

ров В.А., Сотников А.Л. Определение технического состояния механизмов качания МБЛЗ // *Металлургическая и горнорудная промышленность*. – 2004. – №8. – С. 202–205. 15. Сидоров В.А., Сотников А.Л. Исследование параметров вибрации столов качания МБЛЗ // *Вибрации в технике и технологиях*. – 2005. – №2. – С.85–89. 16. Ротенберг А.М., Шифрин И.Н., Белитченко А.К. и др. Повышение конкурентоспособности сортовых МБЛЗ путем их модернизации // *Электрометаллургия*. – 2003. – №3. – С. 41–46. 17. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под. ред. К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с. 18. Сергеев В.И., Юдин К.М. Исследование динамики плоских механизмов с зазорами. – М.: Наука, 1974. – 111 с.

УДК 693.546

В.С. ЛОВЕЙКІН, К.І. ПОЧКА

Київський національний університет будівництва і архітектури

## ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ЗНАЧЕННЯ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

© Ловейкін В.С., Почка К.І., 2007

*Для роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом прослідковано зміну кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа з моменту пуску і за усталеного режиму руху, визначено коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху за різних значень кута зміщення кривошипів: від  $\Delta\varphi = 0^{\circ}$  до  $\Delta\varphi = 180^{\circ}$  з кроком  $10^{\circ}$ . У результаті проведених досліджень встановлено оптимальне значення кута зміщення кривошипів роlikової формувальної установки з рекупераційним приводом.*

*Regarding the roller forming plant with a recuperative drive, a change of an angular speed and an angular acceleration of the crank from the moment of setting in motion and under uniform movement were monitored; coefficients of non-uniformity of motions, coefficient of dynamics and motion rate generalized coefficient under different ranges of cranks' offset angle: from  $\Delta\varphi = 0^{\circ}$  to  $\Delta\varphi = 180^{\circ}$  with a step of  $10^{\circ}$  were determined. As a result of the researches performed the optimal value of the roller forming plants' with a recuperative drive cranks was found out.*

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується механічний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роliками [1–3]. В установках з гідравлічним приводом формувальний візок приводиться в рух за допомогою гідроциліндра, а в установках з механічним приводом – за допомогою кривошипно-шатунного механізму. Під час постійних пуско-гальмівних режимів руху втрачається значна частина енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції. Для зменшення витрат енергії запропоновано нову конструкцію роlikової формувальної установки [4], яка складається з двох спарених візків, що приводяться в рух від одного приводу, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких зміщені між собою на кут  $\frac{\pi}{2}$ . Така конструкція формувальної установки дає змогу здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до іншого, який в цей час розганяється.

На рис. 1 показано роlikову формувальну установку з рекупераційним приводом, яка вміщає два пристрої, що розташовані по різні боки привідного вала. Кожний з пристроїв вміщає змонтовані

на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 та 2, що здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних. Візок 1 складається з бункера 11, що подає, та із співвісних секцій укочувальних роликів 12, встановлених в горизонтально-рухомій рамі 8 з розподільним бункером. Таку саму конструкцію має й інший формувальний візок. Візки 1 та 2 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою єдиного приводу, виконаного у вигляді кривошипно-повзунного механізму. Кривошипи 3 та 4 жорстко закріплені на привідному валу 5, зміщені між собою на кут  $\frac{\pi}{2}$  та з'єднані з шатунами 6 та 7, а шатуни, своєю чергою, з'єднані з візками 1 та 2 відповідно.

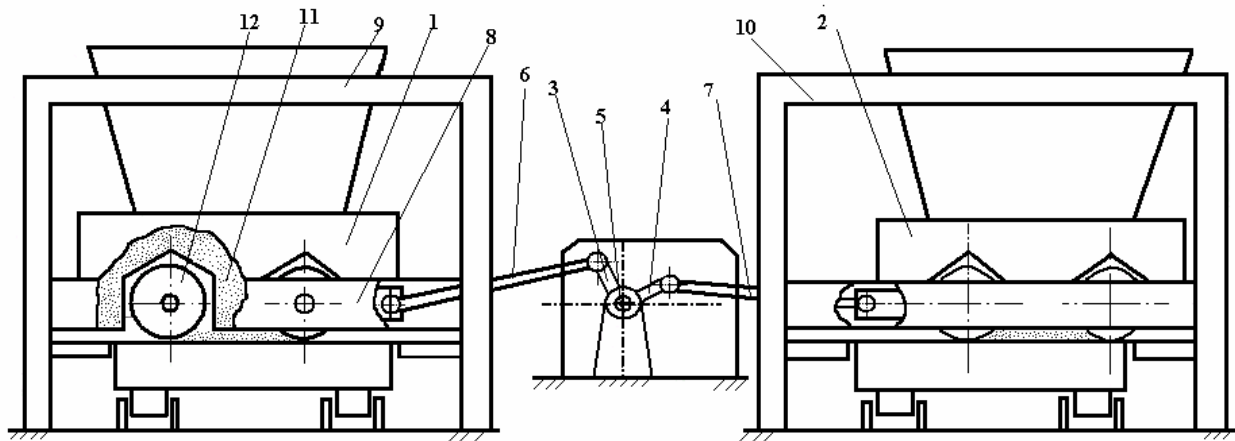


Рис. 1. Роликівна формувальна установка з рекуперативним приводом

У таких установках спостерігається значна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші, що приводить до зниження якості виробів та виникнення значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки.

Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки, представлені динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипа.

Для такої моделі запишемо диференціальне рівняння руху

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

де  $\varphi$ ,  $\omega$  – кутова координата та швидкість кривошипа;  $I_{зв}(\varphi)$  – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки;  $M_p(\omega)$  – рушійний момент на валу електродвигуна приводу, зведений до осі повороту кривошипа;  $M_o(\varphi)$  – зведений до осі повороту кривошипа момент усіх діючих зовнішніх сил, включаючи 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'язання використано числовий метод, запропонований професором Барановим [5]. Згідно з цим методом рівняння (1) представимо у вигляді

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

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

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

де  $\varphi_i$ ,  $\omega_i$ ,  $I_{зв(i)}$ ,  $M_p(\omega_i)$ ,  $M_o(\varphi_i)$  – 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;  $\varphi_{i+1}$ ,  $\omega_{i+1}$ ,  $I_{зв(i+1)}$  – відповідно кутова координата, швидкість та зведений момент інерції механізму до осі повороту кривошипа в положенні  $i + 1$ .

Розв'язавши рівняння (3) стосовно  $\omega_{i+1}$ , отримаємо

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

Для розв'язання рівняння (4) знайдемо усі необхідні характеристики установки.

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

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + G_6 \cdot \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + G_7 \cdot \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left( 1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi;$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \pi/2) \cdot \left( 1 - \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \pi/2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \pi/2)}} \right); \quad \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \pi/2). \quad (6)$$

Тут  $r$  – радіус кривошипа;  $l$  – довжина шатуна;  $F_0$  – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в [3];  $G_6 = G_7 = l \cdot q \cdot g$  – сила тяжіння шатунів 6 та 7;  $q$  – маса одиниці довжини шатуна;  $g = 9.81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння,  $\pi/2$  – кут зміщення кривошипів.

Для роликової формувальної установки з параметрами  $r = 0,2 \text{ м}$ ;  $l = 0,8 \text{ м}$ ;  $q = 80 \text{ кг/м}$  визначено силу опору  $F_0 = 3562 \text{ Н}$ , яка необхідна на переміщення формувального візка з трьома уковувальними роликами радіусом  $R = 0,11 \text{ м}$  для формування виробів з таким 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 –  $k_{ущ} = 0,98$ ; величина максимального контактного тиску, що забезпечує  $k_{ущ} = 0,98$  при  $W = 10\%$ , за експериментальними даними  $p = 625 \text{ кПа}$ .

Зведемо зовнішні сили до осі повороту кривошипа і подамо у вигляді моменту сил опору переміщенню формувального візка від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 2.

Визначаємо середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа

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

і знайдемо 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 кривошипа;  $\eta = 0,9$  – ККД приводу.

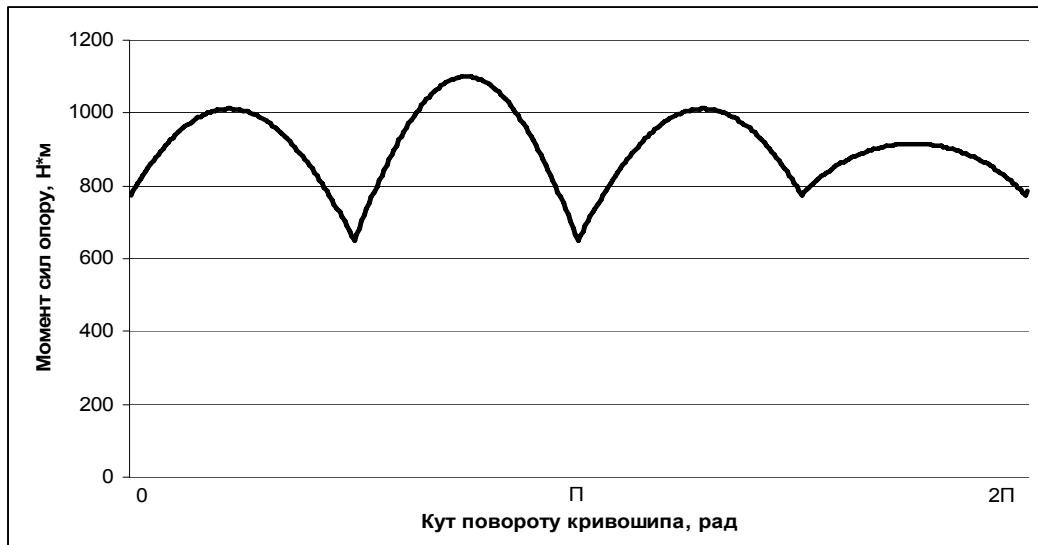


Рис. 2. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувальних візків від кута повороту кривошипа

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [6] з параметрами:  $\omega_o = 104,72 \text{ рад/с}$ ,  $\omega_n = 102,1 \text{ рад/с}$ ,  $\omega_{кр} = 94,95 \text{ рад/с}$  – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна;  $I_{\text{об}} = 0,138 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – 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;  $M_{кр} = 215,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$  – критичний момент;  $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2$  – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [7] з номінальним передатним моментом  $M_{\text{мно}} = 500 \text{ Н} \cdot \text{м}$  і моментом інерції  $I_m = 0,32 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  та редуктор Ц2-400 з передатним числом  $i_{пр} = 9,8$  і моментом інерції  $I_{ред} = 0,036 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою побудовано механічну характеристику

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[ (\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр}) \right]^2}. \quad (7)$$

Враховуючи залежність (7), визначаємо рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta. \quad (8)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:

$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left( \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_{s6}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s6} \cdot \left( \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \cdot \left( \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[ \left( \frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{\partial y_{s7}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s7} \cdot \left( \frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (9)$$

де  $I_o = I_{\delta\delta} + I_m + I_{ред} = 0,138 + 0,32 + 0,046 = 0,504 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  – момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) щодо осі повороту кривошипа;  $m_1 = m_2 = 1000 \text{ кг}$  – маса формувальних візків 1 та 2;  $I_{s6} = I_{s7} = \frac{q \cdot l^3}{12}$  – власний момент інерції шатунів 6 та 7 щодо їх центрів мас;  $\beta, \gamma$  – кутові координати положення шатунів 6 та 7 відповідно;

$$\frac{\partial x_{s6}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left( 1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial \beta}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}};$$

$$\frac{\partial x_{s7}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \pi/2) \cdot \left( 1 - \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \pi/2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \pi/2)}} \right);$$

$$\frac{\partial \gamma}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \pi/2)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \pi/2)}}.$$

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 3).



Рис. 3. Графік зміни зведеного моменту інерції установки 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. 4).

Час, що відповідає значенню кутової швидкості  $\omega_{i+1}$ , може бути визначений залежністю

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (10)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипа:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (11)$$

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

За допомогою залежності (11) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипа (рис. 5).

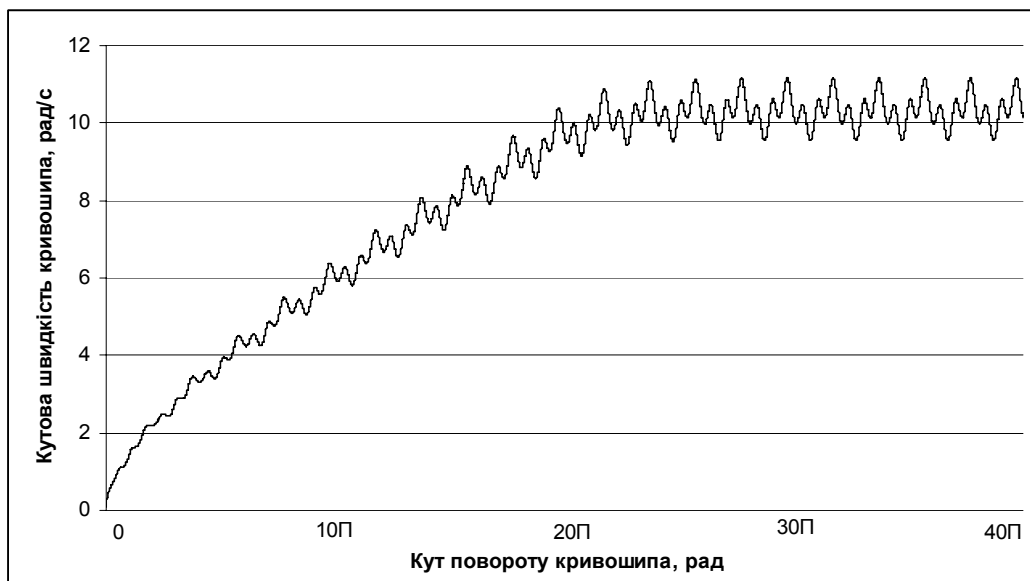


Рис. 4. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

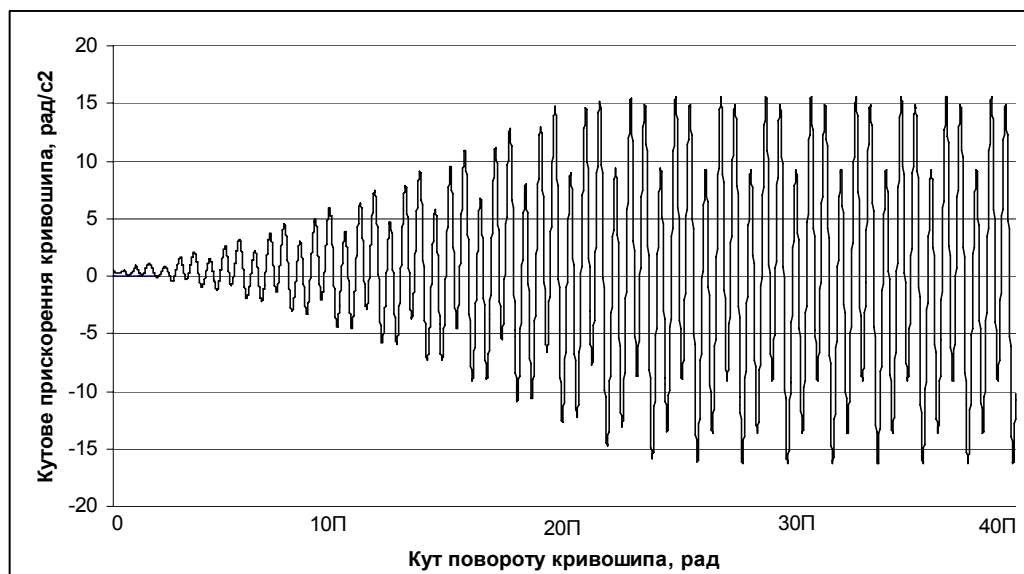


Рис. 5. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 4 та 5, можна побачити, що протягом 16 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно зростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 16 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипа досягає усталеного режиму руху. Це означає, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 16 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від  $\omega_{\min} = 9,67 \text{ рад/с}$  до  $\omega_{\max} = 11,25 \text{ рад/с}$ . При цьому її середнє значення дорівнює  $\omega_{\text{сеп}} = 10,46 \text{ рад/с}$ , а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [5]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,25 - 9,67}{10,46} = 0,1512. \quad (12)$$

Кутове прискорення за усталеного режиму руху кривошипа змінюється в межах від  $\varepsilon_{\min} = -16,76 \text{ рад/с}^2$  до  $\varepsilon_{\max} = 16,76 \text{ рад/с}^2$ . При цьому коефіцієнт динамічності руху матиме такий вигляд [5]:

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{16,76}{10,46^2} = 0,1532. \quad (13)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використаємо узагальнений коефіцієнт оцінки руху [8]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,25 - 9,67)^2}{10,46^2} + \frac{16,76}{10,46^2} = 0,176. \quad (14)$$

Визначені коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху відповідають роликівій формувальній установці з рекупераційним приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює  $\Delta\varphi = \pi/2$ . Для того, щоб встановити, як впливає кут зміщення кривошипів на рівномірність руху установки залежно від визначення моменту сил опору та зведеного моменту інерції установки приведених до осі повороту кривошипа, підставимо різні значення кута  $\Delta\varphi$ . За цих значень моменту сил опору та моменту інерції будуюмо графіки зміни кутової швидкості та кутового прискорення кривошипа від кута його повороту. Після цього визначаємо значення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху за значень кута зміщення кривошипів від  $\Delta\varphi = 0^0$  до  $\Delta\varphi = 180^0$  з кроком  $10^0$ . Результати розрахунків наведено в таблиці.

### Результати розрахунків

$\Delta\varphi, ^0$	$\omega_{\min}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\max}, \text{ рад/с}$	$\omega_{\text{сеп}}, \text{ рад/с}$	$\delta$	$\varepsilon_{\max}, \text{ рад/с}^2$	$H$	$k_p$
1	2	3	4	5	6	7	8
0	7,91	13,19	10,55	0,5	86,9	0,78	1,03
10	7,95	13,09	10,52	0,4888	83,3	0,7527	0,9916
20	8,07	13,05	10,56	0,4716	73,6	0,66	0,8824
30	8,26	12,97	10,615	0,4437	60,1	0,5334	0,7302

Продовження табл.

1	2	3	4	5	6	7	8
40	8,51	12,84	10,675	0,4056	46,7	0,4098	0,5743
50	8,8	12,64	10,72	0,3582	42	0,3655	0,4938
60	9,13	12,38	10,755	0,3022	36,4	0,3147	0,406
70	9,47	12,05	10,76	0,2398	30,2	0,2608	0,3183
80	9,8	11,67	10,735	0,1742	23,5	0,2039	0,2342
90	9,67	11,25	10,46	0,151	16,76	0,1532	0,176
100	9,29	11,17	10,23	0,1838	25,4	0,2427	0,2765
110	8,95	11,56	10,255	0,2545	34,34	0,3265	0,3913
120	8,66	11,94	10,3	0,3184	42,58	0,4014	0,5027
130	8,43	12,3	10,365	0,3734	50,75	0,4724	0,6118
140	8,25	12,62	10,435	0,4188	59,1	0,5427	0,7181
150	8,14	12,9	10,52	0,4525	66,1	0,5973	0,802
160	8,09	13,11	10,6	0,4736	71,1	0,6328	0,8571
170	8,1	13,25	10,675	0,4824	73,5	0,645	0,8777
180	8,12	13,34	10,73	0,4865	75,25	0,6536	0,8903

На основі даних таблиці побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху, коефіцієнта динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху залежно від зміни кута зміщення кривошипів (рис. 6).

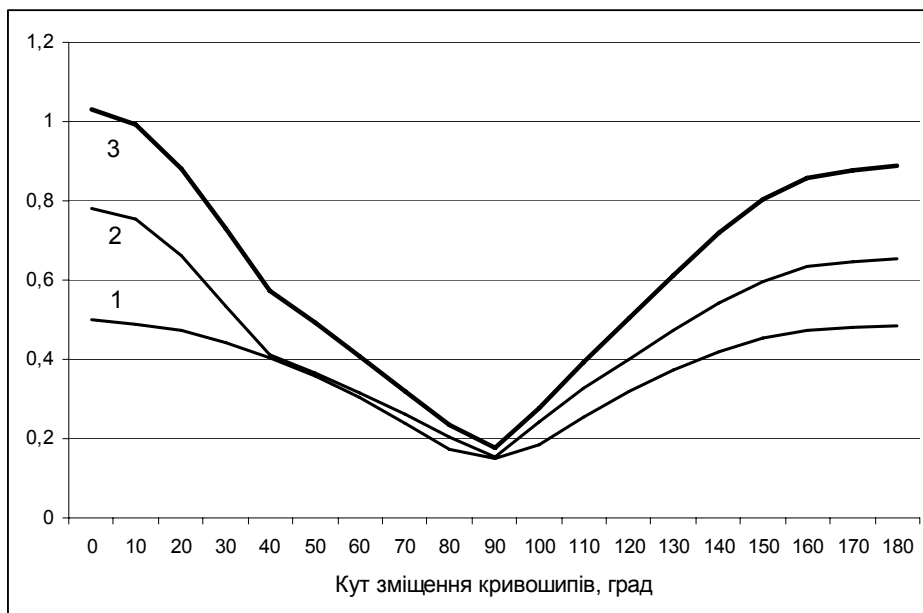


Рис. 6. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (1), коефіцієнта динамічності (2) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (3) від кута зміщення кривошипів



Проаналізувавши графіки на рис. 6, можна побачити, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху, мінімальне значення мають за значення кута зміщення кривошипів  $\Delta\varphi = 90^\circ$ .

Отже, в результаті проведених досліджень встановлено, що оптимальне значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекуперативним приводом становить  $\Delta\varphi = 90^\circ$ .

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформувальні агрегати і комплекси. – 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. 4. Патент України № 67091А. Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / В.С. Ловейкін, В.М. Гарнець, К.І. Почка. – Заяв. 08.07.2003, № 2003076371. 5. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука. – 1975. – 640 с. 6. Электротехнический справочник. – Т. 2: Электротехнические изделия и устройства / Под ред. И.Н. Орлова. – 7-е изд., испр. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с. 7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с. 8. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника. – 1989. – С. 16–18.

УДК 530.18; 621.873

В.С. ЛОВЕЙКІН, Ю.В. ЧОВНЮК

Київський національний університет будівництва і архітектури

## СПЕЦІАЛЬНІ МЕТОДИ АНАЛІЗУ НЕЛІНІЙНОЇ ДИНАМІКИ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ КРАНІВ: НЕЛІНІЙНИЙ РЕЗОНАНС ТА ЙОГО СТОХАСТИЧНИЙ ПРОШАРОК

@ Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., 2007

*Запропоновано спеціальні методи аналізу нелінійної динаміки вантажопідійомних кранів, які досліджують нелінійний резонанс та його стохастичний прошарок.*

*The special methods for the analysis of the nonlinear dynamics of loading cranes are proposed. One may research with the help of such methods the nonlinear resonance and its stochastic layer.*

**Постановка проблеми.** Під час роботи кранів спостерігаються маятникові коливання вантажу [1], які викликають нерівномірний рух кранів чи вантажних візків, додаткові навантаження на силові елементи кранів, створюють незручності під час їх експлуатації, що необхідно враховувати за уточнених розрахунків кранів (зокрема, їх динамічних навантажень під час пуску та гальмування).

У мостових, козлових та деяких інших кранів стандартних параметрів, які переміщуються вздовж рейкового шляху, частота маятникових коливань вантажу щодо крана істотно нижча від частоти пружних коливань кранової металоконструкції та трансмісії механізму пересування. Навіть за малої довжини виска канатів (не більше 3 м) частота маятникових коливань вантажу не перевищує 2...2,6 рад/с, у той самий час частота пружних коливань кранів у декілька разів, а то й у десятки разів вища.