

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ГІДРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ

Ловейкін В.С., Почка К.І.

Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна

В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується механічний або гідравлічний привід зворотно-поступального руху формувального візка з укочуючими роликками [1, 3]. В установках з гідравлічним приводом формувальний візок приводиться до руху за допомогою гідроциліндра, а в установках з механічним приводом – за допомогою кривошипно-шатунного механізму.

З метою удосконалення привідного механізму роликкової формувальної установки та його розвантаження запропонована ідея поєднання гідравлічного та механічного приводу зворотно-поступального руху форму-вального візка з укочуючими роликками. На рис. 1 зображена установка для формування виробів з бетонних сумішей, яка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 3 на нерухомому порталі 2 та форми 10, яка в свою чергу рухається в напрямку V_{ϕ} , що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка (V_B). Привід вміщує в собі гідроциліндри 4, 5 та 6, гідропроводи 7 та 8, привідний вал 9 з двома кривошипами, що жорстко закріплені на цьому валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = \pi$, електродвигун 11, пружні муфти 12 та 14 та багатоступінчастий редуктор 13. Формувальний візок 1 приводиться в зворотно-поступальний рух від штоку головного гідроциліндра 4 гідравлічної частини приводу, рух якого забезпечується за допомогою двох допоміжних гідроциліндрів 5, 6 та ведучого вала 9. Гідроциліндри 5 та 6 мають різні діаметри, оскільки вони з'єднані гідропроводами з різними порожнинами гідроциліндра 4. Різниця між діаметрами гідроциліндрів 6 та 5 дорівнює величині діаметра штока гідроциліндра 4.

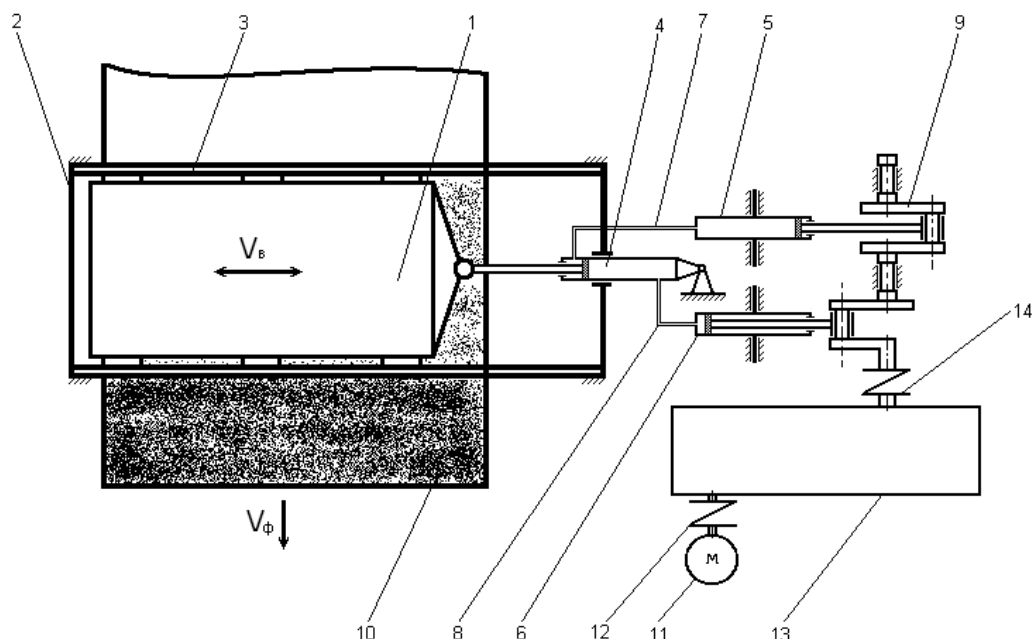


Рис. 1. Роликочна формувальна установка з гідромеханічним приводом

При такій конструкції пристрою, коли ведучий вал 9 приводу обертається проти годинникової стрілки, кривошипи примушують рухатись штоки гідроциліндрів 5 та 6. Коли шток гідроциліндра 6 рухається в напрямку безштокової порожнини, він нагнітає рідину по

гідропроводу 8 в безштокову порожнину гідроциліндра 4 і примушує рухатись формувальний візок 1. В той же час шток гідроциліндра 5 рухається в напрямку штокової порожнини за рахунок повороту кривошипа і витісненої рідини з штокової порожнини гідроциліндра 4. Таким чином відбувається плавне нагнітання і витіснення робочої рідини в гідроциліндрі 4. При досягненні штоками гідроциліндрів 5 та 6 відповідно крайнього правого та крайнього лівого положення штоків гідроциліндра 4 і, відповідно, формувачний візок 1 перебувають в нерухомому стані. Після цього моменту гідроциліндри 5 та 6 як би міняються місцями: шток гідроциліндра 5 рухається в напрямку безштокової порожнини і нагнітає рідину по гідропроводу 7 в штокову порожнину гідроциліндра 4 і примушує рухатись формувальний візок 1 в зворотному напрямку, а шток гідроциліндра 6 рухається в напрямку штокової порожнини за рахунок повороту кривошипа і витісненої рідини з безштокової порожнини гідроциліндра 4. Такі процеси руху гідроциліндрів 4, 5 та 6 безперервно повторюються і відбувається плавний зворотно-поступальний рух формувального візка 1, який приводить до розвантаження приводного вала кривошипів.

На рис. 2 зображена кінематична схема приводного механізму для визначення переміщення, швидкості та прискорення формувального візка в залежності від кута повороту кривошипа φ .

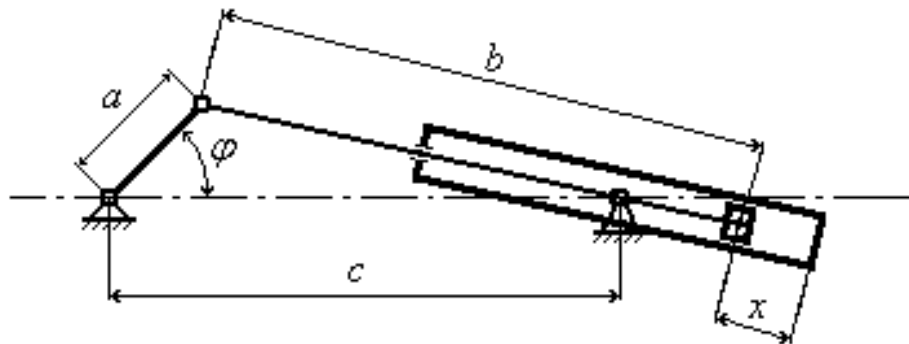


Рис. 2. Кінематична схема приводного механізму

Для проведення аналізу запропонованої формувальної установки визначимо за якими законами змінюються переміщення, швидкість і прискорення формувального візка 1 (рис.1) при постійній кутовій швидкості кривошипа ($\dot{\varphi} = \omega = \text{const}$):

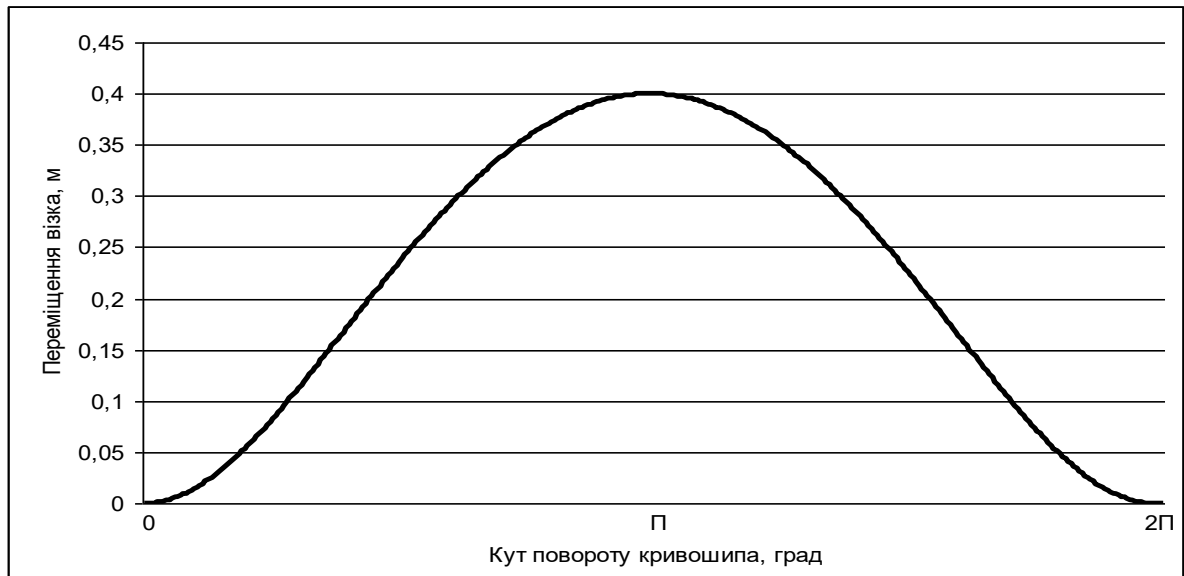
$$x = a \cdot \left(1 - \frac{c}{a} + \sqrt{1 + \frac{c^2}{a^2} - 2 \cdot \frac{c}{a} \cdot \cos \varphi} \right); \quad (1)$$

$$\dot{x} = \dot{\varphi} \cdot c \cdot \frac{\sin \varphi}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{a^2} - 2 \cdot \frac{c}{a} \cdot \cos \varphi}}; \quad (2)$$

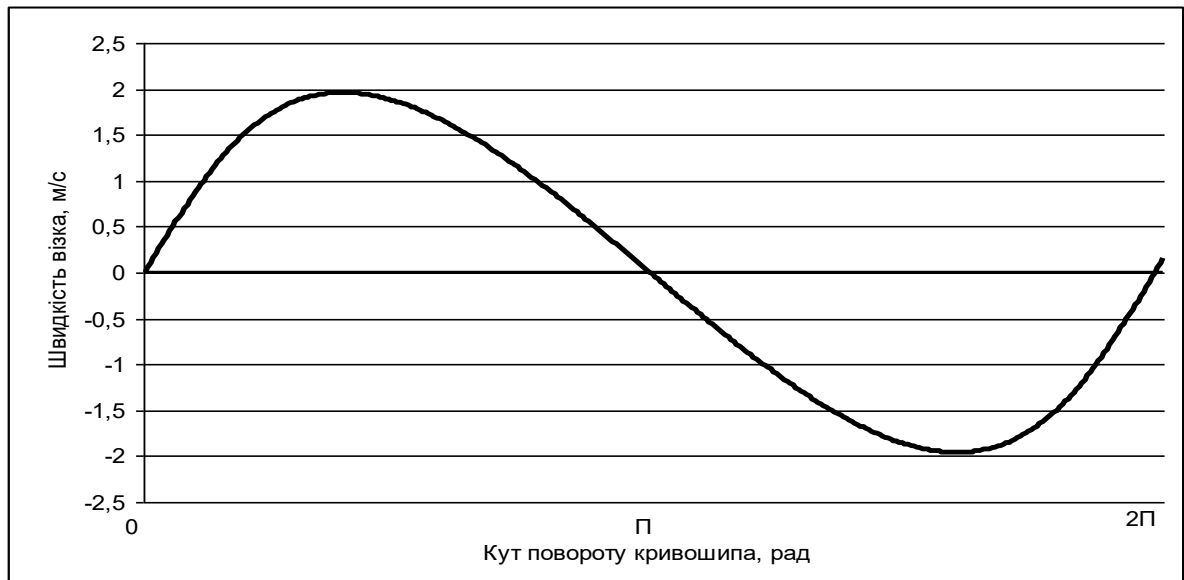
$$\ddot{x} = \dot{\varphi}^2 \cdot \frac{c}{\sqrt{1 + \frac{c^2}{a^2} - 2 \cdot \frac{c}{a} \cdot \cos \varphi}} \cdot \left(\cos \varphi - \frac{\frac{c}{a} \cdot \sin^2 \varphi}{1 + \frac{c^2}{a^2} - 2 \cdot \frac{c}{a} \cdot \cos \varphi} \right), \quad (3)$$

де φ , $\dot{\varphi}$ — кутова координата та швидкість кривошипа; a — довжина кривошипа; b — довжина штоку гідроциліндрів 5 та 6 (рис. 1); c — відстань між віссю кривошипа та віссю обертання гідроциліндрів 5 та 6.

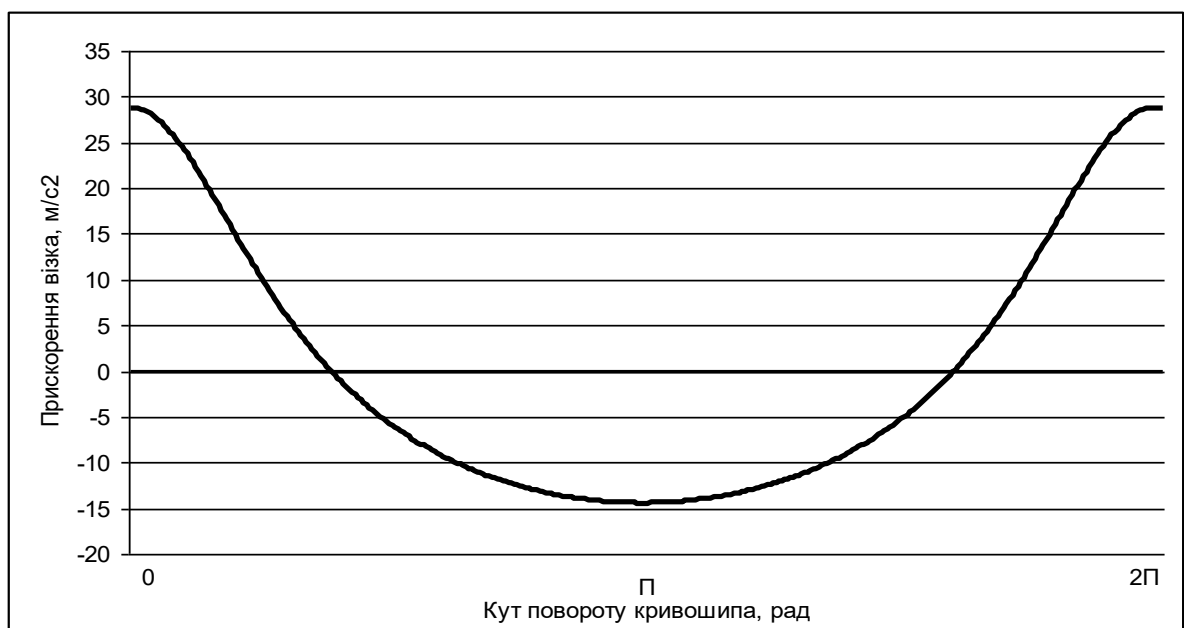
На рис. 3 зображені графіки зміни переміщення, швидкості та прискорення формувального візка за повний оберт кривошипа.



а



б



в

Рис. 3. Графіки зміни переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в) формувального візка на протязі повного оберту кривошипа

В таких установках спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші, що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки.

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

Для такої моделі запишемо диференціальне рівняння руху

$$I_{зв}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{зв}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (4)$$

де φ , ω — 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 кривошипу; $M_o(\varphi)$ — зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, включаючи силу опору переміщенню формувального візка та силу тяжіння шатуна.

Рівняння (4) являє собою нелінійне рівняння першого порядку, яке не піддається аналітичному інтегруванню. Тому для його розв'язку використаємо чисельний метод, запропонований професором Барановим [4]. Згідно цього методу рівняння (4) представимо у вигляді

$$2 \cdot I_{зв}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{зв}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (5)$$

Замінивши в рівнянні (5): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ — 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:

$$2 \cdot I_{зв(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{зв(i+1)} - I_{зв(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (6)$$

де φ_i , ω_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; φ_{i+1} , ω_{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 (6) відносно ω_{i+1} , отримаємо:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)]}{I_{зв(i)} \cdot \omega_i} \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{зв(i)} - I_{зв(i+1)})}{2 \cdot I_{зв(i)}} \cdot \omega_i. \quad (7)$$

Для розв'язку рівняння (7) знайдемо всі необхідні характеристики установки.

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

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\dot{x}}{\dot{\varphi}}, \quad (8)$$

де F_0 — сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [3].

Для роликової формувальної установки з параметрами $a = 0,2\text{м}$; $b = c = 0,8\text{м}$ визначена сила опору $F_0 = 3562\text{Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з трьома уключуючими роликами радіусом $R = 0,11\text{м}$ для формування виробів з наступними 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 — $k_{yuz} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{yuz} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{кПа}$.

Зведемо зовнішні сили до осі повороту кривошипа і представимо у вигляді моменту сил опору переміщенню формувального візка від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 4.

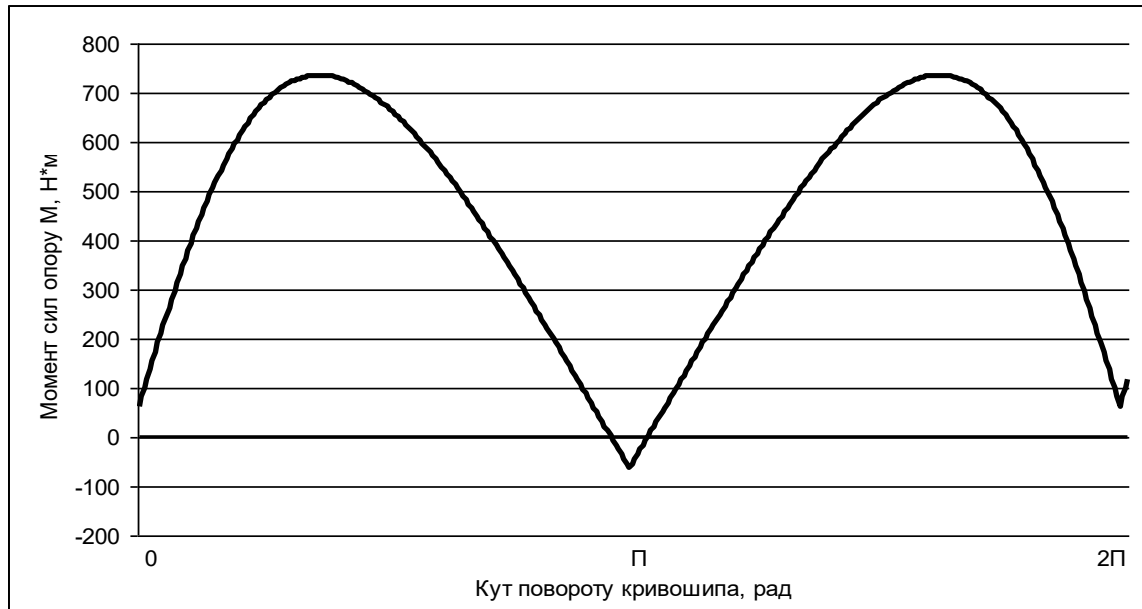


Рис. 4. Графік зміни моменту сил опору на переміщення формувального візка від кута повороту кривошипа

Визначаємо середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа

$$M_{оср} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 453,16 \text{Н} \cdot \text{м},$$

і знайдемо номінальну розрахункову потужність двигуна

$$P_n = \frac{M_{оср} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{453,16 \cdot 10,5}{10^3 \cdot 0,9} = 4,94 \text{кВт},$$

де $\omega_1 = 10,5 \text{рад/с}$ — кутова швидкість кривошипа; $\eta = 0,9$ — ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [5] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{рад/с}$, $\omega_n = 101,05 \text{рад/с}$, $\omega_{кр} = 87,16 \text{рад/с}$ — синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{об} = 0,04 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції ротора двигуна; $M_n = 97,97 \text{Н} \cdot \text{м}$ — пусковий момент; $M_n = 54,43 \text{Н} \cdot \text{м}$ — номінальний момент; $M_{кр} = 136,075 \text{Н} \cdot \text{м}$ — критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_n} = 2,5$ — відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [6] з номінальним передаваним моментом $M_{мног} = 500 \text{Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{пр} = 9,8$ і моментом інерції $I_{ред} = 0,036 \text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою побудована механічна характеристика (рис. 5).

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{кр} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{1 + \left[\frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{кр})}{\omega_o - \omega_{кр}} \right]^2} \quad (9)$$

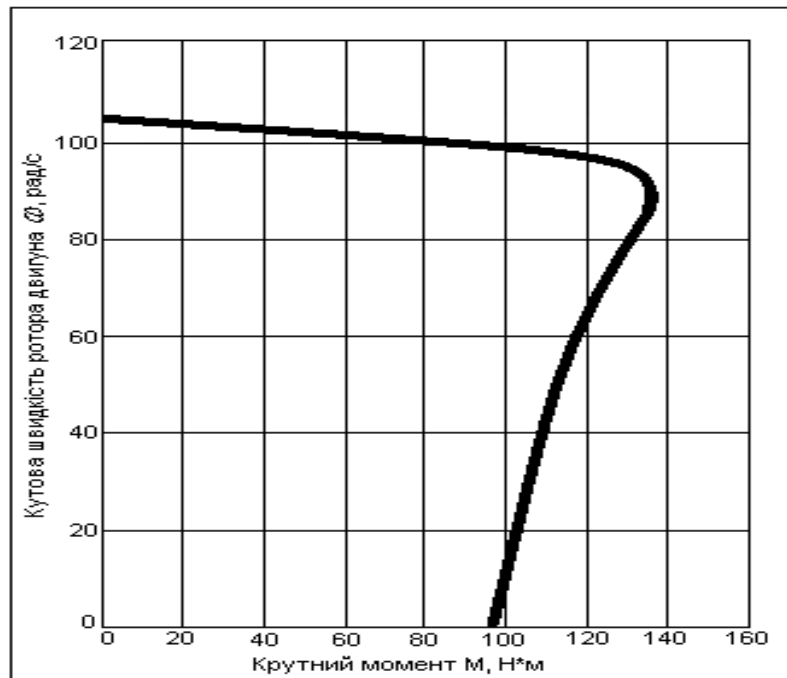


Рис. 5. Механічна характеристика двигуна

Виходячи із залежності (9), визначаємо рушійний момент на валу кривошипа

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{np} \cdot \eta \quad (10)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки

$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\dot{x}}{\dot{\varphi}} \right)^2 \quad (11)$$

де $I_o = I_{дв} + I_m + I_{ред} = 0,04 + 0,32 + 0,036 = 0,396 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ — момент інерції привідного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту електродвигуна; $m_1 = 1000 \text{ кг}$ — маса формувального візка.

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 4).

Підставивши отримані залежності в рівняння (7) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримаємо графік зміни куткової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 7).

Час, що відповідає значенню куткової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta \varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (12)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипа

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (13)$$

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

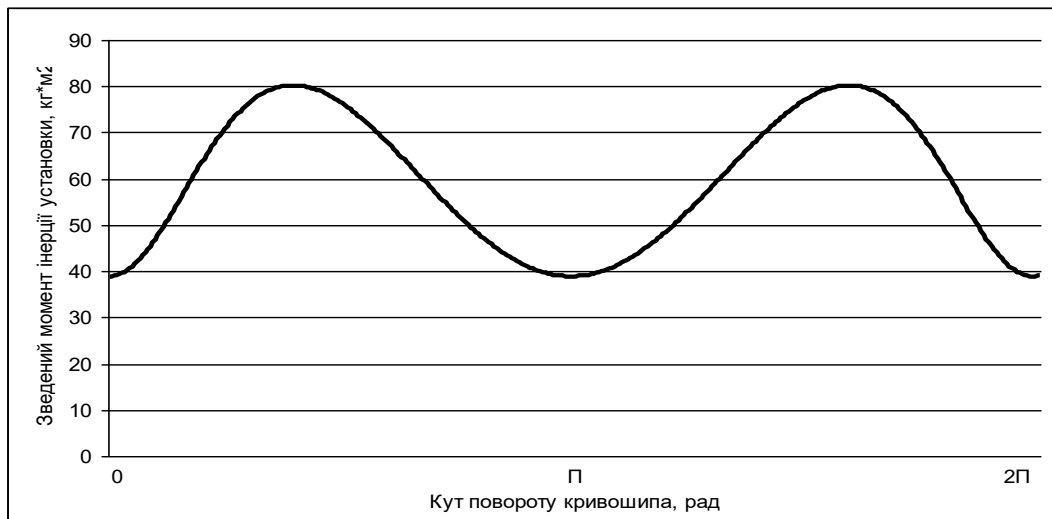


Рис. 6. Графік зміни зведеного моменту інерції установки від кута повороту кривошипа

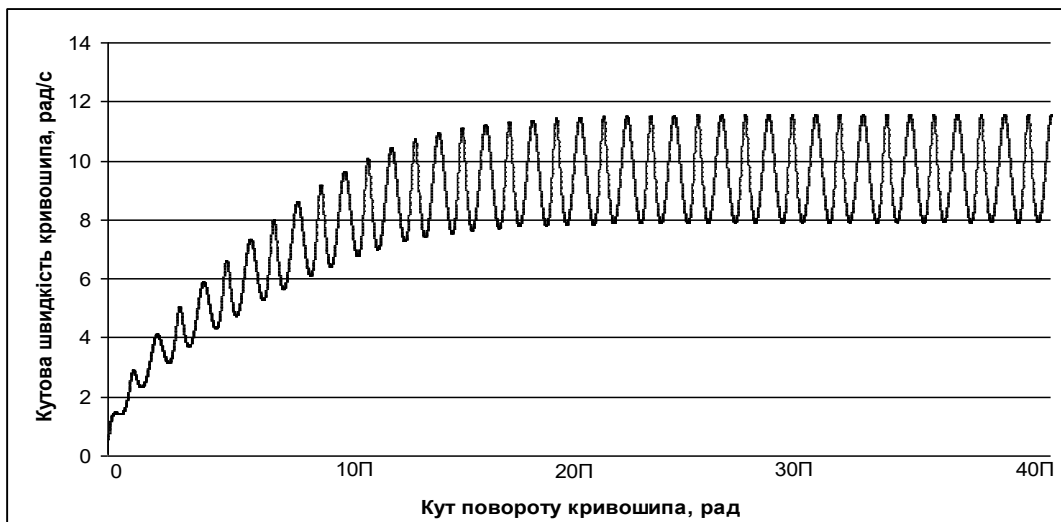


Рис. 7. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту

За допомогою залежності (13) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипа (рис. 8).

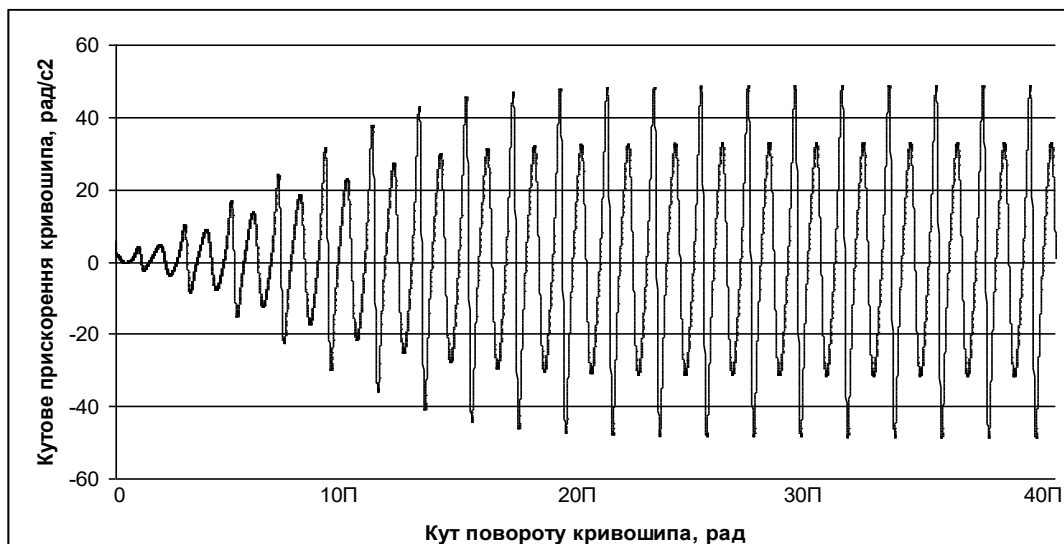


Рис. 8. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 7 та 8, можна побачити, що протягом 14 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 10 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипа досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 14 обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 8,1092 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,663 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,8861 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [4]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,663 - 8,1092}{9,8861} = 0,3595. \quad (14)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -55,037 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 55,037 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [4]

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{55,037}{9,8861^2} = 0,563. \quad (15)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використаємо узагальнений коефіцієнт оцінки руху [7]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,663 - 8,1092)^2}{9,8861^2} + \frac{55,037}{9,8861^2} = 0,6856. \quad (16)$$

Для зменшення коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності та узагальненого коефіцієнта оцінки руху на вал двигуна установки встановлено маховик з приведеним до осі повороту кривошипа моментом інерції $I_m = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Розрахуємо кутову швидкість та кутове прискорення кривошипа із застосуванням відповідного маховика (рис. 9, 10).

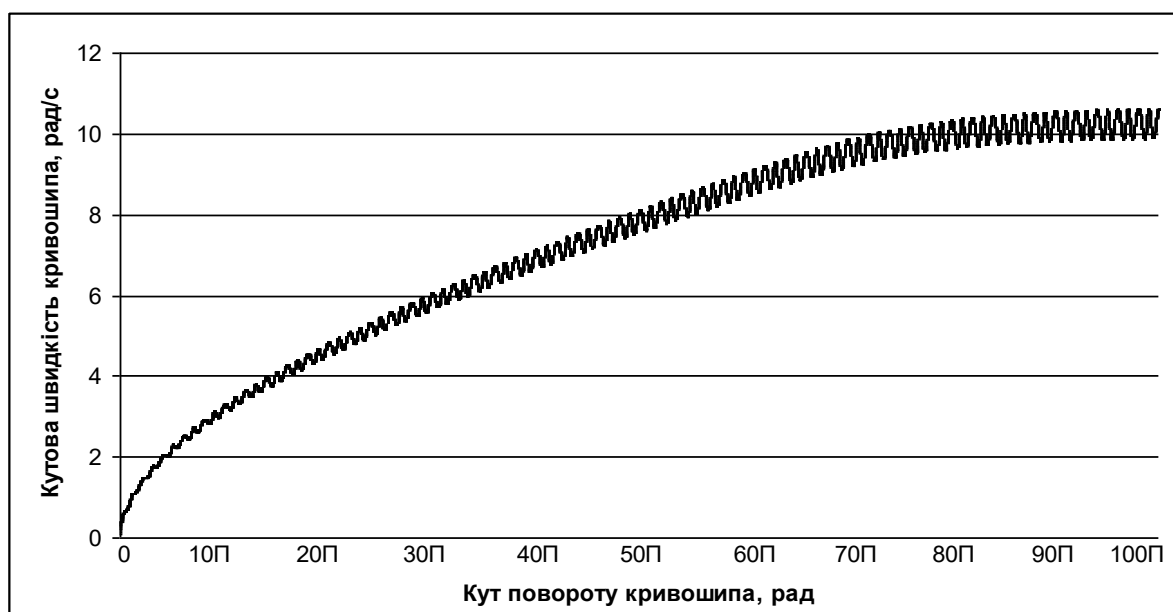


Рис. 9. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки з застосуванням маховика від кута його повороту

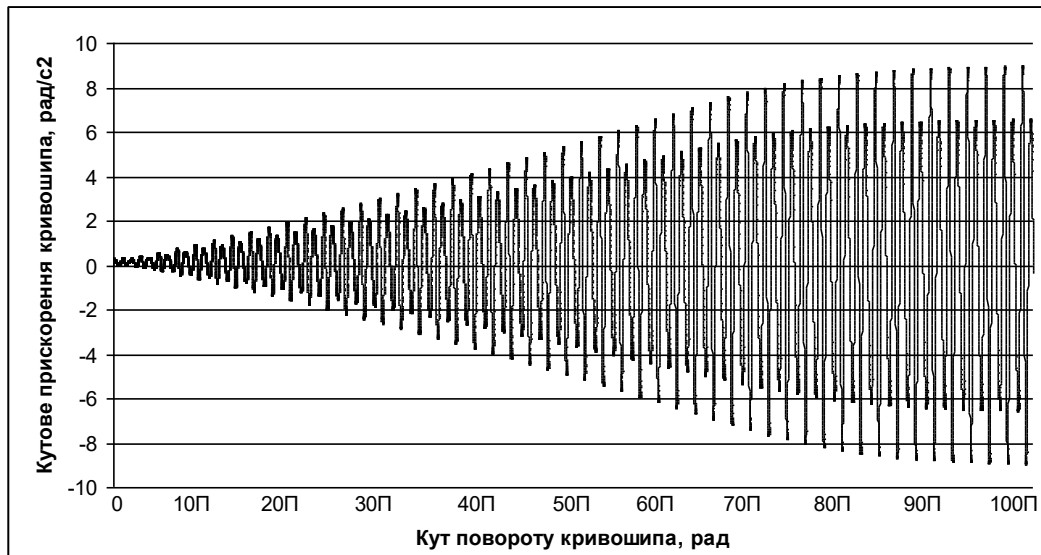


Рис. 10. Графік зміни кутового прискорення кривошипа з застосуванням маховика від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 9 та 10, можна побачити, що кутова швидкість має менший діапазон зміни, а отже й менший коефіцієнт нерівномірності руху порівняно з установкою без маховика ($\delta = 0,067$), але тривалість пуску значно зростає з 14 обертів (без маховика) до 65 обертів (з маховиком з моментом інерції $I_M = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$) до виходу кутової швидкості на усталений режим руху. Кутове прискорення також має значно менший діапазон зміни, що покращує динаміку руху установки ($H = 0,0895$, $k_p = 0,0939$).

Провівши розрахунки динаміки руху установки з різними значеннями моменту інерції маховика отримуємо зміну коефіцієнтів нерівномірності руху, динамічності, узагальненого коефіцієнта оцінки руху та тривалості пуску установки до виходу на усталений режим руху (таблиця 1).

На основі даних таблиці побудовані графіки (рис. 11, 12, 13).

Таблиця 1

I_M , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сєр}}$, рад/с	δ	ε_{\max} , рад/с^2	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
0	8,1092	11,663	9,8861	0,3595	55,037	0,563	0,6856	14
50	9,222	11,166	10,194	0,1907	27,995	0,2694	0,30576	23
100	9,592	10,9297	10,2608	0,1304	18,8	0,1786	0,1955	36
150	9,776	10,796	10,286	0,099	14,184	0,134	0,1438	45
200	9,922	10,749	10,3355	0,08	11,45	0,1072	0,1136	56
250	9,9896	10,682	10,336	0,067	9,557	0,0895	0,0939	65
300	10,038	10,635	10,3365	0,058	8,202	0,07676	0,0801	76
350	10,075	10,599	10,337	0,0507	7,1836	0,06723	0,0698	86
400	10,104	10,5709	10,3375	0,0452	6,39	0,0598	0,062	94
450	10,1277	10,5487	10,3382	0,0407	5,754	0,0538	0,0555	102
500	10,147	10,53	10,3385	0,037	5,236	0,04898	0,05036	112
550	10,163	10,515	10,339	0,034	4,8	0,0449	0,04606	123
600	10,177	10,502	10,3395	0,0314	4,435	0,04148	0,04247	133
650	10,188	10,49	10,3396	0,0292	4,1205	0,0385	0,0394	143

Закінчення таблиці 1

I_M , кг·м ²	ω_{\min} , рад/с	ω_{\max} , рад/с	$\omega_{\text{сер}}$, рад/с	δ	ε_{\max} , рад/с ²	H	k_p	Тривалість пуску, к-сть обертів
700	10,1985	10,481	10,3398	0,02732	3,847	0,03598	0,03673	152
750	10,2074	10,4724	10,3399	0,02563	3,608	0,03375	0,0344	161
800	10,2154	10,465	10,3402	0,02414	3,397	0,03177	0,03235	170
850	10,2223	10,4582	10,3402	0,0228	3,209	0,03	0,03053	179
900	10,228	10,452	10,34	0,02166	3,04	0,0284	0,0289	187
950	10,234	10,446	10,34	0,0205	2,89	0,027	0,02745	196
1000	10,2394	10,442	10,34	0,0196	2,752	0,02574	0,02612	205

Аналіз цих графіків показує, що коефіцієнти нерівномірності руху, динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху різко спадають до значення моменту інерції маховика $I_M = 250 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки. Однак тривалість пуску установки зростає пропорційно зростанню моменту інерції маховика, тому подальше збільшення моменту інерції маховика установки є недоцільним.



Рис. 11. Графік зміни коефіцієнта нерівномірності руху в залежності від зміни моменту інерції маховика



Рис. 12. Графік зміни коефіцієнта динамічності в залежності від зміни моменту інерції маховика



Рис. 13. Графік зміни узагальненого коефіцієнта оцінки руху в залежності від зміни моменту інерції маховика

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлено, що роликові формувальні установки з гідромеханічним приводом мають значну нерівномірність руху в процесі формування залізобетонних виробів. Для зменшення цієї нерівномірності руху до раціональних меж запропонована методика вибору параметрів маховика.

Література

1. *Гарнець В.М.* Прогресивні бетоноформуючі 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. – 1986г.
4. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука. – 1975. – 640 с.
5. *Електротехнічний справочник Т. 2. Електротехнічні изделия и устройства /* Под ред. профессорів МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов). – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.
6. *Шейнблит А.Е.* Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
7. *Ловейкин В.С.* Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Тэхніка. – 1989. – С. 16-18.
8. *Ловейкин В.С., Почка К.І.* Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом. // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
9. *Ловейкин В.С., Почка К.І.* Силовий аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом. // Техніка будівництва. – 2003. – № 14. – С. 27-37.
10. *Ловейкин В.С., Почка К.І.* Аналіз руху роликової формовочної установки з врівноваженим приводом. // Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету. – № 27. – 2004. – С. 95-101.
11. *Ловейкин В.С., Почка К.І.* Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекуперативним приводом. // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19-33.
12. *Ловейкин В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А.* Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з кривошипно-повзунним приводом. // Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157-169.
13. *Ловейкин В.С., Почка К.І., Шевченко Т.В.* Аналіз динамічного режиму руху роликової формовочної установки з керованим гідроприводом. // Вісник Донбаської державної машинобудівної академії. – 2005. – № 1. – С. 149-154.