

УДК 693.546

В.С. Ловейкін, д.т.н., професор;
К.І. Почка, к.т.н., доцент

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

АНОТАЦІЯ. Для роликових формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два формувальні візки, енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки прослідковано зміну кутової швидкості кривошипу установки з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Проведений аналіз нерівномірності руху та динамічності при використанні вказаних приводів.

Ключові слова: роликова формувальна установка, приводний механізм, кутова швидкість, прискорення, нерівномірність руху, динамічність, аналіз.

SUMMARY. For roller forming installations with the crank-ram drive on one forming cart, the recuperation drive on two forming carts, energetically balanced drive on three forming carts and the balanced drive on four forming carts tracked change of angular speed of a crank from the moment of start-up and at the set movement mode. The analysis of unevenness of the movement and dynamism when using of the specified drives is carried out.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, angular speed, acceleration, unevenness of the movement, dynamism, analysis.

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1-3]. 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.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енергозатрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено удосконалені конструкції приводних механізмів роликових формувальних установок [4-8].

На рис. 1 представлено роликову формувальну установку з рекупераційним приводом, яка складається з двох спарених візків [4], що приводяться в зворотно-поступальний рух від єдиного привода, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені між собою на кут $\pi/2$.

Установка вміщує в собі два пристрої, що розташовані по різні боки відносно приводного вала. Кожний із пристроїв вміщує в собі змонтовані на порталах 9 та 10 формувальні візки 1 та 2, які здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних. Візок 1 складається з подавального бункера 11 та із співвісних секцій укочувальних роликів 12, встановлених в горизонтально-рухомій рамі 8 з розподільчим бункером. Таку ж конструкцію має і другий формувальний візок. Візки 1 та 2 з розподільчими бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою єдиного привода, виконаного у вигляді кривошипно-повзунного механізму. Кривошипи 3 та 4 жорстко закріплені на приводному валу 5,

зміщені між собою на кут $\pi/2$ та з'єднані з шатунами 6 і 7, а шатуни в свою чергу з'єднані з візками 1 і 2 відповідно.

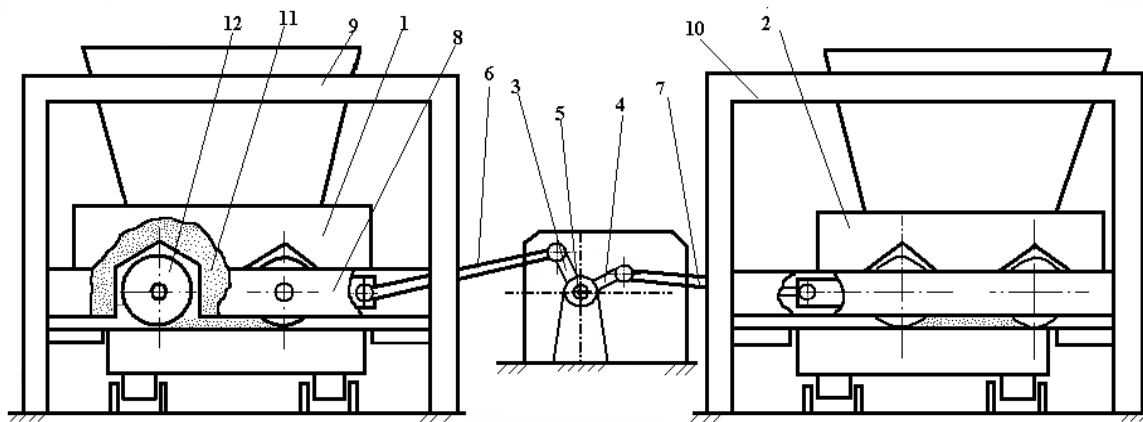


Рисунок 1. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом.

Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до другого, який в цей момент здійснює процес розгону. Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропонована конструкція установки [5] з розташуванням формувальних візків паралельно між собою з однієї сторони приводного валу з використанням вказаного вище приводного механізму (рис. 2, а). На рис. 2, б зображена кінематична схема роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 5 та 6; l – довжина шатунів 3 та 4; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипа відносно другого; x_1 та x_2 – координати центрів мас візків 1 та 2 відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

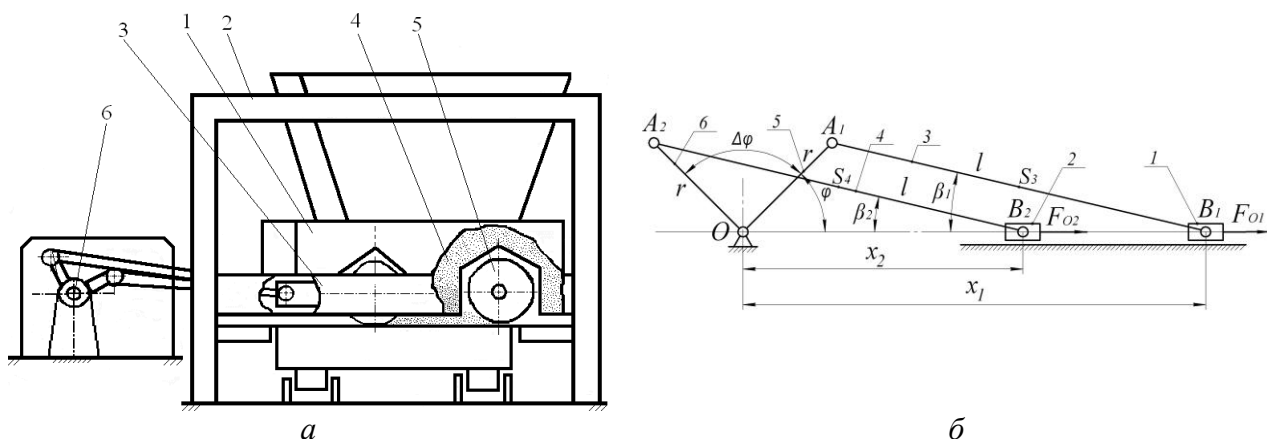


Рисунок 2. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії (а) та її кінематична схема (б).

На рис. 3, а представлена роликова формувальна установка з енергетично зрівноваженим приводом, яка складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, що виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного привода з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$



[6]. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного вала для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. На рис. 3, б представлено кінематичну схему роlikової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом.

На рис. 4, а представлена роlikова формувальна установка з врівноваженим приводом, яка складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, що виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного привода з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ [7, 8]. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного вала для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. На рис. 4, б представлено кінематичну схему роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом.

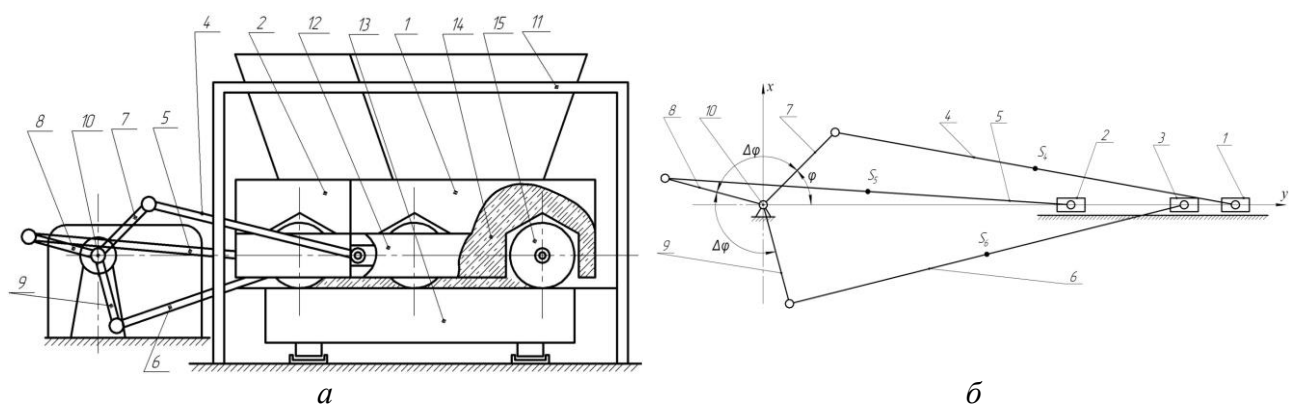


Рисунок 3. Роlikова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

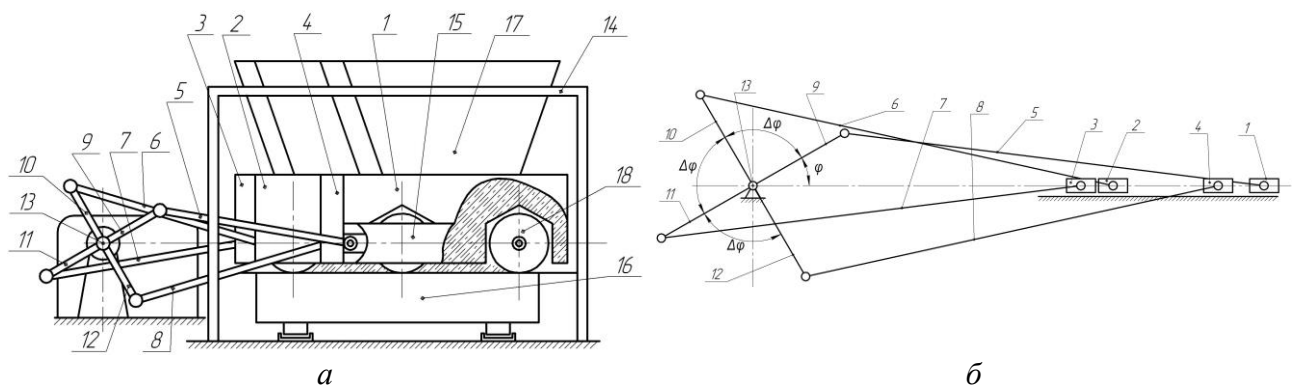


Рисунок 4. Роlikова формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

В таких установках спостерігається значна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші, що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки. Тому актуальною є задача аналізу нерівномірності руху роlikових формувальних установок з описаними вище приводними механізмами.

Метою даної роботи є аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роlikового формування.

Виклад основного матеріалу дослідження. Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.

Для такої моделі запишемо диференціальне рівняння руху:

$$I_{36}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{36}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{36}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, враховуючи силу опору переміщенню формувальних візків та силу тяжіння шатунів.

Рівняння (1) являє собою нелінійне рівняння першого порядку, яке не піддається аналітичному інтегруванню. Тому для його розв'язку використаємо чисельний метод, запропонований професором Барановим [9]. Згідно з цим методом рівняння (1) представимо у вигляді:

$$2 \cdot I_{36}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{36}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{36} \approx I_{36(i+1)} - I_{36(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримаємо:

$$2 \cdot I_{36(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{36(i+1)} - I_{36(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i} \cdot \Delta\varphi, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $I_{36(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i = 0, 1, 2, \dots, n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $I_{36(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та момент інерції механізму зведений до осі повороту кривошипу в положенні $i + 1$.

Розв'язавши рівняння (3) відносно ω_{i+1} , отримаємо:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{36(i)} - I_{36(i+1)})}{2 \cdot I_{36(i)}} \cdot \omega_i}{I_{36(i)} \cdot \omega_i}. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом (рис. 2) знайдемо всі необхідні характеристики установки.

Визначаємо зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$:

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + G_3 \cdot \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + G_4 \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де F_0 – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [3]; $G_3 = G_4 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатунів 3 та 4 (рис. 2); l – довжина шатуна; q – маса одиниці довжини шатуна; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 і 2 та вертикальних складових центрів мас шатунів 3 і 4, які визначаються наступними виразами:

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

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

$$\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi). \quad (7)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами $r = 0,2\text{ м}$; $l = 0,8\text{ м}$; $q = 80\text{ кЗ/м}$ визначено силу опору $F_0 = 3562\text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11\text{ м}$ для формування виробів з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22\text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\text{ кПа}$ [3].

Зводимо зовнішні сили до осі повороту кривошипа і представляємо у вигляді моменту сил опору переміщенню формувального візка від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 5. Середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа становить:

$$M_{\text{оср}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 907,03\text{ Н} \cdot \text{м},$$

Після цього визначаємо номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{\text{оср}} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{907,03 \cdot 10,5}{10^3 \cdot 0,9} = 10,58\text{ кВт},$$

де $\omega_1 = 10,5\text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипу; $\eta = 0,9$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [10] з параметрами: $\omega_o = 104,72\text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1\text{ рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 94,95\text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\text{дв}} = 0,138\text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 129,24\text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 107,7\text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{кр}} = 215,4\text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [11] з номінальним передаваним моментом $M_{\text{мюм}} = 500\text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_{\text{м}} = 0,32\text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{\text{пр}} = 9,8$ і моментом інерції $I_{\text{ред}} = 0,046\text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою Клосса побудовано механічну характеристику:

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot \frac{\left(\frac{\omega_o - \omega}{\omega_o - \omega_{\text{кр}}} \right)}{1 + \left[\frac{\left(\frac{\omega_o - \omega}{\omega_o - \omega_{\text{кр}}} \right)}{\left(\frac{\omega_o - \omega}{\omega_o - \omega_{\text{кр}}} \right)} \right]^2}. \quad (8)$$

Виходячи із залежності (8), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{\text{пр}} \cdot \eta. \quad (9)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:

$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s3} \cdot \left(\frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s4} \cdot \left(\frac{\partial \beta_2}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (10)$$

де $I_o = I_{\partial\theta} + I_m + I_{ред} = 0,138 + 0,32 + 0,046 = 0,504 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = 1000 \text{ кг}$ – маса формувальних візків 1 та 2; $I_{s3} = I_{s4} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 3 та 4 відносно їх центрів мас; β_1, β_2 – кутові координати положення шатунів 3 та 4 відповідно;

$$\frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}};$$

$$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta \varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}} \right); \quad \frac{\partial \beta_2}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta \varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta \varphi)}}.$$

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6).



Рисунок 5. Графік зміни зведеного моменту сил опору на переміщення формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа.

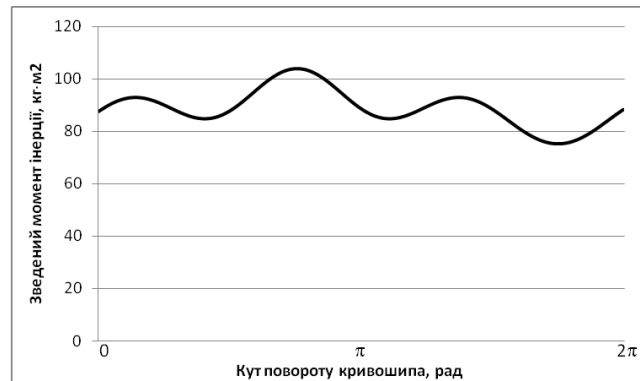


Рисунок 6. Графік зміни зведеного моменту інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа.

Підставивши отримані залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримаємо графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 7).

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta \varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (11)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (12)$$

де t_i та t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i + 1$.



За допомогою залежності (12) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 8).

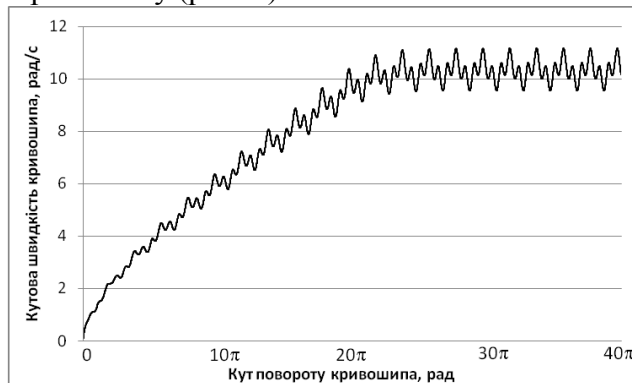


Рисунок 7. Графік зміни кутової швидкості кривошипу установки в залежності від кута його повороту.

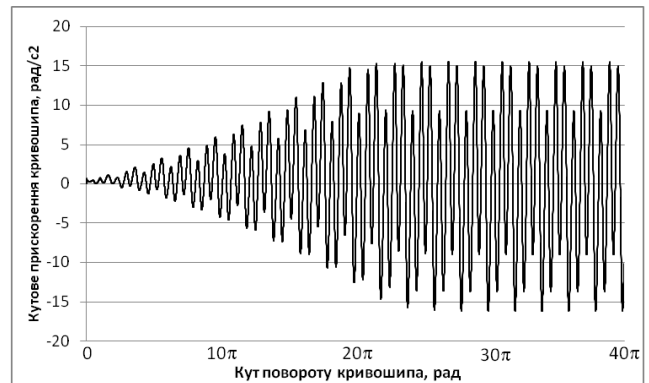


Рисунок 8. Графік зміни кутового прискорення кривошипу установки в залежності від кута його повороту.

Проаналізувавши графіки на рис. 7 та 8, можна побачити, що протягом 12 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 12 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипа досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 12 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,546 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,166 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,356 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [9]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,166 - 9,546}{10,356} = 0,156. \quad (13)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -15,583 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 15,583 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [9]:

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{15,583}{10,356^2} = 0,1453. \quad (14)$$

Для сумарної оцінки технологічних та динамічних властивостей формуальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [12]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,166 - 9,546)^2}{10,356^2} + \frac{15,583}{10,356^2} = 0,1696. \quad (15)$$

За описаною вище методикою отримано функцію зміни зведеного моменту сил опору на переміщення формувальних візків установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Для вказаних установок визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, обчислено номінальну розрахункову потужність двигуна та підібрано електродвигун, з'єднувальні муфти та редуктор. Для кожної із вказаних установок із врахуванням параметрів двигуна, з'єднувальних муфт та редуктора отримано функцію зміни зведеного моменту інерції.

Підставивши отримані залежності у вирази (4) та (12) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримано графіки зміни кутової швидкості та кутового

прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту для установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки (рис. 9-11).

Аналіз графіків на рис. 9-11, показує, що для виходу з моменту пуску на режим усталеного руху установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок необхідно здійснити 7 обертів кривошипа, установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки необхідно 13 обертів та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки – 8 обертів.

На усталеному режимі руху кривошип установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,3765$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,51412$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,656$.

В установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки кривошип обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,714 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,845 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,263 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,11$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -17,307 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,778 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,169$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,181$.

В установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки кривошип обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,02 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,752 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,288 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,265$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -29,55 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 26,031 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,2792$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,3497$.

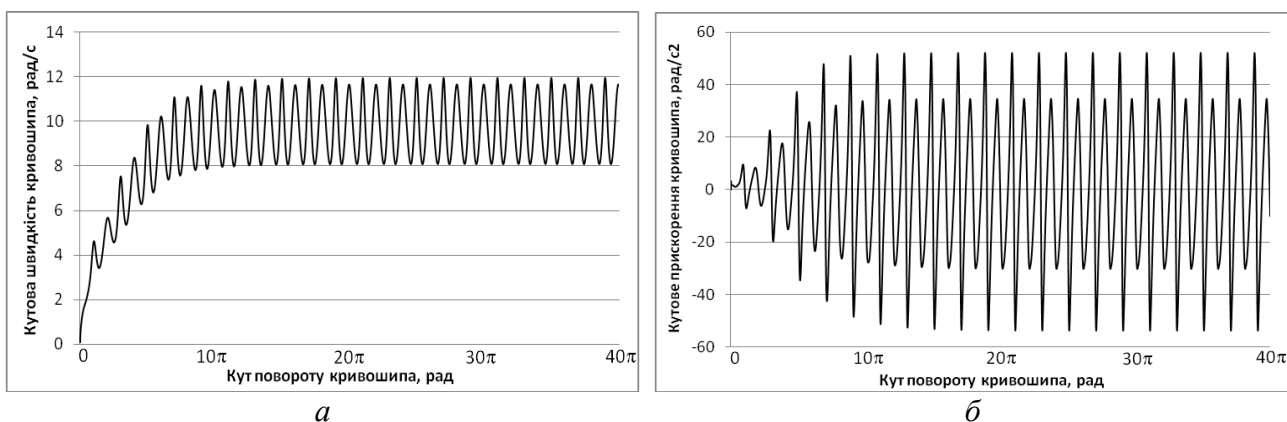


Рисунок 9. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок.

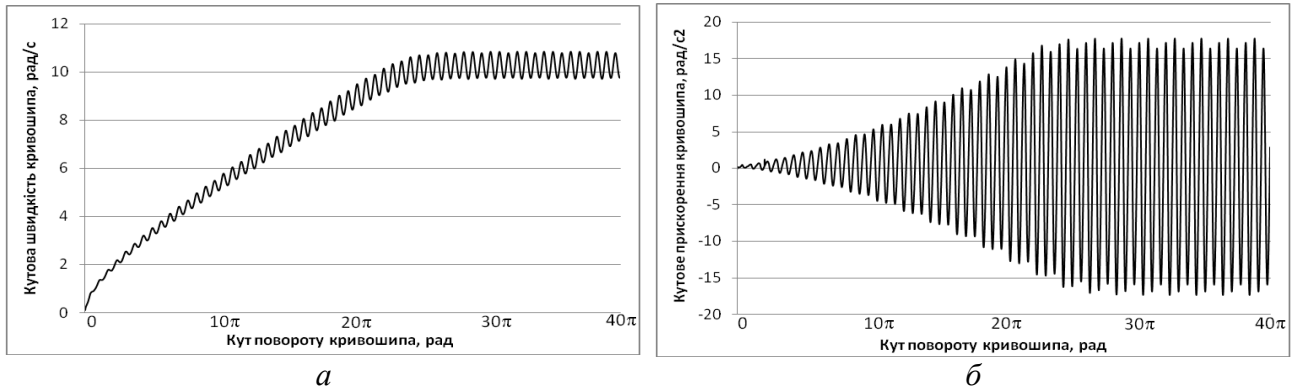


Рисунок 10. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки.

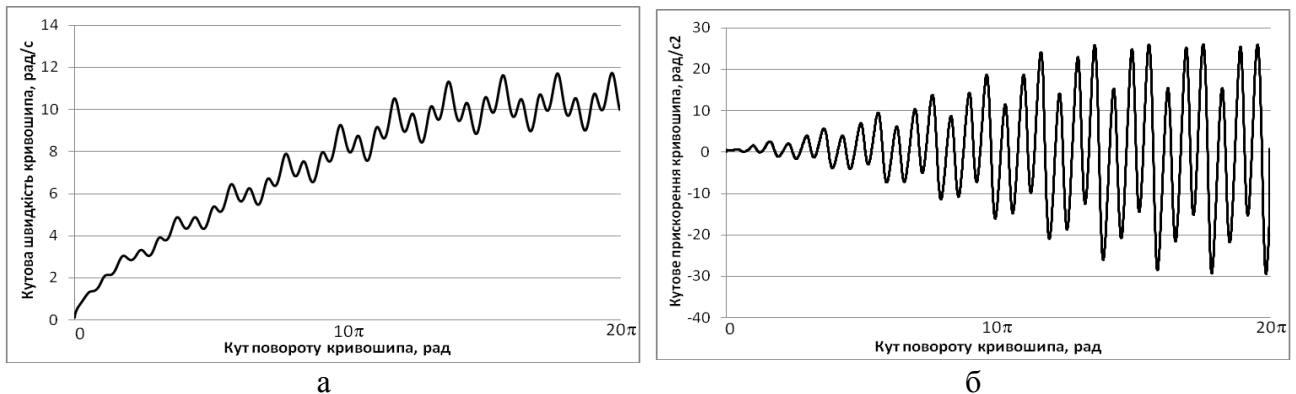


Рисунок 11. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Отримані результати представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків

Установка з кількістю візків*	δ	H	k_p
1	0,3765	0,51412	0,656
2	0,156	0,1453	0,1696
3	0,11	0,169	0,181
4	0,265	0,2792	0,3497

*Примітка. Кількість візків в установці: 1– установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекуперативним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

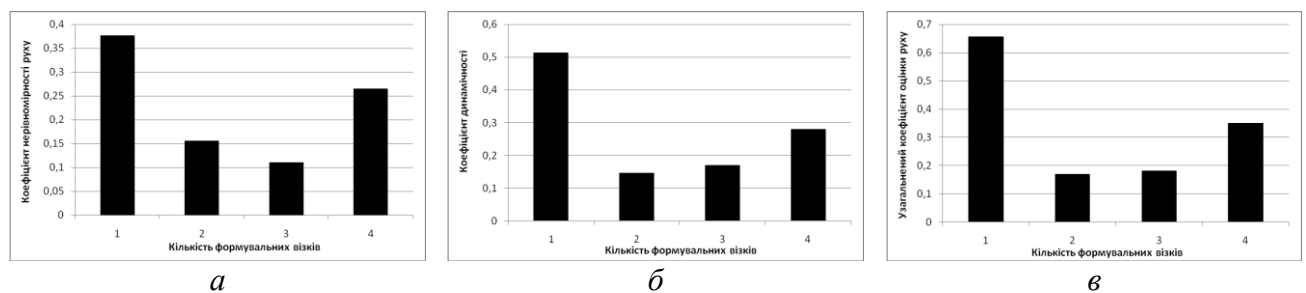


Рисунок 12. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ (а), коефіцієнта динамічності H (б) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p (в) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу).

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ , коефіцієнта динамічності H та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p в

залежності від кількості формувальних візків, тобто від виду приводного механізму (рис. 12).

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 12 показує, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень проаналізовано нерівномірність руху та динамічність роликів формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два формувальні візки, енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

2. Встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликів формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Література

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. / В.Н. Кузин. – Автореф. дис... канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
4. 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.
5. 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.
6. Патент 50032 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № u 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
7. Патент 32838 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № u 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
8. Патент 7884 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Бичевський В.М. – № u 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
9. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. / И.И. Артоболевский. – М.: Наука. – 1975. – 640 с.
10. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессоров МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов) – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
12. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин. / В.С. Ловейкин. // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника. – 1989. – С. 16-18.