

УДК 693.546

## ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

**В.С. Ловейкін<sup>1</sup>**,  
докт. техн. наук, професор

**К.І. Почка<sup>2</sup>**,  
канд. техн. наук, доцент

**М.О. Пристайло<sup>2</sup>**,  
канд. техн. наук, доцент

**О.Б. Почка<sup>2</sup>**,

<sup>1</sup>*Національний університет біоресурсів і природокористування України,  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна, 03041*

<sup>2</sup>*Київський національний університет будівництва і архітектури  
Повітрофлотський просп., 31, м. Київ, Україна, 03037*

Для роlikової формуальної установки з енергетично врівноваженим приводом розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму розв'язано дві задачі динамічного врівноваження: врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведеного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Неврівноваженість привідного механізму оцінюється максимальними і середньоквадратичними значеннями сумарної сили інерції та крутного сумарного моменту від дії сил інерції, безрозмірними коефіцієнтами, що виражають відношення середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, і відношення середньоквадратичних значень моменту від дії сил інерції всього механізму і складових моменту від дії сил інерції окремих елементів.

**Ключові слова:** роликівна формуально установка, привідний механізм, сила інерції, момент, зрівноваження.

**Постановка задачі.** В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з уководувальними роликівми [1-4]. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликівного формування залізобетонних виробів обгрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим, недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

**Огляд публікацій.** В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликівного формування залізобетонних виробів обгрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом

з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючих динамічних навантажень та режимів руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху формувального візка в елементах установки крім сил тяжіння та сил опору виникають також сили інерції [6-14], що створюють додаткові навантаження на привідний механізм. Тому актуальною є задача зрівноваження привідного механізму машин роликowego формування.

**Мета роботи.** Метою даної роботи є динамічне зрівноваження привідного механізму роликовой формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** З метою зменшення витрат енергії в машинах роликowego формування запропоновано конструкцію роликовой формувальної установки [15, 16] для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії, яка складається з трьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони привідного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут  $\Delta\varphi = 120^0$  (рис. 1(а)). Кожний з формувальних візків 1, 2 та 3 змонтовані на порталі 11 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 12 над порожньою форми 13. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 14 та з співвісних секцій укочувальних роликів 15. Таку ж конструкцію мають і інші два візка. Візки 1, 2 і 3 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді трьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 7, 8 та 9 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 10 і зміщені між собою на кут  $\Delta\varphi = 120^0$ . Шатуни 4, 5 та 6 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2 та 3, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 7, 8 та 9. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах привідного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1(б) зображено кінематичну схему роликовой формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі  $r$  – радіус кривошипів 7, 8 та 9;  $l$  – довжина шатунів 4, 5 та 6;  $\varphi$  – кутова координата положення кривошипа першого візка;  $\Delta\varphi$  – кут зміщення кривошипів 7 і 8, 8 і 9 та 9 і 7 між собою;  $x_1$ ,  $x_2$  та  $x_3$  – координати центрів мас візків 1, 2 та 3 відповідно;  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  та  $\beta_3$  – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого та третього візків відносно горизонталі.

З рис. 1 визначаємо координати центрів мас візків 1, 2 та 3 [16]:

$$\begin{aligned} x_1 &= r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta_1; & x_2 &= r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_2; \\ x_3 &= r \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos \beta_3. \end{aligned} \quad (1)$$

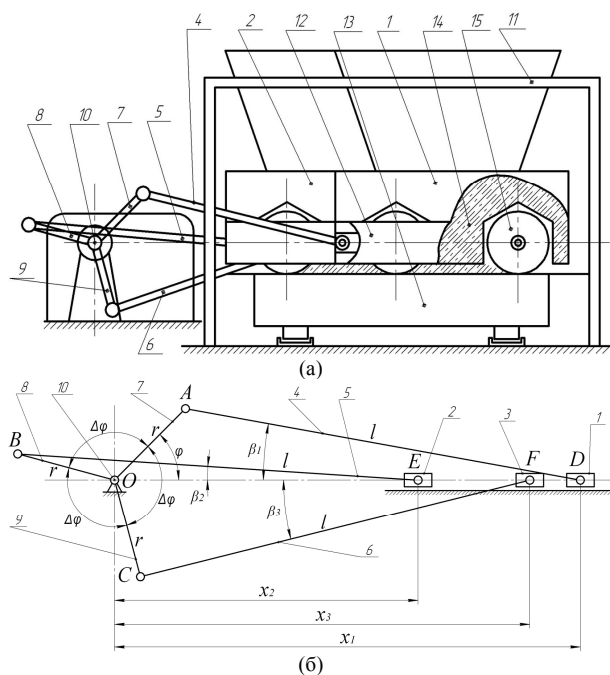


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично рівноважним приводом (а) та її кінематична схема (б)

Оскільки кути  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  та  $\beta_3$  невідомі, їх можна визначити в залежності від довжини шатуну  $l$ , радіуса кривошипа  $r$ , кутової координати кривошипа  $\varphi$  та кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$  [16]:

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta_1 \rightarrow \sin \beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi ;$$

$$r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2 \rightarrow \sin \beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) ;$$

$$r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_3 \rightarrow \sin \beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) .$$

Звідси

$$\cos \beta_1 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} ;$$

$$\cos \beta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)} ;$$

$$\cos \beta_3 = \sqrt{1 - \sin^2 \beta_3} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)} .$$

Тоді

$$\begin{aligned}x_1 &= r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2 \varphi}; \\x_2 &= r \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}; \\x_3 &= r \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) + l \cdot \sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}.\end{aligned}\quad (2)$$

З виразів (2) отримуємо функції зміни швидкостей центрів мас формувальних візків:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

де  $\dot{\varphi} = \omega$  – кутова швидкість обертання кривошипів;  $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$ ,  $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ ,  $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$  – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1, 2 та 3, які визначаються наступними виразами [16]:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (4)$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \quad (4)$$

$$\frac{\partial x_3}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right).$$

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1, 2 та 3 визначаються залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \quad (5)$$

де  $\ddot{\varphi} = \varepsilon$  – кутове прискорення кривошипів;  $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$ ,  $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$ ,  $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$  – другі передаточні функції центрів мас відповідно візків 1, 2 та 3, що визначаються наступними виразами [16]:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[ \cos \varphi \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \frac{\left( (r^2/l^2) \cdot \cos^2 \varphi - 1 \right)}{\left( 1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2 \varphi \right)^{3/2}} \right]; \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= -r \cdot \left[ \cos(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \frac{\left( (r^2/l^2) \cdot \cos^2(\varphi + \Delta\varphi) - 1 \right)}{\left( 1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \right)^{3/2}} \right];\end{aligned}$$

$$\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} = -r \cdot \left[ \cos(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \frac{\left( (r^2/l^2) \cdot \cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi) - 1 \right)}{\left( 1 - (r^2/l^2) \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \right)^{3/2}} \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія всієї системи визначається як сума кінетичних енергій складових привідного механізму та формувальних візків:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m_3 \cdot \dot{x}_3^2}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \dot{\beta}_1^2}{2} + \frac{m_4 \cdot (\dot{x}_{S_4}^2 + \dot{y}_{S_4}^2)}{2} + \frac{J_{S_5} \cdot \dot{\beta}_2^2}{2} + \frac{m_5 \cdot (\dot{x}_{S_5}^2 + \dot{y}_{S_5}^2)}{2} + \frac{J_{S_6} \cdot \dot{\beta}_3^2}{2} + \frac{m_6 \cdot (\dot{x}_{S_6}^2 + \dot{y}_{S_6}^2)}{2}, \quad (7)$$

де  $J_p$  – зведений до осі обертання привідного вала момент інерції привідного механізму (із врахуванням ротора двигуна, передавального механізму та з'єднувальних муфт);  $m_1$ ,  $m_2$  та  $m_3$  – маси формувальних візків 1, 2 та 3 відповідно (маси формувальних візків рівні  $m_1 = m_2 = m_3 = m$ );  $m_4$ ,  $m_5$ ,  $m_6$ ,  $J_{S_4}$ ,  $J_{S_5}$  та  $J_{S_6}$  – маси шатунів 4, 5 і 6 та їхні власні моменти інерції відносно центрів мас;  $\dot{\beta}_1$ ,  $\dot{\beta}_2$  та  $\dot{\beta}_3$  – кутові швидкості шатунів 4, 5 та 6;  $\dot{x}_{S_4}$ ,  $\dot{y}_{S_4}$ ,  $\dot{x}_{S_5}$ ,  $\dot{y}_{S_5}$ ,  $\dot{x}_{S_6}$  та  $\dot{y}_{S_6}$  – лінійні швидкості центрів мас шатунів 4, 5 та 6.

Оскільки маси шатунів 4, 5 та 6 значно менші за маси формувальних візків 1, 2 та 3, то можемо знехтувати цими масами і, відповідно, нехтуємо кінетичною енергією вказаних шатунів. Тоді значення кінетичної енергії установки будемо мати у вигляді:

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_3^2}{2} = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[ \dot{\varphi}^2 \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 \right], \quad (8)$$

або

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}. \quad (9)$$

Складемо рівняння руху роликової формувальної установки. Для цього використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi, \quad (10)$$

де  $t$  – час;  $\varphi$  – кутова координата положення кривошипа, яка прийнята за узагальнену координату;  $Q_\varphi$  – узагальнена сила, яка відповідає цій узагальненій координаті.

Узагальнена сила визначається залежністю:

$$Q_\varphi = M_p - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} - F_{O3} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}. \quad (11)$$

Тут  $F_{O1}$ ,  $F_{O2}$  та  $F_{O3}$  – сили опору переміщенню формувальних візків 1, 2 та 3;  $M_p$  – рушійний момент привідного двигуна, зведений до осі обертання кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{кр}}{s/s_{кр} + s_{кр}/s} \cdot u \cdot \eta; \quad (12)$$

$$s = 1 - \frac{\omega}{\omega_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{\omega_0}; \quad (13)$$

$$s_{кр} = 1 - \frac{\omega_{кр}}{\omega_0}, \quad (14)$$

де  $M_{кр}$  – критичний момент на валу двигуна;  $s$  та  $s_{кр}$  – ковзання та його критичне значення;  $\omega$  та  $\omega_0$  – кутова швидкість ротора двигуна та її синхронне значення;  $u$  – передаточне число передавального механізму від двигуна до приводного вала;  $\eta$  – ККД привідного механізму.

Після підстановки залежностей (9) та (11)-(14) в рівняння (10), отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \dot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} &= \ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ 2 \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right); \\ &\ddot{\varphi} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right)^2 \right] \right\} + \\ &+ \dot{\varphi}^2 \cdot m \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) = \end{aligned}$$

$$= \frac{2 \cdot M_{kp}}{1 - (\dot{\varphi} \cdot u / \omega_0) + \frac{1 - \omega_{kp} / \omega_0}{1 - \omega_{kp} / \omega_0}} \cdot u \cdot \eta - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} - F_{O3} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}. \quad (15)$$

Отримане рівняння являє собою нелінійне рівняння другого порядку, яке необхідно розв'язувати чисельним методом. В результаті розв'язку рівняння (15) отримуємо залежності [17]:

$$\varphi = \varphi(t); \quad \dot{\varphi} = \dot{\varphi}(t); \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}(t). \quad (16)$$

При динамічному аналізі швидкохідних механізмів, до яких відноситься роликівна формувальна установка, необхідно розв'язувати дві задачі динамічного врівноваження:

1. врівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок;

2. врівноваження приведеного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Для вирішення першої задачі необхідно, щоб центр мас рухомих ланок роликівної формувальної установки (формувальних візків) не зміщувався, тобто для роликівної формувальної установки, візки якої рухаються вздовж осі  $x$ , повинна виконуватись умова:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3}{m_1 + m_2 + m_3} = \text{const}. \quad (17)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (17), отримаємо:

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3}{m_1 + m_2 + m_3} = 0. \quad (18)$$

Вираз (18) можна записати в наступному вигляді:

$$F_{ic} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 + m_3 \cdot \ddot{x}_3 = m_1 \left( \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right) + m_2 \left( \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right) + m_3 \left( \ddot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) = 0, \quad (19)$$

де  $F_{ic}$  – сумарна сила інерції, зведена до центра мас рухомих ланок установки від дії сил інерції окремих візків.

Якщо врахувати, що  $m_1 = m_2 = m_3 = m$ , то будемо мати:

$$F_{ic} = m \cdot \left[ \ddot{\varphi} \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left( \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right] = 0. \quad (20)$$

Якщо умова (19) чи (20) не виконується, то має місце невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[ \ddot{\varphi} \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \cdot \left( \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]. \quad (21)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки (один оберт кривошипа) нерівномірність сил інерції може бути оцінена максимальним значенням сили інерції, зведеної до центра мас установки  $F_{ic\max}$  або його середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \int_0^{t_1} \left[ \ddot{\varphi} \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \left( \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (22)$$

де  $t_1 = \frac{2 \cdot \pi}{\omega_n}$  – тривалість циклу руху роликів формувальної установки;

$\omega_n$  – номінальне значення кутової швидкості приводного вала установки.

В деяких випадках доцільно оцінювати неврівноваженість сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути представлений відношенням середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок. Цей критерій можна представити в наступному вигляді:

$$k_{F_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{\left[ \ddot{\varphi} \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right) + \dot{\varphi}^2 \left( \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right) \right]^2}{\left[ \left( \ddot{\varphi} \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left( \ddot{\varphi} \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left( \ddot{\varphi} \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} + \dot{\varphi}^2 \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 \right]} dt}. \quad (23)$$

Для забезпечення врівноваження зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, необхідно виконати умову:

$$T = const \quad \text{або} \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = 0. \quad (24)$$

Якщо умова (24) не виконується, то має місце неврівноваженість зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї неврівноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається залежністю:

$$\begin{aligned} M_i &= \frac{\partial T}{\partial \varphi} = m \left( \dot{x}_1 \frac{\partial \dot{x}_1}{\partial \varphi} + \dot{x}_2 \frac{\partial \dot{x}_2}{\partial \varphi} + \dot{x}_3 \frac{\partial \dot{x}_3}{\partial \varphi} \right) = \\ &= m \dot{\varphi}^2 \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right). \end{aligned} \quad (25)$$

За один цикл руху роликів формувальної установки неврівноваженість зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, може бути оцінена його максимальним значенням  $M_{i\max}$  або середньоквадратичним значенням, яке визначається залежністю:



$$\begin{aligned} \overline{M}_i &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} m^2 \cdot \dot{\phi}^4 \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\phi}^4 \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt}. \end{aligned} \quad (26)$$

Оцінимо також нерівноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який представимо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції всього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів установки. Такий критерій має вигляд:

$$\begin{aligned} k_{M_i} &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\phi}^4 \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{\phi}^4 \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\phi}^4 \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \dot{\phi}^4 \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2 dt} = \\ &= \sqrt{\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{\left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2}{\left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} \right)^2 + \left( \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} \right)^2} dt}. \end{aligned} \quad (27)$$

Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом з параметрами [16, 17]:  $r = 0,2 \text{ м}$ ;  $l = 0,8 \text{ м}$ ;  $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000 \text{ кг}$ ;  $J_p = 52,08 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$ ;  $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$ ;  $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$ ;  $M_{кр} = 293,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ ;  $s_{кр} = 0,0933$ ;  $u = 9,8$ ;  $\eta = 0,9$ ;  $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$ ;  $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$ ;  $F_{O3} = 3562 \text{ Н}$  визначені значення сумарної сили інерції  $F_{ic}$  та крутного моменту від дії сил інерції  $M_i$  протягом одного циклу руху ( $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ ), графіки зміни яких зображено на рис. 2.

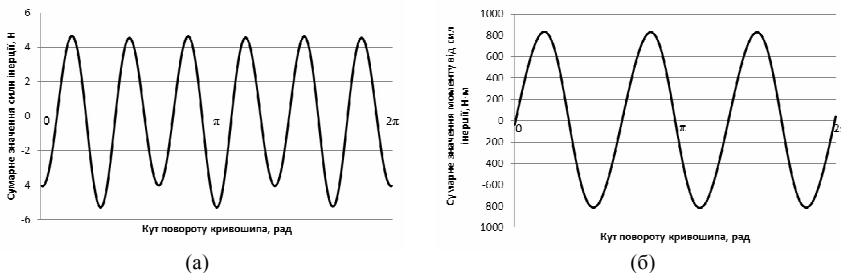


Рис. 2. Графіки зміни сумарної сили інерції (а) та сумарного моменту від сил інерції (б) в залежності від кута повороту кривошипа установки з енергетично врівноваженим приводом

На рис. 3 та 4 наведено графіки зміни сумарної сили інерції  $F_{ic}$  та крутного моменту від дії сил інерції  $M_i$  протягом одного циклу руху ( $0 \leq \varphi \leq 2\pi$ ) при різних значеннях кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$  ( $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $90^\circ$ ). Знайдено також максимальні  $F_{ic\max}$  і  $M_{i\max}$  та середньоквадратичні  $\overline{F_{ic}}$  і  $\overline{M_i}$  значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута  $\Delta\varphi$ . Результати обчислень занесені до табл. 1. Також в табл. 1 наведені значення безрозмірних коефіцієнтів  $k_{F_i}$  та  $k_{M_i}$ , які визначені за формулами (23) та (27). За даними табл. 1 побудовано графіки зміни максимальних  $F_{ic\max}$  і  $M_{i\max}$  та середньоквадратичних  $\overline{F_{ic}}$  і  $\overline{M_i}$  значень сил інерції та моментів від сил інерції в залежності від кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$  (рис. 5 та 6). На рис. 7 представлено графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів  $k_{F_i}$  та  $k_{M_i}$  в залежності від кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$ . При визначенні описаних вище характеристик установки використовувались значення кутової швидкості обертання привідного вала  $\dot{\varphi}$  та його кутового прискорення  $\ddot{\varphi}$  для кожного значення кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$ , що були визначені за методикою, описаною в роботі [17].

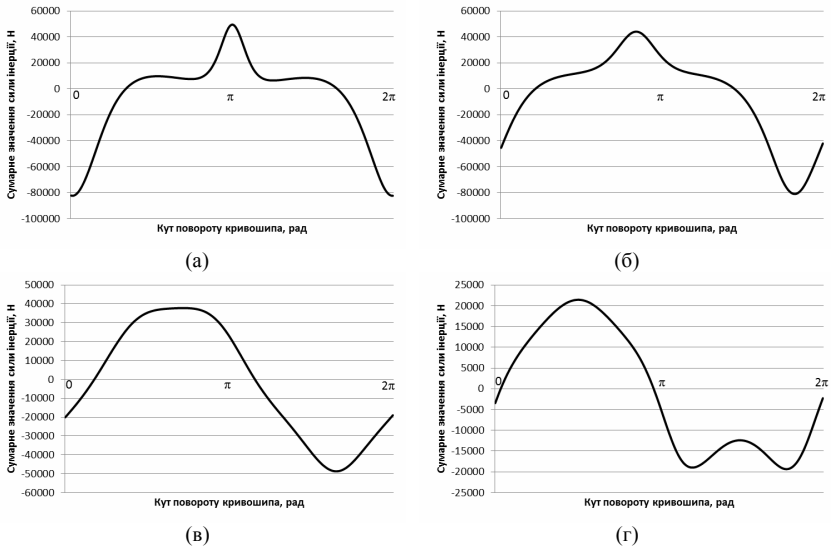


Рис. 3. Графіки зміни сумарної сили інерції установки з енергетично врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$ : а –  $0^\circ$ ; б –  $30^\circ$ ; в –  $60^\circ$ ; г –  $90^\circ$

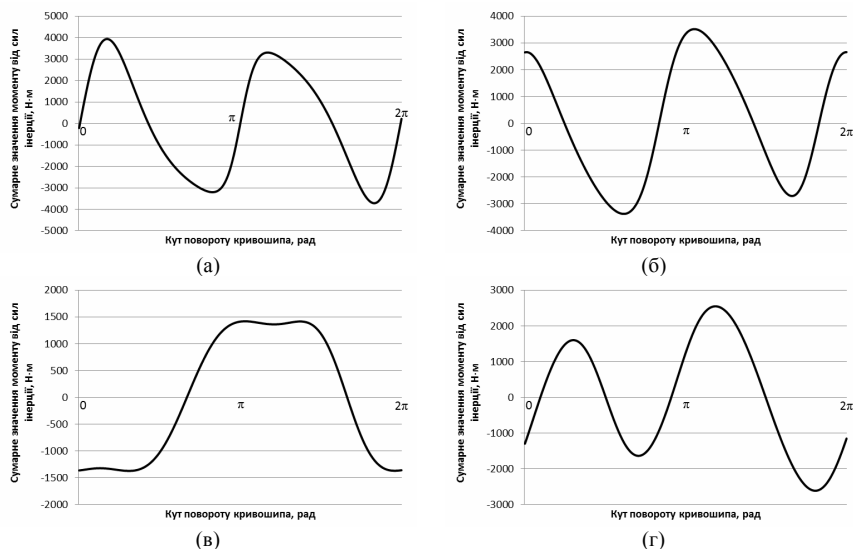


Рис. 4. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки з енергетично врівноваженим приводом в залежності від кута повороту кривошипа при різних значеннях кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$ : а –  $0^\circ$ ; б –  $30^\circ$ ; в –  $60^\circ$ ; г –  $90^\circ$

Таблиця 1

## Результати розрахунків

$\Delta\varphi$	$F_{ic\max}, H$	$M_{i\max}, H \cdot m$	$\bar{F}_{ic}, H$	$\bar{M}_i, H \cdot m$	$k_{F_i}$	$k_{M_i}$
0	82389,2	3935,015	32033,83	2467,494	1,732051	1,732051
10	83943,1	3866,94	32834,84	2491,278	1,581451	1,523829
20	80583,8	3363,17	32236,42	2326,281	1,4477	1,349568
30	81009,8	3516,26	34017,26	2221,869	1,342342	1,148223
40	79773,6	3495,44	36422,48	2003,116	1,26636	0,864206
50	67339,9	2700,54	34997,21	1509,999	1,211132	0,576289
60	48717,8	1419,54	30210,55	1161,438	1,153651	0,418416
70	32994,2	2271,04	25125,78	1298,465	1,0683	0,4763
80	26575,92	2670,3	19889,75	1526,934	0,938129	0,613942
90	21436,44	2608,19	14873,12	1576,342	0,753549	0,7062
100	16205,69	2181,245	10106,16	1398,303	0,51364	0,6004
110	9513,42	1558,15	5203,27	978,55	0,24326	0,407141
120	5,3042	832,7	3,2915	580,28	0,000131	0,22867

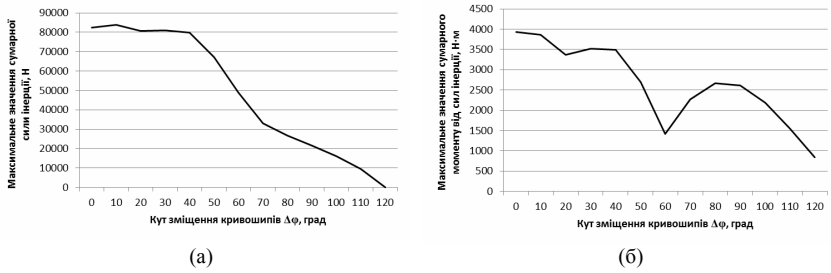


Рис. 5. Графіки зміни максимальних значень сил інерції  $F_{ic\max}$  (а) та моментів від сил інерції  $M_{i\max}$  (б) в залежності від кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$

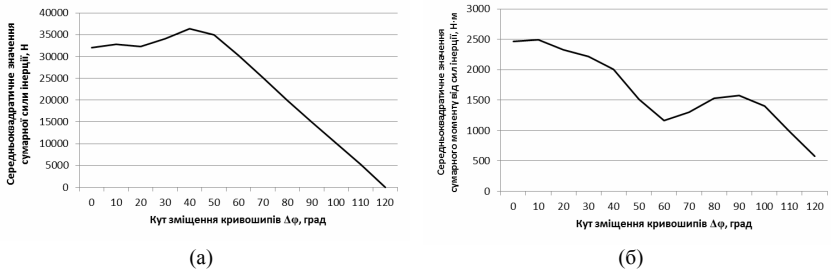


Рис. 6. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції  $\overline{F}_{ic}$  (а) та моментів від сил інерції  $\overline{M}_i$  (б) в залежності від кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$

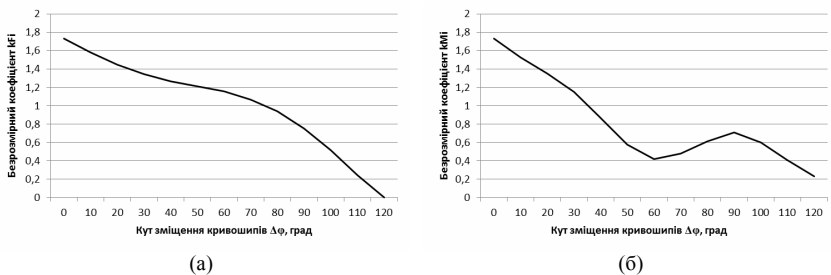


Рис. 7. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів  $k_{F_i}$  (а) та  $k_{M_i}$  (б) в залежності від кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi$

Аналізуючи дані табл. 1 та графіки на рис. 5-7, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції  $F_{ic\max}$  та її середньоквадратичне значення  $\overline{F}_{ic}$  спочатку збільшуються та періодично зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від  $\Delta\varphi=0^\circ$  до  $\Delta\varphi=50^\circ$ , а потім зменшуються і набувають мінімального значення при

$\Delta\varphi=120^\circ$ ; безрозмірний коефіцієнт  $k_{F_i}$  постійно зменшується при збільшенні кута зміщенні кривошипів і приймає мінімальне значення при зміщенні кривошипів  $\Delta\varphi=120^\circ$ ; максимальне значення моменту від сил інерції спочатку зменшується при значеннях кута зміщення кривошипів від  $\Delta\varphi=0^\circ$  до  $\Delta\varphi=20^\circ$ , потім збільшується до значення  $\Delta\varphi=40^\circ$ , після чого іде різке зменшення до значення кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi=60^\circ$ , потім збільшується до значення  $\Delta\varphi=80^\circ$  і приймає мінімальне значення при зміщенні кривошипів  $\Delta\varphi=120^\circ$ ; середньоквадратичне значення моменту від сил інерції та безрозмірний коефіцієнт  $k_{M_i}$  зменшуються при значеннях кута зміщення кривошипів від  $\Delta\varphi=0^\circ$  до  $\Delta\varphi=60^\circ$ , після цього йде їх зростання до значення  $\Delta\varphi=90^\circ$ , а потім зменшуються і набувають мінімального значення при  $\Delta\varphi=120^\circ$ .

**Висновки.** В результаті проведених досліджень розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму роlikової формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму машин роlikового формування розв'язано дві задачі динамічного зрівноваження: зрівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та зрівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Встановлено, що в установці з енергетично зрівноваженим приводом найкраще зрівноваження сил інерції, що прикладені в центрах рухомих мас ланок, та приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, спостерігається при значенні кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi=120^\circ$ . Отримані у даній роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роlikового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Гарнець В.М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В.М. Гарнець – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. *Гарнець В.М.* Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії: Монографія / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
3. *Кузин В.Н.* Технология роlikового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. техн. наук / В.Н. Кузин – М.: Моск. инж.-строит. ин-т. – 1981. – 20 с.

4. *Рюшин В.Т.* Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / В.Т. Рюшин – К.: Киев. инж.-строит. ин-т. – 1986.
5. *Ловейкін В.С.* Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-1). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
6. *Назаренко І.І.* Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будіндустрії з керованими у часі оптимальними параметрами : Монографія / І.І. Назаренко, В.М. Смірнов, Л.Є. Пелевін, А.В. Фомін, А.Т. Свідерський, О.О. Костенюк, М.М. Ручинський, О.П. Дедов, О.М. Гаркавенко, І.Ю. Мартинюк – К.: МП Леся, 2013. – 188 с.
7. *Zaichenko S.* Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove / S. Zaichenko, V. Shalenko, N. Shevchuk, V. Varnichna // Eastern-European J. Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 3/9 (87). – P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
8. *Гарнець В.М.* Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА) / В.М. Гарнець, Ю.В. Човнюк, С.В. Зайченко, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2014. – Вип. 83. – С. 49-54.
9. *Гарнець В.М.* Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформуєчих агрегатів (БФА) / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Я.С. Приходько, В.О. Шаленко // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 46-52.
10. *Зайченко С.В.* Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Енергетика: Економіка, технологія, екологія. – 2012. – № 1 (30). – С. 77-83.
11. *Зайченко С.В.* Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 79. – С. 40-45.
12. *Приходько Я.С.* Взаємозгодженість роботи механізмів при ролико-екструзійному формуванні багатопустотних виробів / Я.С. Приходько, В.М. Гарнець // Галузеве машинобудування, будівництво. – 2012. – № 1 (31). – С. 305-310.
13. *Ловейкін В.С.* Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим режимом руху по ускоренню третього порядку / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Міжнародний науково-технічний журнал «Наука і техніка». – Мінск: БНТУ, 2017. – Т. 16, № 3. – С. 206–214. DOI: [10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214](https://doi.org/10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214).
14. *Ловейкін В.С.* Динамічний аналіз роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Ю.О. Ромасевич, О.Б. Почка // Опір матеріалів і теорія споруд. – К.: КНУБА, 2019. – Вип. 102. – С. 91-108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
15. Патент України на корисну модель № 50032 У. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № у 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
16. *Ловейкін В.С.* Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Техніка будівництва. – 2014. – № 32. – С. 25-32.
17. *Ловейкін В.С.* Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – № 4 (60). – С. 20-29.

## REFERENCES

1. *Garnec V.M.* Progressivni betonoformujuchi agregati i kompleksi (Progressive concrete the forming units and complexes) / V.M. Garnec – К.: Budivelnik, 1991. – 144 s.
2. *Garnec V.M.* Betonoformoval'ni agregati. Konstruktivno-funkci-onal'ni shemi, princip diy, osnovi teorii: Monohrafiya (Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis: Monograph) / V.M. Garnec, S.V. Zajchenko, Ju.V. Chovnjuk, V.O. Shalenko, Ja.S. Prihodko – К.: Interservis, 2015. – 238 s.

3. *Kuzin V.N.* Tehnologija rolkovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov (Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete). Avtoref. dis... kand. nauk (Abstract of the thesis of the candidate of science) / V.N. Kuzin – M.: Moscow construction institute. – 1981. – 20 s.
4. *Rjushin V.T.* Issledovanie raboche-go processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolkovogo formovanija betonnyh smesej (Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes). Dis.... kandidata tehn. nauk. (Thesis of Candidate of Technical Sciences) / V.T. Rjushin – K.: Kyiv construction institute. – 1986.
5. *Loveikin V.S.* Dinamichnij analiz rolkovoi formovochnoi ustanovki z rekuperacijnim privodom (The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ drive) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // Dinamika, micnist' i nadijnist' sil'skogospodars'kih mashin: Pr. 1-i Mizhnarodnoi naukovno-tehnichnoi konferencii (DSR AM-I) (Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I)). – Ternopil', 2004. – S. 507-514.
6. *Nazarenko I.I.* Osnovi teorii ruhu zemlerijnih i ushil'njuval'nih mashin budindustrii z kerovanimi u chasi optimal'nimi parametrami: Monohrafiia (Bases of the theory of the movement of the digging and condensing cars of the construction industry with the optimum parameters operated in time: Monograph) / I.I. Nazarenko, V.M. Smirnov, L.Je. Pelevin, A.V. Fomin, A.T. Sviders'kij, O.O. Kostenjuk, M.M. Ruchins'kij, O.P. Djedov, O.M. Garkavenko, I.Ju. Martinjuk – Kyiv: MP Lesja, 213. – 188 s.
7. *Zaichenko S.* Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove / S. Zaichenko, V. Shalenko, N. Shevchuk, V. Vapnichna // Eastern-European J. Enterprise Technologies. – 2017. – Vol. 3/9 (87). – P. 19-25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
8. *Garneć V.M.* Teorija i praktika stvorenja betonofornoval'nih agregativ (BFA) (Theory and practice of creation of units of formation of concrete) / V.M. Garneć, Ju.V. Chovnjuk, S.V. Zajchenko, V.O. Shalenko, Ja.S. Prihod'ko // Girnichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2014. – Vyp. 83. – S. 49-54.
9. *Garneć V.M.* Rozrobka naukovno-praktichnih rekomendacij po stvorenju betonofornovujuchih agregativ (BFA) (Development of scientific and practical recommendations about creation of units of formation of concrete) / V.M. Garneć, S.V. Zajchenko, Ja.S. Prihod'ko, V.O. Shalenko // Girnichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2012. – Vyp. 79. – S. 46-52.
10. *Zajchenko S.V.* Energetichnij analiz procesu rolkovogo ushil'nenja (Power analysis of process of roller consolidation) / S.V. Zajchenko, S.P. Shevchuk, V.M. Garneć // Energetika: Ekonomika, tehnologija, ekologija. – 2012. – No. 1 (30). – S. 77-83.
11. *Zajchenko S.V.* Trivimirne modeljuvanja procesu rolkovogo ushil'nenja stovburnogo kriplennja (Three-dimensional modeling of process of roller consolidation of column fastening) / S.V. Zajchenko, S.P. Shevchuk, V.M. Garneć // Girnichi, budivel'ni, dorozhni ta meliorativni mashini. – K.: KNUBA, 2012. – Vyp. 79. – S. 40-45.
12. *Prihod'ko Ja.S.* Vzaczougodzhenist' roboti mehanizmiv pri rolko-ekstruzijnomu formuvanni bagatopustotnih virobiv (Interconsistency of operation of mechanisms at roller and extrusive formation of multihollow products) / Ja.S. Prihod'ko, V.M. Garneć // Galuzeve mashinobuduvannja, budivnictvo. – 2012. – № 1 (31). – S. 305-310.
13. *Loveikin V.S.* Sintez kulachkovogo privodnogo mehanizma rolkovoj formovochnoj ustanovki s kombinirovannym rezhimom dvizhenija po uskoreniju tret'ego porjadka (Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // Mezhdunarodnyj nauchno-tehnicheskij zhurnal «Nauka i tehnika» (International scientific and technical magazine

- «Science & Technique»). – Minsk: Belarusian National Technical University. – Т. 16, No 3. – S. 206-214. DOI:10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
14. *Loveikin V.S.* Dinamichnij analiz rolіkovoј formuval'noj ustanovki z krivoshіpno-shatunnim privіdnim mehanіzmoz (Dynamic analysis of roller forming installation about a crank connecting rod the driving mechanism) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka, Yu.O. Romasevich, O.B. Pochka // *Opir materialiv i teoriia sporud: nauk.-tekh. zbirnyk*. – K.: KNUBA, Vyp. 102, 2019. S. 91-108. DOI: 10.32347/2410-2547.2019.102.91-108.
  15. Pat. 50032 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Loveikin V.S., Pochka K.I., Publ. 25.05.2010.
  16. *Loveikin V.S.* Obruntuvannya parametriv energetichno vrvіnovazhenogo privodu rolіkovoј formuval'noj ustanovki (Justification by the parameter of energetically balanced drive of roller forming installation) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // *Tehnika budivnictva (Technology of construction)*. – 2014. – № 32. – S. 25-32.
  17. *Loveikin V.S.* Analiz nerіvnomірnosti ruhu rolіkovoї formuval'noї ustanovki z energetichno vrvіnovazhenim privodom (The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with energetically balanced drive) / V.S. Loveikin, K.I. Pochka // *Vіbracії v tehnicі ta tehnologіjah (Vibrations in the equipment and technologies)*. – 2010. – № 4 (60). – S. 20-29.

*Стаття надійшла до редакції 24.09.2019 р.*

*Loveikin V.S., Pochka K.I., Prystajlo M.O., Pochka O.B.*

#### **ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛІКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕНЕРГЕТИЧНО ЗРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ**

З метою підвищення надійності та довговічності розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом. При моделюванні процесу зрівноваження привідного механізму розв'язано дві задачі динамічного зрівноваження: зрівноваження сил інерції, що прикладені в центрах мас рухомих ланок, та зрівноваження приведеного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. При цьому визначено всі кінематичні характеристики формувальних візків установки, записано функції зміни кінетичної енергії кожного елемента установки та всієї системи, сил інерції кожного елемента установки та сумарної сили інерції, сумарного моменту від дії сил інерції. На основі рівнянь Лагранжа другого роду складено рівняння руху установки і визначено узагальнену силу та рушійний момент на валу привідного двигуна. Неврівноваженість привідного механізму оцінюється максимальними і середньоквадратичними значеннями сумарної сили інерції та крутного сумарного моменту від дії сил інерції, безрозмірними коефіцієнтами, що виражають відношення середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, і відношення середньоквадратичних значень моменту від дії сил інерції всього механізму і складових моменту від дії сил інерції окремих елементів. Встановлено, що в установці з енергетично зрівноваженим приводом найкраще зрівноваження сил інерції, що прикладені в центрах рухомих ланок, та приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції, спостерігається при значенні кута зміщення кривошипів  $120^{\circ}$ . Отримані результати можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликів формувальної установки як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимах реальної експлуатації.

**Ключові слова:** роликів формувальна установка, привідний механізм, сила інерції, момент, зрівноваження.

*Loveikin V.S., Pochka K.I., Prystajlo M.O., Pochka O.B.*

#### **DYNAMIC BALANCING OF DRIVE MECHANISM OF ROLLER FORMING INSTALLATION WITH ENERGY BALANCED DRIVE**

In order to increase reliability and durability dynamic balancing of drive mechanism of roller forming installation with energy balanced drive is considered. When simulating the process of



balancing the drive mechanism, two tasks of dynamic balancing are solved: balancing of inertia forces applied in cents of masses of movable links, and balancing of torque moment brought to the axis of rotation of the drive shaft resulting from the action of inertia forces. At the same time all kinematic characteristics of forming trolleys of the installation are defined, functions of kinetic energy of each element and the whole system, forces of inertia of each element of the installation and total force of inertia, total moment from action of inertia forces are recorded. On the basis of Lagrange equations of the second kind, the equation of the motion of the installation is compiled and the generalized force and driving moment on the shaft of the drive motor are determined. Unbalance of drive mechanism is estimated by maximum and standard values of total inertia force and torque total moment from action of inertia forces, dimensionless coefficients expressing a ratio of the standard values of the total inertia force and inertia forces reduced to the center of mass of the apparatus; acting on each trolley, and ratio of standard values of moment from action of inertia forces of the whole mechanism and components of moment from action of inertia forces of individual elements. It has been found that in an energetically balanced drive unit, the best balancing of the inertia forces applied in the centers of mass of the links and the torque brought to the rotation axis of the drive shaft resulting from the action of the inertia forces is observed at the value of the displacement angle of the cranks  $120^{\circ}$ . The received results can be used further for the specification and improvement existing engineering by method of calculation of driving mechanisms of cars of roller formation both at design/designing stages and in the modes of real operation.

**Keywords:** roller forming installation, driving mechanism, inertia force, moment, balancing.

*Ловейкин В.С., Почка К.И., Пристайло Н.А., Почка О.Б.*

#### **ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННЫМ ПРИВОДОМ**

С целью повышения надёжности и долговечности рассмотрено динамическое уравновешивание приводного механизма роликовой формовочной установки с энергетически уравновешенным приводом. При моделировании процесса уравновешивания приводного механизма решено две задачи динамического уравновешивания: уравновешивание сил инерции, приложенных в центрах масс подвижных звеньев, и уравновешивание приведенного к оси вращения приводного вала крутящего момента, возникающего от действия сил инерции. При этом определены все кинематические характеристики формовочных тележек установки, записаны функции кинетической энергии каждого элемента и всей системы, сил инерции каждого элемента установки и суммарной силы инерции, суммарного момента от действия сил инерции. На основании уравнений Лагранжа второго рода составлено уравнение движения установки и определены обобщённая сила и движущий момент на валу приводного двигателя. Неуравновешенность приводного механизма оценивается максимальными и среднеквадратическими значениями суммарной силы инерции и крутящего суммарного момента от действия сил инерции, безразмерными коэффициентами, выражающими отношение среднеквадратических значений приведенных к центру масс установки суммарной силы инерции и сил инерции, действующих на каждую тележку, и отношение среднеквадратических значений момента от действия сил инерции всего механизма и составляющих момента от действия сил инерции отдельных элементов. Установлено, что в установке с энергетически уравновешенным приводом наилучшее уравновешивание сил инерции, приложенных в центрах масс звеньев, и приведенного к оси вращения приводного вала крутящего момента, возникающего от действия сил инерции, наблюдается при значении угла смещения кривошипов  $120^{\circ}$ . Полученные результаты могут быть в дальнейшем использованы для уточнения и усовершенствования существующих инженерных методов расчёта приводных механизмов машин роликового формования как на стадиях проектирования/конструирования, так и в режимах реальной эксплуатации.

**Ключевые слова:** роликовая формовочная установка, приводной механизм, сила инерции, момент, уравновешивание.

УДК 693.546

*Ловейкін В.С., Почка К.І., Пристайло М.О., Почка О.Б.*

**Динамічне зрівноваження привідного механізму роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом** // Опір матеріалів і теорія споруд. – 2019. – Вип. 103. – С. 112-130.

*Для роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму. Неврівноваженість привідного механізму оцінюється максимальними і середньоквадратичними значеннями сумарної сили інерції та крутного сумарного моменту від дії сил інерції, безрозмірними коефіцієнтами, що виражають відношення середньоквадратичних значень зведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожний візок, і відношення середньоквадратичних значень моменту від дії сил інерції всього механізму і складових елементів.*

Табл. 1. Іл. 7. Бібліогр. 17 назв.

UDC 693.546

*Loveikin V.S., Pochka K.I., Prystajlo M.O., Pochka O.B.*

**Dynamic balancing of drive mechanism of roller forming installation with energy balanced drive** // Strength of materials and theory of structure. – 2019. – Issue 103. – P. 112-130.

*For a roller forming installation with an energetically balanced drive, dynamic balancing of the drive mechanism is considered. Unbalance of drive mechanism is estimated by maximum and standard values of total inertia force and torque total moment from action of inertia forces, Dimensionless coefficients expressing a ratio of the standard values of the total inertia force and inertia forces reduced to the center of mass of the apparatus; Acting on each trolley, and ratio of standard values of moment from action of inertia forces of the whole mechanism and components of moment from action of inertia forces of individual elements.*

Табл. 1. Fig. 7. Ref. 17.

УДК 693.546

*Ловейкін В.С., Почка К.І., Пристайло Н.А., Почка О.Б.*

**Динамическое уравнивание приводного механизма роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом** // Сопротивление материалов и теория сооружений. – 2019. – Вып. 103. – С. 112-130.

*Для роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом розглянуто динамічне уравнивание приводного механізму. Неврівноваженість привідного механізму оцінюється максимальними і середньоквадратичними значеннями сумарної сили інерції та крутного сумарного моменту від дії сил інерції, безрозмірними коефіцієнтами, що виражають відношення середньоквадратичних значень приведених до центру мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, діючих на кожну тележку, і відношення середньоквадратичних значень моменту від дії сил інерції всього механізму і складових елементів.*

Табл. 1. Ил. 7. Библиогр. 17 назв.

**Автор (вчена ступень, вчене звання, посада):** доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри конструювання машин і обладнання Національного університету біоресурсів і природокористування України ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович

**Адреса:** 03041, Україна, м. Київ, вул. Героїв Оборони, 12, навчальний корпус № 11, Національний університет біоресурсів і природокористування України, кафедра конструювання машин і обладнання, ЛОВЕЙКІНУ Вячеславу Сергійовичу

**Тел.:** +38(044) 527-87-34;**Мобільний тел.:** +38(097) 349-14-53;**Імейл:** [lovvs@ukr.net](mailto:lovvs@ukr.net)**ORCID ID:** <https://orcid.org/0000-0003-4259-3900>

**Автор (вчена ступень, вчене звання, посада):** кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри основ професійного навчання КНУБА ПОЧКА Костянтин Іванович

**Адреса:** 03037, Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра основ професійного навчання, ПОЧЦІ Костянтину Івановичу

**Тел.:** +38(044) 248-69-25;

**Мобільний тел.:** +38(097) 212-86-29;

**Імейл:** [shanovniv@ukr.net](mailto:shanovniv@ukr.net)

**ORCID ID:** <https://orcid.org/0000-0002-0355-002X>

**Автор (вчена ступень, вчене звання, посада):** кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри будівельних машин КНУБА ПРИСТАЙЛО Микола Олексійович

**Адреса:** 03037, Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра будівельних машин, ПРИСТАЙЛО Миколі Олексійовичу

**Мобільний тел.:** +38(097) 495-07-50;

**Імейл:** [pristaylo\\_na@ukr.net](mailto:pristaylo_na@ukr.net)

**ORCID ID:** <https://orcid.org/0000-0003-3151-4680>

**Автор (вчена ступень, вчене звання, посада):** асистент кафедри теплогазопостачання і вентиляції КНУБА ПОЧКА Ольга Богданівна

**Адреса:** 03037, Україна, м. Київ, Повітрофлотський проспект 31, Київський національний університет будівництва і архітектури, кафедра теплогазопостачання і вентиляції, ПОЧЦІ Ользі Богданівні

**Мобільний тел.:** +38(097) 196-92-04;

**Імейл:** [zasedkoolga@ukr.net](mailto:zasedkoolga@ukr.net)

**ORCID ID:** <https://orcid.org/0000-0001-5701-978X>