

УДК 534

В.М. Гарнець, канд. тех. наук, професор КНУБА,
 Ю.В. Човнюк, канд. тех. наук, професор КНУБА,
 Я.С. Приходько, магістр КНУБА

СИНТЕЗ РОБОЧОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

Роликове формування плитних конструкцій забезпечується шляхом сполучення зворотно-поступального руху масивного робочого візка з роликами і форми [1], в якій послідовно формується виріб. При здійсненні кожного циклу візок при зміні напрямку руху проходить через зону, у якій відбувається немиттєва зміна вектору швидкості руху на протилежний. Для зменшення енергетичних втрат та впливу знакозмінних навантажень на конструкцію машини в цілому передбачено встановлення на несучому порталі пружних елементів [2]. Такі елементи повинні забезпечувати швидкий вихід на сталий режим руху при зміні його напрямку. Тобто зміною прискорення візка на досить короткій ділянці шляху візка 2Δ (рис. 1, а) можна знехтувати і вважати у подальшому швидкість постійною. При використанні гідравлічного приводу робочого візка наведені вище діаграма руху й залежності $x(t)$ й $\dot{x}(t) = \frac{dx}{dt}$, де t – час, виконуються з достатньою точністю (див. рис. 1, б). Наприклад, якщо час руху візка за повний цикл складає $\approx 10 \dots 15$ с (при $2\Delta \approx 1$ м), то вихід на сталий режим здійснюється протягом $0,5 \dots 0,8$ с.

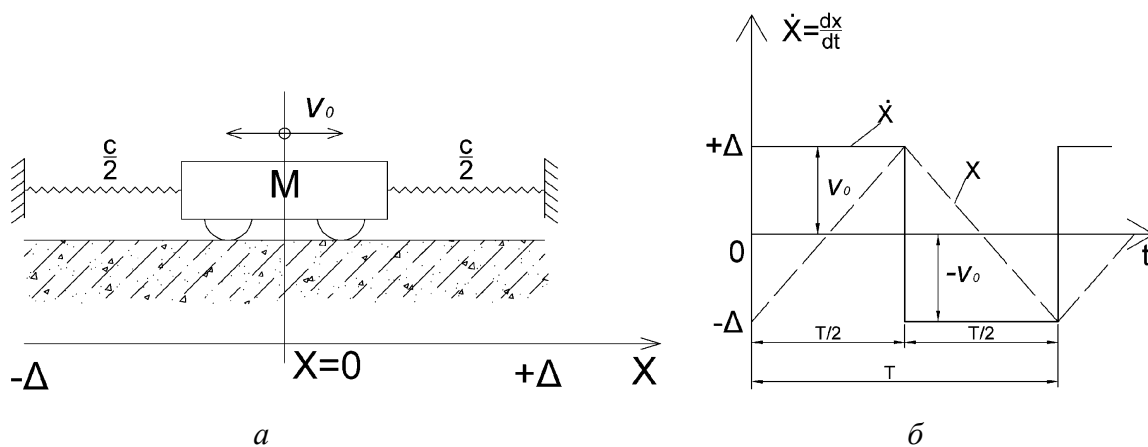


Рис. 1. Розрахункова модель (а) і графіки руху робочого органу (б).

Закон зворотно-поступального руху за наведеними вище припущеннями запишеться у такому вигляді:

$$x(t) = \begin{cases} -\Delta + \frac{4\Delta}{T} \cdot t; \dot{x} = +V \Rightarrow t = \frac{(x+\Delta) \cdot T}{4\Delta}; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \\ -\Delta - \frac{4\Delta}{T} \cdot (t - \frac{T}{2}); \dot{x} = -V \Rightarrow t = \frac{(3\Delta - x) \cdot T}{4\Delta}; & \frac{T}{2} \leq t \leq T. \end{cases} \quad (1)$$

Якщо прийняти гармонічний закон зміни вимушеної сили, що прикладена до візка масою M , у вигляді:

$$P_n = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n), \quad n=1, 2, 3, \dots, \quad \text{де } \omega = \frac{2\pi}{T} \neq \sqrt{\frac{c}{M}} - \text{частота вимушуючої сили, } \varphi_n -$$

початкова фаза, P_n – амплітуда вказаної сили, то рівняння руху досліджуваної системи при моделюванні опору руху сухим тертям приймає наступний вид:

$$M\ddot{x} + F_0 \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + F(x) = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n), \quad \ddot{x} = \frac{d^2x(t)}{dt^2}, \quad (3)$$

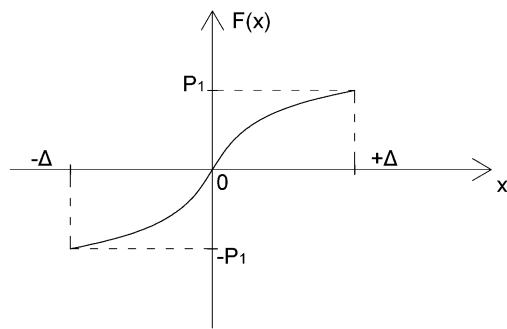


Рис. 2. Графік зміни $F(x)$ при $F_0 \equiv 0$
за цикл руху.

де F_0 – амплітуда сили опору тертя руху у системі.

За умови $\ddot{x} = 0$ з (3) матимемо:

$$F(x) = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n) - F_0 \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}. \quad (4)$$

Враховуючи (1), (2) для відновлюваної сили $F(x)$ при $T = \frac{4\Delta}{V}$ можна записати:

$$\begin{cases} F(x) = P_n \sin(n\omega \frac{(x+\Delta) \cdot T}{4\Delta} + \varphi_n) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ F(x) = P_n \sin(n\omega \frac{(3\Delta-x) \cdot T}{4\Delta} + \varphi_n) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (5)$$

Оскільки $\frac{\omega\Delta}{V} = \frac{\omega T}{4} = \frac{\pi}{2}$, можна встановити, що:

$$T = \frac{4\Delta}{V}, \quad \omega = \frac{\pi V}{2\Delta}. \quad (6)$$

Тоді закон для $F(x)$ (5) запишеться так:

$$F(x) = \begin{cases} P_n \sin\left(\frac{n\pi x}{2\Delta} + \frac{n\pi\Delta}{2\Delta} + \varphi_n\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ P_n \sin\left(-\frac{n\pi x}{2\Delta} + \frac{n\pi 3\Delta}{2\Delta} + \varphi_n\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (7)$$

У подальшому будемо розглядати випадок, коли $n=1$, тобто частота вимушеної сили співпадає з власною частотою руху системи ($\omega \equiv \lambda = \sqrt{\frac{C}{M}}$, де C - жорсткість пружних елементів).

Тоді (7) можна подати наступним чином:

$$F(x) = \begin{cases} P_1 \cos\left(\frac{\pi x}{2\Delta} + \varphi_1\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ -P_1 \cos\left(\frac{\pi x}{2\Delta} - \varphi_1\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (8)$$

При $F_0 \equiv 0$ ця характеристика відновлюючої сили $F(x)$ (8) повинна бути однозначною. Це можливо тоді, коли $\varphi_1 = \frac{3\pi}{2}$.

Тоді маємо:

$$F(x) = \begin{cases} P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (9)$$

Графік зміни відновлюючої сили (характеристики $F(x)$) при $F_0 \equiv 0$ представлено на рис. 2:

Проведемо далі аналіз енергетичних співвідношень для такого типу рухів (1)-(3), з відновлюючою силою (9).

$$\text{Робота сил тертя за період } T \text{ руху системи: } A_\tau = \int_0^T F_0 \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \dot{x} dt = F_0 4\Delta. \quad (10)$$

Робота внутрішньої сили за період T руху системи:

$$A_E = \int_0^T P_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \dot{x} dt = \frac{4VP_1}{\omega} \cos \varphi_1. \quad (11)$$

Оскільки $\varphi_1 = \frac{3\pi}{2}$, тоді $A_E \equiv 0$.



Отже, для компенсації втрат на сухе тертя (створення стійкого режиму руху системи) слід при стисканні й розтягуванні пружини С з характеристикою $F(x) \equiv P_1 \sin(\frac{\pi x}{2\Delta})$ у точках повороту руху візка ($x = \pm\Delta$) вводим у дію систему активного автоматичного регулювання, котра буде стрибкоподібно змінювати величину сили, яка діє на масу М (у

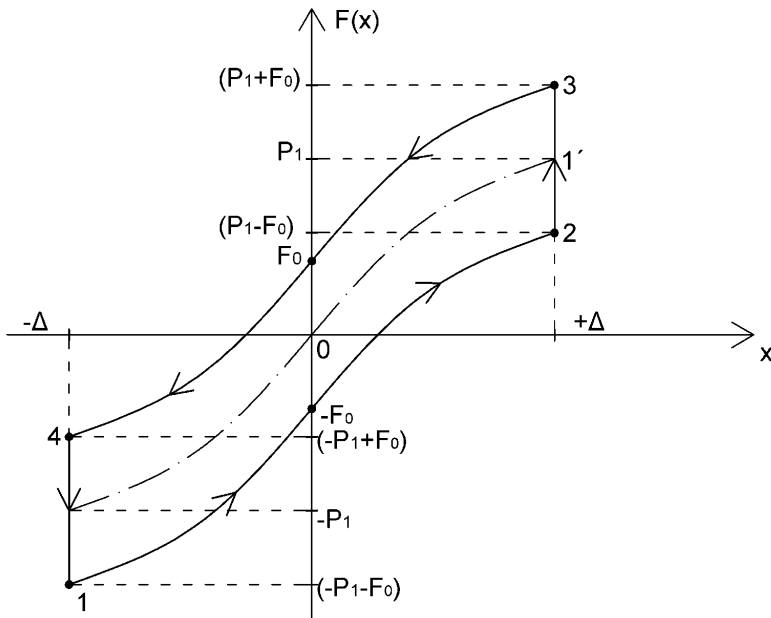


Рис. 3. Відновлююча сила (характеристика) при наявності активного автоматичного регулювання в системі.

сконструйована пружина, котра має пружну відновлюючу характеристику $F(x)$ виду:

$$F(x) = P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right). \quad (12)$$

У точках ($x = \pm\Delta$) 2 та 4 (див. рис. 3) відбувається стрибкоподібне введення у систему приводу вимушеної сили крім весь час існуючої сили $P_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$ ще й стрибка сили $\pm 2F_0$, відповідно. Таке введення додаткової сили повинна реалізувати система автоматичного активного регулювання.

Розглянемо основні фізико-механічні характеристики спеціальної пружини С, зокрема, її жорсткості:

$$\begin{cases} C_{\text{поч.}}|_{x=0} = \frac{dF(x)}{dx}|_{x=0} = P_1 \frac{\pi}{2\Delta} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right)|_{x=0} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta}; \\ C_{\text{поч.}} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta}. \end{cases} \quad (13)$$

$$C_{\text{кінц.}}|_{x=\pm\Delta} = \frac{dF(x)}{dx}|_{x=\pm\Delta} = P_1 \frac{\pi}{2\Delta} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right)|_{x=\pm\Delta} = 0. \quad (14)$$

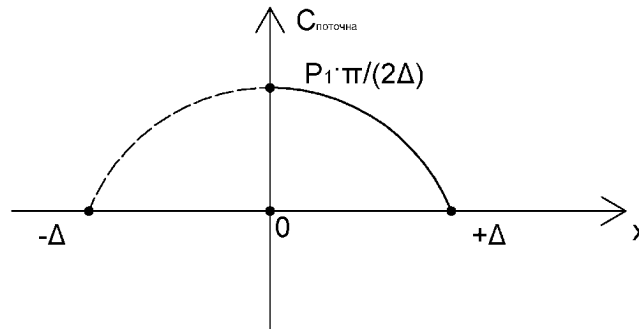
Тому, у початковий момент руху ($t=0$) жорсткість пружини С: $C_{\text{поч.}} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta} > C_{\text{кінц.}} \rightarrow 0$. Зміна величини жорсткості пружини при її стисканні/розтягуванні відбувається за законом (рис. 4).

$$C_{\text{пот.}} = C_{\text{поч.}} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right). \quad (15)$$

точках $x = \pm\Delta$) на $2F_0$ – величину цієї сили. Тоді можлива компенсація втрат у системі, пов'язаних з сухим тертям. У цьому випадку відновлююча характеристика набуває виду, поданого на рис. 3.

Систему активного автоматичного регулювання, яка включає «стрибок» сили на величину $2F_0$ у точках повороту руху візка ($x = \pm\Delta$) слід поєднати з вимушеною силою $\sim P_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$, котра прикладена до маси М зі сторони гідроциліндра.

Таким чином, тепер рух у системі відбувається за циклом $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$. На ділянках $1 \rightarrow 2$ й $3 \rightarrow 4$ це рух, який супроводжується спеціально

Рис. 4. Закономірність зміни $C_{\text{пот.}}$ за цикл руху.

Умова руху без пауз застосовується автоматично, оскільки:

$$|P_1 \sin(\omega t + \frac{3}{2}\pi) - P_1 \sin(\frac{\pi}{2\Delta}x) \pm F_0| \geq F_0. \quad (16)$$

Зрозуміло, що значення P_1 повинно бути не довільним (малим чи великим), а таким, щоб можна було зрушити з місця всю масу M з урахуванням сил опору контактної зони у момент $t=0$, тобто:

$$P_1 > F_{0(\text{споккою})} \equiv F_0^*, \quad (17)$$

де F_0^* – сила тертя спокою. Зрозуміло й те, що у загальному випадку $F_0 \neq F_0^*$.

Крім того, слід зазначити, що починати рух можна й з точки $0 \rightarrow 1' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1 \rightarrow 2$ і т.д. за циклом.

Отримані залежності для визначення жорсткості пружини та закону зміни відновлюючої сили дозволяють створити систему автоматичного регулювання рухом робочого органу бетоноформувальних агрегатів безвібраційної дії.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. – Київ, Будівельник 144с. 1991р.
2. Авторське свідоцтво СРСР № 122809, кл. В28В13/02, 1975.
3. Закрежевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. – 140 с.
4. Сакович В.Л. Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – К., 1964. – Вып.20. – С. 116-127.