

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

Vyatcheslav Loveykin, Kostantyn Pochka

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків прослідковано зміну функцій кінетичної енергії, моментів сил опору та сил інерції в залежності від геометричних параметрів приводного механізму, визначено оптимальне співвідношення довжини шатуна та радіуса кривошипа.

Ключові слова: роликова формувальна установка, приводний механізм, кінетична енергія, момент сил опору, момент сил інерції, довжина шатуна.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотного-поступального руху формувального візка з уочувальними роликами [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.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням [5-7] та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Метою даної роботи є дослідження впливу геометричних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на її динамічні характеристики.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено конструкцію роликової формувальної установки [8], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотного-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріпленні на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються

динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 1 зображено загальний вигляд роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку), а на рис. 2 наведено її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипями 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі 11 (рис. 1). На порталі 11 є напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та укочувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

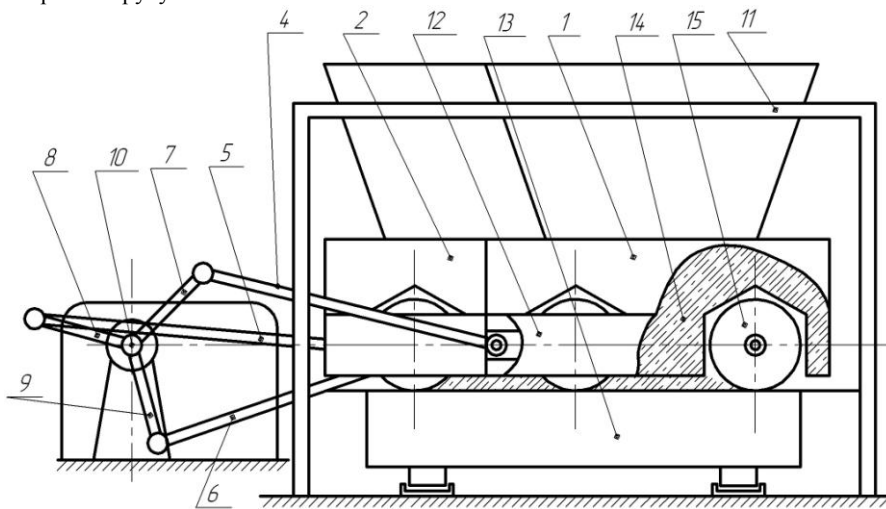


Рис. 1. Роликів формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків.

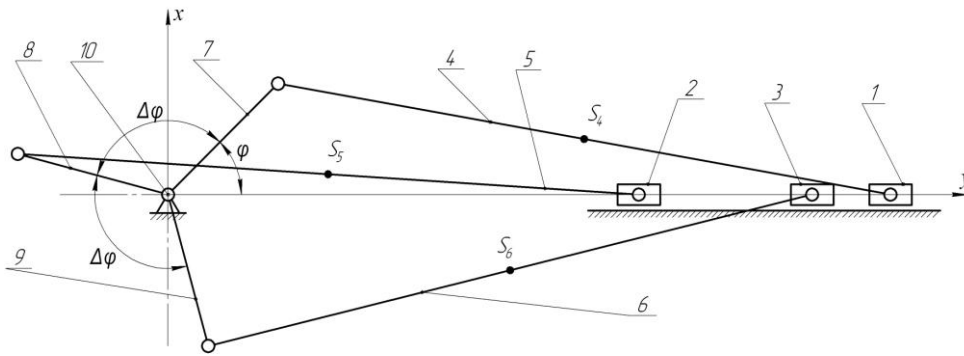


Рис. 2. Кінематична схема роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків.

В багатьох випадках для отримання більш раціональних режимів руху, які реалізуються тим чи іншим механізмом, необхідно оптимізувати його конструктивні параметри. Так, для роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом, кінематична схема якої показана на рис. 2, основними конструктивними параметрами є довжина шатуна l та відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків a [9–11].

Оскільки візки 1, 2 та 3 виконують однакові робочі процеси в будь-якому напрямку руху і швидкість їх в кожному напрямку повинна бути рівною швидкості цього ж візка в зворотному напрямку на будь-якому відрізку шляху, то приймаємо значення відхилення осі кривошипів від осі переміщення візків рівним нулю – $a=0$. Для визначення оптимального значення довжини шатуна l необхідно знайти вирази для обчислення таких важливих параметрів як кінетична енергія установки та моменту сил опору переміщенню формувальних візків.

Для визначення динамічних характеристик установки спочатку було визначено функції зміни лінійних швидкостей та прискорень центрів мас візків 1, 2 та 3, а також лінійних швидкостей та прискорень центрів мас шатунів 4, 5 та 6 і їхніх кутових швидкостей та прискорень при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$).

Лінійні швидкості центрів мас візків 1, 2 та 3:

$$\dot{x}_1 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_2 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_3 = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (1)$$

де $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_3}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3.

Перші передаточні функції центрів мас формувальних візків 1, 2 та 3 визначаються наступним чином:

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

де r – радіус кривошипів; l – довжина шатунів; φ – кутова координата положення кривошипа; $\Delta\varphi = 120^\circ$ – кут зміщення кривошипів 7, 8 та 9 між собою.

Горизонтальні та вертикальні складові лінійних швидкостей центрів мас шатунів 4, 5 та 6:

$$\dot{x}_{s4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s4} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_{s5} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s5} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}; \quad \dot{x}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}; \quad \dot{y}_{s6} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}, \quad (3)$$

де $\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції горизонтальних та вертикальних складових центрів мас шатунів 4, 5 та 6, які визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); & \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \\ \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); & \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi); \\ \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} &= -r \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); & \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} &= \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + 2\Delta\varphi). \end{aligned} \quad (4)$$

Кутові швидкості $\dot{\beta}$, $\dot{\gamma}$ та $\dot{\rho}$ відповідно шатунів 4, 5 та 6 представлено виразами:

$$\dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \beta}{\partial \varphi}; \quad \dot{\gamma} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}; \quad \dot{\rho} = \dot{\varphi} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де $\frac{\partial \beta}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial \rho}{\partial \varphi}$ – їхні перші передаточні функції, що визначаються наступним чином:

$$\frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}}; \quad \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}; \quad \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}}. \quad (6)$$

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

$$\ddot{x}_1 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_2 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_3 = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}, \quad (7)$$

де $\frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції центрів мас візків 1, 2 та 3, які

визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 x_1}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{(1-r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi)} - 1}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_2}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{(1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi))} - 1}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\ \frac{\partial^2 x_3}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{(1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi))} - 1}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) - \right. \\ &\quad \left. - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1-r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right). \quad (8) \end{aligned}$$

Функції зміни горизонтальних та вертикальних складових лінійних прискорень центрів мас шатунів 4, 5 та 6 визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{s4} &= \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s4} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_{s5} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s5}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{y}_{s5} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s5}}{\partial \varphi^2}; \quad \ddot{x}_{s6} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}; \\ \ddot{y}_{s6} &= \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}, \quad (9) \end{aligned}$$

де $\frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_{s5}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s5}}{\partial \varphi^2}$, $\frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2}$ – другі передаточні функції горизонтальних

та вертикальних складових центрів мас шатунів 4, 5 та 6, що визначаються наступним чином:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial^2 x_{s4}}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos \varphi - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{l^2 \cdot \left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi\right)} - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \\
\frac{\partial^2 x_{s5}}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + \Delta\varphi) - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{l^2 \cdot \left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)\right)} - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right) - \right. \\
&\quad \left. - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \\
\frac{\partial^2 x_{s6}}{\partial \varphi^2} &= r \cdot \left(-\cos(\varphi + 2\Delta\varphi) - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi) \cdot \left(\frac{r^2 \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{l^2 \cdot \left(1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)\right)} - 1}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right) - \right. \\
&\quad \left. - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + 2\Delta\varphi)}} \right); \\
\frac{\partial^2 y_{s4}}{\partial \varphi^2} &= -\frac{r}{2} \cdot \sin \varphi; \quad \frac{\partial^2 y_{s5}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi); \quad \frac{\partial^2 y_{s6}}{\partial \varphi^2} = -\frac{r}{2} \cdot \sin(\varphi + 2\Delta\varphi). \quad (10)
\end{aligned}$$

Вирази для визначення кінетичної енергії елементів установки мають вигляд:

- візків 1, 2 та 3:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2; \quad T_2 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_2^2; \quad T_3 = \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{x}_3^2, \quad (11)$$

де $m_1 = m_2 = m_3 = m$ – маса формувального візка;

- шатунів 4, 5 та 6:

$$\begin{aligned}
T_4 &= \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s4}^2 + \dot{y}_{s4}^2) + \frac{1}{24} \cdot l^3 \cdot q \cdot \dot{\beta}^2; \quad T_5 = \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s5}^2 + \dot{y}_{s5}^2) + \frac{1}{24} \cdot l^3 \cdot q \cdot \dot{\gamma}^2; \\
T_6 &= \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_{s6}^2 + \dot{y}_{s6}^2) + \frac{1}{24} \cdot l^3 \cdot q \cdot \dot{\rho}^2, \quad (12)
\end{aligned}$$

де q – маса одиниці довжини шатуна.

Тоді сумарне значення кінетичної енергії установки буде дорівнювати:

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 + T_6. \quad (13)$$

При цьому середнє значення кінетичної енергії всієї установки за один оберт кривошипну матиме вигляд:

$$T_{cp} = \frac{1}{t_1} \cdot \int_0^{t_1} T \cdot dt, \quad (14)$$

де $t_1 = 2\pi/\omega$ – тривалість руху установки за один оберт кривошипну.

З іншого ж боку мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії одного візка установки з належним йому шатуном буде дорівнювати:

$$T_{\min-м.ж.1} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_{cp}^2 + \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot (\dot{x}_u^2 + \dot{y}_u^2)_{cp} + \frac{1}{24} \cdot l^3 \cdot q \cdot \omega_{иср}^2 \approx$$

$$\approx \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{x}_{cp}^2 + \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot \left[(\dot{x}_{ucp}^2 + \dot{y}_{ucp}^2) + \frac{1}{12} \cdot l^2 \cdot \dot{\beta}_{ucp}^2 \right], \quad (15)$$

де $\dot{x}_{cp} = \dot{x}_{ucp} = \frac{S_x}{t_1/2}$ – середнє значення лінійної швидкості центра мас візка та горизонтальної

складової швидкості центра мас шатуна за один оберт кривошипа; $S_x = 2 \cdot r$ – відстань по горизонталі від одного крайнього положення візка до іншого; $\dot{y}_{ucp} = \frac{S_y}{t_1/2}$ – середнє значення

вертикальної складової швидкості центра мас шатуна за один оберт кривошипа; $S_y = r$ – відстань по вертикалі від одного крайнього положення центра мас шатуна до іншого; $\dot{\beta}_{cp} = \frac{2\beta_{max}}{t_1/2}$ – середнє значення кутової швидкості шатуна за один оберт кривошипа;

$\beta_{max} = \arctg \frac{r}{l}$ – максимальне відхилення шатуна від горизонталі.

Підставивши всі значення, отримано вираз для визначення мінімально-можливого значення кінетичної енергії всієї установки:

$$\begin{aligned} T_{\min-мож} &= 3 \cdot T_{\min-мож1} = \\ &= 3 \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 + \frac{1}{2} \cdot l \cdot q \cdot \left\{ \left(\frac{2 \cdot r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 + \left(\frac{r}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 \right\} + \frac{1}{24} \cdot l^3 \cdot q \cdot \left(\frac{2 \cdot \arctg \frac{r}{l}}{2 \cdot \pi / 2 \cdot \omega} \right)^2 \right] = \\ &= 3 \cdot \frac{\omega^2}{\pi^2} \left[2 \cdot m \cdot r^2 + \frac{5}{2} \cdot r^2 \cdot l \cdot q + \frac{1}{12} \cdot l^3 \cdot q \cdot \arctg^2 \frac{r}{l} \right]. \end{aligned} \quad (16)$$

Визначені також відносні значення відхилень кінетичної енергії:

$$k_1 = \frac{T_{max}}{T_{cp}}; \quad k_2 = \frac{T_{cp}}{T_{min}}; \quad k_3 = \frac{T_{max}}{T_{min}}; \quad k_4 = \frac{T_{cp}}{T_{min-мож}}, \quad (17)$$

де T_{min} , T_{max} – відповідно мінімальне та максимальне значення сумарної кінетичної енергії.

Під час руху формувальних візків на них діють сили опору, моменти від яких визначаються шляхом інженерного розрахунку [2, 3, 6] з використанням наступних вихідних даних: попередньо визначене зусилля, яке необхідне на переміщення формувального візка з двома уковувальними роликками радіусом $R = 0,11 \text{ м}$, дорівнює $F_B = 3562 \text{ Н}$, розміри виробу, що формується: висота плити – $h_0 = 0,22 \text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164 \text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміші; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{yц} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yц} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{ кПа}$.

З умови рівності миттєвої потужності на переміщення формувального візка та необхідної потужності на приводному валу кривошипа отримано залежність для визначення моменту статичного опору переміщенню першого, другого та третього формувальних візків на приводному валу кривошипа:

$$M_{on1} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{on2} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{on3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}, \quad (18)$$

де η – ККД передаточного механізму від кривошипа до формувального візка.

Тоді сумарний момент статичного опору переміщенню формувальних візків всієї установки буде дорівнювати:

$$M_{on} = M_{on1} + M_{on2} + M_{on3} = \frac{F_B}{\eta} \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + \frac{\partial x_3}{\partial \varphi} \right). \quad (19)$$

Під час руху формувальних візків на них також діють сили інерції, моменти від яких визначаються за залежностями:

- для візків 1, 2 та 3

$$M_{i1} = m \cdot \ddot{x}_1 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi}; \quad M_{i2} = m \cdot \ddot{x}_2 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}; \quad M_{i3} = m \cdot \ddot{x}_3 \cdot \frac{\partial x_3}{\partial \varphi}; \quad (20)$$

- для шатунів 4, 5 та 6

$$M_{i4} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s4} \cdot \frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s4} \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right); \quad M_{i5} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s5} \cdot \frac{\partial x_{s5}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s5} \cdot \frac{\partial y_{s5}}{\partial \varphi} \right);$$

$$M_{i6} = l \cdot q \cdot \left(\ddot{x}_{s6} \cdot \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} + \ddot{y}_{s6} \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right). \quad (21)$$

Тоді момент сил інерції всієї установки в процесі формування визначається залежністю:

$$M_i = M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} + M_{i4} + M_{i5} + M_{i6}. \quad (22)$$

Отже, під час процесу формування загальний момент сил опору переміщенню формувальних візків визначається за залежністю:

$$M_{заз} = M_{on} + M_i. \quad (23)$$

Для формувальної установки з параметрами: $\omega = 10,5 \text{ рад/с}$; $r = 0,2 \text{ м}$; $q = 80 \frac{\text{кг}}{\text{м}}$; $m = 1000 \text{ кг}$; $\eta = 0,9$ визначено функції зміни сумарної кінетичної енергії установки T , її середнє значення T_{cp} , а також мінімально-можливе середнє значення кінетичної енергії установки $T_{\text{мін-мож}}$. Визначено відносні значення відхилень кінетичної енергії k_1 , k_2 , k_3 та k_4 , а також функції зміни моментів статичного опору, моментів сил інерції та моментів загального опору переміщенню формувальних візків при різних значеннях довжини шатуна l . Графіки зміни мінімального, максимального, середнього та мінімально-можливого середнього значень кінетичної енергії установки в залежності від довжини шатуна зображено на рис. 3; графіки зміни відносних показників k_1 , k_2 , k_3 та k_4 зображено на рис. 4; графіки зміни мінімального, максимального та середнього значень загального моменту сил опору в залежності від довжини шатуна наведені на рис. 5. Ці характеристики також наведені в табл. 1.

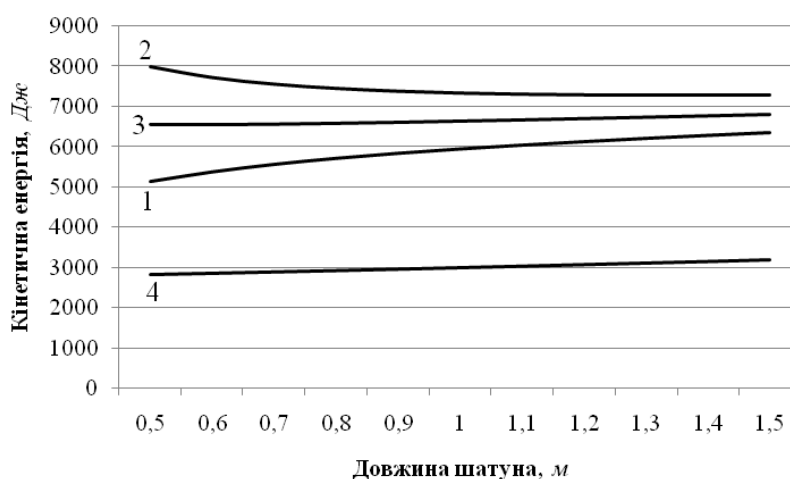


Рис. 3. Графіки зміни мінімального (1), максимального (2), середнього (3) та мінімально-можливого (4) значень сумарної кінетичної енергії в залежності від довжини шатуна.

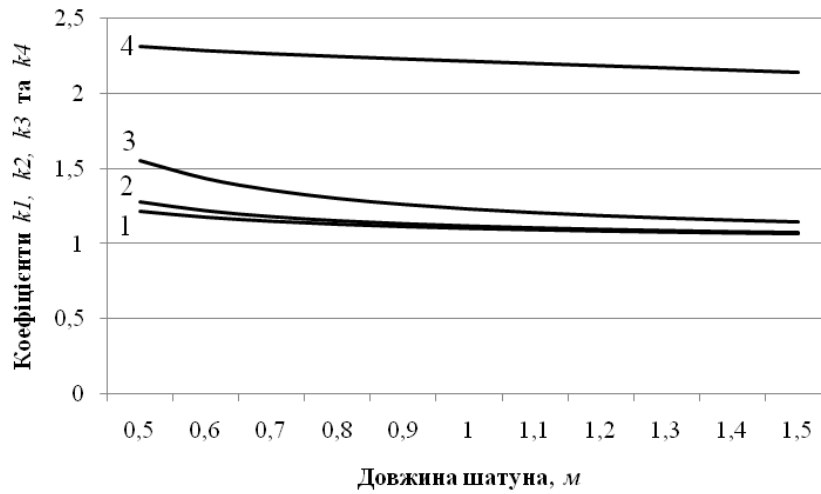


Рис. 4. Графіки зміни відносних відхилень кінетичної енергії k_1 (1), k_2 (2), k_3 (3) та k_4 (4) в залежності від довжини шатуна.

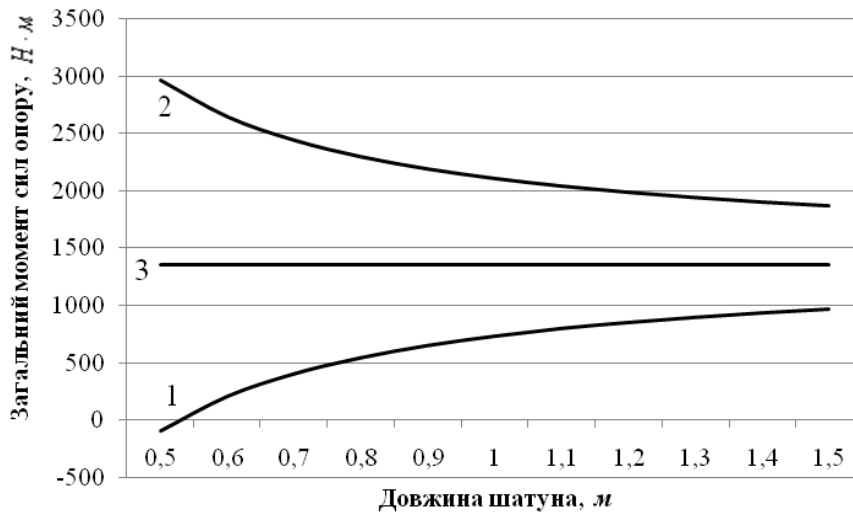


Рис. 5. Графіки зміни мінімального, максимального та середнього значень загального моменту сил опору в залежності від довжини шатуна.

Аналізуючи графіки на рис. 3-5 та дані табл. 1, можна зробити наступні висновки: максимальне значення сумарної кінетичної енергії установки на проміжку від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$ різко спадає, а потім настає плавна стабілізація; мінімальне значення сумарної кінетичної енергії на проміжку від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 0,8\text{ м}$ різко зростає, а потім також настає плавна стабілізація; середнє значення та мінімально-можливе середнє значення сумарної кінетичної енергії установки мають однаковий характер зміни та майже однаковий приріст при зміні довжини шатуна. Показники відносного відхилення кінетичної енергії k_1 , k_2 та k_3 на проміжку від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 0,9\text{ м}$ зменшуються різко, а потім настає їх плавна стабілізація; показник k_4 спадає при збільшенні довжини шатуна. Мінімальне значення загального моменту сил опору на проміжку від $l = 0,5\text{ м}$ до $l = 1,0\text{ м}$ різко зростає,

а потім іде його плавна стабілізація; на цьому ж проміжку довжини шатуна максимальне значення загального моменту сил опору різко спадає з подальшою стабілізацією. При всіх значеннях довжини шатуна середнє значення загального моменту сил опору залишається незмінним.

Таблиця 1. Результати розрахунку

$l, м$	$T_{\min}, Дж$	$T_{\max}, Дж$	$T_{\text{ср}}, Дж$	$T_{\text{мін-мож}}, Дж$	k_1	k_2	k_3	k_4
0,5	5133	7985,2	6551	2825,6	1,219	1,276	1,556	2,318
0,6	5373	7718,9	6544	2857,3	1,179	1,218	1,436	2,290
0,7	5563	7554,9	6557	2889,9	1,152	1,179	1,358	2,269
0,8	5712	7449,3	6580	2923,4	1,132	1,152	1,304	2,250
0,9	5837	7379,9	6608	2957,8	1,116	1,132	1,264	2,234
1,0	5946	7333,6	6640	2993,2	1,104	1,117	1,233	2,218
1,1	6042	7306,1	6674	3029,3	1,094	1,104	1,209	2,203
1,2	6129	7289,1	6709	3066,4	1,086	1,094	1,189	2,188
1,3	6209	7283,0	6746	3104,4	1,079	1,086	1,172	2,173
1,4	6284	7283,1	6783	3143,3	1,073	1,079	1,159	2,158
1,5	6353	7288,3	6821	3183,0	1,068	1,073	1,147	2,143

$l, м$	$M_{\text{загмін}}, Н \cdot м$	$M_{\text{загмак}}, Н \cdot м$	$M_{\text{загср}}, Н \cdot м$
0,5	-95,95	2970,7	1360,5
0,6	207,9	2651,4	1360,5
0,7	405,5	2446,4	1360,5
0,8	546,5	2302,4	1360,5
0,9	653,7	2195,1	1360,5
1,0	735,2	2112,4	1360,5
1,1	803,3	2045,9	1360,5
1,2	855,4	1991,4	1360,5
1,3	900,7	1945,9	1360,5
1,4	939,6	1906,4	1360,5
1,5	972,3	1873,6	1360,5

Проаналізувавши всі графіки та дані табл. 1, можна зробити загальний висновок: для розглянутої роликівної формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом рекомендується вибирати довжину шатуна в межах від $l = 0,8 м$ до $l = 1,0 м$.

ВИСНОВОК

В результаті проведених досліджень для роликівної формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків прослідковано зміну

функцій кінетичної енергії, моментів сил опору та сил інерції в залежності від геометричних параметрів приводного механізму, визначено оптимальну довжину шатуна при незмінному радіусі кривошипа.

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 : Автореф. дис. канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986. – 20 с.
4. Гарнец В.Н. Оценка эффективности конструкций машин роликового формования / В.Н. Гарнец, В.С. Ловейкин // Горные, строительные и дорожные машины : Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1988. – Вып. 41. – С. 51-55.
5. Ловейкин В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом / В.С. Ловейкин, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Праці І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I), 4-7 жовтня 2004 р., Тернопіль (Україна) – С. 507–514.
6. Ловейкин В.С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з рекуперативним приводом / В.С. Ловейкин, К.І. Почка // Техніка будівництва. – 2003. – Вип. 14. – С. 27–37.
7. Ловейкин В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з енергетично зрівноваженим приводом / Ловейкин В.С., Ковбаса В.П., Почка К.І. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 338–344.
8. Пат. 50032 У Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкин В.С., Почка К.І. – № у 200911443 ; заявл. 10.11.2009 ; опубл. 25.05.2010 ; Бюл. № 10.
9. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
10. Назаренко И.И. Оптимизация конструктивных параметров привода машин роликового формования / Назаренко И.И., Ловейкин В.С., Гарнец В.Н. // Горные, строительные и дорожные машины : Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1992. – Вып. 46. – С. 19–25.
11. Ловейкин В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з рекуперативним приводом / Ловейкин В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. // Техніка будівництва. – 2004. – № 15. – С. 40–48.

OPTIMIZATION OF DESIGN PARAMETERS OF ROLLER FORMING PLANT'S DRIVING MECHANISM WITH ENERGY BALANCED DRIVE UNIT

Summary. Change of kinetic energy functions, moments of power of resistance and inertia forces depending on geometric parameters of the driving mechanism were examined and crank length to crankshaft radius optimal ratio was determined for the roller forming plant with the energy balanced drive unit for three forming carts.

Keywords: roller forming plant, driving mechanism, kinetic energy, moment of power of resistance, inertia forces moment, crank length.