

АНАЛІЗ ВПЛИВУ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ

*К. І. Почка, доктор технічних наук, професор
ORCID: 0000-0002-0355-002X*

Київський національний університет будівництва і архітектури

Анотація. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом розраховано навантаження в елементах її конструкції та приводу, отримано залежності для визначення зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків, та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипів. При дослідженні навантажень використано двомасову динамічну модель роликової формувальної установки, в якій враховано силові та інерційні характеристики привідного двигуна і кожного з формувальних візків, жорсткість привідного механізму та його дисипація. Визначено функцію зміни необхідного крутного моменту на привідному валу кривошипів для забезпечення процесу ущільнення виробів з будівельних сумішей із урахуванням дисипації привідного механізму. За середнім значенням моменту сил опору за цикл повороту кривошипів визначено номінальну розрахункову потужність, за якою вибрано електродвигун, підібрано з'єднувальні муфти та редуктор. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом, представленій двомасовою динамічною моделлю, складено диференціальні рівняння руху. В результаті числового експерименту 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. Встановлено залежність моменту у муфті приводу від величини коефіцієнта дисипації та визначено рекомендовану величину коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом. Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом.

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

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 [1-9]. 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 публікацій по темі дослідження. 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 [10-14] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, одна при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації приводного механізму. При визначенні навантажень в елементах роликових формувальних установок [10-14] не було прослідковано вплив кута зміщення кривошипів на динаміку установки.

Мета даної роботи полягає у визначенні навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом із врахуванням жорсткості та ко-

ефіцієнта дисипації передавального механізму та дослідження впливу кута зміщення кривошипів на динаміку установки.

Виклад основного матеріалу дослідження.

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликової формування запропоновано конструкцію роликової формувальної установки [15, 16] для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії, яка складається з трьох формувальних візків, розташованих паралельно між собою з однієї сторони приводного валу, що приводяться в зворотно-поступальний рух від одного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу та зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$ (рис. 1, а). Кожний з формувальних візків 1, 2 та 3 змонтовані на порталі 11 і здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних 12 над порожниною форми 13. Формувальний візок 1 складається з подавального бункера 14 та з співвісних секцій укочувальних роликів 15. Таку ж конструкцію мають і інші два візка. Візки 1, 2 і 3 з розподільними бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою приводу, виконаного у вигляді трьох кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи 7, 8 та 9 яких жорстко закріплені на одному приводному валу 10 і зміщені між собою на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Шатуни 4, 5 та 6 шарнірно з'єднані з формувальними візками 1, 2 та 3, а іншими кінцями з'єднуються з кривошипами 7, 8 та 9. Така конструкція формувальної установки дозволяє зменшити динамічні навантаження в елементах приводного механізму, зменшити зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищити довговічність установки в цілому. На рис. 1,б зображено кінематичну схему роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 7, 8 та 9; l – довжина шатунів 4, 5 та 6; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення кривошипів 7 і 8, 8 і 9 та 9 і 7 між собою; x_{B_1} , x_{B_2} та x_{B_3} – координати центрів мас візків 1, 2 та 3 відповідно; β_1 , β_2 та β_3 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого, другого та третього візків відносно горизонталі.

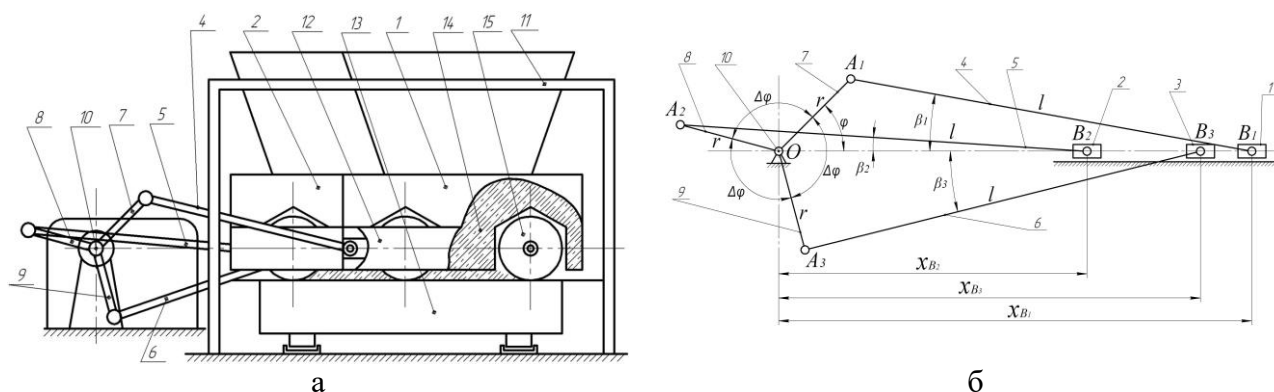


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б)

Під час роботи роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводним механізмом в елементах передавального механізму від електродвигуна до кривошипів виникають значні динамічні навантаження, які приводять до передчасного руйнування елементів конструкції приводу. Для дослідження цих навантажень використовуємо 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 кривошипів; M_{n2} – момент від сил опору переміщення формувальних візків з укочувальними роликками, зведений до осі повороту кривошипів; J_{n1} – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів приводного механізму; J_{n2} – зведе-

ний до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; c – жорсткість привідного механізму, зведена до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас J_{n1} та J_{n2} відповідно.

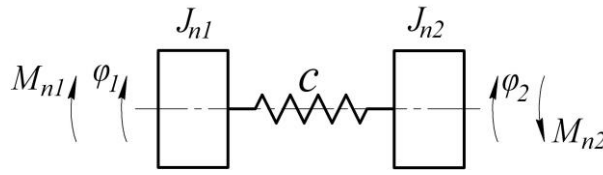


Рис. 2. Динамічна модель роликової формувальної установки

Зведений момент інерції привідного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{n1} = (J_p + J_m) \cdot \delta \cdot u^2, \quad (1)$$

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_{n2} визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів першого, другого та третього візків m_{ui} порівно 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:

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

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B1} = m'_{B1} + \frac{m_{ui}}{2}; \quad m_{B2} = m'_{B2} + \frac{m_{ui}}{2}; \quad m_{B3} = m'_{B3} + \frac{m_{ui}}{2}. \quad (3)$$

Тут m_{ui} – маса кожного із шатунів; m'_{B1} , m'_{B2} , m'_{B3} – маса першого, другого та третього формувальних візків відповідно; J'_k – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_k – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B1} , m_{B2} , m_{B3} – маса першого, другого та третього візків відповідно 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 $T_p = T_m$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_p = \frac{1}{2} \cdot J_k \cdot \dot{\varphi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B1} \cdot \dot{x}_{S1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B2} \cdot \dot{x}_{S2}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B3} \cdot \dot{x}_{S3}^2, \quad (4)$$

де \dot{x}_{S1} , \dot{x}_{S2} , \dot{x}_{S3} – 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 $\dot{x}_{S1} = \dot{x}_{B1}$, $\dot{x}_{S2} = \dot{x}_{B2}$ та $\dot{x}_{S3} = \dot{x}_{B3}$. Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 та B_3 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

$$\dot{x}_{B1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B1}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B2}}{\partial \varphi_2}; \quad \dot{x}_{B3} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B3}}{\partial \varphi_2}. \quad (5)$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

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

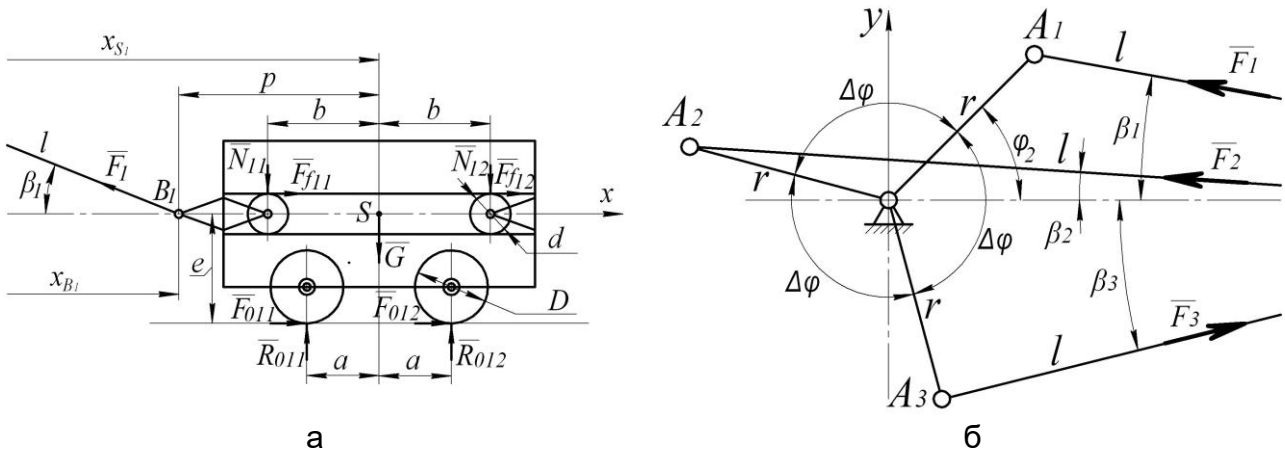


Рис. 3. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на привідний механізм (б) установки з енергетично врівноваженим приводом

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

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

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{n2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{n2} = J_\kappa + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (9)$$

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{n2} скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F_1 , F_2 та F_3 – зусилля в шатунах, необхідні 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 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 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 ідентичні.

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 кожному 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:

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

– для третього формувального візка:

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

Розв'язавши системи рівнянь (10)-(12), знаходимо:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

На основі залежностей (13)-(15) знайдемо моменти сил опору M_{o1} , M_{o2} і M_{o3} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору M_{n2} , зведений до осі повороту кривошипів:

$$M_{o1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (22)$$

$$M_{o2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (23)$$

$$M_{o3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3); \quad (24)$$

$$\begin{aligned} M_{n2} &= M_{o1} + M_{o2} + M_{o3} = \\ &= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) + F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \quad (25)$$

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

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

Звідки:

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

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом, представленій двомасовою динамічною моделлю:

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

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

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

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_k + m_{B1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B1}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B2}}{\partial \varphi_2}\right)^2 + m_{B3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B3}}{\partial \varphi_2}\right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (30)$$

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:

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

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

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

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

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

Тут ω_H – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{n1} \cdot \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_K + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_K + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]. \end{array} \right. \quad (33)$$

Після підстановки виразів (29), (31), (32), (13)-(15) та (25) в систему рівнянь (28) отримаємо:

$$\left\{ \begin{array}{l} J_{n1} \cdot \ddot{\varphi}_1 = \frac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_n}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0} - c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \frac{s_{кр}}{s_{кр}} + \frac{s_{кр}}{1 - \dot{\varphi}_1 \cdot u / \omega_0} \\ \left[J_K + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{np} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{np} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{np} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{np} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta \varphi + \beta_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{np} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{np} + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi + \beta_3). \end{array} \right. \quad (34)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2м$; $l = 0,8м$; горизонтальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = 7962Н$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома уковувальними роликами радіусом $R = 0,1м$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22м$, ширина виробу – $B = 1,164м$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{ущ} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що за-

безпечує $k_{y_{\text{ш}}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625 \text{кПа}$; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = 9740 \text{Н}$; $m_{\text{ш}} = 64 \text{кг}$; $m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = 1000 \text{кг}$; $f_{\text{ш}} = 0,008$; $D = 0,22 \text{м}$; $d = 0,046 \text{м}$; $a = 0,27 \text{м}$; $b = 0,37 \text{м}$; $p = 0,52 \text{м}$; $e = 0,21 \text{м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = 1032 \text{кг}$; $G = 10124,9 \text{Н}$ за виразами (13)-(25) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} , N_{12} , N_{21} , N_{22} , N_{31} і N_{32} (рис. 4), зусиль в шатунах F_1 , F_2 і F_3 (рис. 5) та моментів сил опору M_{o1} , M_{o2} , M_{o3} та M_{n2} (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипів.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [17, 18]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії **4А** основного виконання **4А160М6У3** [19] з параметрами: $\omega_o = 104,72 \text{рад/с}$, $\omega_n = 102,1 \text{рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 94,95 \text{рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,183 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 176,3 \text{Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 146,915 \text{Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{кр}} = 293,83 \text{Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_n} = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_n = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{\text{кр}} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [20] з номінальним моментом, що передається, $M_{\text{м.ном}} = 500 \text{Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $J_{\text{м}} = 0,32 \text{кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор **Ц2-400** з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{\text{ред}} = 0,046 \text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого та третього формувальних візків відповідно (рис. 1, б) [5, 10, 17, 18]:

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

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

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

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 $\cos \beta_3$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

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

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



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

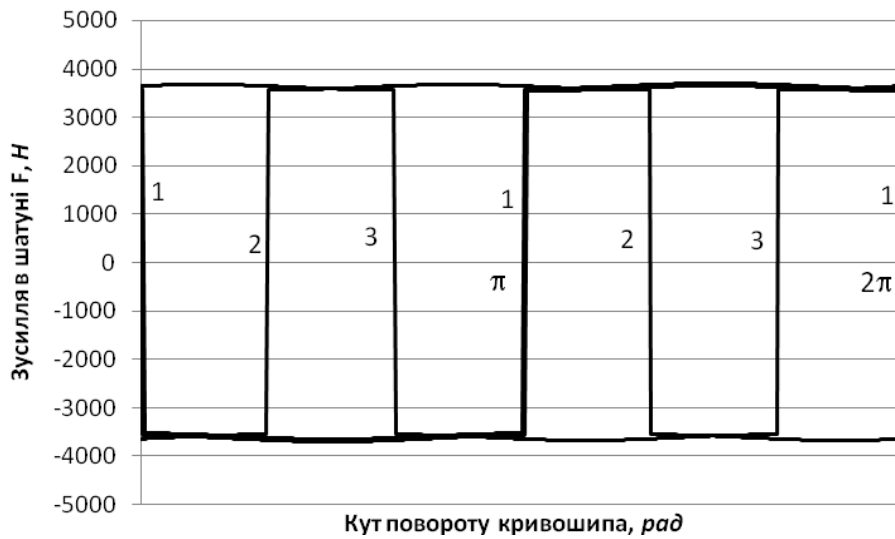


Рис. 5. Графік зміни зусиль в шатунах F_1 (1), F_2 (2) та F_3 (3) в залежності від кута повороту кривошипів

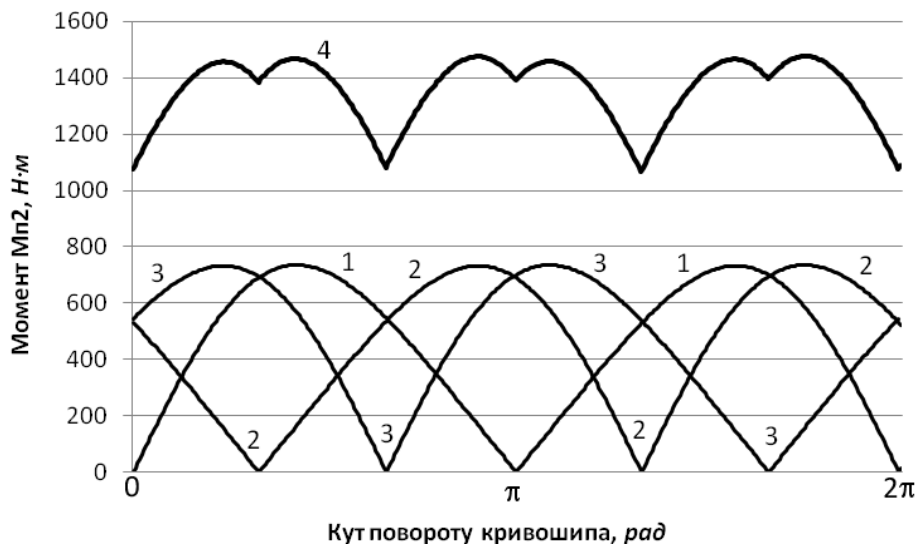


Рис. 6. Графік зміни моментів сил опору M_{i1} (1), M_{i2} (2), M_{i3} (3) та M_{i2} (4) в залежності від кута повороту кривошипів

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

Відношення r/l для роликів формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ 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) будуть мати 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 матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \quad (47)$$

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

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \quad (48)$$

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

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з енергетично зрівноваженим приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 150000 \frac{H}{m}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [21, 22]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роlikової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (34) було доповнено величиною дисипації приводу k :

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

Розв'язавши систему рівнянь (49) визначено та встановлено залежність зміни моменту в муфті в залежності від коефіцієнту дисипації [23]. Аналіз отриманих результатів [23] показує, що для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах від $k = 6000 \frac{H \cdot c}{M}$ до $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$. Більше значення коефіцієнта дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму [23, 24].

Виходячи із системи рівнянь (49) розраховано та побудовано графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{муф}$ (рис. 7) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -648,47 H \cdot m$ до $M_{муф \max} = 618,86 H \cdot m$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{муф} = 1267,33 H \cdot m$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{муф \min} = -594,37 H \cdot m$ до $M_{муф \max} = 586,24 H \cdot m$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{муф} = 1180,61 H \cdot m$.

На рис. 8-10 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 $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер

зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0078 \text{ рад}$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,2495 \text{ рад/с}$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 8,1022 \text{ рад/с}^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0039 \text{ рад}$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,1274 \text{ рад/с}$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 4,1036 \text{ рад/с}^2$ відповідно.

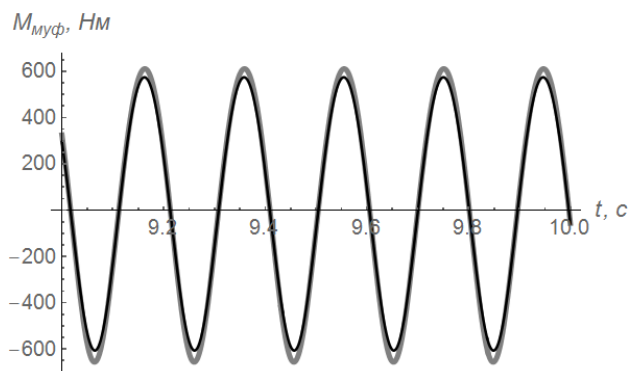


Рис. 7. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу

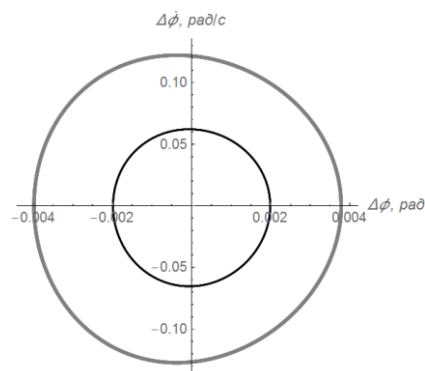


Рис. 8. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$

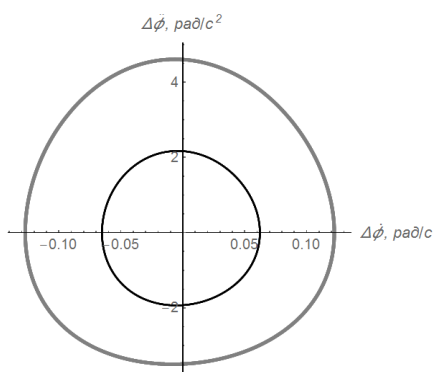


Рис. 9. Графічна залежність $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

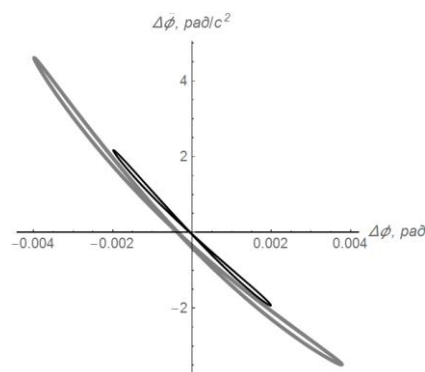


Рис. 10. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликівій формувальній установці з енергетично врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 120^\circ$. Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 120^\circ$ з кроком 10° при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ та $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$. Результати розрахунків наведено в табл. 1. Також наведено графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті (рис. 11), графічних залежностей $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ (рис. 12), $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 13) та $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ (рис. 14) для значень коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ (чорний колір) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$.

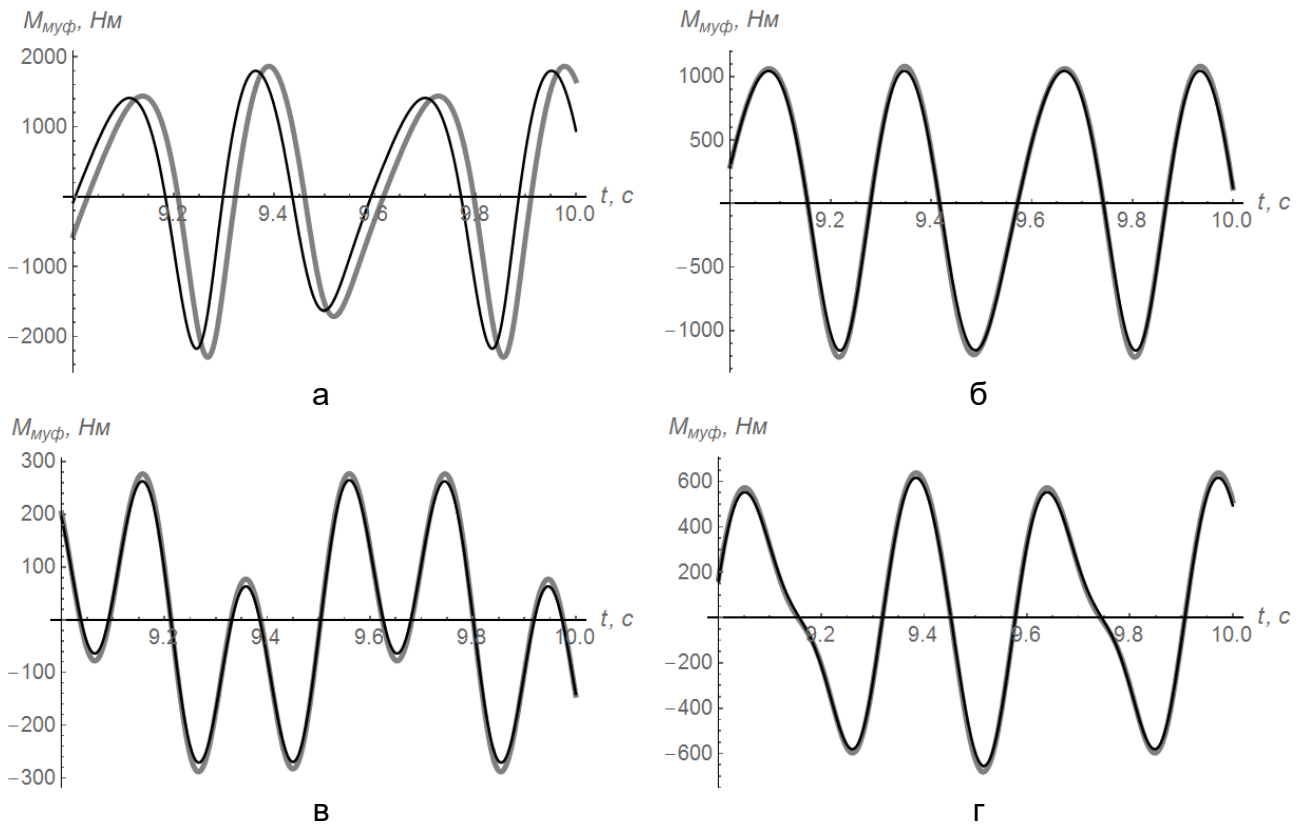


Рис. 11. Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{муф}$ в залежності від часу при різних значеннях кута зміщення кривошипів:

а – $\Delta\varphi = 0^{\circ}$; б – $\Delta\varphi = 30^{\circ}$; в – $\Delta\varphi = 60^{\circ}$; г – $\Delta\varphi = 90^{\circ}$

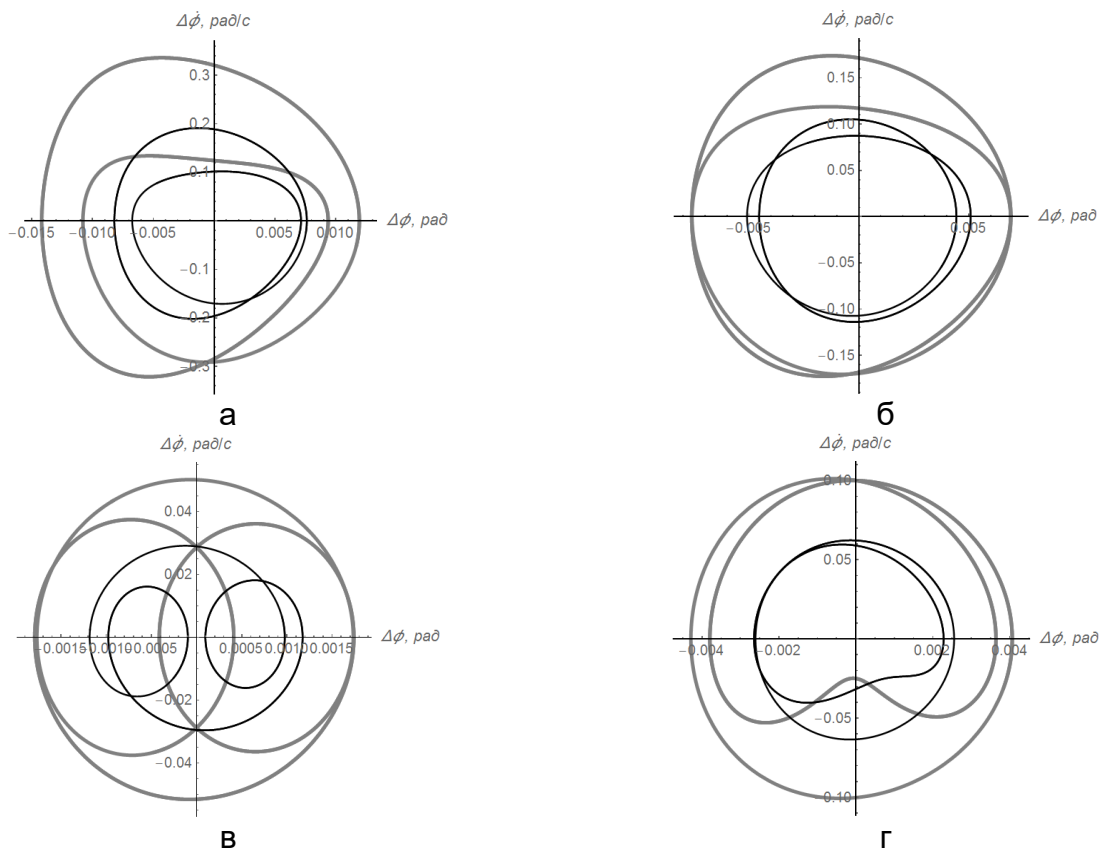


Рис. 12. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^{\circ}$; б – $\Delta\varphi = 30^{\circ}$; в – $\Delta\varphi = 60^{\circ}$; г – $\Delta\varphi = 90^{\circ}$

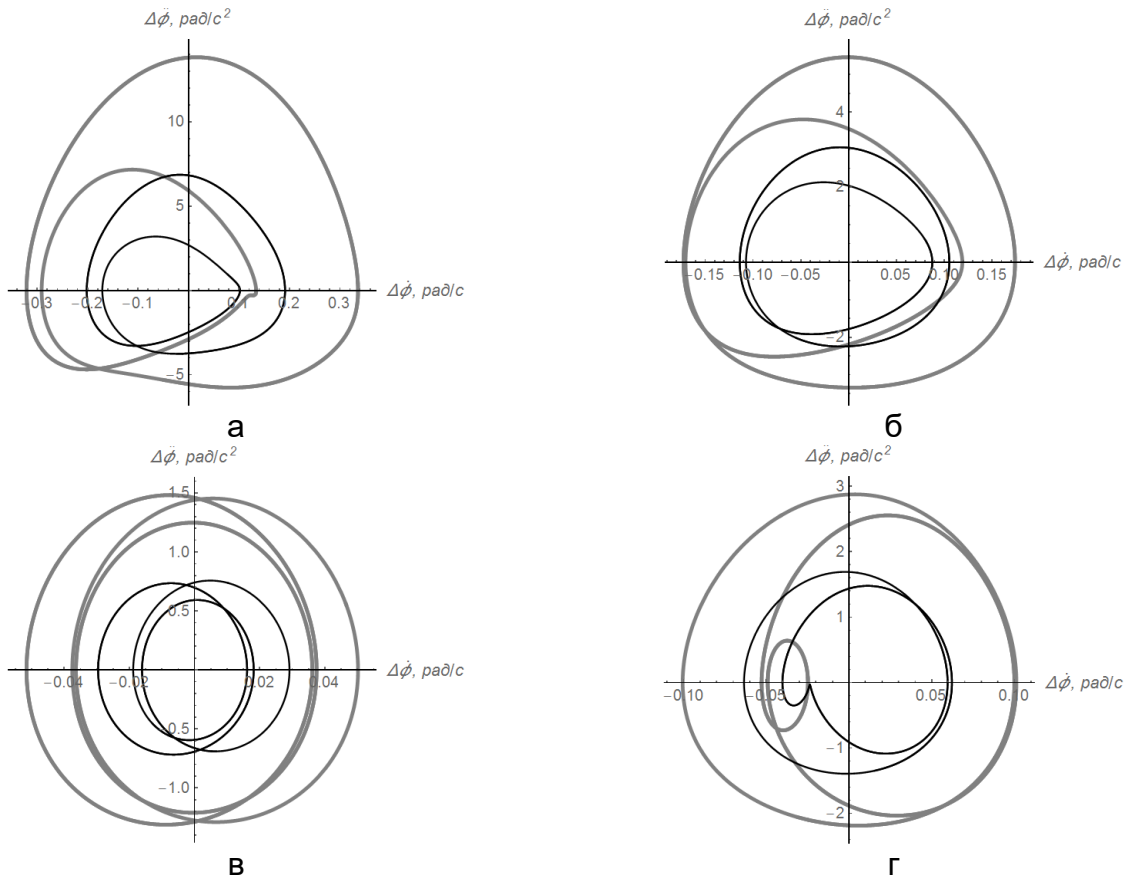


Рис. 13. Графічні залежності $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 90^0$

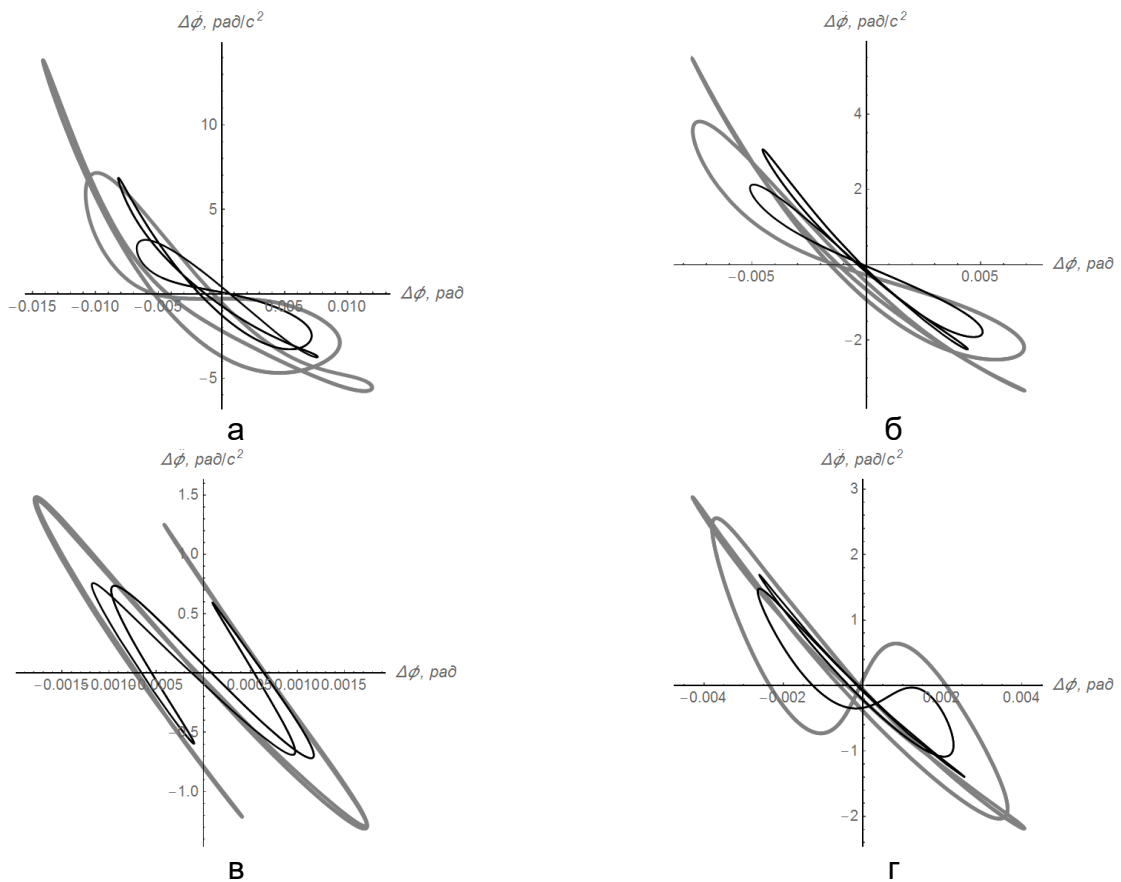


Рис. 14. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 90^0$

Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $\text{рад}/c$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\text{рад}/c^2$	$\Delta M_{\text{муф}}$, $H \cdot m$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $\text{рад}/c$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\text{рад}/c^2$
	$k = 2000 \frac{H \cdot c}{m}$				$k = 8000 \frac{H \cdot c}{m}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	4158,14	0,0261	0,6572	19,585	3971,12	0,0158	0,3931	10,613
10	3919,3	0,0246	0,6151	17,986	3745,51	0,0149	0,3706	9,865
20	3251,91	0,0205	0,5013	13,886	3114,06	0,0126	0,3081	7,899
30	2292,97	0,0145	0,3467	8,803	2203,53	0,0102	0,2192	5,309
40	1722,16	0,0111	0,2162	4,688	1683,16	0,0077	0,1469	3,084
50	1153,61	0,0074	0,1499	3,794	1121,62	0,0049	0,0972	2,316
60	565,44	0,0035	0,1018	2,794	535,74	0,0024	0,0587	1,476
70	972,53	0,0062	0,1314	3,345	938,26	0,0041	0,0822	2,019
80	1117,19	0,0072	0,1389	3,394	1088,41	0,0049	0,0948	2,101
90	1318,4	0,0084	0,2018	5,064	1271,17	0,0052	0,1257	3,086
100	1614,62	0,0101	0,263	7,307	1540,56	0,0059	0,1537	4,154
110	1614,81	0,01	0,2838	8,571	1524,42	0,0056	0,1561	4,586
120	1267,33	0,0078	0,2495	8,102	1180,61	0,0039	0,1274	4,104

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{i\delta\delta}$ (рис. 15, а), відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$ (рис. 15, б), кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ (рис. 15, в) та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ (рис. 15, г) в залежності від кута зміщення кривошипів приводу при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{I \cdot \tilde{n}}{i}$ та $k = 8000 \frac{I \cdot \tilde{n}}{i}$.

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 15 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{i\delta\delta}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{I \cdot \tilde{n}}{i}$ та $k = 8000 \frac{I \cdot \tilde{n}}{i}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$.

В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним механізмом 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 врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації привідного механізму.

Для вказаної установки визначено значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, при якому спостерігаються мінімальні навантаження у муфтах приводу.

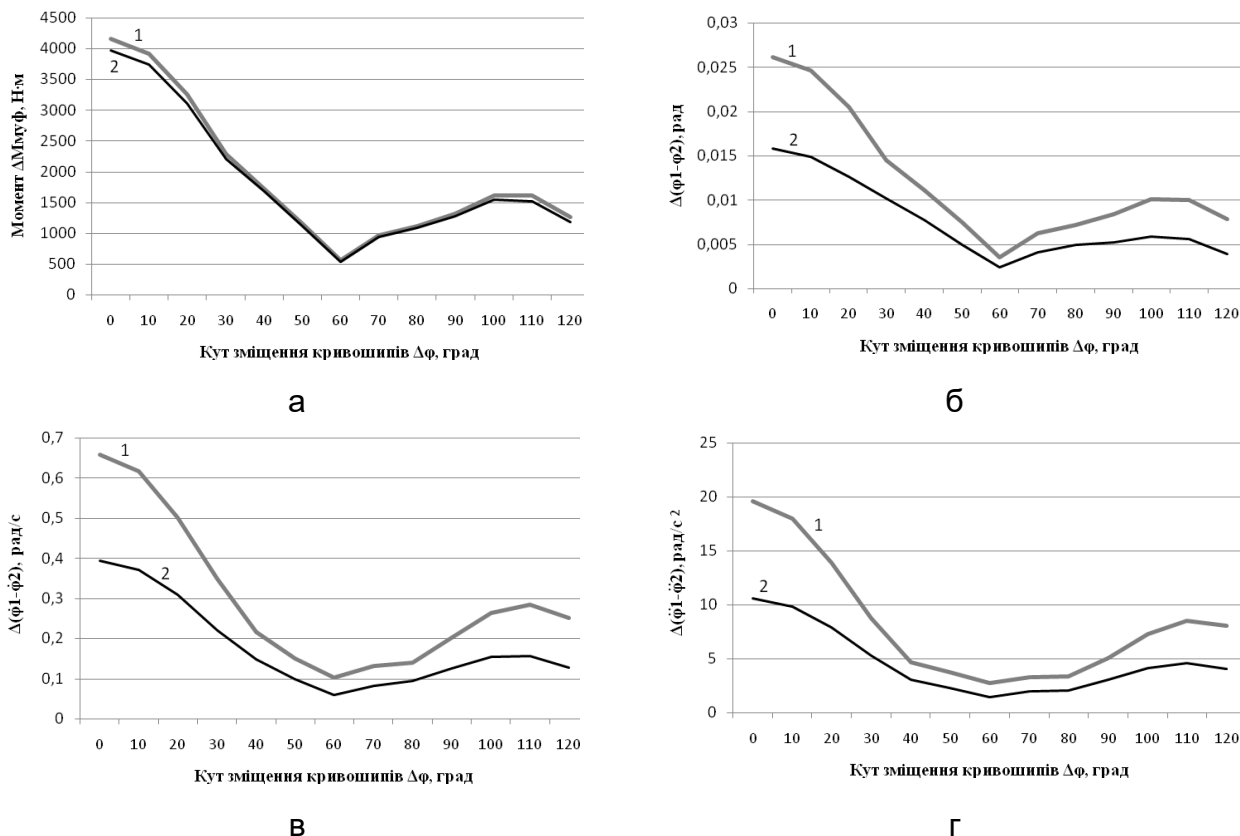


Рис. 15. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\text{дод}}$ (а), різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$ (б), кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ (в) та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{M}$ (1) та $k = 8000 \frac{H \cdot c}{M}$ (2)

Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на динаміки установки. Встановлено, що мінімальні значення відхилень динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей та кутових прискорень спостерігаються при значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$.

Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку привідних механізмів машин роликотого формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Pochka K., Zaichenko S., Shalenko V., Masliuk A., Baryliuk M., Baryliuk S. Review of designs of machines for surface compaction of products from construction mixtures. // Ways to Improve Construction Efficiency. – 2024. – Issue 54. Part 1. – P. 91-104. – DOI: 10.32347/2707-501x.2024.54(1).91-104.
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. Гарнець В.М., Човнюк Ю.В., Зайченко С.В., Шаленко В.О., Приходько Я.С. Теорія і практика створення бетоноформувальних агрегатів (БФА). Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2014. Вип. 83. С. 49-54.
4. Почка К.І. Розробка та аналіз роликотого формуальної установки з рекуперативним приводом: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.02 «Машини для виробництва будівельних матеріалів і конструкцій». Київ, 2008. 24 с.
5. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічний аналіз роликотого формувальної установки з рекуперативним приводом. Динаміка, міцність і надійність с.-г машин: Пр. І міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-1). (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.

6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Вісн. Харк. нац. ун-ту сільськ. госп-ва ім. П. Василенка*. 2007. Т 1. № 59. С. 465-474.
7. Loveikin, V. S., Pochka, K. I. Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order. *Science & Technique*. 2017. No. 16 (3). 206-214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
8. Loveykin V., Pochka K. Realization of optimum mode of movement of roller forming installation on acceleration of fourth order. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, No. 2. P. 19-26. doi.org/10.31548/me2018.02.019.
9. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка». 2007. № 41. С. 127-134.
10. Ловейкін В. С., Почка К. І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Зб. наук. пр. Укр. акад. залізнич. трансп.* Харків: УкрДАЗТ, 2008. Вип. 88. С. 15-20.
11. Ловейкін В. С., Почка К.І. Визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19-23.
12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликів формувальних установок. *Vznik moderní vedecké – 2012. Materiály VIII mezinárodní vedecko-praktická conference– Dil. 18. Technické vedy. Moderní informační technologie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o.* P. 20-25.
13. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробн. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73-79.
14. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O. Dynamic balancing of roller forming unit drive. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2021. 107. P. 140-158. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.107.140-158.
15. Патент України на корисну модель № 50032 U. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № у 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
16. Ловейкін В. С., Почка К. І. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликів формувальної установки. *Техніка будівництва*. 2014. № 32. С. 25-32.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2010. № 4 (60). С. 20-29.
18. Ловейкін В. С., Ковбаса В. П., Почка К. І. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК*. 2010. Вип. 144, ч. 5. С. 338-344.
19. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічна оптимізація машин роликів формувальних установок. Монографія. Київ: ЦП «Компринт», 2016. 240 с. ISBN 978-966-929-251-3.
20. Ловейкін В.С., Почка К.І. Силовий аналіз роликів формувальної установки з рекупераційним приводом. *Техніка будівництва*. 2003. № 14. С. 27-37.
21. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O. Impact of cranks displacement angle on the motion non-uniformity of roller forming unit with energy-balanced drive. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2021. 106. P. 141-155. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.106.141-155.
22. Loveikin V.S., Romasevich Yu.O., Spodoba O.O., Loveykin A.V., Pochka K.I. Mathematical model of the dynamics change departure of the jib system manipulator with the simultaneous movement of its links. *Strength of Materials and Theory of Structures*. 2020. 104. 175-190. DOI: 10.32347/2410-2547.2020.104.175-190.
23. Loveikin V. S., Pochka K. I., Romasevych Yu. O. Modeling Roller Forming Unit Dynamic Analysis with Energy Balanced Drive Dissipative Properties Taken into Account. *Проблеми машинобудування*. 2018. Т. 21, № 2. С. 32-44.
24. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Динамічний аналіз роликів формувальної установки з урахуванням дисипативних властивостей врівноваженого приводного механізму. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2018. Vol. 9, No. 3. P. 45-58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
25. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічна оптимізація кулачкового приводу машин роликів формувальних установок. Монографія. Київ: ЦП «Компринт», 2016. 177 с. ISBN 978-966-929-197-4.
26. Ловейкін В.С., Почка К.І. Дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні*. 2015. Вип. 49. С. 73-79.
27. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликів формувальних установок. *Техніка будівництва*. № 30, 2013. С. 23-32.
28. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз руху роликів формувальної установки з врівноваженим приводом. *Вісник Харківського національного автомобільно-дорожнього університету*. № 27. 2004. С. 95-101.

References

1. Pochka K., Zaichenko S., Shalenko V., Masliuk A., Baryliuk M., Baryliuk S. (2024). Review of designs of machines for surface compaction of products from construction mixtures. // Ways to Improve Construction Efficiency. Issue 54. Part 1. P. 91-104. DOI: 10.32347/2707-501x.2024.54(1).91-104.
2. Garnec, V. M., Zajchenko, S. V., Chovnjuk, Ju. V., Shalenko, V. O. & Prihodko Ja. S. (2015). Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis. Kyiv: Interservis.
3. Garnec, V. M., Chovnjuk, Ju. V., Zajchenko, S. V., Shalenko, V. O., Prihodko, Ja. S. (2014). Teorija i praktika stvorennja betonoformoval'nih agregativ (BFA) [Theory and practice of creation of units of formation of concrete]. Gir-nichi, budivelni, dorozhni ta meliorativni mashini [Mining, construction, road and melioretion machines], No 83, P. 49-54.
4. Pochka, K.I. (2008). Rozrobka ta analiz rolykovoyi formovalnoyi ustanovky z rekuperatsiynym pryvodom: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.05.02 «Mashyny dlya vyrobnytstva budivelnykh materialiv i konstruksiy» [Development and analysis of a roller forming unit with a recuperation drive: abstract of the dissertation for obtaining the scientific degree of candidate of technical sciences: specialty 05.05.02 "Machines for the production of building materials and structures"]. Kyiv. 24p.
5. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the reku-perativ drive. Dynamics, durability and reliability of farm vehicles. Works of the first International scientific and technical conference (DSR AM-I), 507-514. Ternopil.
6. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Results of pilot studies of the modes of the movement of roller form-ing installation with the reku-perativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Va-silenko, vol. 1, No. 59, 465-474.
7. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2017). Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installa-tion with combined motion mode according to acceleration of third order. Science & Technique. No. 16 (3), 206-214. DOI: 10.21122/2227-1031-2017-16-3-206-214.
8. Loveikin, V. & Pochka, K. (2018). Realization of optimum mode of movement of roller forming installation on acceleration of fourth order. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Vol. 9. No. 2, 19-26. doi.org/10.31548/me2018.02.019.
9. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperative drive. Automation of productions in mechanical engineering and in-strument making, National University "Lviv Poly-equipment", No. 41, 127-134.
10. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2008). Definition of loadings in elements of roller forming installations. Collection of scientific works of Ukrainian state academy of railway transport, No 88, 15-20.
11. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2007). Definition of loadings in elements of roller forming installation. Theory and practice of construction, No. 3, 19-23.
12. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2012). Research of dynamic loadings in elements of roller forming instal-lations. Formation of Modern Science – 2012: Materials VIII of the intern. sci. and pract. conf. Section 18. Technical science. Formation of information technologies, Praha, 20-25.
13. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2015). Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive. Automation of productions in mechanical engineering and instrument making, National Uni-versity "Lviv Poly-equipment", No 49, 73-79.
14. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M., Pochka O. (2021). Dynamic balancing of roller forming unit drive. Strength of Materials and Theory of Structures. 107. P. 140-158. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.107.140-158.
15. Pat. 50032 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Lovejkin, V. S., Pochka, K. I., Publ. 25.05.2010.
16. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2014). Justification by the parameter of energetically balanced drive of roller forming installation. Tekhnika budivnytstva [Construction machinery], No. 32, 25-32.
17. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2010). The analysis of unevenness of the movement of roller forming in-stallation with energetically balanced drive. Vibrations in the equipment and technologies, No. 4 (60), 20-29.
18. Loveikin, V. S., Kovbasa, V. P. & Pochka, K. I. (2010). The dynamic analysis of roller forming installa-tion with energetically balanced drive. Scientific bulletin of the National university of bioresources and environmental management of Ukraine. Series of the technician and power engineering specialist of agro-industrial complex, Iss. 144, Pt. 5, 338–344.
19. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2016). Dynamichna optymizatsiya mashyn rolykovoho formuvannya. Monohrafiya [Dynamic optimization of roller forming machines. Monograph]. Kyiv: CP "Komprint". 240 p. ISBN 978-966-929-251-3.
20. Loveikin V. S. & Pochka K. I. (2003). Sylovyy analiz rolykovoi formovochnoi ustanovky z reku-peratsi-nyym pryvodom [Power analysis of roller forming unit with recuperative drive]. Tekhnika budivnytstva [Construction machinery]. Issue 14, 27-37.
21. Loveikin V., Pochka K., Prystailo M., Balaka M. & Pochka O. (2021). Impact of cranks displacement angle on the motion non-uniformity of roller forming unit with energy-balanced drive. Strength of Materials and Theory of Structures. 106. P. 141-155. DOI: 10.32347/2410-2547.2021.106.141-155.
22. Loveikin V.S., Romasevich Yu.O., Spodoba O.O., Loveykin A.V. & Pochka K.I. (2020). Mathematical model of the dynamics change departure of the jib system manipulator with the simultaneous movement of its links. Strength of Materials and Theory of Structures. 104. 175-190. DOI: 10.32347/2410-2547.2020.104.175-190.

23. Loveikin, V. S., Pochka, K. I. & Romasevych, Yu. O. (2018). Roller forming unit dynamic analysis with energy balanced drive dissipative properties taken into account. *Journal of Mechanical Engineering*. Vol. 21. № 2, 32-44.
24. Loveikin, V. S., Pochka, K. I., Romasevych, Yu. O. & Loveikin, Yu. V. (2018). Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv, Ukraine. Vol. 9, No. 3, 45-58. doi.org/10.31548/me2018.03.045.
25. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2016). Dynamichna optymizatsiya kulachkovoho pryvodu mashyn rolykovoho formuvannya. Monohrafiya. [Dynamic optimization of the cam drive of roll forming machines. Monograph]. Kyiv, CP Komprint Publ., 177. ISBN 978-966-929-197-4.
26. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2015). Doslidzhennya navantazhen' v elementakh rolykovoyi formuval'noyi ustanovky z vrvinovazhenym pryvodom [Research of loads in elements of a roller forming plant with a balanced drive]. *Avtomatyzatsiya vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni* [Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making]. Vol. 49. 73-79.
27. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2013). Analiz nerivnomirnosti rukhu pryvodnykh mekhanizmiv mashyn rolykovoho formuvannya [Analysis of the unevenness of the movement of drive mechanisms of roller forming machines]. *Tekhnika budivnytstva* [Construction machinery]. № 30. 23-32.
28. Loveikin V.S. & Pochka K.I. (2004). Analiz rukhu rolykovoyi formovochnoyi ustanovky z vrvinovazhenym pryvodom [Analysis of the motion of a roller forming unit with a balanced drive]. *Visnyk Kharkivs'koho natsional'noho avtomobil'no-dorozhn'oho universytetu* [Bulletin of the Kharkiv National Automobile and Road University]. № 27. 95-101.

Pochka K.I. Analysis of the influence of the crank offset angle on the dynamic characteristics of a roller forming unit, taking into account the dissipative properties of an energy-balanced drive mechanism.

For roller forming installation with energetically balanced driving mechanism loadings in elements of its design and the drive are calculated, dependences for definition of efforts in the connecting rods necessary for reduction in back and forth motion of forming carts, and normal reactions of guides of the movement of forming carts to the directing rollers depending on an angle of rotation of cranks are received. At a research of loadings the two-mass dynamic model of roller forming installation in which power and power characteristics of the driving engine and each of forming carts, rigidity of the driving mechanism and its dissipation are considered is used. Function of change of necessary torque on driving to a shaft of cranks for ensuring process of consolidation of products of construction mixes taking into account dissipation of the driving mechanism is defined. Rated power on which the electric motor is chosen is determined by average value of the moment of forces of resistance for a cycle of turn of cranks, connecting couplings and a reducer are picked up. Using Lagrange's equation of the second sort, for the roller forming installation with energetically balanced drive presented by two-mass dynamic model the differential equations of the movement are worked out. As a result of a numerical experiment for roller forming installation with energetically balanced driving mechanism the value of the rigidity of the driving mechanism brought to an axis of rotation of cranks at which the minimum loadings in couplings of the driving mechanism are observed is defined. The dependence of the moment is installed in the drive coupling from the size of coefficient of dissipation and the recommended dissipation coefficient size for roller forming installation with energetically balanced driving mechanism is determined. Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation with energetically balanced driving mechanism is analysed.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, effort, moment, rigidity, dissipation, dynamics.