

Міністерство  
освіти і науки  
України



Міністерство освіти і науки України

Національний університет біоресурсів і  
природокористування України  
Механіко-технологічний факультет

Представництво Польської академії наук в Києві  
Відділення в Любліні Польської академії наук  
Академія інженерних наук України  
Українська асоціація аграрних інженерів



**ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ  
II МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ  
КОНФЕРЕНЦІЇ**

**"Агроінженерія:**

**сучасні проблеми та перспективи розвитку"**

**(7–8 листопада 2019 року)**

**присвячена**

**90-й річниці з дня заснування**

**механіко-технологічного факультету НУБіП України**



**Київ – 2019**

УДК 693.546

## РЕАЛІЗАЦІЯ КОМПЛЕКСНОГО ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З КУЛАЧКОВИМ ПРИВОДНИМ МЕХАНІЗМОМ

*Почка К. І.*

*Київський національний університет будівництва і архітектури*

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошинно-новзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами.

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.

Для зменшення динамічних навантажень в елементах установки та для підвищення її надійності запропоновано приводний механізм для забезпечення зворотно-поступального руху формувального візка виконати у вигляді шарнірно встановленого на основі кулачкового механізму, що контактує з штовхачами, жорстко прикріпленими до формувального візка.

Особливістю даної установки є використання в ній кулачкового приводного механізму, що реалізує оптимальний динамічний режим зворотно-поступального руху формувального візка.

Однак при такому режимі руху формувальний візок має максимальне прискорення при досягненні крайніх положень.

Це приводить до підвищення динамічних навантажень і коливань в елементах приводного механізму, виникнення зайвих руйнівних навантажень на рамну конструкцію і, відповідно, до передчасного виходу установки з ладу.

Тому постає задача удосконалення конструкції приводного механізму з метою підвищення надійності та довговічності установки.

Диференціальне рівняння, що визначає умови оптимального режиму руху формувального візка, який враховує одночасний вплив енергетичних затрат, діючих динамічних навантажень та інтенсивності їх зміни в часі, має вид:

$$x^{VI} - n_1 \cdot \frac{x^{IV}}{t_1^2} + n_2 \cdot \ddot{x} = 0, \quad (1)$$

де  $x$  – координата центра мас формувального візка;  $t_1$  – тривалість руху формувального візка від одного крайнього положення до іншого;  $n_1 = \frac{60 \cdot \delta_2}{(1 - \delta_1 - \delta_2)}$ ;  $n_2 = \frac{720 \cdot \delta_1}{(1 - \delta_1 - \delta_2)}$ ;  $\delta_1$  та  $\delta_2$  – безрозмірні вагові коефіцієнти, що враховують долю енергетичних затрат та діючих динамічних навантажень відповідно.

В результаті розв'язку рівняння (1) отримано вираз переміщення центра мас формувального візка з одного крайнього положення в інше з комплексним оптимальним режимом руху:

$$x = A_1 + A_8 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot t}{4}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot t}{4}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot t}{4}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot t}{4}}, \quad (2)$$

де  $A_1, A_2, A_3, A_4, A_5$  и  $A_6$  – постійні інтегрування;  $t$  – час;  $P_1 = \sqrt{\frac{n_1 + \sqrt{n_1^2 - 4 \cdot n_2}}{2}}$ ;

$$P_2 = \sqrt{\frac{n_1 - \sqrt{n_1^2 - 4 \cdot n_2}}{2}}.$$

Виходячи з початкових умов періоду руху  $t=0, x=x_0, \dot{x}=0, \ddot{x}=0$  та його кінцевих умов –  $t=t_1, x=x_1, \dot{x}=0, \ddot{x}=0$  ( $x_0, x_1$  – координати крайніх положень центра мас візка) визначено постійні інтегрування:

$$A_6 = \frac{x_1 - x_0}{\left[ e^{-P_2} + P_2 - 1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot \left( e^{P_1} - P_1 - 1 - \frac{(e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1} + 2 \cdot P_1)}{(e^{-P_1} - e^{P_1})} \right) - \left[ e^{P_2} - P_2 - 1 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot \left( e^{P_1} - P_1 - 1 - \frac{(e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1} + 2 \cdot P_1)}{(e^{-P_1} - e^{P_1})} \right) \right] \times \frac{P_2 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[ \frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (1 - e^{-P_2}) \right]}{P_2 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[ \frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (e^{P_2} - 1) \right]} \right]}; \quad (3)$$

$$A_5 = -A_6 \cdot \frac{P_2 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[ \frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (1 - e^{-P_2}) \right]}{P_2 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) \cdot (e^{P_1} + e^{-P_1} - 2) + P_1 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1}) \cdot \left[ \frac{P_2}{P_1} \cdot (1 - e^{P_1}) + (e^{P_2} - 1) \right]};$$

$$A_4 = -\frac{P_2^2 \cdot [A_5 \cdot (e^{P_2} - e^{P_1}) + A_6 \cdot (e^{-P_2} - e^{P_1})]}{P_1^2 \cdot (e^{-P_1} - e^{P_1})}; \quad A_3 = -A_4 - \frac{P_2^2}{P_1^2} \cdot (A_5 + A_6);$$

$$A_2 = -\frac{P_1 \cdot (A_3 - A_4) + P_2 \cdot (A_5 - A_6)}{t_1}; \quad A_1 = x_0 - A_3 - A_4 - A_5 - A_6.$$

Із врахуванням постійних інтегрування (3) визначено коефіцієнти  $P_1 = 7,75$  та  $P_2 = 5,48$ . На основі цих коефіцієнтів отримано значення  $n_1 = 90$  та  $n_2 = 1800$ , а по ним – вагові коефіцієнти  $\delta_1 = 0,5$  та  $\delta_2 = 0,3$ .

Перетворивши вираз (2) для випадку, коли початок координат відраховується від середнього положення переміщення візка, отримано:

$$x = A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{P_1 \cdot t}{4}} + A_4 \cdot e^{-\frac{P_1 \cdot t}{4}} + A_5 \cdot e^{\frac{P_2 \cdot t}{4}} + A_6 \cdot e^{-\frac{P_2 \cdot t}{4}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad (4)$$

де  $\Delta x$  – хід формувального візка від одного крайнього положення до іншого.

Закон руху візка, описаний рівнянням (4), може бути здійснений приводом з кулачковим механізмом зворотно-поступального руху візка. При цьому рух візка в одному напрямку здійснюється за рахунок повороту кулачка 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 змінний радіус кулачка визначається залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot t + A_3 \cdot e^{\frac{R_1 \cdot t}{h}} + A_4 \cdot e^{-\frac{R_1 \cdot t}{h}} + A_5 \cdot e^{\frac{R_2 \cdot t}{h}} + A_6 \cdot e^{-\frac{R_2 \cdot t}{h}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad (5)$$

де  $b$  – відстань між штовхачами.

Час  $t$  можна виключити із попередньої залежності, оскільки  $t = \frac{\varphi}{\omega}$ , а  $t_1 = \frac{\pi}{\omega}$ . Тут  $\varphi$  – кутова координата повороту кулачка, а  $\omega$  – кутова швидкість кулачка. Після відповідних перетворень радіус кулачка, що описує його профіль, пов'язується з кутовою координатою наступним виразом:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot \varphi + A_3 \cdot e^{\frac{R_1 \cdot \varphi}{\pi}} + A_4 \cdot e^{-\frac{R_1 \cdot \varphi}{\pi}} + A_5 \cdot e^{\frac{R_2 \cdot \varphi}{\pi}} + A_6 \cdot e^{-\frac{R_2 \cdot \varphi}{\pi}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad 0 \leq \varphi \leq \pi. \quad (6)$$

Аналогічно визначається профіль кулачка на ділянці його повороту від  $\pi$  до  $2\pi$ , який описується радіусом, що змінюється за залежністю:

$$\rho = \frac{b}{2} + A_1 + A_2 \cdot (2 \cdot \pi - \varphi) + A_3 \cdot e^{\frac{R_1 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_4 \cdot e^{-\frac{R_1 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_5 \cdot e^{\frac{R_2 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} + A_6 \cdot e^{-\frac{R_2 \cdot (2\pi - \varphi)}{\pi}} - \frac{\Delta x}{2}, \quad \pi < \varphi \leq 2\pi. \quad (7)$$

При визначенні змінного радіуса кулачка залежностями (6) та (7) необхідно в формулах постійних інтегрування (3) для  $A_2$  використовувати  $\pi$  замість  $t_1$ . При застосуванні в роликівій формувальній установці кулачкового приводного механізму із кулачком, профіль якого забезпечує комплексний оптимальний режим руху формувального візка, зменшуються динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зникають зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується надійність та довговічність установки.