

УДК 693.546

¹Ловейкін В. С., д.т.н.; ²Почка К. І., к.т.н.; ¹Ромасевич Ю. О., д.т.н.¹Національний університет біоресурсів і природокористування України²Київський національний університет будівництва і архітектури

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

Анотація. З метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням жорсткості та дисипації приводного механізму. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації. Визначено рекомендовані величини жорсткості та коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом.

Ключові слова: роликова формувальна установка, приводний механізм, зусилля, момент, жорсткість, дисипація.

Аннотация. С целью повышения надёжности и долговечности роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, определена функция изменения необходимого крутящего момента для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом жёсткости и диссипации приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации. Определены рекомендованные величины жёсткости и коэффициента диссипации для роликовой формовочной установки с кривошипно-шатунным приводным механизмом.

Ключевые слова: роликовая формовочная установка, приводной механизм, усилие, момент, жёсткость, диссипация.

Anmerkung. Weil der Zweck der Steigerung der Zuverlässigkeit und Beständigkeit der Rollenformeninstallation mit dem Laufwerk mit einer Kurbel und den Pleuelstangenloadings in Elementen ihres Designs und dem Laufwerk berechnet wird, wird die Funktion der Änderung des notwendigen Drehmoments, um Prozess der Verdichtung von Produkten von Baumischungen zu sichern, die Starrheit und Verschwendung des Fahrmechanismus in Betracht ziehen, definiert. Die Abhängigkeit des

Moments wird in der Laufwerkkopplung von der mitwirkenden Verschwendungsgröße installiert. Die empfohlenen Größen der Starrheit und der Koeffizient der Verschwendung für die Rollenformeninstallation mit dem Fahrmechanismus mit einer Kurbel und der Pleuelstange werden bestimmt.

Schlüsselwörter: Rollenformeninstallation, Mechanismus, Anstrengung, Moment, Starrheit, Verschwendung steuernd.

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 [1-7]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-4], 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 та публікацій.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. 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 дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [8-12] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, одна при цьому не було враховано коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Постановка мети дослідження.

Метою дослідження є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом із врахуванням коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Виклад основного матеріалу.

Роликова формувальна установка (рис. 1) складається з формувального візка 1, що через шарнірно з'єднаний з ним шатун 2 приводиться в зворотно-поступальний рух від кривошипа 3, який закріплений на приводному валу 4. Формувальний візок змонтований в напрямних руху 5 на порталі 6. При зворотно-поступальному русі формувального візка 1 бетонна суміш, що поступає із секції

подавального бункера 7, попадає під укочувальні ролики 8. Форма 9 при цьому рухається перпендикулярно руху формувального візка 1 і знаходиться під ущільнюючими роликами.

Пристрій встановлюється таким чином, що під порожниною форми знаходиться лише частина робочого органу. Суміш при цьому заповнює порожнину форми. Коли рівень суміші досягає рівня ролика, який здійснює зворотно-поступальний рух, починається його взаємодія з сумішшю, тобто процес ущільнення. По мірі руху форми суміш стає все більш щільною і потребує меншого об'єму під поверхнею робочого органу. Процес ущільнення продовжується до тих пір, поки кожна поверхня виробу не пройде повний цикл ущільнення.

Під час роботи роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипа виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використаємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: M_{n1} – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа; M_{n2} – момент від сил опору переміщення формувального візка з укочувальними роликами зведений до осі повороту кривошипа; J_{n1} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; J_{n2} – зведений до осі повороту кривошипа момент інерції формувального візка та кривошипно-шатунного механізму; c – коефіцієнт жорсткості приводного механізму зведений до осі повороту кривошипа; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас J_{n1} та J_{n2} відповідно.

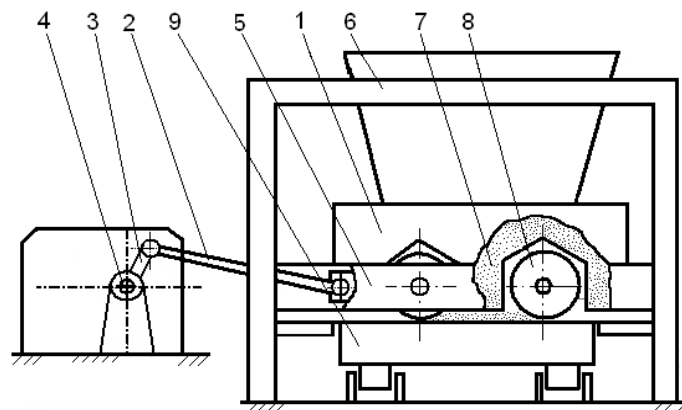


Рисунок 1 – Роликова формувальна установка з кривошипно-шатунним приводом

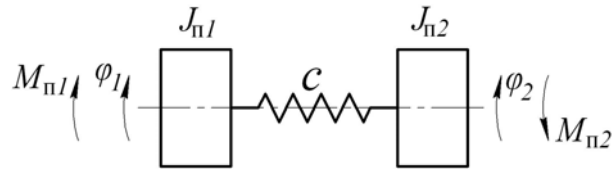


Рисунок 2 – Динамічна модель роликової формувальної установки

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{п1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (1)$$

де J_p та J_m – моменти інерції двигуна і муфти, що з'єднує вал двигуна та вхідний вал редуктора, відповідно; δ – коефіцієнт, що враховує моменти інерції елементів редуктора зведених до вала двигуна; u – передаточне число редуктора.

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунний механізм з формувальним візком. Причому масу шатуна m_u порівно розділимо в точках A та B . Тоді момент інерції кривошипа буде визначатися залежністю:

$$J_k = J'_k + \frac{m_u}{2} \cdot r^2, \quad (2)$$

а маса візка буде мати вигляд:

$$m_B = m'_B + \frac{m_u}{2}. \quad (3)$$

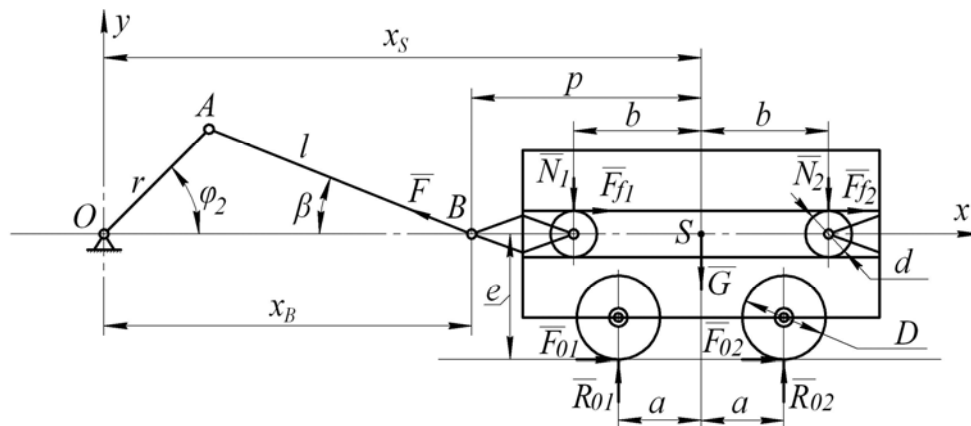


Рисунок 3 – Розрахункова схема роликової формувальної установки

Тут m_u – маса шатуна; m'_B – маса формувального візка; J'_k – момент інерції кривошипа відносно власної осі обертання; r – радіус

кривошипа; J_{κ} – момент інерції кривошипа з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_B – маса візка з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{\pi 2}$ визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунного механізму з візком T_p (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) T_M , тобто $T_p = T_M$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунного механізму з візком:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_{\kappa} \cdot \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_B \cdot \dot{x}_S^2, \quad (4)$$

де \dot{x}_S – швидкість центра мас формувального візка.

Оскільки візок рухається поступально, то усі його точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_S = \dot{x}_B$. Виразимо швидкість точки B через координату кривошипа та її похідну за часом. Для цього скористаємось залежністю:

$$\dot{x}_B = \dot{\phi}_2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_M = \frac{1}{2} \cdot J_{\pi 2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (7)$$

Прирівнюючи залежності (6) та (7), будемо мати:

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{\pi 2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{\pi 2} = J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2. \quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{\pi 2}$ скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F – зусилля в шатуні, яке необхідне для подолання сил опору, що діють на візок; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна відносно горизонталі; F_{01} , F_{02} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{01} , R_{02} – вертикальні сили взаємодії

укочувальних роликів з бетонною сумішшю; N_1, N_2 – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f1} = N_1 \cdot f_{np}$, $F_{f2} = N_2 \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; f_{np} – зведений коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; G – сила тяжіння формувального візка; a, b, p, e – геометричні розміри формувального візка; D – діаметр укочувального ролика; d – діаметр напрямного ролика; l – довжина шатуна.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 , а також зусилля в шатуні F розглянемо статичну рівновагу формувального візка. Спроекуємо всі сили, що діють на візок на координатні осі x і y та складемо суму моментів цих сил відносно точки B (рис. 3) в результаті чого отримаємо:

$$\begin{cases} \sum X = -F \cdot \cos \beta + N_1 \cdot f_{np} + N_2 \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} = 0; \\ \sum Y = F \cdot \sin \beta - N_1 - N_2 - G + R_{01} + R_{02} = 0; \\ \sum M_B = -N_1 \cdot (p-b) - N_2 \cdot (p+b) - G \cdot p - \\ -(N_1 + N_2) f_{np} \frac{d}{2} + (F_{01} + F_{02}) e + R_{01} (p-a) + R_{02} (p+a) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Розв'язавши систему рівнянь (10), знаходимо:

$$F = \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \cdot [(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02}]; \quad (11)$$

$$N_2 = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \left[R_{01} \cdot \left(b - a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + R_{02} \cdot \left(b + a - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) - \right. \\ \left. - G \cdot \left(b - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) + F \cdot \sin \beta \cdot \left(b - p - f_{np} \cdot \frac{d}{2} \right) \right]; \quad (12)$$

$$N_1 = R_{01} + R_{02} + F \cdot \sin \beta - N_2 - G. \quad (13)$$

На основі залежності (11) знайдемо момент сил опору, зведений до осі повороту кривошипа:

$$M_{n2} = F \cdot r \cdot \cos \left(\frac{\pi}{2} - \phi_2 - \beta \right) = F \cdot r \cdot \sin (\phi_2 + \beta). \quad (14)$$

Величина кута β може бути визначена зі співвідношення:

$$r \cdot \sin \phi_2 = l \cdot \sin \beta. \quad (15)$$

Звідки

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2\right). \quad (16)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликів формувальної установки, представлені двомасовою динамічною моделлю:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \phi_1} &= Q_{\phi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \phi_2} &= Q_{\phi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \phi_2}, \end{aligned} \quad (17)$$

де t – час; T – кінетична енергія системи; Q_{ϕ_1} , Q_{ϕ_2} – узагальнені сили, що відповідають координатам ϕ_1 та ϕ_2 відповідно; Π – потенціальна енергія системи, яка має вигляд

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\phi_1 - \phi_2)^2. \quad (18)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{н1}} \cdot \dot{\phi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\text{к}} + m_{\text{в}} \cdot \left(\frac{\partial x_{\text{в}}}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\phi}_2^2. \quad (19)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\phi_1} = M_{\text{н1}}; \quad Q_{\phi_2} = M_{\text{н2}}, \quad (20)$$

де $M_{\text{н1}}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{\text{н1}} = \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_n}{\frac{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}}. \quad (21)$$

Тут $M_{\text{кр}}$ – критичний (максимальний) момент на валу приводного електродвигуна; u – передаточне число приводного механізму; η_n – коефіцієнт корисної дії приводного механізму; ω_0 – синхронна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна; $s_{\text{кр}}$ – критичне ковзання електродвигуна, яке визначається залежністю:

$$s_{кр} = s_n \cdot \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right),$$

де λ – кратність максимального моменту електродвигуна (перевантажувальна здатність двигуна); s_n – номінальне ковзання електродвигуна, що визначається наступним виразом:

$$s_n = 1 - \frac{\omega_n}{\omega_0}.$$

Тут ω_i – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \phi_1} &= 0; & \frac{\partial T}{\partial \phi_2} &= m_B \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2}; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} &= J_{п1} \cdot \dot{\phi}_1; & \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\phi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} &= J_{п1} \cdot \ddot{\phi}_1; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} &= \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + 2 \cdot m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \end{aligned} \quad (22)$$

Після підстановки виразів (18), (20), (21), (11) та (14) в систему рівнянь (17) отримаємо:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\phi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{кр}}{s_{кр}} \cdot \frac{1}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\phi_1 - \phi_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2 = \\ = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \times \\ \times \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta). \end{cases} \quad (23)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2 м$; $l = 0,8 м$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{01} = F_{02} = 7962 Н$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними

роликами радіусом $R = 0,11\text{м}$ будівельної суміші 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 – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\text{кПа}$; $R_{01} = R_{02} = 9740\text{Н}$; $m_{\text{ш}} = 64\text{кг}$; $m'_B = 1000\text{кг}$; $f_{\text{нр}} = 0,008$; $D = 0,22\text{м}$; $d = 0,046\text{м}$; $a = 0,27\text{м}$; $b = 0,37\text{м}$; $p = 0,52\text{м}$; $e = 0,21\text{м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_B = 1032\text{кг}$; $G = 10124,9\text{Н}$ за виразами (11)-(14) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 та N_2 (рис. 4), зусилля в шатуні F (рис. 5) та моменту сил опору $M_{\text{н2}}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипа.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [13]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А132S6У3** [14] з параметрами: $\omega_o = 104,72\text{рад/с}$, $\omega_{\text{н}} = 101,05\text{рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 87,16\text{рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,04\text{кг}\cdot\text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_{\text{н}} = 97,97\text{Н}\cdot\text{м}$ – пусковий момент; $M_{\text{н}} = 54,43\text{Н}\cdot\text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{кр}} = 136,075\text{Н}\cdot\text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_{\text{н}}} = 2,5$ – відношення критичного моменту до номінального.

Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [15] з номінальним моментом, що передається, $M_{\text{мно}} = 500\text{Н}\cdot\text{м}$ і моментом інерції $I_{\text{м}} = 0,32\text{кг}\cdot\text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $I_{\text{ред}} = 0,036\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

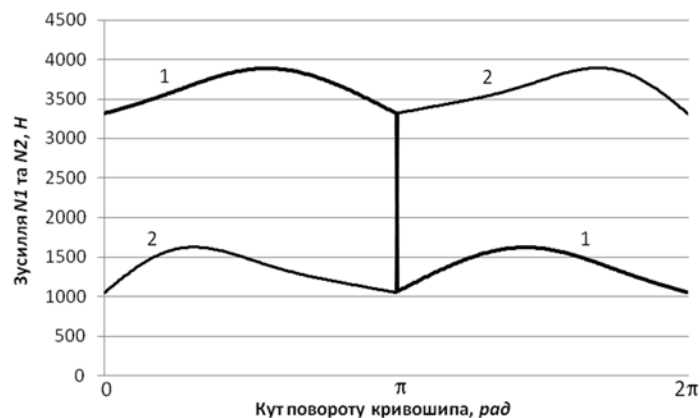


Рисунок 4 – Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_1 (1) та N_2 (2) в залежності від кута повороту кривошипа



Рисунок 5 – Графік зміни зусилля в шатуні F в залежності від кута повороту кривошипа



Рисунок 6 – Графік зміни моменту сил опору $M_{п2}$ в залежності від кута повороту кривошипа

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка визначаються з виразу функції зміни координати візка (рис. 3) [5, 8]:

$$x_B = r \cdot \cos \phi_2 + l \cdot \cos \beta. \quad (24)$$

З рівності (15) можна отримати:

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \rightarrow \cos \beta = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (25)$$

Вираз $\cos \beta$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^4 - \dots \quad (26)$$

Відношення r/l для роликових формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряд (26) досить швидко сходиться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени ряду (26). Тоді залежність (24) буде мати вигляд:

$$x_B = r \cdot \cos \phi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \phi_2 \right)^2 \right] \quad (27)$$

Значення першої та другої передаточних функцій формувального візка матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} = -r \cdot \left(\sin \phi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\phi_2 \right) \quad (28)$$

$$\frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \phi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\phi_2 \right). \quad (29)$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, становить $c = 70000 \text{ H/M}$. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаженні у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пуско-гальмівних режимах

руху формувальних візків систему рівнянь (23) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\left\{ \begin{aligned} J_{n1} \cdot \ddot{\phi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\phi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - \\ &- c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_B \cdot \left(\frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + m_B \cdot \frac{\partial x_B}{\partial \phi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_B}{\partial \phi_2^2} \cdot \dot{\phi}_2^2 &= \\ c \cdot (\phi_1 - \phi_2) + k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - \frac{1}{\cos \beta - f_{np} \cdot \sin \beta} \times \\ \times \left[(R_{01} + R_{02} - G) \cdot f_{np} + F_{01} + F_{02} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta). \end{aligned} \right. \quad (30)$$

Розв'язавши систему рівнянь (30) визначено та побудовано графічну залежність зміни максимального $M_{\text{муф max}}$ (рис. 7) та середньоквадратичного $\tilde{M}_{\text{муф}}$ (рис. 8) моментів у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації. Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 5000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ відбувається зменшення максимального та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ іде різка зміна, а потім іде їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки.

Виходячи із системи рівнянь (30) розраховано та побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ (рис. 9) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф min}} = -1450 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф max}} = 2530 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При значенні

коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф} \min} = -680 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф} \max} = 1440 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

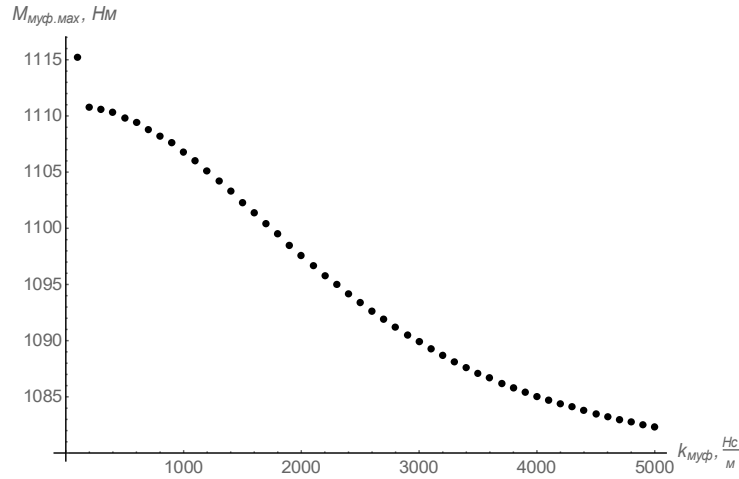


Рисунок 7 – Графік зміни максимального моменту $M_{\text{муф} \max}$ у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації

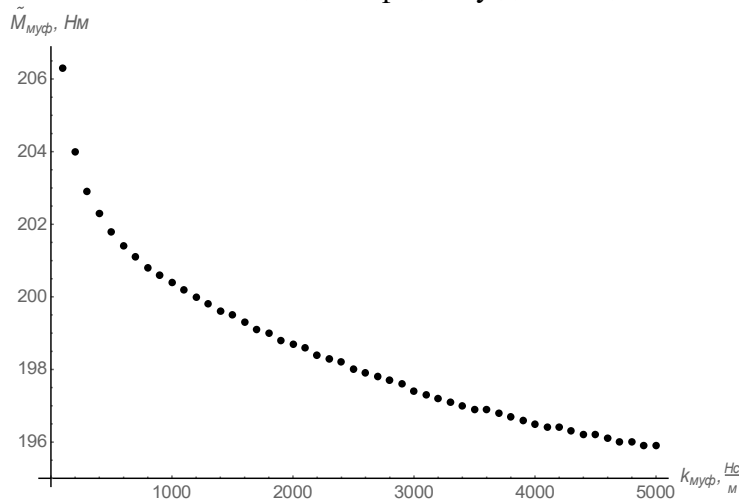


Рисунок 8 – Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\text{муф}}$ у муфті в залежності від коефіцієнту дисипації

На рис. 10 наведено графічні залежності $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (сірий колір) та

$k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 4000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ їх амплітуда по осі абсцис та по осі ординат має більше значення ніж при $k = 1000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$.

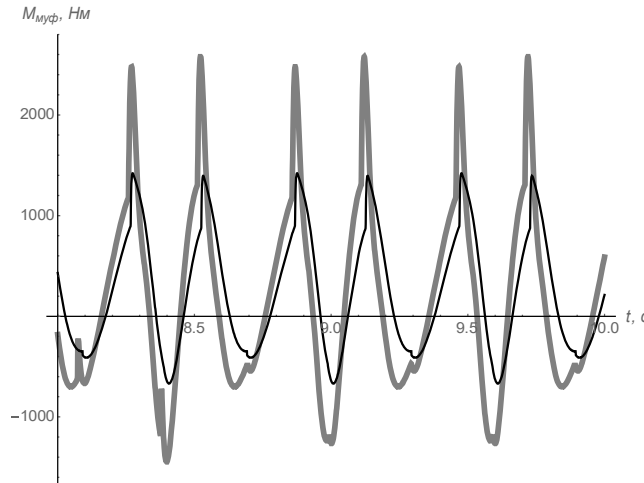


Рисунок 9 – Графік зміни моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу

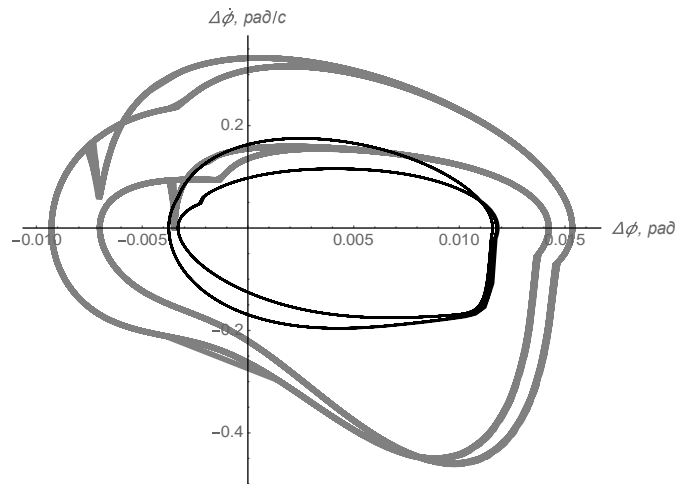


Рисунок 10 – Графічна залежність $((\phi_1 - \phi_2), (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2))$

Висновки. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликів формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипа для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із врахуванням жорсткості та дисипації

привідного механізму. Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипа, при якому спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації.

Для роликової формувальної установки з кривошипно-шатунним привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах

від $k = 4000 \frac{H \cdot c}{M}$ до $k = 5000 \frac{H \cdot c}{M}$. Більше значення коефіцієнта

дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. / В.М. Гарнець. – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Гарнець В.М. Бетоноформульні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. / В.М. Гарнець, С.В. Зайченко, Ю.В. Човнюк, В.О. Шаленко, Я.С. Приходько. – К.: Інтерсервіс, 2015. – 238 с.
3. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов. / В.Н. Кузин. – Автореф. дис... канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
4. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
5. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
6. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільськогосподарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.

7. 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.

8. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роlikових формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.

9. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роlikової формувальної установки. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Науково-технічний журнал «Теорія і практика будівництва». – № 3. –2007. – С. 19-23.

10. Ловейкін В.С. Дослідження динамічних навантажень в елементах роlikових формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference “Vznik moderni vedecke – 2012”. – Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P. 20-25.

11. Ловейкін В.С. Дослідження навантажень в елементах роlikової формувальної установки з врівноваженим приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник „Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні”. НУ «Львівська політехніка», 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.

12. Ловейкин В.С., Почка К.И. Анализ динамического уравновешивания приводов машин роlikового формования. / MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – Lublin-Rzeszow, 2016. – Vol. 18, No 3. – P. 41-52.

13. Ловейкін В.С. Аналіз нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-шатунним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка, Д.А. Паламарчук // Строительство. Материаловедение. Машиностроение.// Сб. научных трудов № 33 «Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование». – Днепропетровск: ПГСА, 2005 г. – С. 157-169.

14. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессоров МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов). – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.

15. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие для техникумов. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.