

¹ В. С. Ловейкін, д-р техн. наук

² К. І. Почка, канд. техн. наук

¹ Ю. О. Ромасевич, д-р техн. наук

¹ Національний університет біоресурсів і природокористування України, м. Київ, Україна

e-mail: lovvs@ukr.net

romasevichyuriy@ukr.net

² Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

e-mail: shanovniy@ukr.net

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

УДК 693.546

ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З УРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ

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

Постановка проблеми

В установках роликівного формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1–14]. Незважаючи на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликівним методом [1–4], дотепер 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 і публікацій

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликівного формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1–4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючих динамічних навантажень та режимів руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може призвести до передчасного виходу установки з ладу [1–6]. Тому актуальною є задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [15–19] визначались навантаження в елементах роликівних формувальних установок, однак при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації приводного механізму.

Мета роботи

Метою даної роботи є визначення навантажень в елементах роликівно-формувної установки з енергетично врівноваженим приводом із урахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму.

Постановка задачі дослідження

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликівного формування запропоновано конструкцію роликівно-формувної установки [20, 21] для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. Вона складається з трьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного вала, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу. До його складу входять три кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. На рис. 1 наведено роликівно-формувальну уста-

новку з енергетично врівноваженим приводом. Кожний з формувальних візків 8, 11, 15 (рис. 1, а) змонтовані на порталі 14 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 9 над порожниною форми 10. Формувальний візок 11 складається з подавального бункера 12 та з співвісних секцій укочувальних роликів 13. Таку ж конструкцію мають й інші два візки. Візки 8, 11, 15 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді трьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 2, 3, 5 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 4 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Шатуни 1, 6, 7 шарнірно з'єднані з формувальними візками 8, 11, 15, а іншими кінцями – з кривошипами 2, 3, 5. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1, б зображено кінематичну схему роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На цій кінематичній схемі r – радіус кривошипів 2, 3, 5; l – довжина шатунів 1, 6, 7; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів 3 та 5, 2 та 3 і 2 та 5 між собою; x_{B_1} , x_{B_2} та x_{B_3} – координати центрів мас візків 11, 8 та 15 відповідно; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, що визначають положення шатунів 7, 6 та 1 відносно горизонталі.

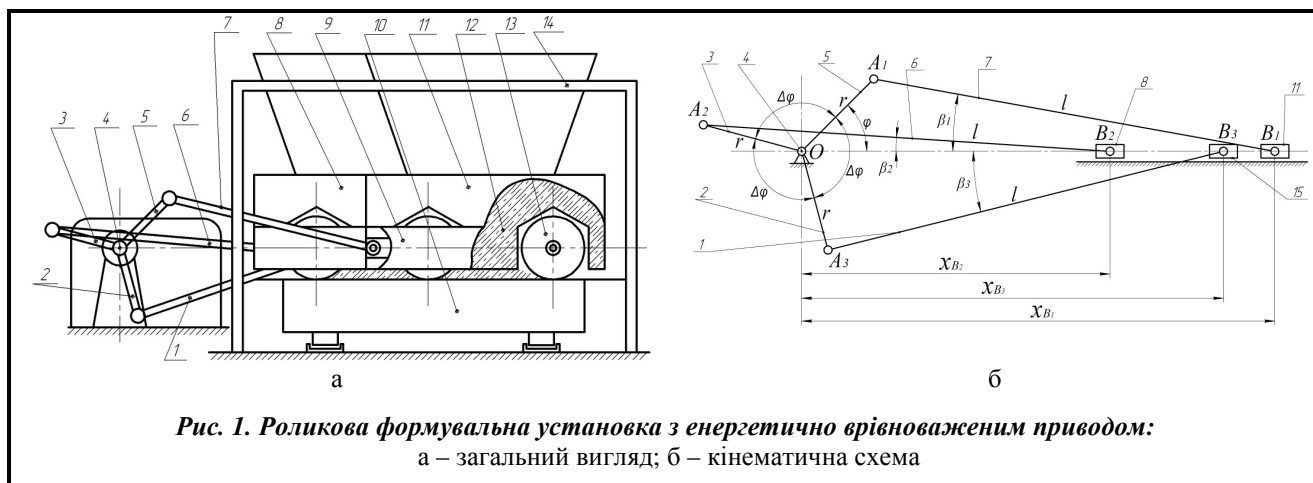


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом:
а – загальний вигляд; б – кінематична схема

Під час роботи роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипів виникають значні динамічні навантаження, які призводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу.

Для дослідження цих навантажень використаємо двомасову динамічну модель роликів формувальної установки (рис. 2). В цій моделі прийняті такі позначення: $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту кривошипів; $M_{п2}$ – момент від сил опору переміщення формувальних візків з укочувальними роликами, зведений до осі повороту кривошипів; $J_{п1}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; $J_{п2}$ – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; c – жорсткість приводного механізму, зведена до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас $J_{п1}$ та $J_{п2}$ відповідно.

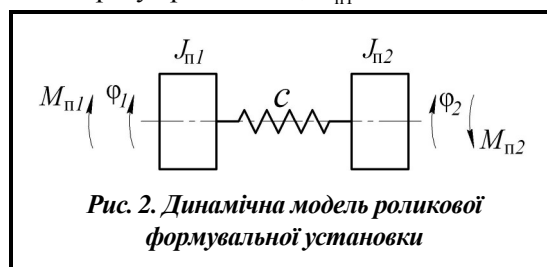


Рис. 2. Динамічна модель роликів формувальної установки

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити такою 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 валу двигуна; u – передаточне число редуктора.

Зведений момент інерції J_{n2} визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. При цьому масу шатунів 7, 6 та 1 $m_{ш}$ порівну розділимо в точках A_1 і B_1 , A_2 і B_2 та A_3 і B_3 . Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю

$$J_k = 3 \cdot J'_k + 3 \cdot \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 = 3 \cdot \left(J'_k + \frac{m_{ш}}{2} \cdot r^2 \right), \quad (2)$$

а маси візків матимуть вигляд

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{ш}}{2}; \quad m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_{ш}}{2}. \quad (3)$$

У виразах (3) $m_{ш}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} – маса формувальних візків 11, 8 та 15 відповідно (рис. 1, б); J'_k – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипу; J_k – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} – маса візків 11, 8 та 15 з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції J_{n2} визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками T_p (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) T_m , тобто $T_p = T_m$.

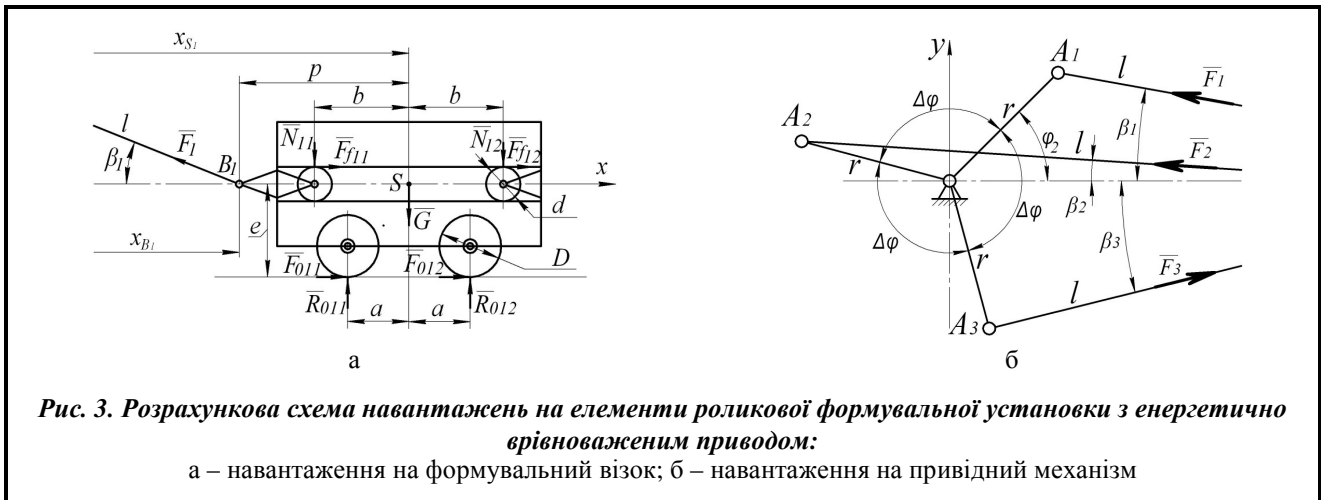


Рис. 3. Розрахункова схема навантажень на елементи роликвої формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом:

а – навантаження на формувальний візок; б – навантаження на привідний механізм

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_3} \cdot \dot{x}_{S_3}^2, \quad (4)$$

де \dot{x}_{S_1} , \dot{x}_{S_2} , \dot{x}_{S_3} – швидкості центрів мас першого, другого та третього формувальних візків відповідно.

Оскільки всі три візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$ та $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 та B_3 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B_3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}. \quad (5)$$

Тоді із урахуванням (5) залежність (4) буде мати вигляд

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right]. \quad (6)$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

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

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{п2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо

$$J_{п2} = J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{п2}$ скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F_1 , F_2 та F_3 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого та третього візків відносно горизонталі; для першого формувального візка F_{011} , F_{012} – горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ – сили тертя напрямних роликів напрямними руху формувального візка; f_{np} – зведений коефіцієнт тертя напрямних роликів напрямними 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 другого та третього формувальних візків силові параметри F_{021} , F_{022} , F_{031} , F_{032} , R_{021} , R_{022} , R_{031} , R_{032} , N_{21} , N_{22} , N_{31} , N_{32} , F_{f21} , F_{f22} , F_{f31} , F_{f32} , f_{np} , G та геометричні характеристики a , b , p , e , D , d , l будуть ідентичними.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} та N_{32} , а також зусиль в шатунах F_1 , F_2 та F_3 розглянемо статичну рівновагу першого, другого та третього формувальних візків. Спроектуємо всі сили, що діють на кожний з візків на координатні осі x і y , та складемо суму моментів цих сил відносно точок B_1 , B_2 та B_3 (рис. 3), в результаті чого отримаємо

для першого формувального візка

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + N_{11} \cdot f_{np} + N_{12} \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{11} - N_{12} - G + R_{011} + R_{012} = 0; \\ \sum M_{B_1} = -N_{11} \cdot (p - b) - N_{12} \cdot (p + b) - G \cdot p - (N_{11} + N_{12}) \cdot f_{np} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{011} + F_{012}) \cdot e + R_{011} \cdot (p - a) + R_{012} \cdot (p + a) = 0. \end{cases} \quad (10)$$

для другого формувального візка

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + N_{21} \cdot f_{\text{нп}} + N_{22} \cdot f_{\text{нп}} + F_{021} + F_{022} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{21} - N_{22} - G + R_{021} + R_{022} = 0; \\ \sum M_{B_2} = -N_{21} \cdot (p - b) - N_{22} \cdot (p + b) - G \cdot p - (N_{21} + N_{22}) \cdot f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{021} + F_{022}) \cdot e + R_{021} \cdot (p - a) + R_{022} \cdot (p + a) = 0. \end{cases} \quad (11)$$

для третього формувального візка

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + N_{31} \cdot f_{\text{нп}} + N_{32} \cdot f_{\text{нп}} + F_{031} + F_{032} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{31} - N_{32} - G + R_{031} + R_{032} = 0; \\ \sum M_{B_3} = -N_{31} \cdot (p - b) - N_{32} \cdot (p + b) - G \cdot p - (N_{31} + N_{32}) \cdot f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2} + \\ \quad + (F_{031} + F_{032}) \cdot e + R_{031} \cdot (p - a) + R_{032} \cdot (p + a) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Розв'язавши системи рівнянь (10)–(12), знаходимо

$$F_1 = \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{нп}} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{нп}} + F_{011} + F_{012}]; \quad (13)$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{нп}} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{нп}} + F_{021} + F_{022}]; \quad (14)$$

$$F_3 = \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{\text{нп}} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{\text{нп}} + F_{031} + F_{032}]; \quad (15)$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \begin{bmatrix} R_{011} \cdot \left(b - a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + R_{012} \cdot \left(b + a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + F_1 \cdot \sin \beta_1 \cdot \left(b - p - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) \end{bmatrix}; \quad (16)$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \begin{bmatrix} R_{021} \cdot \left(b - a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + R_{022} \cdot \left(b + a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + F_2 \cdot \sin \beta_2 \cdot \left(b - p - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) \end{bmatrix}; \quad (17)$$

$$N_{32} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \begin{bmatrix} R_{031} \cdot \left(b - a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + R_{032} \cdot \left(b + a - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) - \\ - G \cdot \left(b - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) + F_3 \cdot \sin \beta_3 \cdot \left(b - p - f_{\text{нп}} \cdot \frac{d}{2}\right) \end{bmatrix}; \quad (18)$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin \beta_1 - N_{12} - G; \quad (19)$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin \beta_2 - N_{22} - G; \quad (20)$$

$$N_{31} = R_{031} + R_{032} + F_3 \cdot \sin \beta_3 - N_{32} - G. \quad (21)$$

На основі залежностей (13)–(15) знайдемо моменти сил опору M_{01} , M_{02} і M_{03} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору $M_{\text{н2}}$, зведений до осі повороту кривошипів

$$M_{01} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (22)$$

$$M_{02} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (23)$$

$$M_{03} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3); \quad (24)$$

$$M_{n2} = M_{01} + M_{02} + M_{03} = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) + F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \quad (25)$$

Величина кутів β_1 , β_2 та β_3 може бути визначена зі співвідношень

$$r \cdot \sin \varphi_2 = l \cdot \sin \beta_1; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_3. \quad (26)$$

Звідси

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right); \quad \beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi)\right). \quad (27)$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, складемо диференціальні рівняння руху роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом, поданої двомасовою динамічною моделлю

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} &= Q_{\varphi_1} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_1}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= Q_{\varphi_2} - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi_2}, \end{aligned} \quad (28)$$

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

$$\Pi = \frac{1}{2} \cdot c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (29)$$

Кінетична енергія системи із урахуванням виразу (9) виражається залежністю

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_k + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (30)$$

Узагальнені сили мають вигляд

$$Q_{\varphi_1} = M_{n1}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{n2}, \quad (31)$$

де M_{n1} – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса

$$M_{n1} = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}}. \quad (32)$$

Тут $M_{кр}$ – 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; $s_{кр}$ – 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_H – номінальне ковзання електродвигуна, що визначається так:

$$s_H = 1 - \frac{\omega_H}{\omega_0}.$$

Тут ω_H – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи (30), отримаємо

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} &= \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{п1} \cdot \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} &= J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]. \end{aligned} \quad (33)$$

Після підстановки виразів (29), (31)–(33), (13)–(15) та (25) в систему рівнянь (28) маємо

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_{п}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{кр}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \left[J_{\kappa} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{п1} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{п1} + F_{011} + F_{012}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{п2} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{п2} + F_{021} + F_{022}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{п3} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{п3} + F_{031} + F_{032}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{cases} \quad (34)$$

Результати розв'язання

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2$ м ; $l = 0,8$ м ; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = 7962$ Н під час процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11$ м будівельної суміші з такими характеристиками: висота виробу $h_0 = 0,22$ м ; ширина $B = 1,164$ м ; тип суміші, що ущільнюється, – дрібнозерниста; 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 $p = 625$ кПа ; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = 9740$ Н ; $m_{\text{ш}} = 64$ кг ;

$m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = 1000$ кг; $f_{np} = 0,008$; $D = 0,22$ м; $d = 0,046$ м; $a = 0,27$ м; $b = 0,37$ м; $p = 0,52$ м; $e = 0,21$ м; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = 1032$ кг; $G = 10124,9$ Н за виразами (13)–(25) із урахуванням (27) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} і N_{32} (рис. 4), зусилля в шатунах F_1 , F_2 і F_3 (рис. 5) та моментів сил опору M_{01} , M_{02} , M_{03} та M_{dr2} (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипів.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [22, 23]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А160М6У3 [24] з такими параметрами: $\omega_o = 104,72$ рад/с, $\omega_n = 102,1$ рад/с, $\omega_{кр} = 94,95$ рад/с – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,183$ кг·м² – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3$ Н·м – пусковий момент; $M_H = 146,915$ Н·м – номінальний момент; $M_{кр} = 293,83$ Н·м – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{кр}}{M_H} = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_H = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [25] з номінальним моментом, що передається, $M_{ном} = 500$ Н·м і моментом інерції $J_M = 0,32$ кг·м² та редуктор Ц2-400 [25] з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,046$ кг·м².

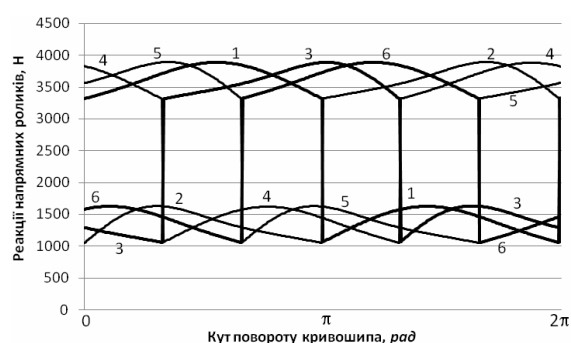


Рис. 4. Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} (1), N_{12} (2), N_{21} (3), N_{22} (4), N_{31} (5) та N_{32} (6) в залежності від кута повороту кривошипів



Рис. 5. Графік зміни зусилля в шатунах F_1 (1), F_2 (2), F_3 (3) в залежності від кута повороту кривошипів

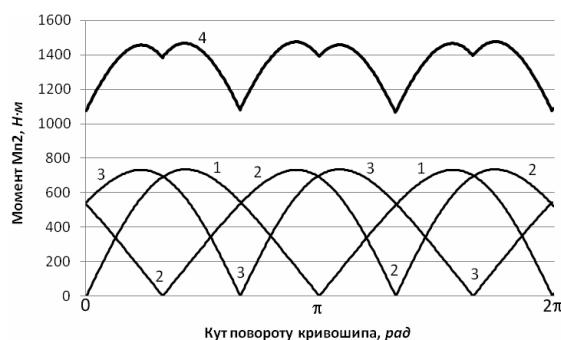


Рис. 6. Графік зміни моментів сил опору M_{res1} (1), M_{res2} (2), M_{res3} (3) та M_{dr2} (4) в залежності від кута повороту кривошипів

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого та третього формувальних візків відповідно (рис. 1, б) [5, 15, 22, 23]

$$x_{B_1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \cos \beta_1; \quad (35)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos\beta_2; \quad (36)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \cos\beta_3. \quad (37)$$

З рівностей (26) можна отримати

$$\sin\beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \rightarrow \cos\beta_1 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (38)$$

$$\sin\beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \rightarrow \cos\beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \quad (39)$$

$$\sin\beta_3 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \rightarrow \cos\beta_3 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (40)$$

Вирази $\cos\beta_1$, $\cos\beta_2$ та $\cos\beta_3$ у виразах (38)–(40) можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^4 - \dots; \quad (41)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^4 - \dots; \quad (42)$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^4 - \dots \quad (43)$$

Відношення $\frac{r}{l}$ для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $\frac{1}{3}$, і ряди (41)–(43) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (41)–(43). Тоді залежності (35)–(37) матимуть вигляд

$$x_{B_1} = r \cdot \cos\varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^2 \right]; \quad (44)$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]; \quad (45)$$

$$x_{B_3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right)^2 \right]. \quad (46)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх трьох формувальних візків визначаються із виразів (44)–(46) такими залежностями:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right];$$

$$\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) \right].$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів установки з енергетично врівноваженим приводом із наведеними вище параметрами, становить $c = 150000 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [26, 27]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації під час пускогальмівних режимів руху формувальних візків систему рівнянь (34) було доповнено величиною дисипації приводу k

$$\left\{ \begin{aligned} J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0 + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] &= \\ = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{п}} \cdot \sin \beta_1} \cdot [(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{п}} + F_{011} + F_{012}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{п}} \cdot \sin \beta_2} \cdot [(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{п}} + F_{021} + F_{022}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{\text{п}} \cdot \sin \beta_3} \cdot [(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{\text{п}} + F_{031} + F_{032}] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \right. \quad (49)$$

Розв'язавши систему рівнянь (49) із урахуванням виразів (2), (27), (47) та (48), 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 коефіцієнта дисипації. Аналіз графіків показує, що при всіх значеннях коефіцієнта дисипації в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 15000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ відбувається зменшення максимального

та середньоквадратичного моментів, однак в межах від $k = 100 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ до $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$ це різка зміна, а потім – їхня плавна стабілізація, яка майже не впливає на зміну динаміки руху установки.

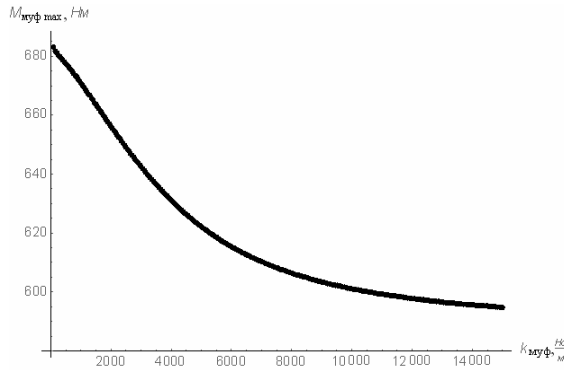


Рис. 7. Графік зміни максимального моменту $M_{\mu\phi \max}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

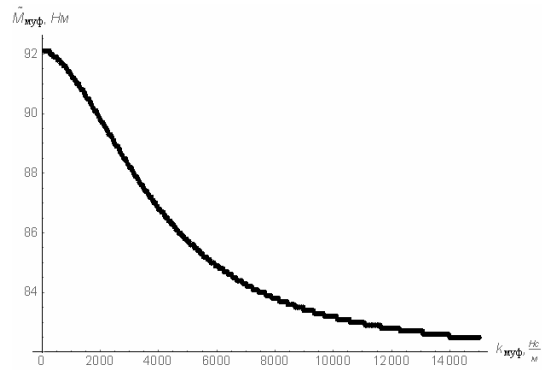


Рис. 8. Графік зміни середньоквадратичного моменту $\tilde{M}_{\mu\phi}$ у муфті в залежності від коефіцієнта дисипації

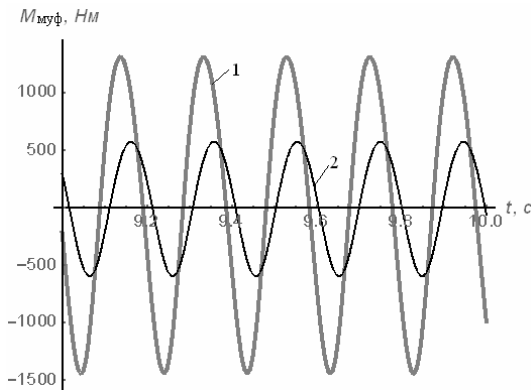


Рис. 9. Графік зміни моменту у муфті $M_{\mu\phi}$ в залежності від часу

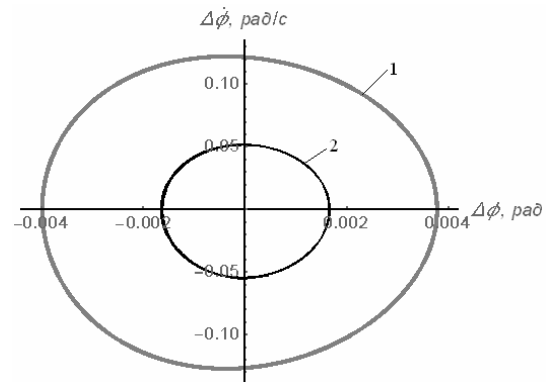


Рис. 10. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

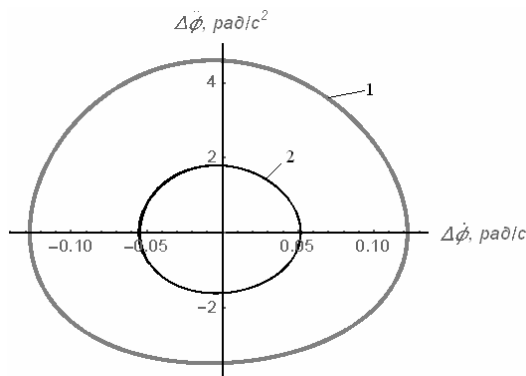


Рис. 11. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

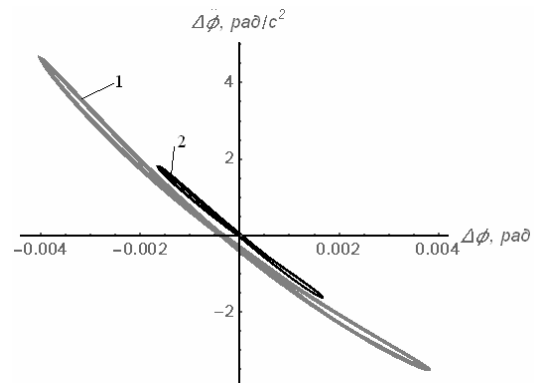


Рис. 12. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

Виходячи із системи рівнянь (49) розраховано та побудовано графіки зміни моменту у муфті $M_{\mu\phi}$ (рис. 9) на ділянці усталеного руху в залежності від часу за значень коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{М}}$

(позиція 1) та $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (позиція 2). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -1450 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф}} \max = 1330 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф}} \min = -600 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф}} \max = 580 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

На рис. 10–12 наведено графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$, $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (позиція 1) та $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ (позиція 2) відповідно. Аналіз цих графіків показує їхній однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ їхня амплітуда по осях абсцис та ординат має більше значення, ніж при $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням жорсткості та дисипації привідного механізму.

2. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, за якого спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму.

3. Проаналізовано залежність крутного моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації.

4. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах від $k = 8000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$ до $k = 10000 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}}$. Збільшення значення коефіцієнта дисипації не значно впливатиме на динаміку установки, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму.

5. 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. К.: Будівельник, 1991. 144 с.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії. К.: Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук / Моск. инж.-строит.ин-т. М., 1981.
4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук / Киев. инж.-строит. ин-т. Киев, 1986.
5. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г машин*: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465–474.

7. Назаренко І. І., Смірнов В. М., Пелевін Л. Є., Фомін А. В., Свідерський А. Т., Костенюк О. О., Ручинський М. М., Дедов О. П., Гаркавенко О. М., Мартинюк І. Ю. Основи теорії руху землерийних і ущільнювальних машин будівництва з керованими у часі оптимальними параметрами. К.: МП Леся, 2013. 188 с.
8. Zaichenko S., Shalenko V., Shevchuk N., Vapnichna V. Development of a geomechanic complex for geotechnical monitoring contour mine groove. *Eastern-European J. Enterprise Technologies*. 2017. Vol. 3/9 (87). P. 19–25. DOI: 10.155/1729-4061.2017.102067.
9. Гарнець В. М., Човнюк Ю. В., Зайченко С. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Теорія і практика створення бетоноформульних агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2014. Вип. 83. С. 49–54.
10. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Приходько Я. С., Шаленко В. О. Розробка науково-практичних рекомендацій по створенню бетоноформульних агрегатів (БФА). *Гірн., буд., дор. та меліор машини*. 2012. Вип. 79. С. 46–52.
11. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Енергетичний аналіз процесу роликового ущільнення. *Енергетика: Економіка, технологія, екологія*. 2012. № 1 (30). С. 77–83.
12. Зайченко С. В., Шевчук С. П., Гарнець В. М. Тривимірне моделювання процесу роликового ущільнення стовбурного кріплення. *Гірн., буд., дор. та меліор. машини*. 2012. Вип. 79. С. 40–45.
13. Приходько Я. С., Гарнець В. М. Взаємоузгодженість роботи механізмів при ролико-екструзійному формуванні багатопустотних виробів. *Галузеве машинобуд., буд-во*. 2012. № 1 (31). С. 305–310.
14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формульної установки з рекуперативним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127–134.
15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликових формульних установок. *Зб. наук. пр. Укр. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2008. Вип. 88. С. 15–20.
16. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликової формульної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19–23.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликових формульних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference– Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o. – P.* 20–25.
18. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликової формульної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробн. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73–79.
19. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводов машин роликового формування. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41–52.
20. Установка для формування виробів з бетонних сумішей: пат. 50032 Україна МПК В28В 13/00: № u 200911443; заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010.
21. Ловейкін В. С., Почка К. І. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формульної установки. *Техніка буд-ва*. 2014. № 32. С. 25–32.
22. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликової формульної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2010. № 4 (60). С. 20–29.
23. Ловейкін В. С., Ковбаса В. П., Почка К. І. Динамічний аналіз роликової формульної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. Сер. техніка та енергетика АПК*. 2010. Вип. 144. Ч. 5. С. 338–344.
24. Электротехнический справочник. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. М: Энергоатомиздат, 1986. 712 с.
25. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. М.: Высш. шк., 1991. 432 с.
26. Дегтярев Ю. И. Методы оптимизации. М.: Сов. радио, 1980. 272 с.
27. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 352 с.

Надійшла до редакції 11.05.18