

СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КОМБІНОВАНИМ ДИНАМІЧНИМ РЕЖИМОМ РУХУ

В. С. Ловейкін, доктор технічних наук

К. І. Почка, кандидат технічних наук

Анотація. Розроблено конструкцію роликової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом та побудовано профіль кулачка для забезпечення комбінованого динамічного режиму зворотно-поступального руху формувального візка.

Ключові слова: роликова формувальна установка, режим руху, кулачковий механізм, привод

Постановка проблеми. В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1–3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму.

Аналіз останніх досліджень. 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. 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 [1–6]. Тому актуальною є задача удосконалення приводного механізму роликової формувальної установки з метою забезпечення такого режиму руху формувального візка, при якому зменшувалися б динамічні навантаження в елементах установки та підвищувалася її довговічність.

Метою досліджень є удосконалення конструкції приводного механізму роlikової формувальної установки для підвищення її надійності та довговічності.

Результати досліджень. Для роlikової формувальної установки при ущільненні бетонної суміші бажано мати постійну швидкість зворотно-поступального руху формувального візка на всій ділянці, що позитивно вплинуло б на якість готового виробу. Однак на практиці такий режим руху здійснити неможливо, оскільки в ньому відсутні ділянки розгону та гальмування, без яких не може бути циклічного руху. Тому пропонується реалізувати такий режим руху формувального візка при його переміщенні від одного крайнього положення до іншого, у якому були б ділянки розгону і гальмування з мінімальними динамічними навантаженнями та ділянка руху з постійною швидкістю.

Прийнявши загальний час руху формувального візка з одного крайнього положення в інше t_3 , його можна розділити на три частини: час розгону – t_p ; час усталеного руху – t_y ; час гальмування – t_z . Для забезпечення ущільнення бетонної суміші формувальним візком з постійною швидкістю руху на більшості його робочого ходу приймемо час усталеного руху, наприклад, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, тоді, задаючись умовою рівності часу розгону та гальмування, їх можна визначити відповідними виразами: $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$ та $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$.

Для процесу розгону та гальмування формувального візка запропоновано здійснювати їх за оптимальним динамічним режимом руху [7]. При цьому швидкість формувального візка змінюється плавно, не створюючи значних динамічних навантажень в установці, а ривок має постійне значення, що в свою чергу позитивно впливає довговічність установки.

При оптимальному динамічному режимі розгону формувального візка зі стану спокою до виходу на усталений режим руху координата переміщення, швидкість, прискорення та ривок його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$\begin{aligned} x_p &= x_{0p} + \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^2}{t_p} - \frac{t^3}{3 \cdot t_p^2} \right); & \dot{x}_p &= \dot{x}_y \cdot \left(2 \cdot \frac{t}{t_p} - \frac{t^2}{t_p^2} \right); \\ \ddot{x}_p &= 2 \cdot \dot{x}_y \cdot \left(\frac{1}{t_p} - \frac{t}{t_p^2} \right); & \ddot{\ddot{x}}_p &= -\frac{2 \cdot \dot{x}_y}{t_p^2} = const, \end{aligned} \quad (1)$$

де: x_{0p} – координата початкового положення центра мас візка при розгоні; t – час; t_p – тривалість розгону формувального візка зі стану спокою до виходу на усталений режим руху; $\dot{x}_y$ – швидкість руху

формувального візка на усталеному режимі.

На усталеному режимі руху формувального візка координата переміщення та швидкості його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$x_y = x_{0y} + \frac{(x_{1y} - x_{0y}) \cdot t}{t_y}; \quad \dot{x}_y = \frac{(x_{1y} - x_{0y})}{t_y} = const; \quad \ddot{x}_y = 0; \quad \ddot{\ddot{x}}_y = 0, \quad (2)$$

де: x_{0y} та x_{1y} – координати початкового та кінцевого положень центра мас візка при усталеному русі; t_y – тривалість усталеного руху.

При оптимальному динамічному режимі гальмування формувального візка з моменту усталеного руху до повної зупинки координата переміщення, швидкість, прискорення та ривок його центра мас описуються рівняннями [7]:

$$\begin{aligned} x_z &= x_{1z} - \dot{x}_y \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot t_z - t + \frac{t^3}{3 \cdot t_z^2} \right); & \dot{x}_z &= \dot{x}_y \cdot \left(1 - \frac{t^2}{t_z^2} \right); \\ \ddot{x}_z &= -2 \cdot \dot{x}_y \cdot \frac{t}{t_z^2}; & \ddot{\ddot{x}}_z &= \frac{-2 \cdot \dot{x}_y}{t_z^2} = const, \end{aligned} \quad (3)$$

де: x_{1z} – кінцева координата процесу гальмування; t_z – тривалість гальмування з моменту усталеного руху до повної зупинки.

У виразах (1)–(3) координата початкового положення центра мас візка при розгоні x_{0p} та кінцева координата процесу гальмування x_{1z} відповідають його крайнім положенням, однак невідомими є швидкість руху $\dot{x}_y$ формувального візка на усталеному режимі, координати початкового x_{0y} та кінцевого x_{1y} положень центра мас візка при усталеному русі. Розділимо переміщення S формувального візка від одного крайнього положення до іншого на три ділянки: 1 – ділянка розгону, їй відповідає переміщення S_p ; 2 – ділянка усталеного руху, їй відповідає переміщення S_y ; 3 – ділянка гальмування, їй відповідає переміщення S_z . Із врахуванням залежностей (1)–(3) вирази переміщення на кожній ділянці можна подати у вигляді:

$$S_p = \int_0^{t_p} \dot{x}_p dt = \dot{x}_y \cdot \int_0^{t_p} \left(2 \cdot \frac{t}{t_p} - \frac{t^2}{t_p^2} \right) dt = \dot{x}_y \cdot \left(\frac{t^2}{t_p} - \frac{t^3}{3 \cdot t_p^2} \right) \Big|_0^{t_p} = \frac{2}{3} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p; \quad (4)$$

$$S_y = \int_0^{t_y} \dot{x}_y dt = \dot{x}_y \cdot t \Big|_0^{t_y} = \dot{x}_y \cdot t_y; \quad (5)$$

$$S_z = \int_0^{t_z} \dot{x}_z dt = \dot{x}_y \cdot \int_0^{t_z} \left(1 - \frac{t^2}{t_z^2} \right) dt = \dot{x}_y \cdot \left(t - \frac{t^3}{3 \cdot t_z^2} \right) \Big|_0^{t_z} = \frac{2}{3} \cdot \dot{x}_y \cdot t_z. \quad (6)$$

Тоді вираз загального переміщення формувального візка можна подати у вигляді:

$$S = S_p + S_y + S_z = \frac{2}{3} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p + \dot{x}_y \cdot t_y + \frac{2}{3} \cdot \dot{x}_y \cdot t_z = \dot{x}_y \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot t_p + t_y + \frac{2}{3} \cdot t_z \right). \quad (7)$$

Підставивши у попередній вираз $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_3$, $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_3$, $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_3$ та амплітуду переміщення візка від одного крайнього положення в інше $\Delta x = S$, отримуємо:

$$\Delta x = \dot{x}_y \cdot \left(\frac{2}{3} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 + \frac{2}{3} \cdot t_3 + \frac{2}{3} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 \right) = \frac{8}{9} \cdot \dot{x}_y \cdot t_3 \Rightarrow \dot{x}_y = \frac{9 \cdot \Delta x}{8 \cdot t_3}. \quad (8)$$

Координату положення формувального візка, що визначає закінчення ділянки розгону та початок ділянки усталеного руху x_{0y} , можна визначити з виразів (4) та (8):

$$x_{0y} = \frac{2}{3} \cdot \dot{x}_y \cdot t_p = \frac{2}{3} \cdot \frac{9 \cdot \Delta x}{8 \cdot t_3} \cdot \frac{1}{6} \cdot t_3 = \frac{1}{8} \cdot \Delta x, \quad (9)$$

а координату, що визначає закінчення ділянки усталеного руху x_{1y} та початок ділянки гальмування, можна визначити з виразів (5), (8) та (9):

$$x_{1y} = x_{0y} + \dot{x}_y \cdot t_y = \frac{1}{8} \cdot \Delta x + \frac{9 \cdot \Delta x}{8 \cdot t_3} \cdot \frac{2}{3} \cdot t_3 = \frac{7}{8} \cdot \Delta x. \quad (10)$$

Підставивши вирази (8)–(10) у рівності (1)–(3) та задавшись амплітудою переміщення формувального візка $\Delta x = 0,4 \text{ м}$ та загальним часом його руху від одного крайнього положення в інше $t_3 = 3 \text{ с}$, було розраховано кінематичні характеристики комбінованого динамічного режиму руху формувального візка. За результатами розрахунків побудовано графіки комбінованого динамічного режиму зміни переміщення (рис. 1, а), швидкості (рис. 1, б), прискорення (рис. 1, в) та ривка (рис. 1, г) при русі формувального візка з одного крайнього положення в інше. Перетворивши перші рівняння виразів (1)–(3) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення формувального візка з урахуванням виразів (8)–(10), отримаємо:

– на ділянці розгону:

$$x_p = \frac{27}{4} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{t}{t_3} \right) \cdot \frac{t^2}{t_3^2} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (11)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$x_y = \frac{1}{8} \cdot \Delta x \cdot \left(1 + 9 \cdot \frac{t}{t_3} \right) - \frac{\Delta x}{2}; \quad (12)$$

– на ділянці гальмування:

$$x_z = \frac{\Delta x}{2} - \frac{9}{8} \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{1}{9} - \frac{t}{t_3} + 12 \cdot \frac{t^3}{t_3^3} \right). \quad (13)$$

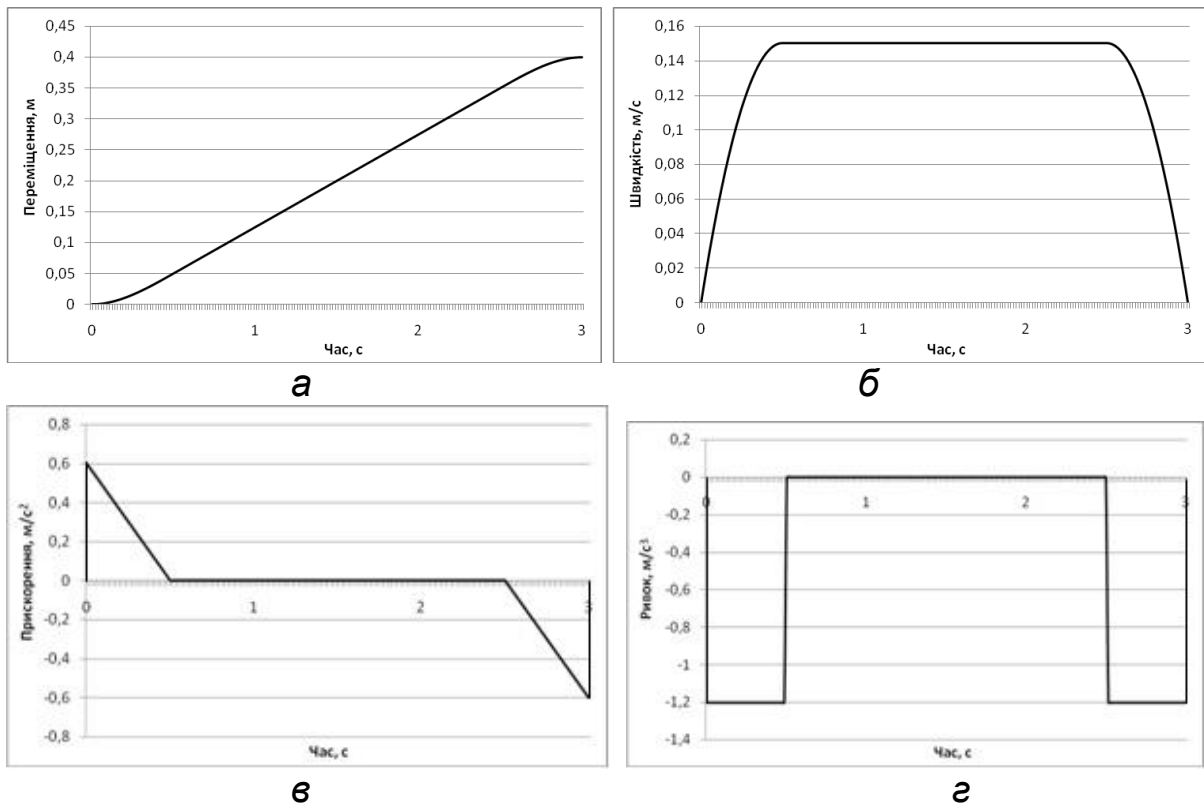


Рис. 1. Графіки зміни переміщення – а, швидкості – б, прискорення – в та ривка – г при комбінованому динамічному режимі руху формувального візка.

Закон руху візка, описаний рівняннями (11)–(13), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом (рис. 2) зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 1 на половину оберту (тобто $\varphi = \pi$) і в зворотному напрямку ще на половину оберту; повний цикл руху візка – за один оберт кулачка. Для здійснення описаного закону руху візка необхідно, щоб приріст радіуса кулачка відповідав приросту переміщення візка. Згідно з цим перемінний радіус кулачка визначається залежностями:

– на ділянці розгону:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{27}{4} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{t}{t_3} \right) \cdot \frac{t^2}{t_3^2} - \frac{\Delta x}{2}; \quad (14)$$

– на ділянці усталеного руху:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{1}{8} \cdot \Delta x \cdot \left(1 + 9 \cdot \frac{t}{t_3} \right) - \frac{\Delta x}{2}; \quad (15)$$

– на ділянці гальмування:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} - \frac{9}{8} \cdot \Delta x \cdot \left(\frac{1}{9} - \frac{t}{t_3} + 12 \cdot \frac{t^3}{t_3^3} \right), \quad (16)$$

де: b – відстань між штовхачами 2 (рис. 2).

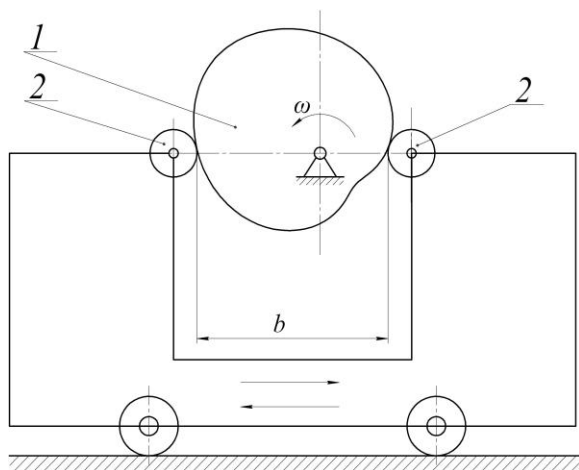


Рис. 2. Схема механізму з кулачковим приводом зворотньо-поступального руху візка.

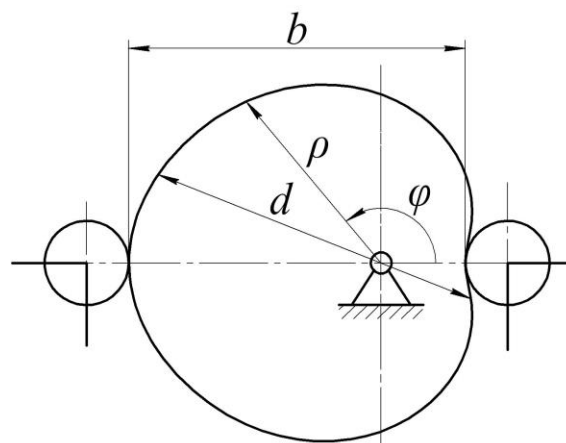


Рис. 3. Профіль кулачка, що реалізує комбінований динамічний режим руху формувального візка.

Час t можна виключити із залежностей (14)–(16), оскільки $t = \varphi/\omega$, а $t_s = \pi/\omega$. Тут φ – кутова координата повороту кулачка, а ω – кутова швидкість обертання кулачка. Оскільки час розгону формувального візка визначається залежністю $t_p = \frac{1}{6} \cdot t_s$, то процес розгону буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 0$ до $\varphi = \pi/6$; час усталеного руху – $t_y = \frac{2}{3} \cdot t_s$, тоді усталений рух візка буде забезпечуватись поворотом кулачка на кут в межах від $\varphi = \pi/6$ до $\varphi = 5\pi/6$; час гальмування – $t_z = \frac{1}{6} \cdot t_s$, тоді процес гальмування буде здійснюватись при повороті кулачка на кут в межах від $\varphi = 5\pi/6$ до $\varphi = \pi$. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступним виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{27}{4} \cdot \Delta x \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{\varphi}{\pi}\right) \cdot \frac{\varphi^2}{\pi^2} - \frac{\Delta x}{2}, \quad 0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{6}; \quad (17)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{1}{8} \cdot \Delta x \cdot \left[1 + 9 \cdot \left(\varphi - \frac{\pi}{6}\right) \cdot \frac{1}{\pi}\right] - \frac{\Delta x}{2}, \quad \frac{\pi}{6} < \varphi < \frac{5\pi}{6}; \quad (18)$$

$$\rho = \frac{b}{2} + \frac{\Delta x}{2} - \frac{9}{8} \cdot \Delta x \cdot \left[\frac{1}{9} - \left(\varphi - \frac{5\pi}{6}\right) \cdot \frac{1}{\pi} + 12 \cdot \left(\varphi - \frac{5\pi}{6}\right)^3 \cdot \frac{1}{\pi^3}\right], \quad \frac{5\pi}{6} < \varphi \leq \pi. \quad (19)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від π до 2π , який описується радіусом, що змінюється залежностями:

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{27}{4} \cdot \Delta x \cdot \left[1 - 2 \cdot \frac{(\varphi - \pi)}{\pi}\right] \cdot \frac{(\varphi - \pi)^2}{\pi^2} + \frac{\Delta x}{2}, \quad \pi \leq \varphi \leq \frac{7\pi}{6}; \quad (20)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{1}{8} \cdot \Delta x \cdot \left[1 + 9 \cdot \left(\varphi - \frac{7\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} \right] + \frac{\Delta x}{2}, \quad \frac{7\pi}{6} < \varphi < \frac{11\pi}{6}; \quad (21)$$

$$\rho = \frac{b}{2} - \frac{\Delta x}{2} + \frac{9}{8} \cdot \Delta x \cdot \left[\frac{1}{9} - \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right) \cdot \frac{1}{\pi} + 12 \cdot \left(\varphi - \frac{11\pi}{6} \right)^3 \cdot \frac{1}{\pi^3} \right], \quad \frac{11\pi}{6} < \varphi \leq 2\pi. \quad (22)$$

Для унеможливлення ударів кулачка об штовхачі при зміні напрямку руху візка описаний рівняннями (17)–(22) профіль кулачка (рис. 3) має такий вид, що в будь-якому положенні його діаметр d – величина постійна і рівна відстані між штовхачами b ($d = b$).

З метою зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано конструкцію установки з приводним механізмом для забезпечення комбінованого динамічного режиму зворотно-поступального руху формувального візка (рис. 4). Приводний механізм виконаний у вигляді шарнірно встановлених на порталі кулачкових механізмів, що контактують з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка. Установка вміщує змонтований на нерухомому порталі 1 формувальний візок 2, що вміщує подавальний бункер 3 та укочувальні ролики 4 і здійснює зворотно-поступальний рух в напрямках 5 над порожниною форми 6. Візок приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою двох приводів 7, прикріплених до порталу 1 у вигляді двох кулачкових механізмів, що обертаються з постійною кутовою швидкістю ($\omega = const$), але різною за напрямками, і контактують з двома штовхачами 8, жорстко з'єднаними з візком 2. Наявність двох штовхачів 8 з кожного боку формувального візка 2 дозволяє створювати жорсткий силовий ланцюг при його прямому і зворотному ході.

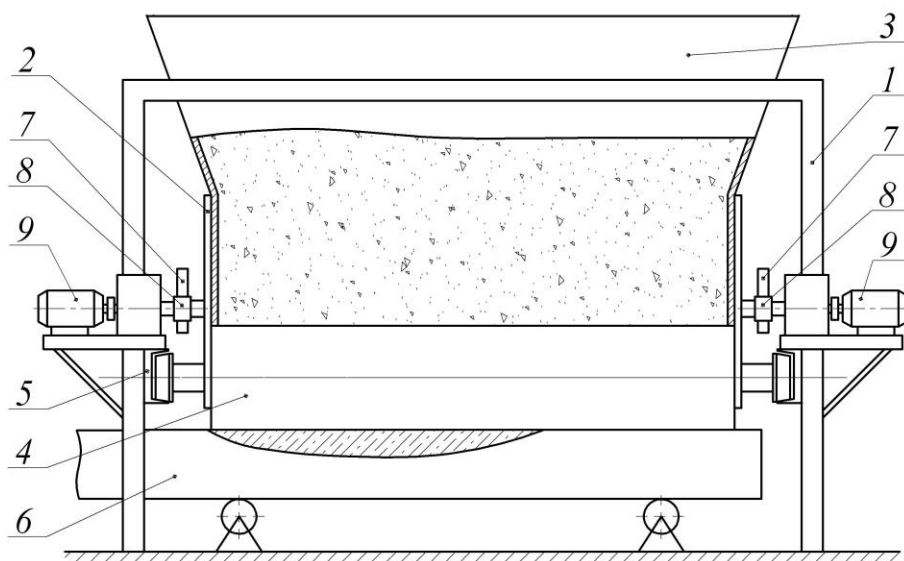


Рис. 4. Роликова формувальна установка з кулачковим приводним механізмом.

При застосуванні в установці кулачкового приводного механізму з кожного боку формувального візка унеможлиблюється його осьове перекошування, підвищується якість поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводу, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роlikової формувальної установки розроблено конструкцію її приводу у вигляді кулачкового механізму та побудовано профіль кулачка для забезпечення комбінованого динамічного режиму зворотно-поступального руху формувального візка.

2. Запропоновано конструкцію роlikової формувальної установки з кулачковим приводним механізмом з обох боків формувального візка для унеможливлення його осьового перекошування, що в свою чергу приводить до підвищення якості поверхні оброблюваної бетонної суміші, зменшення динамічних навантажень в елементах приводу, зменшення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до підвищення довговічності установки в цілому.

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

Список літератури

1. *Гарнець В. М.* Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / *В. М. Гарнець*. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. *Кузин В. Н.* Технология роlikового 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 роlikового формования бетонных смесей / *В. Т. Рюшин*. – Дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К., 1986. – 190 с.
4. *Ловейкін В. С.* Динамічний аналіз роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Праці Ії Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
5. *Ловейкін В. С.* Результати експериментальних досліджень режимів руху роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / *В. С. Ловейкін, К. І. Почка* // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Х., 2007. – № 59, т. 1. – С. 465–474.
6. *Ловейкін В. С.* Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом / *В. С. Ловейкін,*

К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127–134.
7. Ловейкин В. С. Расчёты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В. С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.

Аннотация. Разработана конструкция роликовой формовочной установки с кулачковым приводным механизмом и построен профиль кулачка для обеспечения комбинированного динамического режима возвратно-поступательного движения формовочной тележки.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, режим движения, привод, кулачковый механизм

Annotation. The design of roller forming installation with the cam driving mechanism is developed and the cam profile for providing the combined dynamic mode of back and forth motion of the forming cart is constructed.

Key words: roller forming installation, movement mode, drive, cam mechanism

УДК 631.4+526(075)

ОЦІНКА ПРОСТОРОВОЇ НЕОДНОРІДНОСТІ ҐРУНТОВОГО ПОКРИВУ РІВНИННОГО ЛІСОСТЕПУ

Л. В. Аніскевич, доктор технічних наук

В. М. Стародубцев, доктор сільськогосподарських наук

Анотація. Запропонована оцінка просторової неоднорідності ґрунтового покриття рівнинних територій з типовими чорноземами. Для її обґрунтування використані польові місцевизначені дані з глибини залягання карбонатного горизонту в профілі ґрунтів. Введено поняття «коефіцієнта неоднорідності» стану ґрунтового покриття і запропоновано порядок його розрахунку. Практичне використання «коефіцієнта неоднорідності» є ефективним при впровадженні технологій точного землеробства, при організації багаторічних агрономічних досліджень, а також при коригуванні детальних ґрунтових карт.

Ключові слова: мікрозападини, ґрунтовий покрив, чорноземи, карбонатність, коефіцієнт неоднорідності

© Л. В. Аніскевич, В. М. Стародубцев, 2016