

УДК 693.546

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка²¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України (м. Київ),² Київський національний університет будівництва і архітектури

ДИНАМІЧНЕ ЗРІВНОВАЖЕННЯ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

© Ловейкін В. С., Почка К. І., 2015

Для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму. Під час моделювання процесу зрівноваження привідного механізму машин роликового формування розв'язано дві задачі динамічного врівноваження: врівноваження сил інерції, що прикладені у центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Ключові слова: роликова формувальна установка, рекупераційний привід, динамічне зрівноваження.

The dynamic equilibration of a driving mechanism for roller forming plant with a recuperation drive is considered. Two problems of dynamic equilibration are solved while modeling the process of an equilibration of the driving machine mechanism of roller formation: an equilibration of inertia forces applied in the centers of mass move links, and an equilibration of the rotation of a power shaft of a torque given to an axis arisen from the action of inertia forces.

Key words: roller forming plant, recuperation drive, dynamic equilibration.

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1–4]. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовані їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. До того ж недостатньо уваги приділено дослідженню чинним динамічним навантаженням [5] та режимам руху, що значною мірою впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Процес безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів всебічно вивчений і описаний у багатьох джерелах [1–4]. Для зменшення витрат енергії у машинах роликового формування запропоновано нову конструкцію роликової формувальної установки [5–8], яка складається з двох спарених візків, що приводяться у зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному привідному валу та зміщені між собою на кут $P/2$ (рис. 1). Установка складається з двох пристроїв, що розташовані по різні боки привідного вала, кожен з яких вміщає змонтований на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 і 2 відповідно, які здійснюють зворотно-поступальний рух у напрямних 8. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 11 та із співвісних секцій укочувальних роликів 12. Таку саму конструкцію має й інший візок. Візки 1 і 2 з розподільними бункерами приводяться у зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді двох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 3 та 4 яких жорстко закріплені на одному привідному валу 5 і зміщені між собою на кут $Dj = P/2$. Шатуни 6 та 7 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1 та 2, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 3 та 4.

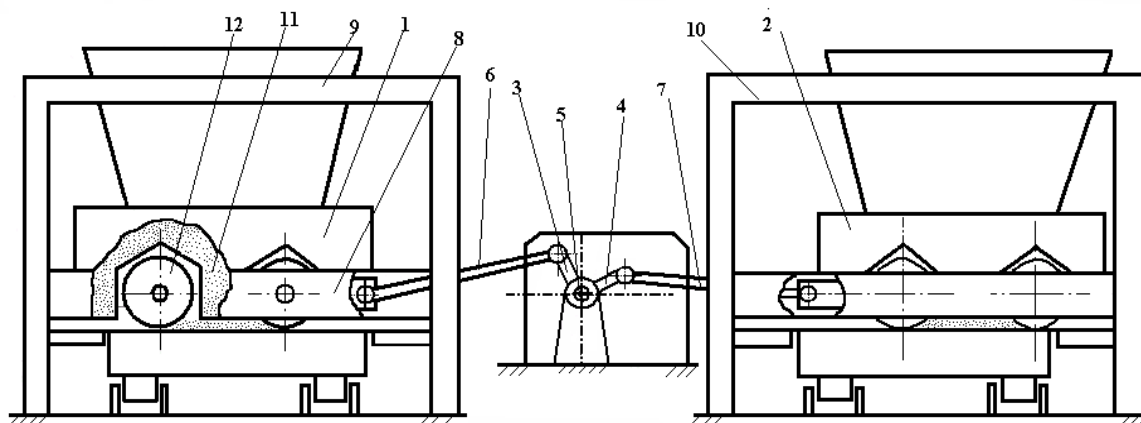


Рис. 1. Роликова формувальна установка з рекуперативним приводом

Така конструкція формувальної установки дає змогу здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який у цей час розганяється. Для цієї установки проведено динамічний [5] та силовий [9] аналіз нерівномірності руху [10] та здійснена оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму [11]. Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропонована конструкція установки [12] з розташуванням формувальних візків паралельно між собою з одного боку привідного вала з використанням вищевказаного привідного механізму (рис. 2).

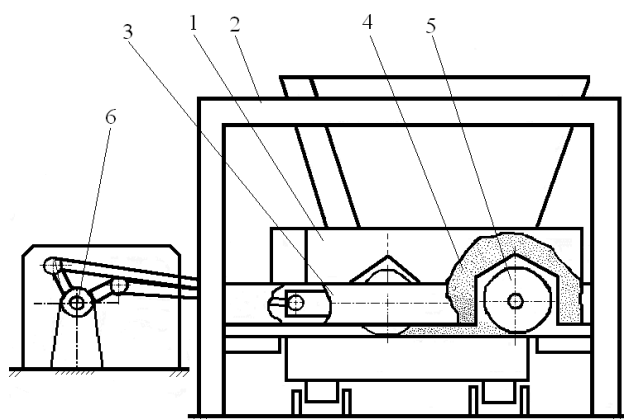


Рис. 2. Роликова формувальна установка з рекуперативним приводом для формування виробів з бетонних сумішей на одній технологічній лінії

Установка вміщає два формувальні візки 1, що розташовані паралельно між собою у порталі 2 з одного боку привідного вала, що забезпечує виконання процесу ущільнення на одній технологічній лінії. Кожний з формувальних візків вміщає подавальний бункер 4 та співвісні секції укочувальних роликів 5 з розподільним бункером, встановленим у напрямних руху 3. Зворотно-поступальний рух формувальних візків забезпечується приводом, що складається з двох кривошипно-повзунних механізмів, у яких кривошипи жорстко закріплені на одному привідному валу 6 і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta j = P/2$.

Під час роботи такої установки в її елементах, крім сил тяжіння та сил опору на переміщення формувальних візків, виникають також сили інерції [9], що створюють додаткові навантаження на привідний механізм. Тому актуальним є завдання зрівноваження привідного механізму машин роликового формування.

Мета роботи – динамічно зрівноважити привідний механізм роликової формувальної установки з рекуперативним приводом.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рис. 3 зображена кінематична схема роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На цій кінематичній схемі r – радіус кривошипів 5 та 6; l – довжина шатунів 3 та 4; j – кутова координата положення кривошипа першого візка; Δj – кут зміщення одного кривошипа щодо іншого; x_1 та x_2 – координати центрів мас першого та другого візків, відповідно; b_1 та b_2 – кутові координати, які визначають положення шатунів першого та другого візків щодо горизонталі.

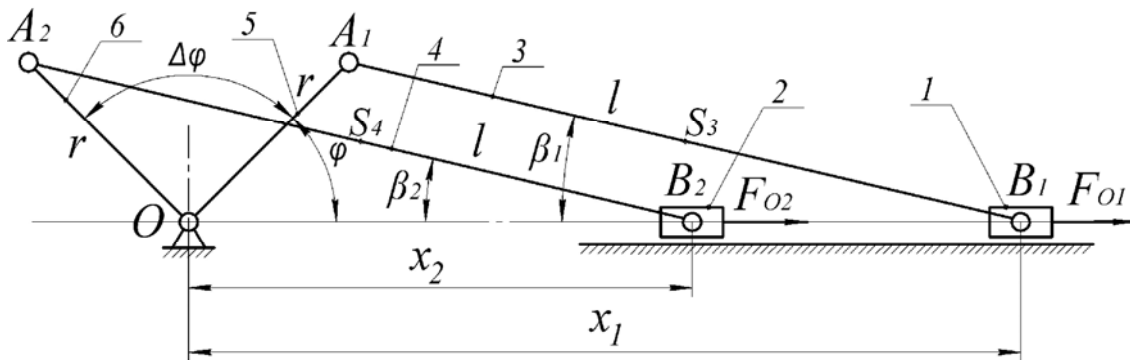


Рис. 3. Кінематична схема установки

З рис. 3 визначаємо координати центрів мас візків:

– для першого візка

$$x_1 = r \cdot \cos j + l \cdot \cos b_1, \quad (1)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; j – кутова координата положення кривошипа першого візка; b_1 – кутова координата, яка визначає положення шатуна першого візка щодо горизонталі.

Оскільки кут b_1 невідомий, його можна визначити залежно від довжини шатуна l , радіуса кривошипа r та кутової координати кривошипа j :

$$r \cdot \sin j = l \cdot \sin b_1 \rightarrow \sin b_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin j,$$

звідки

$$\cos b_1 = \sqrt{1 - \sin^2 b_1} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j}.$$

Тоді

$$x_1 = r \cdot \cos j + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j}; \quad (2)$$

– для другого візка

$$x_2 = r \cdot \cos(j + \Delta j) + l \cdot \cos b_2, \quad (3)$$

де Δj – кут зміщення одного кривошипа щодо іншого; b_2 – кутова координата, яка визначає положення шатуна другого візка щодо горизонталі.

Значення кута b_2 визначаємо за аналогією до першого випадку:

$$r \cdot \sin(j + \Delta j) = l \cdot \sin b_2 \rightarrow \sin b_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(j + \Delta j).$$

Звідси

$$\cos b_2 = \sqrt{1 - \sin^2 b_2} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(j + \Delta j)}.$$

Тоді

$$x_2 = r \cdot \cos(j + \Delta j) + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(j + \Delta j)}. \quad (4)$$

З виразів (2) та (4) отримаємо функції зміни швидкостей центрів мас формувальних візків:

$$\dot{x}_1 = \dot{j} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j}; \quad \dot{x}_2 = \dot{j} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j}, \quad (5)$$

де $\dot{j} = \omega$ – кутова швидкість обертання кривошипів; $\frac{\partial x_1}{\partial j}$, $\frac{\partial x_2}{\partial j}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, які визначаються за такими виразами:

$$\frac{\partial x_1}{\partial j} = -r \cdot \sin j \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos j}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j}} \right); \quad \frac{\partial x_2}{\partial j} = -r \cdot \sin(j + \Delta j) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(j + \Delta j)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(j + \Delta j)}} \right). \quad (6)$$

Функції зміни лінійних прискорень центрів мас візків 1 та 2 визначаються за такими залежностями:

$$\ddot{x}_1 = \ddot{j} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} + \dot{j}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2}; \quad \ddot{x}_2 = \ddot{j} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j} + \dot{j}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2}, \quad (7)$$

де $\ddot{j} = \epsilon$ – кутове прискорення кривошипів; $\frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2}$ – другі передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 та 2, що визначаються за такими виразами:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} &= -r \cdot \left[\cos j \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos j}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 j \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 j - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 j \right)^{\frac{3}{2}}} \right]; \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} &= -r \cdot \left[\cos(j + \Delta j) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(j + \Delta j)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(j + \Delta j)}} \right) + \frac{r}{l} \cdot \sin^2(j + \Delta j) \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2(j + \Delta j) - 1 \right)}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(j + \Delta j) \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

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

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{j}^2}{2} + \frac{m_1 \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_2 \cdot \dot{x}_2^2}{2} + \frac{J_{S_3} \cdot \dot{\vartheta}_1^2}{2} + \frac{m_3 \cdot (\dot{x}_{S_3}^2 + \dot{y}_{S_3}^2)}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \dot{\vartheta}_2^2}{2} + \frac{m_4 \cdot (\dot{x}_{S_4}^2 + \dot{y}_{S_4}^2)}{2}, \quad (9)$$

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 та m_2 – маси формувальних візків 1 та 2 відповідно (маси формувальних візків дорівнюють $m_1 = m_2 = m$); m_3 , m_4 , J_{S_3} та J_{S_4} – маси шатунів 3 і 4 та їхні власні моменти інерції щодо центрів мас; $\dot{\varphi}_1$ та $\dot{\varphi}_2$ – кутові швидкості шатунів 3 та 4; $\dot{x}_{S_3}$, $\dot{y}_{S_3}$, $\dot{x}_{S_4}$ та $\dot{y}_{S_4}$ – лінійні швидкості центрів мас шатунів 3 та 4.

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

$$T = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m \cdot \dot{x}_2^2}{2} = \frac{J_p \cdot \dot{\varphi}^2}{2} + \frac{m}{2} \cdot \left[\dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \right)^2 + \dot{\varphi}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \right)^2 \right] \quad (10)$$

або так:

$$T = \frac{\dot{\varphi}^2}{2} \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \right)^2 \right] \right\}. \quad (11)$$

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

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_j, \quad (12)$$

де t – час; j – кутова координата положення кривошипа, яку прийнято за узагальнену координату; Q_j – узагальнена сила, яка відповідає цій узагальненій координаті.

Узагальнена сила визначається залежністю

$$Q_j = M_p - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j}, \quad (13)$$

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

$$M_p = \frac{2 \cdot M_{kp}}{\frac{s}{s_{kp}} + \frac{s_{kp}}{s}} \cdot u \cdot h; \quad (14)$$

$$s = 1 - \frac{w}{w_0} = 1 - \frac{\dot{\varphi} \cdot u}{w_0}; \quad (15)$$

$$s_{kp} = 1 - \frac{w_{kp}}{w_0}, \quad (16)$$

де M_{kp} – критичний момент на валу двигуна; s та s_{kp} – ковзання та його критичне значення; w та w_0 – кутова швидкість ротора двигуна та її синхронне значення; u – передаточне число передавального механізму від двигуна до привідного вала; h – ККД привідного механізму.

Після підстановки залежностей (11) та (13)–(16) у рівняння (12) отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial j} &= j^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right); \quad \frac{\partial T}{\partial j} = j \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \right)^2 \right] \right\}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial j} &= j \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \right)^2 \right] \right\} + 2 \cdot j^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right); \\ j \cdot \left\{ J_p + m \cdot \left[\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \right)^2 \right] \right\} &+ j^2 \cdot m \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) = \\ &= \frac{2 \cdot M_{kp}}{1 - \frac{j \cdot u}{w_0}} \cdot u \cdot h - F_{O1} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} - F_{O2} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{w_0}{1 - \frac{j \cdot u}{w_0}} + \frac{w_0}{1 - \frac{j \cdot u}{w_0}} \cdot \frac{w_0}{1 - \frac{j \cdot u}{w_0}} \end{aligned} \quad (17)$$

Отримане рівняння – це нелінійне рівняння другого порядку, яке необхідно розв’язувати числовим методом. У результаті розв’язання рівняння (17) отримаємо такі залежності:

$$j = j(t); \quad \dot{j} = \dot{j}(t); \quad \ddot{j} = \ddot{j}(t). \quad (18)$$

Під час динамічного аналізу швидкохідних механізмів, до яких належить роликівна формувальна установка, необхідно розв’язати дві задачі динамічного врівноваження:

1. Врівноваження сил інерції, що прикладені у центрах мас рухомих ланок.
2. Врівноваження приведенного до осі обертання приводного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

Для виконання 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:

$$x_c = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} = \text{const}. \quad (19)$$

Диференціюючи двічі за часом залежність (19), отримаємо

$$\ddot{x}_c = \frac{m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2}{m_1 + m_2} = 0. \quad (20)$$

Вираз (20) можна записати у такому вигляді:

$$F_{ic} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 + m_2 \cdot \ddot{x}_2 = m_1 \cdot \left(j \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} + j^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} \right) + m_2 \cdot \left(j \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j} + j^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) = 0, \quad (21)$$

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

Якщо врахувати, що $m_1 = m_2 = m$, то матимемо:

$$F_{ic} = m \cdot \left[j \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \right) + j^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) \right] = 0. \quad (22)$$

Якщо умова (21) чи (22) не виконується, то відбувається невірноваженість сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути сумарне значення сил інерції формувальної установки:

$$F_{ic} = m \cdot \left[\ddot{x} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \right) + \ddot{x}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) \right]. \quad (23)$$

За один цикл руху роликової 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 такою залежністю:

$$\bar{F}_{ic} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} F_{ic}^2 dt} = \sqrt{\frac{m^2}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \left[\ddot{x} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \right) + \ddot{x}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) \right]^2 dt}, \quad (24)$$

де $t_1 = \frac{2 \cdot p}{w_n}$ – тривалість циклу руху роликової формувальної установки; w_n – номінальне значення кутової швидкості привідного вала установки.

У деяких випадках доцільно оцінювати невірноваженість сил інерції, що діють на ланки формувальної установки, за допомогою безрозмірного критерію, який може бути поданий відношенням середньоквадратичних значень зведених до центра мас установки сумарної сили інерції та сил інерції, що діють на кожен візок. Цей критерій можна подати у такому вигляді:

$$k_{Fi} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left[\ddot{x} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \right) + \ddot{x}^2 \cdot \left(\frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right) \right]^2}{\left(\ddot{x} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} + \ddot{x}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} \right)^2 + \left(\ddot{x} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j} + \ddot{x}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2}} dt}. \quad (25)$$

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

$$T = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{\partial T}{\partial j} = 0. \quad (26)$$

Якщо умова (26) не виконується, то відбувається невірноваженість зведеного до привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції. Критерієм цієї невірноваженості може бути значення крутного моменту, яке визначається такою залежністю:

$$M_i = \frac{\partial T}{\partial j} = m \cdot \left(\ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial j} + \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial j} \right) = m \cdot \ddot{x}^2 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right). \quad (27)$$

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

$$\bar{M}_i = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} m^2 \cdot \ddot{x}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2 dt} = m \cdot \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \ddot{x}^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2 dt}. \quad (28)$$

Оцінімо також неврівноваженість крутного моменту від дії сил інерції за допомогою безрозмірного критерію, який подамо відношенням середньоквадратичних значень моменту сил інерції усього механізму і складових моменту сил інерції від окремих елементів установки. Такий критерій має вигляд:

$$k_{M_i} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{j^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2}{j^4 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} \right)^2 + j^4 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2} dt} = \sqrt{\frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} \frac{\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} + \frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2}{\left(\frac{\partial x_1}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial j^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial x_2}{\partial j} \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial j^2} \right)^2} dt} \cdot (29)$$

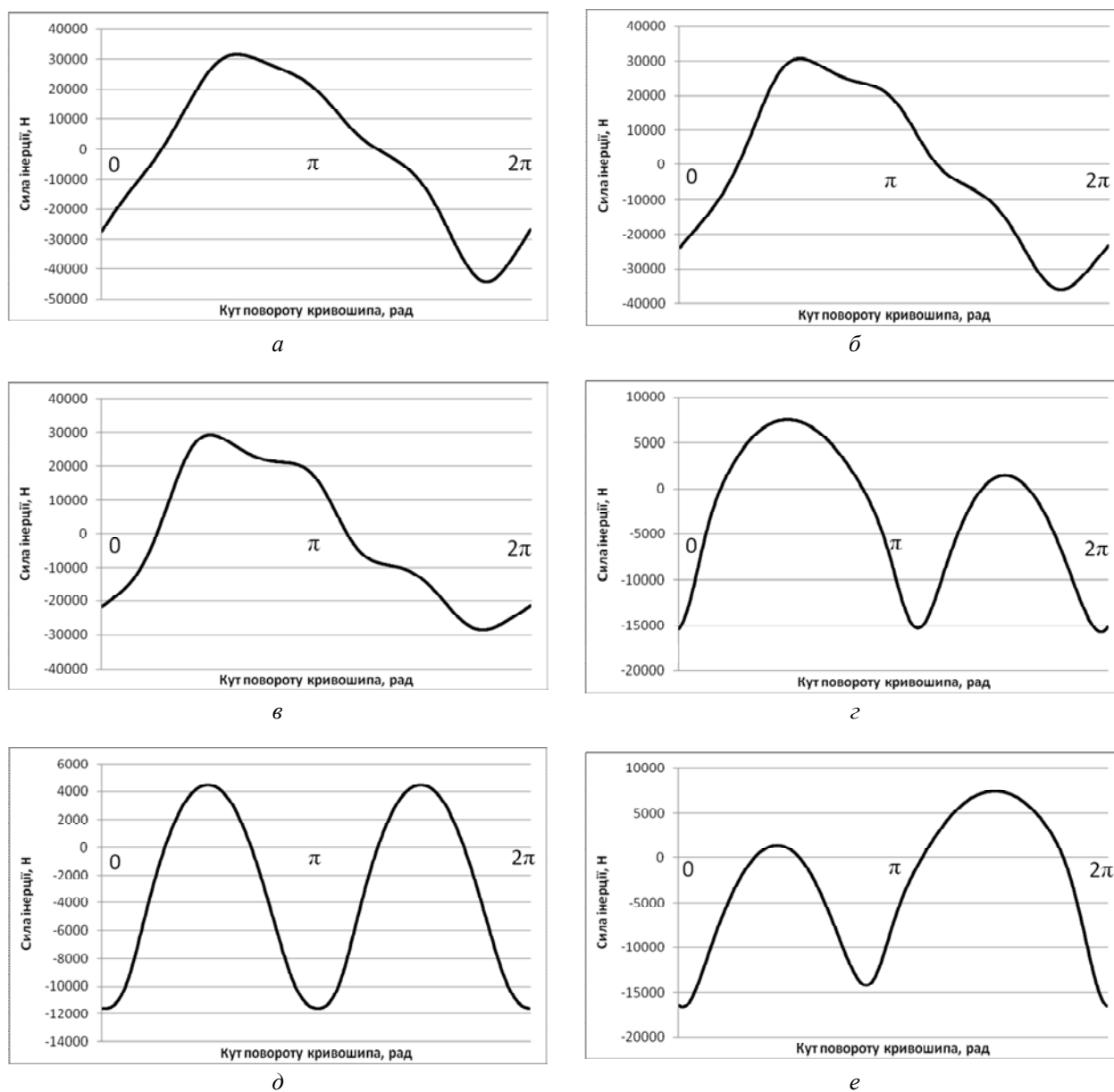


Рис. 4. Графіки зміни сумарної сили інерції установки залежно від кута повороту кривошипа за різних значень кута зміщення кривошипів Δj :

$a - 80^\circ$; $б - 90^\circ$; $в - 100^\circ$; $г - 160^\circ$; $е - 200^\circ$

Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом з параметрами [10]: $r = 0,2 \text{ м}$; $l = 0,8 \text{ м}$; $m_1 = m_2 = m = 1000 \text{ кг}$; $J_p = 47,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$; $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$; $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$; $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$; $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $s_{кр} = 0,0933$; $u = 9,8$; $h = 0,9$; $F_{O1} = 3562 \text{ Н}$; $F_{O2} = 3562 \text{ Н}$ визначені значення сумарної сили інерції F_{ic} та крутного моменту від дії сил інерції M_i протягом одного циклу руху ($0 \leq j \leq 2p$) за різних значень кута зміщення кривошипів Δj ($80^\circ, 90^\circ, 100^\circ, 160^\circ, 180^\circ, 200^\circ$), графіки зміни яких зображені на рис. 4 та 5. Знайдено також максимальні $F_{ic \max}$ і $M_{i \max}$ та середньоквадратичні $\bar{F}_{ic}$ і $\bar{M}_i$ значення сил інерції та моментів від сил інерції для різних значень кута Δj . Результати обчислень занесено до таблиці. Також у таблиці наведені значення безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} , які визначені за формулами (25) та (29). За даними таблиці побудовано графіки зміни максимальних $F_{ic \max}$ і $M_{i \max}$ та середньоквадратичних $\bar{F}_{ic}$ і $\bar{M}_i$ значень сил інерції та моментів від сил інерції залежно від кута зміщення кривошипів Δj (рис. 6 та 7). На рис. 8 зображені графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} та k_{M_i} залежно від кута зміщення кривошипів Δj . Під час визначення 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 Δj , що були визначені за методикою, описаною у [10].

Результати обчислень

Δj	$F_{ic \max}, \text{ Н}$	$M_{i \max}, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	$\bar{F}_{ic}, \text{ Н}$	$\bar{M}_i, \text{ Н} \cdot \text{ м}$	k_{F_i}	k_{M_i}
0	57325	2882,9	22478,8	1918,8	1,414	1,504
10	57482	2918,8	22631,6	1918,3	1,3181	1,4818
20	57814	2903,5	23030,1	1908,9	1,2315	1,4209
30	58013	2820,1	23589,4	1877,8	1,1637	1,3363
40	57924	2897,1	24296,5	1814,0	1,1101	1,2248
50	57466	2940,2	25165,0	1706,9	1,0701	1,0766
60	55893	2880,5	25893,0	1528,7	1,0423	0,8912
70	51560	2580,1	25613,6	1241,9	1,0226	0,6699
80	44207	1991,1	23968,3	891,7	1,0082	0,4413
90	35946	1274,2	21749,7	662,7	0,9983	0,3089
100	29239	1753,9	19579,8	763,1	0,9905	0,3977
110	26747	2179,3	17396,7	1077,8	0,9819	0,6057
120	22849	2460,8	14992,1	1387,6	0,9719	0,8243
130	19183	2594,1	12670,6	1605,8	0,9591	1,0139
140	18560	2648,1	10713,8	1745,8	0,9358	1,1771
150	17452	2717,4	9090,2	1829,1	0,8862	1,3147
160	15687	2770,2	7781,8	1872,6	0,8478	1,4208
170	13469	2788,8	6881,9	1891,3	0,8543	1,4876
180	11589	2745,3	6552,6	1896,1	0,8583	1,5116
190	14144	2779,3	6876,9	1891,0	0,8491	1,4917
200	16646	2791,6	7761,1	1872,4	0,8418	1,4271
210	18307	2753,3	9042,9	1829,5	0,8702	1,3231
270	36644	1256,2	21922,1	659,1	0,9968	0,3085

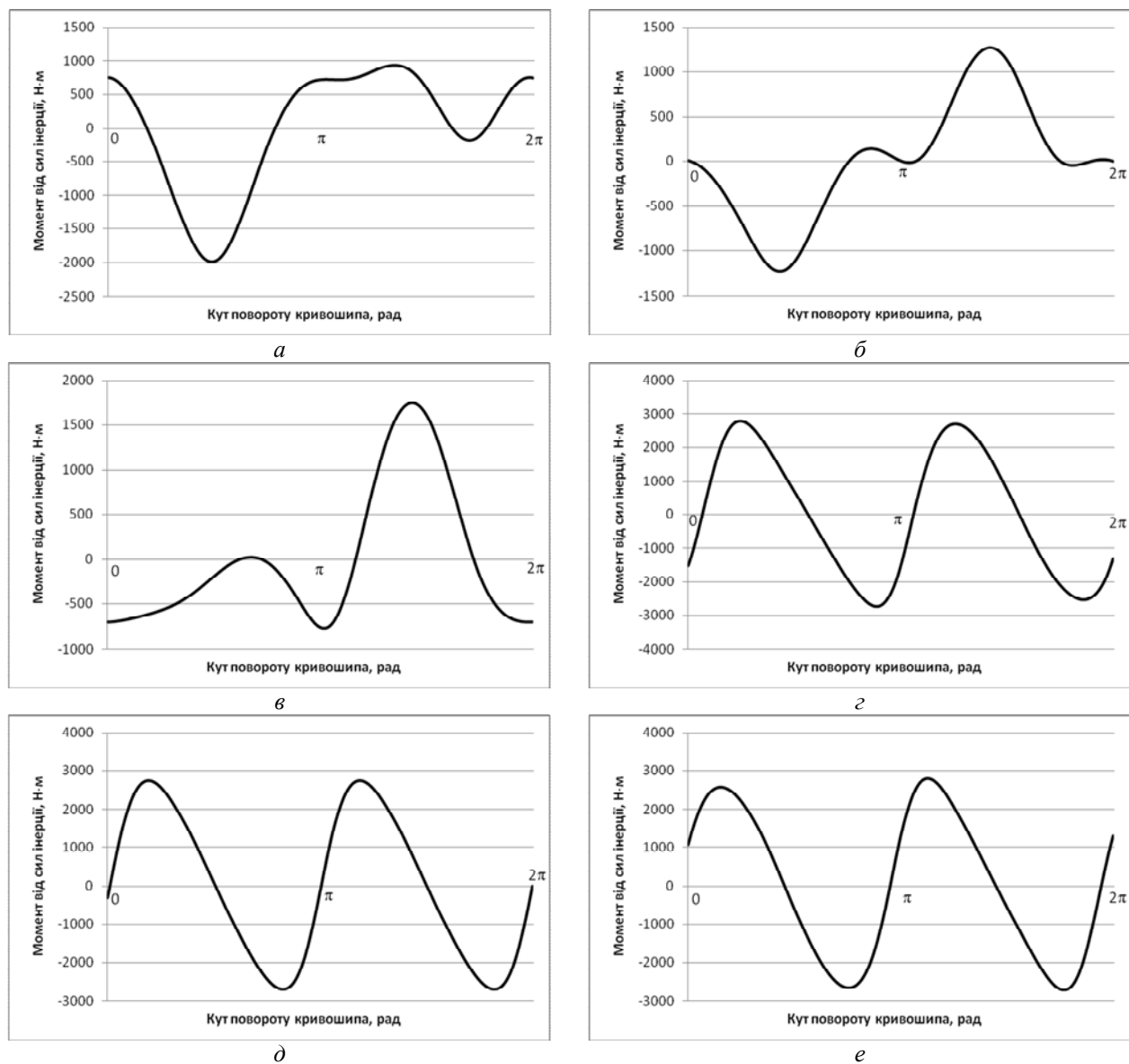


Рис. 5. Графіки зміни сумарного моменту від сил інерції установки залежно від кута повороту кривошипа за різних значень кута зміщення кривошипів Δj :
 $a - 80^\circ$; $b - 90^\circ$; $c - 100^\circ$; $d - 160^\circ$; $e - 200^\circ$

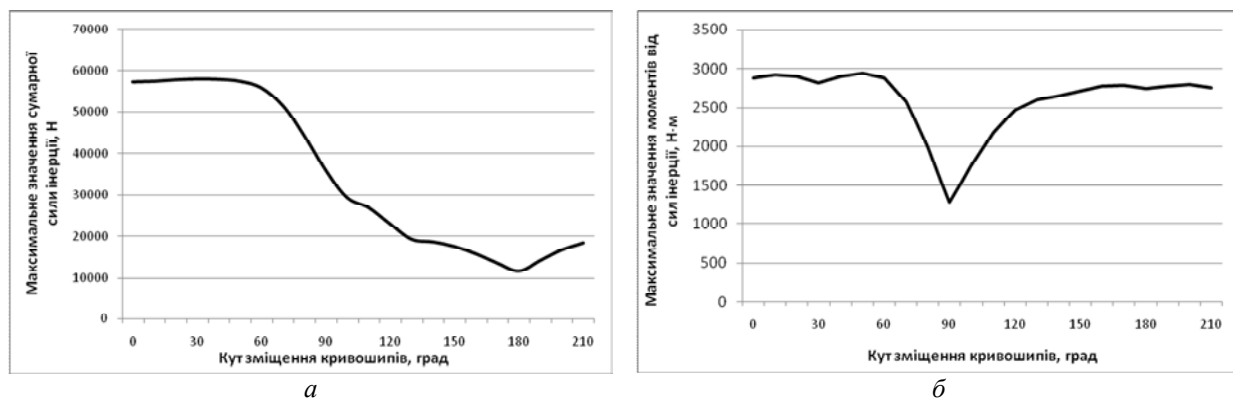


Рис. 6. Графіки зміни максимальних значень сил інерції $F_{ic\max}$ (а) та моментів від сил інерції $M_{i\max}$ (б) залежно від кута зміщення кривошипів Δj

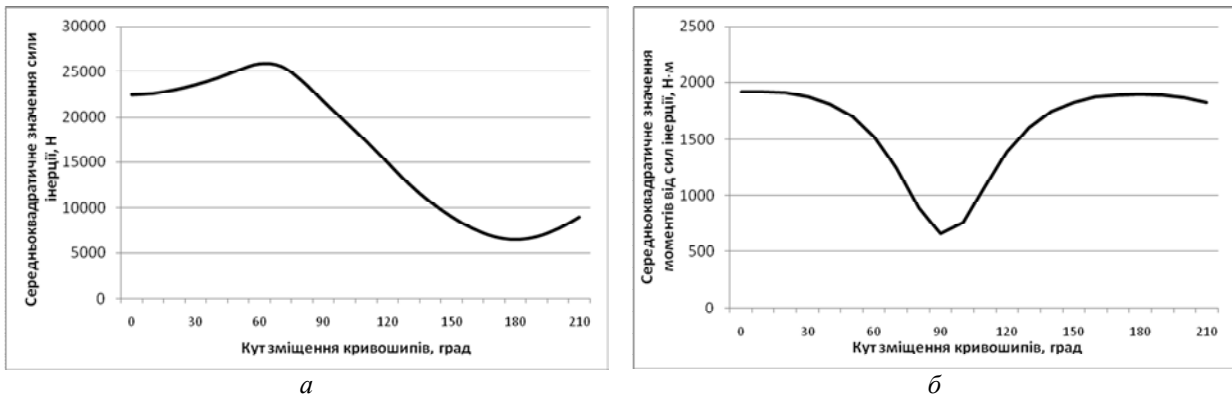


Рис. 7. Графіки зміни середньоквадратичних значень сил інерції $\bar{F}_{ic}$ (а) та моментів від сил інерції $\bar{M}_i$ (б) залежно від кута зміщення кривошипів Δj

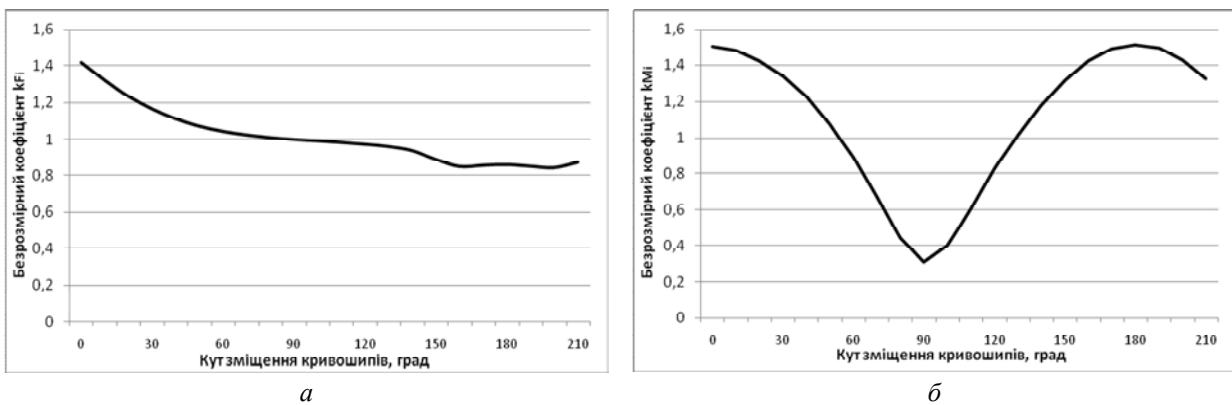


Рис. 8. Графіки зміни безрозмірних коефіцієнтів k_{F_i} (а) та k_{M_i} (б) залежно від кута зміщення кривошипів Δj

Аналізуючи дані таблиці та графіки на рис. 6–8, можна зробити висновок, що максимальне значення сумарної сили інерції $F_{ic\max}$ та її середньоквадратичне значення $\bar{F}_{ic}$ спочатку збільшуються за значень кута зміщення кривошипів від $\Delta j = 0^0$ до $\Delta j = 60^0$, а потім зменшуються і набувають мінімального значення за $\Delta j = 180^0$; безрозмірний коефіцієнт k_{F_i} постійно зменшується за збільшення кута зміщення кривошипів і приймає мінімальне значення за зміщення кривошипів у межах від $\Delta j = 160^0$ до $\Delta j = 200^0$; максимальне значення моменту від сил інерції його середньоквадратичне значення та безрозмірний коефіцієнт k_{M_i} набувають свого мінімуму за зміщення кривошипів на кут $\Delta j = 90^0$ та $\Delta j = 270^0$.

Висновки:

1. У цій роботі розглянуто динамічне зрівноваження привідного механізму роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. Під час моделювання процесу зрівноваження привідного механізму машин роликового формування розв'язано дві задачі динамічного врівноваження: врівноваження сил інерції, що прикладені у центрах мас рухомих ланок, та врівноваження приведенного до осі обертання привідного вала крутного моменту, що виникає від дії сил інерції.

2. Отримані у цій роботі результати можуть бути у подальшому використані для уточнення та вдосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і у режимі реальної експлуатації.

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В. М. Гарнець. - К.: Будівельник, 1991. - 144 с. 2. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук / В. Н. Кузин. - М., 1981. - 20 с. 3. Гарнец В. Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / В. Н. Гарнец, В. С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины: Респ. межвед. науч.-техн. сб. - 1988. - Вып. 41. - С. 51-55. 4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: диссер. ... канд. техн. наук / В. Т. Рюшин. - К., 1986. - 212 с. 5. Ловейкин В. С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: праці 1-ї Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна) - С. 507-514. 6. Ловейкин В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: учеб. пособ. / В. С. Ловейкин. - К.: УМК ВО, 1990. - 168 с. 7. Патент України на винахід № 67091 А. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В. С., Гарнець В. М., Почка К. І. - № u2003076371 заявл. 08.07.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6. 8. Почка К. І. Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом: автореф. ... дис. канд. наук / К. І. Почка. - К.: КНУБАЮ 2008. - 24 с. 9. Ловейкін В. С. Силовий аналіз роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. - 2003. - № 14. - С. 27-37. 10. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Підйомно-транспортна техніка. - 2005. - Вип. 4. - С. 19-33. 11. Ловейкін В. С. Оптимізація конструктивних параметрів привідного механізму роликової формовочної установки з рекупераційним приводом / В. С. Ловейкін, Д. А. Паламарчук, К. І. Почка // Техніка будівництва. - 2004. - № 15. - С. 40-48. 12. Патент України на винахід № 70523 А. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В. С., Гарнець В. М., Почка К. І. - № u20031110814 заявл. 28.11.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.