}.$$

Ці формули при заданому ході кінця пружини S_{yp} і параметрі $\psi = \frac{S_0}{S_{yp}}$ дають можливість визначити новий попередній натяг пружини даної жорсткості c_0 в залежності від змінної $\tau = \frac{\omega_0}{\omega_1}$. Визначим виникаючий при цьому ступінь незрівноваження з точки зору відносної різниці нагромадженої і зрівноваженої робіт, тобто величини $\xi = \frac{F_{acq1}}{F_{befd}}$.

Визначимо величини робіт, виражених площами F_{acq1} і F_{befd} , вводячи в розрахунки коефіцієнти жорсткості: початковий $c_0 = \frac{P_0}{S_1 + S_{yp}}$ і потрібний усереднений $c_1 = \frac{P_1}{S_0 + S_{yp}}$, а також відносні параметри регулювання пружини $\psi_0 = \frac{S_0}{S_{yp}}$ і $\psi_1 = \frac{S_1}{S_{yp}}$. Тоді

$$F_{acq1} = \Delta A_{yp} = \frac{(c_0 \psi_1 S_{yp} - c_1 \psi_0 S_{yp}) \cdot S_{yp}}{2},$$

$$F_{befd} = \frac{c_0 \psi_1 S_{yp} + c_0 (\psi_1 S_{yp} + S_{yp}) S_{yp}}{2},$$

звідки, після елементарних перетворень, знайдемо: $\xi = \frac{\psi_1 - \frac{c_0}{c_1} \psi_0}{2(2\psi_1 + 1)}$.

Підставляючи в знайдену формулу значення ψ_1 , одержимо:

$$\xi = \frac{\frac{\psi_0 + 0,5}{\tau^2} - 0,5 - \frac{c_1}{c_0} \psi_0}{2 \left(\frac{2\psi_0 + 1}{\tau^2} - 1 + 1 \right)} = \frac{\psi_0 + 0,5 - 0,5\tau^2 - \frac{c_1}{c_0} \psi_0 \tau^2}{2(2\psi_0 + 1)}. \quad (3)$$

В цю формулу входить відношення жорсткості пружини, яке може бути визначене з умови повного зрівноваження надлишкових робіт від кінетичних навантажень при різних режимах, тобто

$$\frac{m_{np} v_0^2}{2} = \frac{c_0 (2S_0 + S_{yp}) S_{yp}}{4} \quad \text{і} \quad \frac{m_{np} v_1^2}{2} = \frac{c_1 (2S_0 + S_{yp}) S_{yp}}{4},$$

звідки: $\frac{c_0}{c_1} = \tau^2$.

З врахуванням знайденої залежності формула (3) набуває вигляду

$$\xi = \frac{\psi_0 + 0.5 - 0.5\tau^2 - \psi_0}{2(2\psi_0 + 1)} = \frac{1 - \tau^2}{4(2\psi_0 + 1)} \quad (4)$$

Залежність $\xi = f(\tau)$ при різних коефіцієнтах попереднього зміщення показана на рис. 3. З графіка видно, що ступінь незрівноваження при переході з заданого на менш форсований режим відносно менший, ніж при переході на більш форсований.

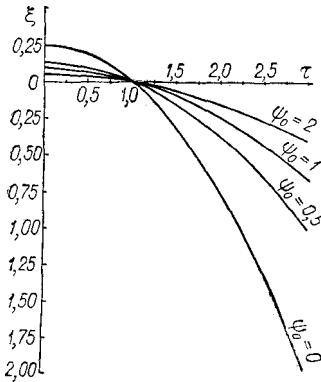


Рис. 3. Залежність ступеня незрівноваження від зміни швидкісного режиму при різних відносних початкових монтажних зміщеннях кінця пружини навантажувача.

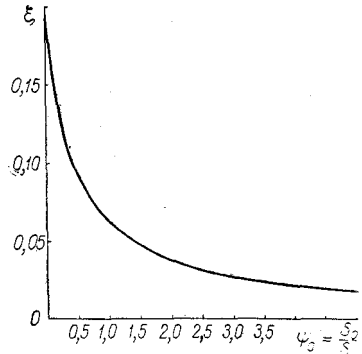


Рис. 4. Залежність ступеня незрівноваження від відносного початкового монтажного зміщення кінця пружини навантажувача.

Для повнішого виявлення залежності ступеня незрівноваження від $\psi = \frac{S_0}{S_{ур}}$ побудований графік (рис. 4), з якого видно, що ступінь незрівноваження сильніше змінюється при малих значеннях, ніж при більших.

Використовуючи залежності (2) і (4), можна визначити розрахункове число циклів і коефіцієнт попереднього монтажного зміщення кінця пружини навантажувача так, щоб при переході на крайні режими ступінь незрівноваження був найменшим.

ЛІТЕРАТУРА

1. К. В. Тир. Комплексный расчет кулачковых механизмов. Машгиз, 1958.
2. К. В. Тир. Механика полиграфических автоматов. Машгиз, 1965.
3. А. Н. Полюдов. Использование инвариантов подобия при расчете уравновешивающих кулачковых механизмов. Научные записки УПИ, т. XIV, Львов, 1961.
4. А. Н. Полюдов. Экспериментальное исследование уравновешивающих кулачковых механизмов с пружинным нагружателем. Научные труды НИИПМ, М., 1963.
5. А. Н. Полюдов. Исследование истинной динамики исполнительных и уравновешивающих механизмов. Автореферат канд. диссертации, Львов, 1964.

A. N. POLYUDOV

THE INFLUENCE OF HIGH-SPEED RUNNING BALANCING CAM MECHANISMS WITH SPRING LOADERS

Summary

The article gives the account of the analytical investigation of balancing cam mechanisms running at the change of speed conditions.