DOI 10.32820/2079-1747-2018-22-49-71
УДК 693.546

ВПЛИВ КУТА ЗМІЩЕННЯ КРИВОШИПІВ НА ДИНАМІКУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ІЗ ВРАХУВАННЯМ ДИСИПАТИВНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РЕКУПЕРАЦІЙНОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ

©Ловейкін В.С.[1], Почка К.І.[2], Ромасевич Ю.О.[1], Почка О.Б.[2]

Національний університет біоресурсів і природокористування України[1]

Київський національний університет будівництва і архітектури[2]

Інформація про авторів:

Ловейкін Вячеслав Сергійович: ORCID: 0000-0003-4259-3900; lovvs@ukr.net; доктор технічних наук; завідувач кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус № 11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Почка Костянтин Іванович: ORCID: 0000-0002-0355-002X; shanovniy@ukr.net; кандидат технічних наук; завідувач кафедри основ професійного навчання; Київський національний університет будівництва і архітектури; проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03037, Україна.

Ромасевич Юрій Олександрович: ORCID: 0000-0001-5069-5929; romasevichyuriy@ukr.net; доктор технічних наук; професор кафедри конструювання машин і обладнання; Національний університет біоресурсів і природокористування України; навчальний корпус № 11, вул. Героїв Оборони, 12, м. Київ, 03041, Україна.

Почка Ольга Богданівна: ORCID: 0000-0001-5701-978X; zasedkoolga@ukr.net; асистент кафедри теплогазопостачання та вентиляції; Київський національний університет будівництва і архітектури; проспект Повітрофлотський, 31, м. Київ, 03037, Україна.

Для роликової формувальної установки з рекуперацiйним 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 рекуперацiйним приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю, складено диференціальні рівняння руху.

В результаті числового експерименту для роликової формувальної установки з рекуперацiйним 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 рекуперацiйним приводним механізмом. Проаналізова-

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

но вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки з рекуперацiйним привідним механізмом.

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

Ловейкин В.С., Почка К.И., Ромасевич Ю.А., Почка О.Б. «Влияние угла смещения кривошипов на динамику роликовой формовочной установки с учётом диссипативных свойств рекуперационного приводного механизма».

Для роликовой формовочной установки с рекуперационным приводным механизмом рассчитаны нагрузки в элементах её конструкции и привода, получены зависимости для определения усилий в шатунах, необходимых для приведения в возвратно-поступательное движение формовочных тележек, и нормальных реакций направляющих движения формовочных тележек на направляющие ролики в зависимости от угла поворота кривошипов.

При исследовании нагрузок использована двухмассовая динамическая модель роликовой формовочной установки, в которой учтены силовые и энергетические характеристики приводного двигателя и каждой из формовочных тележек, жёсткость приводного механизма и его диссипация. Определена функция изменения необходимого крутящего момента на приводном валу кривошипов для обеспечения процесса уплотнения изделий из строительных смесей с учётом диссипации приводного механизма. По среднему значению момента сил сопротивления за цикл поворота кривошипов определена номинальная расчетная мощность, по которой выбран электродвигатель, подобраны соединительные муфты и редуктор. Используя уравнение Лагранжа второго рода, для роликовой формовочной установки с рекуперационным приводом, представленной двухмассовой динамической моделью, составлены дифференциальные уравнения движения.

В результате числового эксперимента для роликовой формовочной установки с рекуперационным приводным механизмом определено значение жёсткости приводного механизма, приведенной к оси вращения кривошипов, при которой наблюдаются минимальные нагрузки в муфтах приводного механизма. Установлена зависимость момента в муфте привода от величины коэффициента диссипации и определена рекомендованная величина коэффициента диссипации для роликовой формовочной установки с рекуперационным приводным механизмом.

Проанализировано влияние угла смещения кривошипов на динамику роликовой формовочной установки с рекуперационным приводным механизмом.

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

Loveykin V., Pochka K., Romasevich Yu., Pochka O. «Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation taking into account dissipative properties of the recuperation driving mechanism».

For roller forming installation with the recuperation driving mechanism loadings in elements of its design and the drive are calculated, dependences for definition of efforts in the connecting

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

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 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 the recuperation 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 the recuperation 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 the recuperation driving mechanism is determined.

Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation with the recuperation driving mechanism is analyses.

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

1. Постановка проблеми.

В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-7]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-4], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги режимам руху формувального візка та зусиллям, що виникають в елементах привідного механізму.

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-4]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах привідного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу [1-6]. Тому актуальною є

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

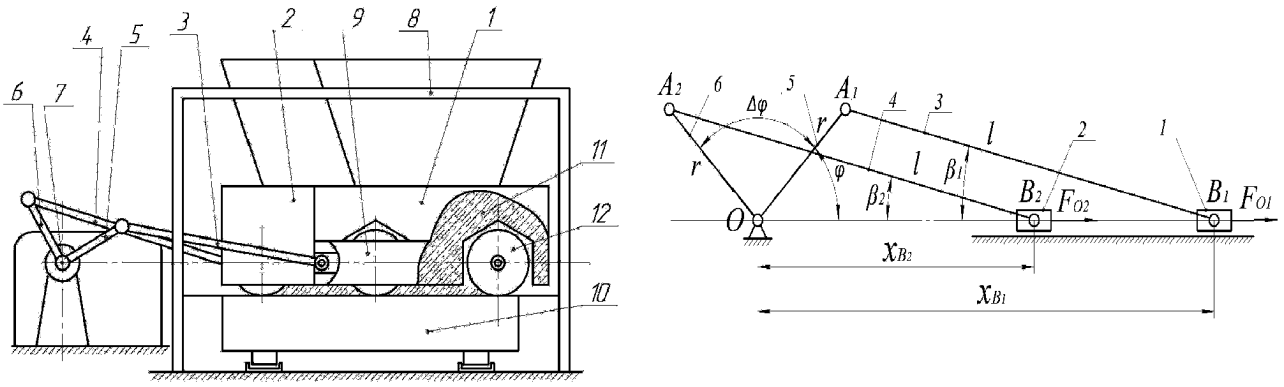
задача дослідження динамічних навантажень в елементах установки. В роботах [8-12] визначались навантаження в елементах роликових формувальних установок, одна при цьому не було враховано жорсткість та коефіцієнт дисипації привідного механізму. При визначенні навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекуперацiйним приводом [8-10] не було прослідковано вплив кута зміщення кривошипів на динаміки установки.

3. Метою даної роботи є визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки з рекуперацiйним приводом із врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму та дослідження впливу кута зміщення кривошипів на динаміку установки.

4. Виклад основного матеріалу дослідження.

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

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018



а *б*

Рис. 1 – Роликова формувальна установка з рекуперацiйним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії (а) та її кінематична схема (б)

Під час роботи роликової формувальної установки з рекуперацiйним 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 використаємо двомасову динамічну модель роликової формувальної установки (рис. 2).

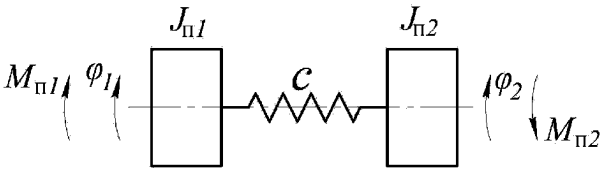


Рис. 2 – Динамічна модель роликової формувальної

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.

Зведений момент інерції приводного механізму можна визначити наступною залежністю:

$$J_{п1} = \left(J_р + J_м\right) \cdot \delta \cdot u^2, \qquad (1)$$

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

Зведений момент інерції $J_{п2}$ визначимо з другої частини механізму (рис. 3), яка включає в себе кривошипно-шатунні механізми з формувальними візками. Причому масу шатунів

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

ISSN 2079 – 1747 Машинобудування, 2018, №22
DOI 10.32820/2079-1747-2018-22

першого та другого візків $m_{\text{ø}}$ порівно розділимо в точках A_1 і B_1 та A_2 і B_2. Тоді момент інерції кривошипів буде визначатися залежністю:

$$J_{\text{к}} = 2 \cdot J'_{\text{к}} + 2 \cdot \frac{m_{\text{ш}}}{2} \cdot r^2 = 2 \cdot J'_{\text{к}} + m_{\text{ш}} \cdot r^2, \tag{2}$$

а маси візків будуть мати вигляд:

$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_{\text{ш}}}{2}; \qquad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_{\text{ш}}}{2}. \tag{3}$$

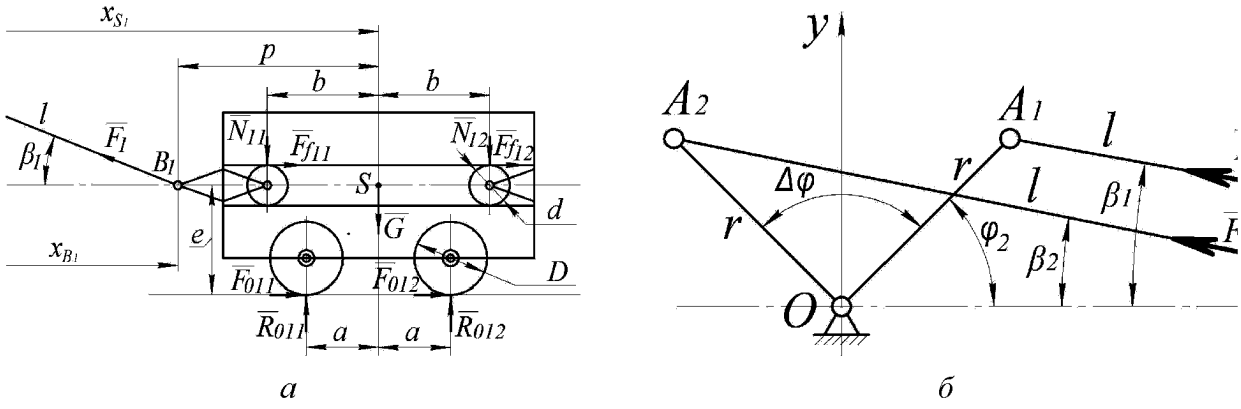
Тут $m_{\text{ш}}$ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1}, m'_{B_2} – маса першого та другого формувальних візків відповідно; $J'_{\text{к}}$ – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; $J_{\text{к}}$ – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1}, m_{B_2} – маса першого та другого візків відповідно з половиною маси шатуна.

Зведений момент інерції $J_{\text{п}2}$ визначимо з умови рівності кінетичних енергій кривошипно-шатунних механізмів з візками $T_{\text{р}}$ (рис. 3) та другого диска динамічної моделі (рис. 2) $T_{\text{м}}$, тобто $T_{\text{р}} = T_{\text{м}}$.

Знайдемо кінетичну енергію кривошипно-шатунних механізмів з візками:

$$T_{\text{р}} = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{к}} \cdot \dot{\phi}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_1} \cdot \dot{x}_{S_1}^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{B_2} \cdot \dot{x}_{S_2}^2, \tag{4}$$

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



а *б*

Рис. 3 – Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б) установки з рекуперацiйним приводом

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

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

$$\dot{x}_{B_1} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2}; \qquad \dot{x}_{B_2} = \dot{\varphi}_2 \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2}. \tag{5}$$

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

$$T_{\text{р}} = \frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \right)^2 \right]. \tag{6}$$

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_{\text{м}} = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{п}2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \tag{7}$$

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

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{\text{п}2} \cdot \dot{\phi}_2^2. \tag{8}$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{\text{п}2} = J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \right)^2. \tag{9}$$

Для визначення зведеного моменту сил опору $M_{\text{п}2}$ скористаємось рис. 3, на якому прийняті такі позначення: F_1 та F_2 – зусилля в шатунах, необхідне для подолання сил опору, що діють на візки; β_1 та β_2 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого та другого 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; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{\text{пр}}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{\text{пр}}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; $f_{\text{їð}}$ – 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 формувального візка силові параметри F_{021}, F_{022}, R_{021}, R_{022}, N_{21}, N_{22}, F_{f21}, F_{f22}, $f_{\text{їð}}$, G та геометричні характеристики a, b, p, e, D, d, l будуть ідентичні.

Для визначення реакцій напрямних роликів N_{11}, N_{12}, N_{21} та N_{22}, а також зусиль в шатунах F_1 та F_2 розглянемо статичну рівновагу першого та другого 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 та B_2 (рис. 3) в результаті чого отримаємо:
для першого формувального візка:

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

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

для другого формувального візка:

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

Розв'язавши системи рівнянь (10) та (11), знаходимо:

$$F_1 = \frac{1}{\cos\beta_1 - f_{\text{пр}} \cdot \sin\beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{пр}} + F_{011} + F_{012} \right]; \tag{12}$$

$$F_2 = \frac{1}{\cos\beta_2 - f_{\text{пр}} \cdot \sin\beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{пр}} + F_{021} + F_{022} \right]; \tag{13}$$

$$N_{12} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \begin{bmatrix} R_{011} \cdot \left(b - a - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) + R_{012} \cdot \left(b + a - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) - \\ -G \cdot \left(b - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) + F_1 \cdot \sin\beta_1 \cdot \left(b - p - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) \end{bmatrix}; \tag{14}$$

$$N_{22} = \frac{1}{2 \cdot b} \cdot \begin{bmatrix} R_{021} \cdot \left(b - a - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) + R_{022} \cdot \left(b + a - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) - \\ -G \cdot \left(b - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) + F_2 \cdot \sin\beta_2 \cdot \left(b - p - f_{\text{пр}} \cdot \dfrac{d}{2} \right) \end{bmatrix}; \tag{15}$$

$$N_{11} = R_{011} + R_{012} + F_1 \cdot \sin\beta_1 - N_{12} - G; \tag{16}$$

$$N_{21} = R_{021} + R_{022} + F_2 \cdot \sin\beta_2 - N_{22} - G. \tag{17}$$

На основі залежностей (12) та (13) знайдемо моменти сил опору M_{o1} і M_{o2} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору M_{o2}, зведений до осі повороту кривошипів:

$$M_{o1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \phi_2 - \beta_1 \right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta_1); \tag{18}$$

$$M_{o2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\phi_2 + \Delta\phi) - \beta_2 \right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \Delta\phi + \beta_2); \tag{19}$$

$$M_{\text{п}2} = M_{o1} + M_{o2} = F_1 \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta_1) + F_2 \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \Delta\phi + \beta_2). \tag{20}$$

Величина кутів β_1 та β_2 може бути визначена зі співвідношень:

$$r \cdot \sin\varphi_2 = l \cdot \sin\beta_1; \qquad r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin\beta_2. \tag{21}$$

Звідки

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right); \qquad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right). \tag{22}$$

Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду складемо диференціальні рівняння руху роликової формувальної установки з рекуперацийним приводом, представленої двомасовою динамічною моделлю:

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

$$\begin{cases} \dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} - \dfrac{\partial T}{\partial \phi_1} = Q_{\phi_1} - \dfrac{\partial П}{\partial \phi_1}; \\ \dfrac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\dfrac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} - \dfrac{\partial T}{\partial \phi_2} = Q_{\phi_2} - \dfrac{\partial П}{\partial \phi_2} \end{cases}, \tag{23}$$

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

$$П = \frac{1}{2}\cdot c\cdot\left(\phi_1 - \phi_2\right)^2. \tag{24}$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2}\cdot J_{п1}\cdot\dot{\phi}_1^{\,2} + \frac{1}{2}\cdot\left[J_к + m_{B_1}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2}\right)^2 + m_{B_2}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2}\right)^2\right]\cdot\dot{\phi}_2^{\,2}. \tag{25}$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\phi_1} = M_{п1}; \qquad Q_{\phi_2} = M_{п2}, \tag{26}$$

де $M_{п1}$ – рушійний момент на валу приводного електродвигуна зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{п1} = \frac{2\cdot M_{кр}\cdot u\cdot\eta_п}{\dfrac{1-\dot{\phi}_1\cdot u/\omega_0}{s_{кр}} + \dfrac{s_{кр}}{1-\dot{\phi}_1\cdot u/\omega_0}}. \tag{27}$$

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

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

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

$$s_н = 1 - \frac{\omega_н}{\omega_0}.$$

Тут $\omega_н$ – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна. Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримаємо:

$$\begin{aligned} &\frac{\partial T}{\partial \phi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \phi_2} = \dot{\phi}_2^{\,2}\cdot\left[m_{B_1}\cdot\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2}\cdot\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \phi_2^{\,2}} + m_{B_2}\cdot\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2}\cdot\frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \phi_2^{\,2}}\right]; \\ &\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = J_{п1}\cdot\dot{\phi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = \left[J_к + m_{B_1}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2}\right)^2 + m_{B_2}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2}\right)^2\right]\cdot\dot{\phi}_2; \\ &\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_1} = J_{п1}\cdot\ddot{\phi}_1; \quad \frac{\mathrm{d}}{\mathrm{dt}}\frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}_2} = \left[J_к + m_{B_1}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2}\right)^2 + m_{B_2}\cdot\left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2}\right)^2\right]\cdot\ddot{\phi}_2 + \\ &\qquad + \dot{\phi}_2^{\,2}\cdot\left[m_{B_1}\cdot\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2}\cdot\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \phi_2^{\,2}} + m_{B_2}\cdot\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2}\cdot\frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \phi_2^{\,2}}\right]. \end{aligned} \tag{28}$$

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

ISSN 2079 – 1747 Машинобудування, 2018, №22
DOI 10.32820/2079-1747-2018-22

Після підстановки виразів (24), (26), (27), (12), (13) та (20) в систему рівнянь (23) отримаємо:

$$\begin{cases} J_{\text{п1}} \cdot \ddot{\phi}_1 = \dfrac{2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot u \cdot \eta_{\text{п}}}{\dfrac{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{\text{кр}}} + \dfrac{s_{\text{кр}}}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\phi_1 - \phi_2); \\ \left[J_{\text{к}} + m_{B_1} \cdot \left(\dfrac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\dfrac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + \\ + \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \dfrac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \cdot \dfrac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \phi_2^2} + m_{B_2} \cdot \dfrac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \cdot \dfrac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \phi_2^2} \right] = \\ = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - \dfrac{1}{\cos \beta_1 - f_{\text{пр}} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{\text{пр}} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta_1) - \\ - \dfrac{1}{\cos \beta_2 - f_{\text{пр}} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{\text{пр}} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \Delta\phi + \beta_2). \end{cases} \quad (29)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2м$; $l = 0,8м$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = 7962H$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11м$ 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 – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625кПа$; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = 9740H$; $m_{\text{ш}} = 64кг$; $m'_{B_1} = m'_{B_2} = 1000кг$; $f_{\text{їб}} = 0,008$; $D = 0,22м$; $d = 0,046м$; $a = 0,27м$; $b = 0,37м$; $p = 0,52м$ $p = 0,52м$ $p = 0,52м$; $e = 0,21м$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = 1032кг$; $G = 10124,9H$ за виразами (12)-(20) визначено функції та побудовано графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11}, N_{12}, N_{21} і N_{22} (рис. 4), зусилля в шатунах F_1 і F_2 (рис. 5) та моментів сил опору M_{o1}, M_{o2} та $M_{\text{п2}}$ (рис. 6) в залежності від кута повороту кривошипів.

За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна [15, 16]. За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А160S6У3 [17] з параметрами: $\omega_o = 104,72рад/с$, $\omega_{\text{н}} = 102,1рад/с$, $\omega_{\text{кр}} = 94,95рад/с$ –

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_р = 0,138кг \cdot м^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_п = 129,24Н \cdot м$ – пусковий момент; $M_н = 107,7Н \cdot м$ – номінальний момент; $M_{кр} = 215,4Н \cdot м$ – критичний момент; $\lambda = M_{кр} / M_н = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_н = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{кр} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [18] з номінальним моментом, що передається, $M_{м\ ном} = 500Н \cdot м$ і моментом інерції $J_м = 0,32кг \cdot м^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{ред} = 0,046кг \cdot м^2$.

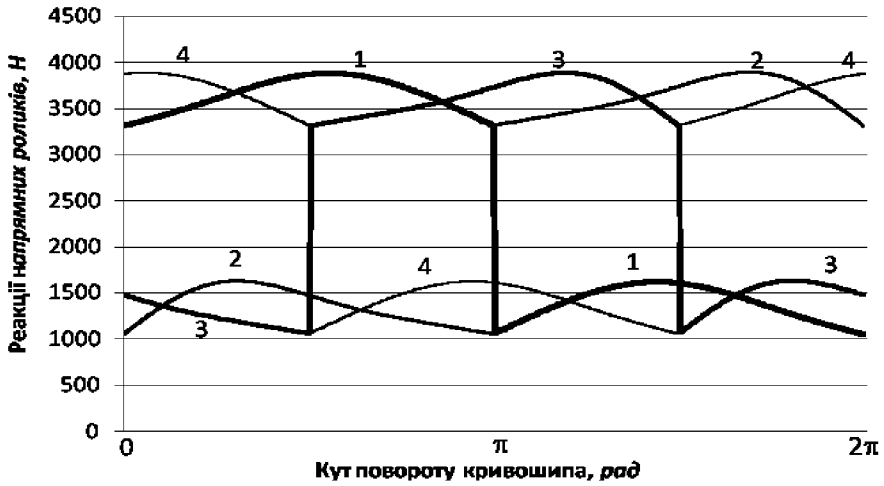


Рис. 4 – Графіки зміни реакцій напрямних роликів N_{11} (1), N_{12} (2), N_{21} (3) та N_{22} (4) в залежності від кута повороту кривошипів

Рис. 5 – Графік зміни зусилля в шатунах F_1 (1) та F_2 (2) в залежності від кута повороту кривошипів

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

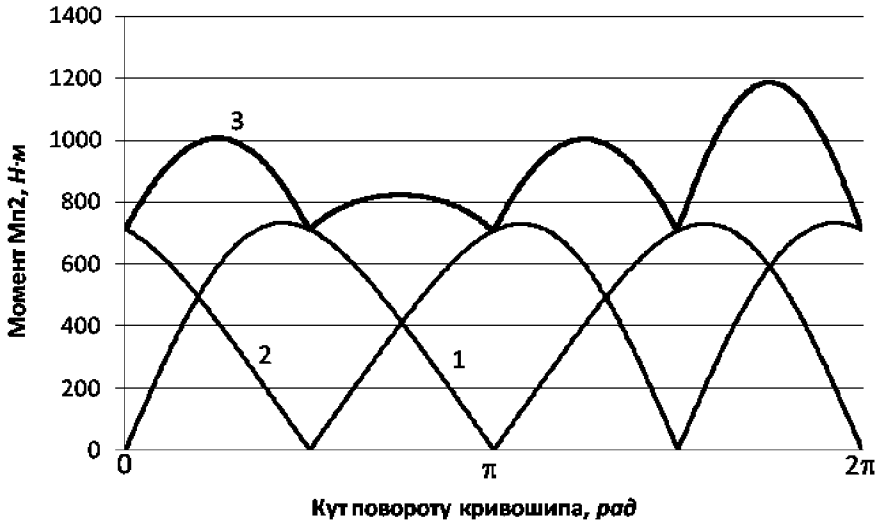


Рис. 6 – Графік зміни моментів сил опору M_{o1} (1), M_{o2} (2) та $M_{п2}$ (3) в залежності від кута повороту кривошипів

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого та другого формувальних візків відповідно (рис. 1, б) [5, 8]:

$$x_{B_1} = r \cdot \cos\varphi_2 + l \cdot \cos\beta_1; \tag{30}$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \cos\beta_2. \tag{31}$$

З рівностей (21) можна отримати:

$$\sin\beta_1 = \frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \;\rightarrow\; \cos\beta_1 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}; \tag{32}$$

$$\sin\beta_2 = \frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \;\rightarrow\; \cos\beta_2 = \left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}. \tag{33}$$

Вирази $\cos\beta_1$ та $\cos\beta_2$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2\right)^4 - \ldots; \tag{34}$$

$$\left[1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right)^2 - \frac{1}{8} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi)\right)^4 - \ldots. \tag{35}$$

Відношення $\frac{r}{l}$ для роликових формувальних установок з кривошипно-шатунними приводними механізмами не перевищують $1/3$ і ряди (34) та (35) досить швидко сходяться, тому з достатньою для практики точністю можна відкинути третій та подальші члени рядів (34) та (35). Тоді залежності (30) та (31) будуть мати вигляд:

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

$$x_{B_1} = r \cdot \cos\varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin\varphi_2 \right)^2 \right]; \tag{36}$$

$$x_{B_2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right)^2 \right]. \tag{37}$$

Значення першої та другої передаточних функцій обох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin\varphi_2 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]; \tag{38}$$

$$\frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos\varphi_2 + \frac{r}{l} \cdot \cos 2\varphi_2 \right); \quad \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta\varphi) + \frac{r}{l} \cdot \cos 2(\varphi_2 + \Delta\varphi) \right]. \tag{39}$$

В результаті числового експерименту встановлено, що оптимальне значення жорсткості привідного механізму, зведеної до осі обертання кривошипів, установки з рекуперацій-ним приводом із наведеними вище параметрами становить $c = 110000 \, {}^{H}\!/_{м}$. Визначення оптимального значення жорсткості привідного механізму здійснювалось за методикою, описаною в роботах [19, 20]. При цьому значенні жорсткості спостерігаються мінімальні навантаженні у муфтах привідного механізму. Це значення жорсткості використано в наступних розрахунках.

Для дослідження динаміки руху роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (29) було доповнено величиною дисипації приводу k:

$$\begin{cases} J_{п1} \cdot \ddot{\phi}_1 = \dfrac{2 \cdot M_{кр} \cdot u \cdot \eta_п}{\dfrac{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}{s_{кр}} + \dfrac{s_{кр}}{1 - \dot{\phi}_1 \cdot u / \omega_0}} - c \cdot (\phi_1 - \phi_2) - k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2); \\ \left[J_к + m_{B_1} \cdot \left(\dfrac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\dfrac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\phi}_2 + \\ + \dot{\phi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \dfrac{\partial x_{B_1}}{\partial \phi_2} \cdot \dfrac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \phi_2^2} + m_{B_2} \cdot \dfrac{\partial x_{B_2}}{\partial \phi_2} \cdot \dfrac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \phi_2^2} \right] = \\ = c \cdot (\phi_1 - \phi_2) + k \cdot (\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) - \\ - \dfrac{1}{\cos\beta_1 - f_{пр} \cdot \sin\beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{пр} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \beta_1) - \\ - \dfrac{1}{\cos\beta_2 - f_{пр} \cdot \sin\beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{пр} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\phi_2 + \Delta\phi + \beta_2). \end{cases} \tag{40}$$

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

Розв'язавши систему рівнянь (40) визначено та встановлено залежність зміни моменту в муфті в залежності від коефіцієнту дисипації [21]. Аналіз отриманих результатів [21] показує, що для роликової формувальної установки з рекуперaційним привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах від $k = 6000\frac{H \cdot c}{м}$ до $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$. Більше значення коефіцієнта дисипації на динаміку установки впливатиме не значно, однак потребуватиме більшої точності виготовлення привідного механізму [21].

Виходячи із системи рівнянь (40) 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 $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ (сірий колір) та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{муф\min} = -374,45 H \cdot м$ до $M_{муф\max} = 367,59 H \cdot м$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{муф} = 742,04 H \cdot м$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{муф\min} = -348,57 H \cdot м$ до $M_{муф\max} = 348,67 H \cdot м$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{муф} = 697,24 H \cdot м$.

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 $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ (сірий колір) та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\phi_1 - \phi_2) = 0,0059\,рад$, $\Delta(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) = 0,1704\,рад/с$ та $\Delta(\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2) = 5,7096\,рад/с^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000\frac{Í \cdot ñ}{ì}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\phi_1 - \phi_2) = 0,0029\,рад$, $\Delta(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2) = 0,0773\,рад/с$ та $\Delta(\ddot{\phi}_1 - \ddot{\phi}_2) = 2,381\,рад/с^2$ відповідно.

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликовій формувальній установці з рекуперaційним приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = \pi/2$.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

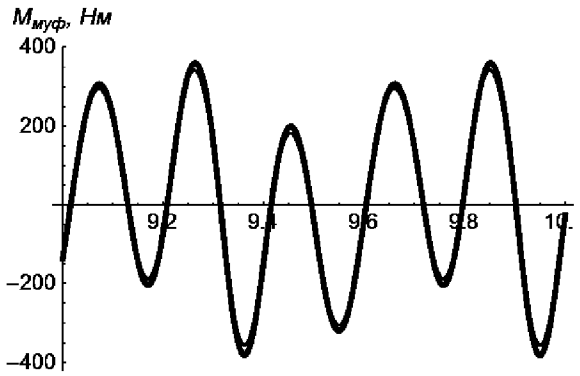


Рис. 7 – Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{муф}$ в залежності від часу

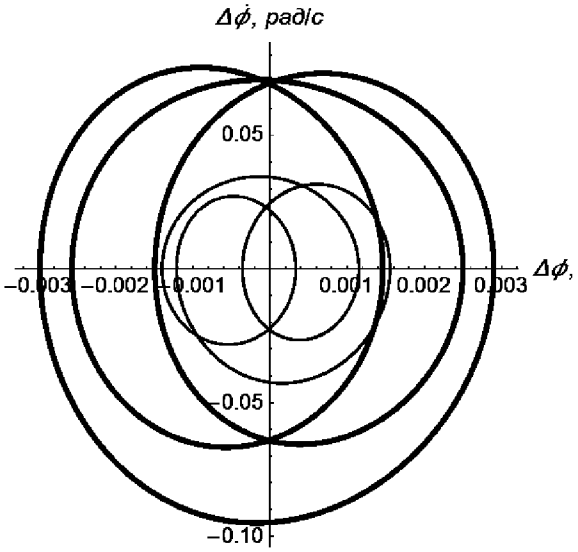


Рис. 8 – Графічна залежність $((\varphi_1-\varphi_2),(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2))$

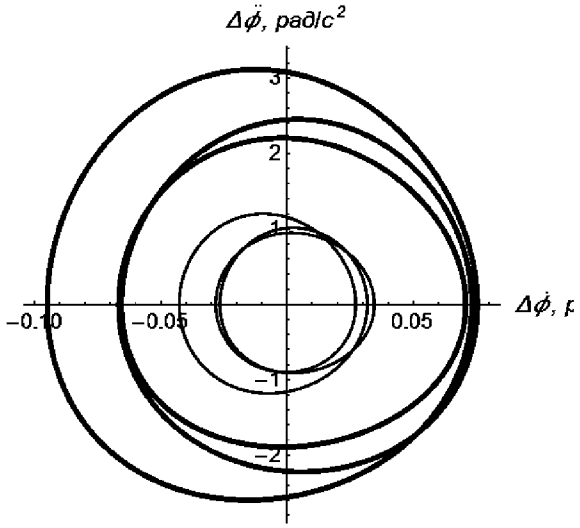


Рис. 9 – Графічна залежність $((\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2),(\ddot{\varphi}_1-\ddot{\varphi}_2))$

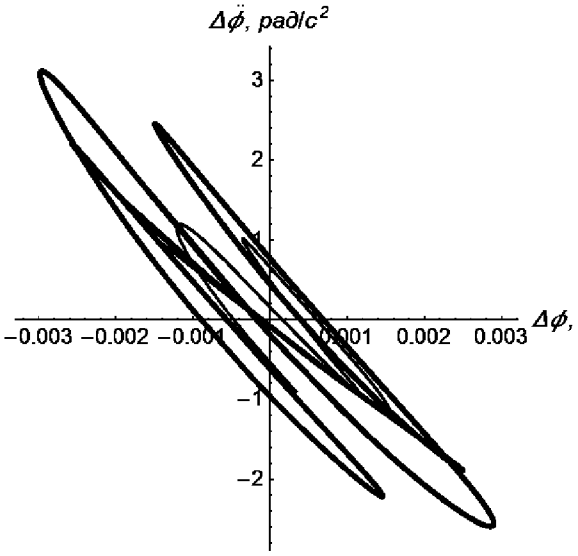


Рис. 10 – Графічна залежність $((\varphi_1-\varphi_2),(\ddot{\varphi}_1-\ddot{\varphi}_2))$

Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi=0^0$ до $\Delta\varphi=180^0$ з кроком 10^0 при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k=2000\frac{H\cdot c}{м}$ та $k=8000\frac{H\cdot c}{м}$. Результати розрахунків наведено в табл. 1. Також наведено графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті, графічних залежностей $((\varphi_1-\varphi_2),(\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2))$, $((\dot{\varphi}_1-\dot{\varphi}_2),(\ddot{\varphi}_1-\ddot{\varphi}_2))$ та $((\varphi_1-\varphi_2),(\ddot{\varphi}_1-\ddot{\varphi}_2))$ для значень коефіцієнта дисипації приводу $k=2000\frac{H\cdot c}{м}$ (сірий колір) та $k=8000\frac{H\cdot c}{м}$ (чорний колір) при різних значеннях кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi$.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

ISSN 2079 – 1747 Машинобудування, 2018, №22
DOI 10.32820/2079-1747-2018-22

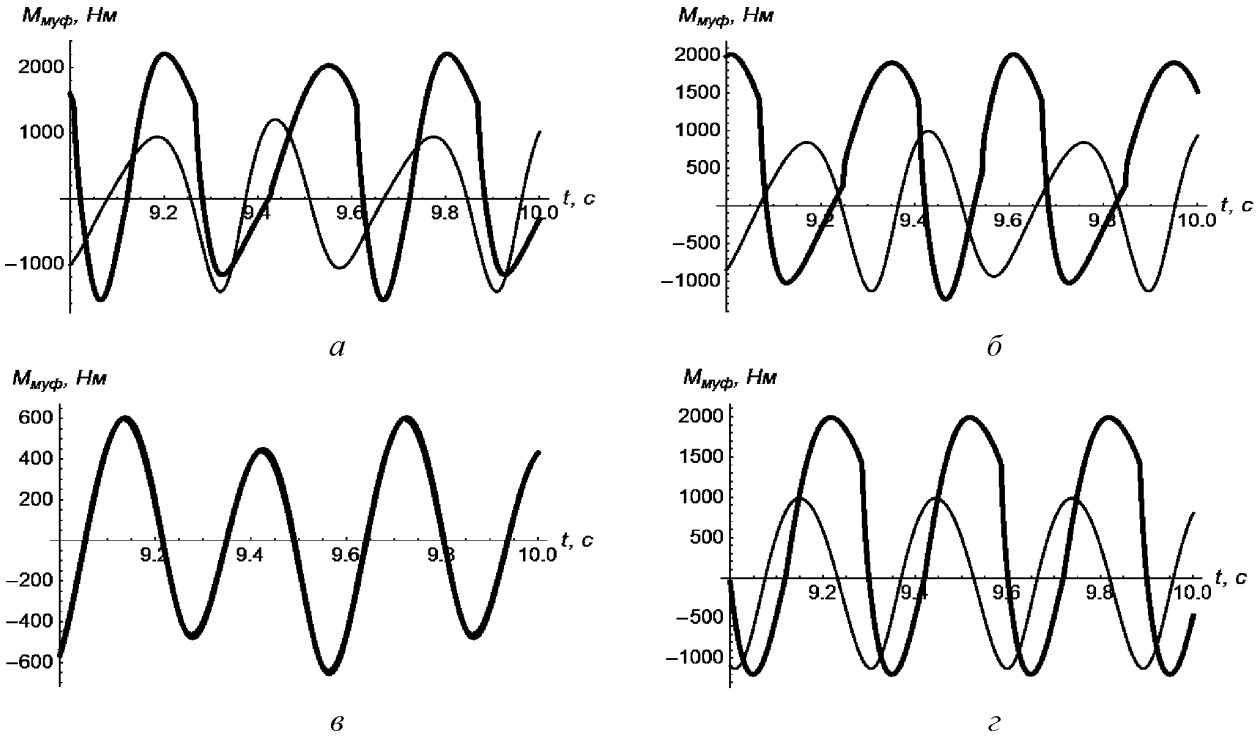


Рис. 11 – Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{муф}$ в залежності від часу при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 180^0$

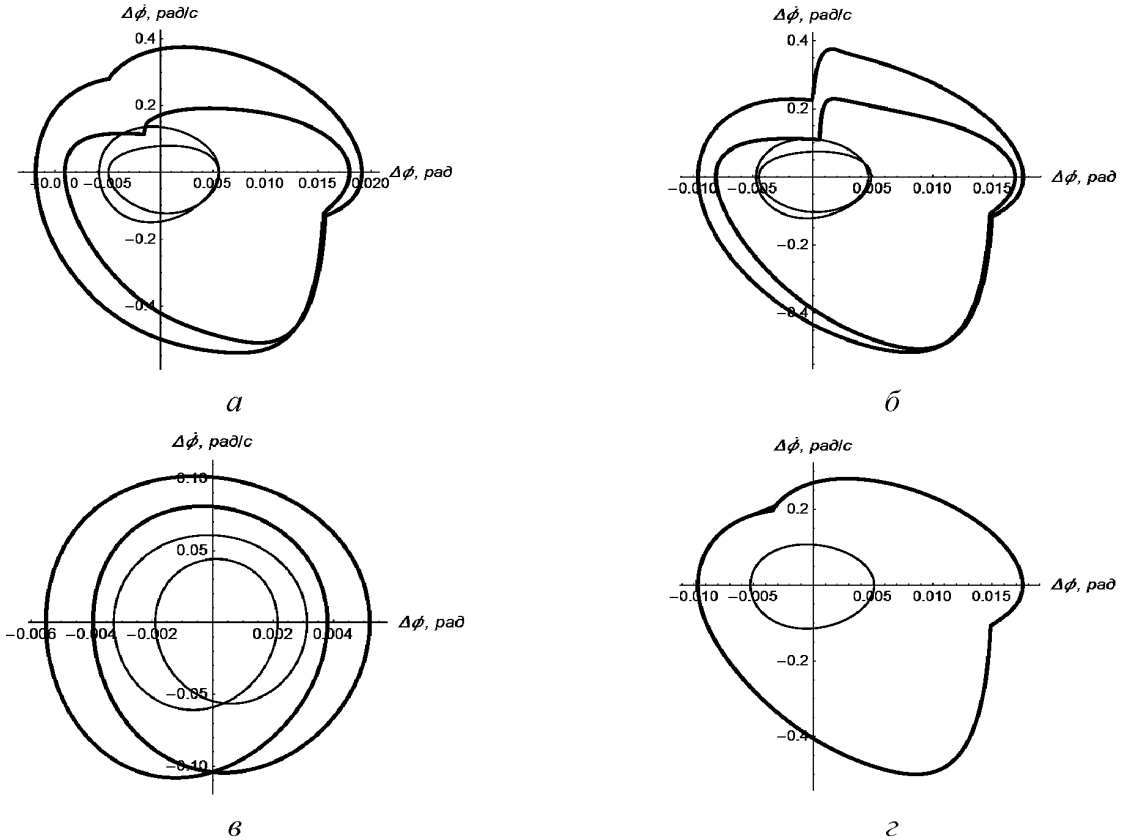


Рис. 12 – Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 180^0$

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

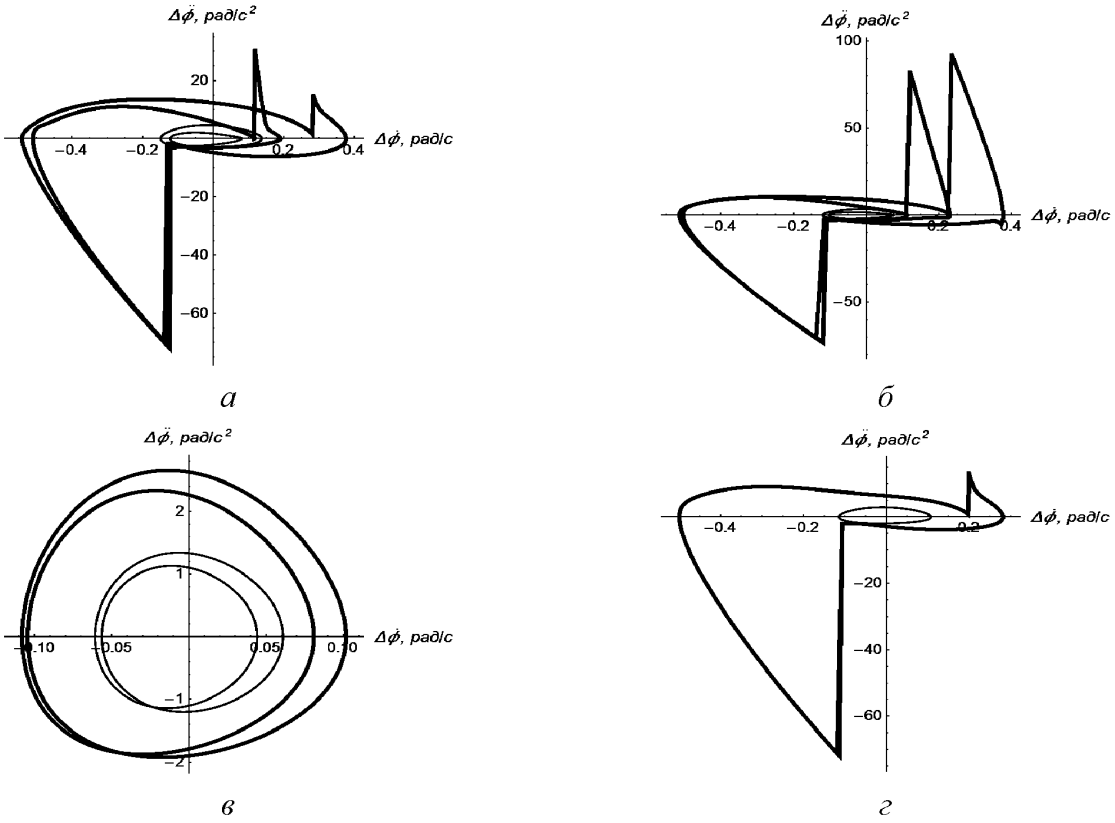


Рис. 13 – Графічні залежності $\left((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\right)$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 180^0$

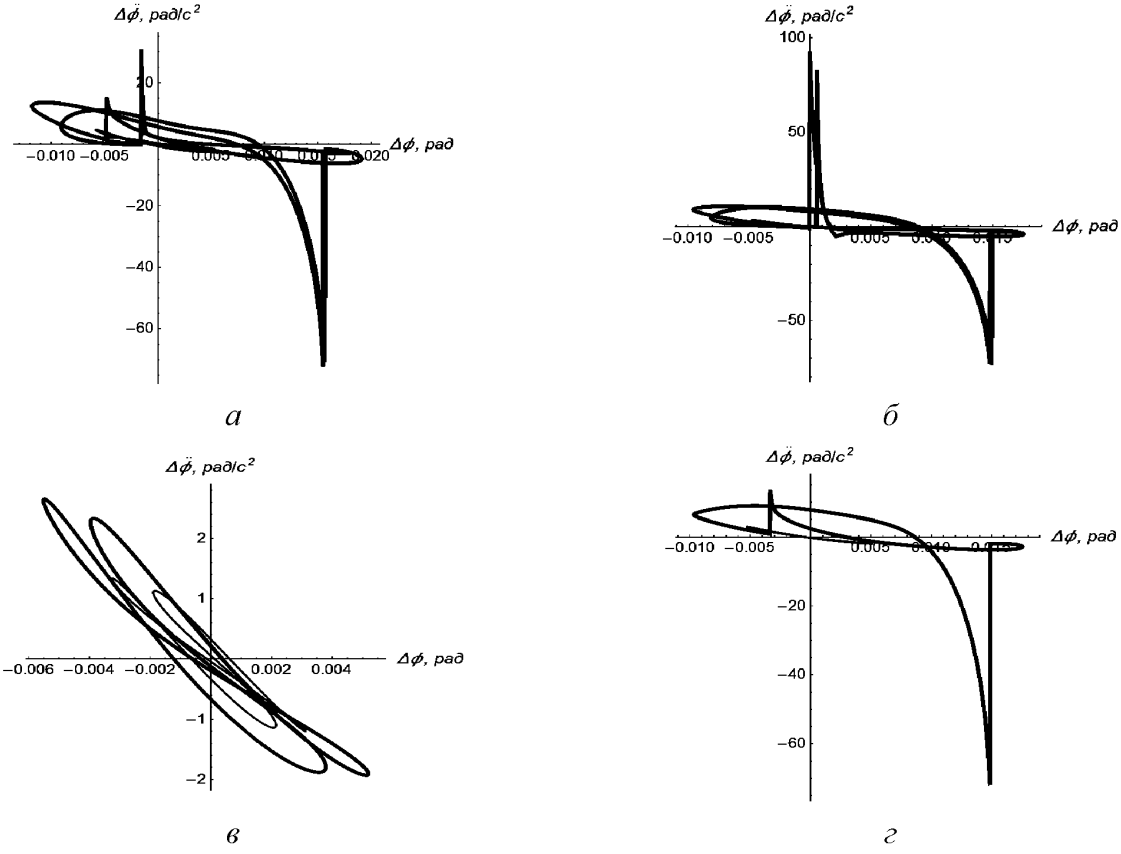


Рис. 14 – Графічні залежності $\left((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)\right)$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^0$; б – $\Delta\varphi = 30^0$; в – $\Delta\varphi = 60^0$; г – $\Delta\varphi = 180^0$

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

ISSN 2079 – 1747 Машинобудування, 2018, №22
DOI 10.32820/2079-1747-2018-22

Таблиця 1 – Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, рад	$\Delta M_{муф}$, $Н \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$	$\Delta M_{муф}$, $Н \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, рад	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$
	$k = 2000\frac{Н \cdot с}{м}$				$k = 8000\frac{Н \cdot с}{м}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	3752,52	0,0309	0,9176	100,989	3581,29	0,0169	0,4117	84,239
10	3694,79	0,0305	0,9106	148,212	3527,22	0,0168	0,4057	126,373
20	3524,35	0,0292	0,9071	163,204	3367,49	0,0164	0,388	149,0
30	3250,01	0,0271	0,8914	162,721	3109,65	0,0157	0,3605	151,023
40	2888,38	0,0242	0,8406	157,774	2766,51	0,0148	0,3268	148,555
50	1466,22	0,0125	0,2773	6,7525	1430,47	0,0075	0,1491	3,5144
60	1257,88	0,0107	0,2097	4,5846	1227,78	0,0064	0,1217	2,541
70	1046,7	0,0088	0,1792	4,3068	1019,25	0,0051	0,101	2,272
80	836,55	0,0069	0,1566	4,2047	809,59	0,0038	0,0814	2,065
90	742,04	0,0059	0,1704	5,7096	697,24	0,0029	0,0773	2,381
100	1199,56	0,0097	0,2567	8,105	1134,55	0,0047	0,1203	3,528
110	1601,22	0,013	0,3316	10,077	1519,06	0,0065	0,1605	4,5001
120	1929,59	0,0158	0,391	11,507	1834,9	0,0081	0,1934	5,252
130	3267,34	0,0269	0,9143	162,101	3090	0,0154	0,3663	149,769
140	3411,34	0,0283	0,8833	166,821	3242,23	0,0155	0,3716	151,787
150	3470,67	0,0289	0,8544	175,619	3312,62	0,0162	0,3761	186,443
160	3448,51	0,0289	0,8272	169,053	3307,43	0,0166	0,3731	141,669
170	3351,35	0,0283	0,8019	132,746	3233,15	0,0166	0,3628	142,873
180	3188,08	0,0272	0,7808	86,527	3097,46	0,0163	0,3459	86,977

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{муф}$ (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 $k = 2000\frac{Н \cdot с}{м}$ та $k = 8000\frac{Н \cdot с}{м}$.

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 15 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{Í \cdot ñ}{ì}$ та $k = 8000\frac{Í \cdot ñ}{ì}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 90^0$; мінімальне значення відхилення різниць ку-

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

тових швидкостей при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 80^0$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ – при $\Delta\varphi = 90^0$; відхилення різниць кутових прискорень при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 80^0$.

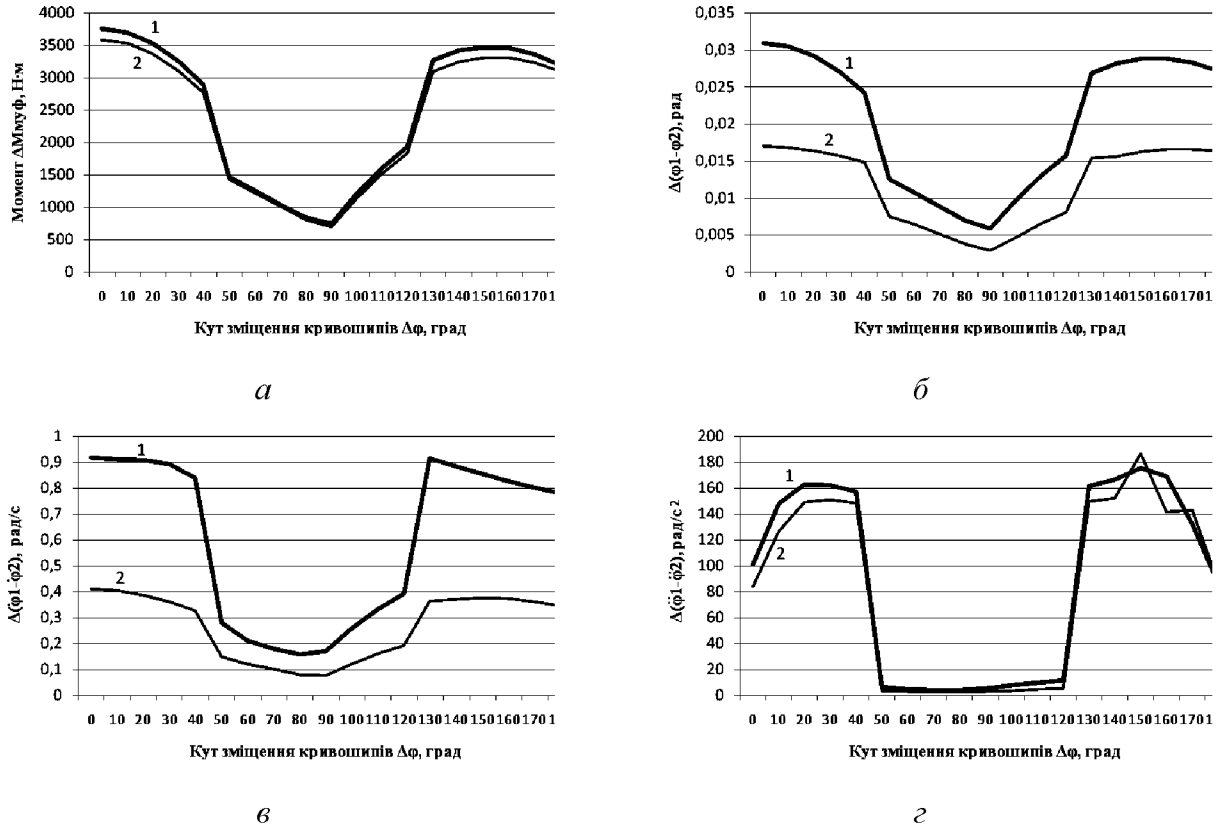


Рис. 15 – Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць кутових координат (б), кутових швидкостей (в) та кутових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу

$$k = 2000\frac{H \cdot c}{м} \text{ (1) та } k = 8000\frac{H \cdot c}{м} \text{ (2)}$$

Для більш точного аналізу було розраховано значення відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{муф}$, відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ в залежності від кута зміщення кривошипів приводу в межах від $\Delta\varphi = 80^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$ з кроком 1^0 при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$. Результати розрахунків наведено в табл. 2.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

ISSN 2079 – 1747 Машинобудування, 2018, №22
DOI 10.32820/2079-1747-2018-22

Таблиця 2 – Результати розрахунків

$\Delta\varphi$, *рад*	$\Delta M_{муф}$, $H \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, *рад*	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$	$\Delta M_{муф}$, $H \cdot м$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, *рад*	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $рад/с$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $рад/с^2$
	$k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$				$k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9
80	836,55	0,00695	0,1566	4,2047	809,59	0,00384	0,0814	2,0654
81	815,6	0,00676	0,1546	4,1964	788,62	0,0037	0,0795	2,0456
82	794,66	0,00657	0,1527	4,1962	767,65	0,00357	0,0776	2,0257
83	773,72	0,00638	0,1507	4,2254	746,68	0,00345	0,0757	2,0057
84	752,79	0,00619	0,1488	4,2548	725,71	0,00332	0,0739	1,9855
85	731,87	0,00601	0,1469	4,3987	704,75	0,00319	0,072	1,965
86	710,96	0,00582	0,1493	4,6653	683,78	0,00306	0,0706	1,9444
87	690,04	0,00563	0,1535	4,9298	662,82	0,00293	0,0723	2,0117
88	669,14	0,00544	0,1577	5,1922	641,87	0,00287	0,074	2,1357
89	694,21	0,00549	0,1618	5,4522	651,54	0,00292	0,0756	2,2587
90	742,04	0,00588	0,1704	5,7096	697,24	0,00296	0,0773	2,3808
91	789,59	0,00627	0,1793	5,9642	742,68	0,00299	0,0792	2,5018
92	836,83	0,00667	0,1882	6,2159	787,82	0,00317	0,0839	2,6216
93	883,72	0,00705	0,1971	6,4645	832,63	0,00337	0,0886	2,7401
94	930,23	0,00744	0,2059	6,7098	877,08	0,00357	0,0933	2,8573
95	976,32	0,00782	0,2146	6,9518	921,13	0,00377	0,0979	2,9731
96	1021,96	0,0082	0,2232	7,1902	964,76	0,00397	0,1025	3,0874
97	1067,13	0,00858	0,2317	7,4249	1007,94	0,00417	0,107	3,2001
98	1111,81	0,00895	0,2401	7,6557	1050,64	0,00436	0,1115	3,3113
99	1155,96	0,00931	0,2484	7,8825	1092,85	0,00455	0,1159	3,4207
100	1199,56	0,00968	0,2567	8,1052	1134,55	0,00474	0,1203	3,5284

На основі даних табл. 2 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{муф}$ (рис. 16, а), відхилення різниць кутових координат $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$ (рис. 16, б), кутових швидкостей $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$ (рис. 16, в) та кутових прискорень $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$ (рис. 16, г) в залежності від кута зміщення кривошипів приводу в межах від $\Delta\varphi = 80^0$ до $\Delta\varphi = 100^0$ при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$. Аналіз даних табл. 2 та графіків на рис. 16 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті та відхилення різниць кутових координат при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 88^0$; мінімальне значення відхилення різниць кутових швидкостей

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ спостерігається при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 85^0$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ – при $\Delta\varphi = 86^0$; відхилення різниць кутових прискорень при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ своє мінімальне значення має при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 82^0$, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ – при $\Delta\varphi = 86^0$.

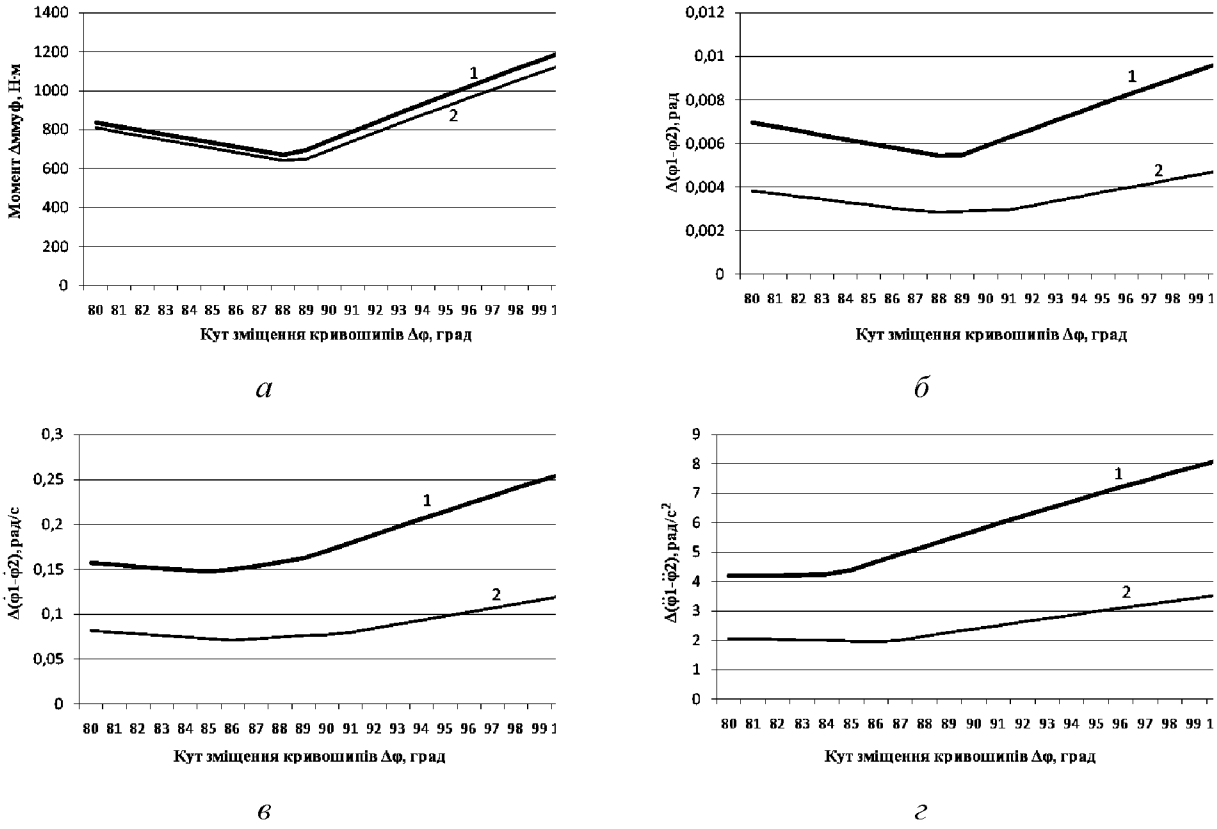


Рис. 16 – Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті (а), різниць кутових координат (б), кутових швидкостей (в) та кутових прискорень (г) в залежності від кута зміщення кривошипів при значеннях коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000\frac{H \cdot c}{м}$ (1) та $k = 8000\frac{H \cdot c}{м}$ (2)

Таким чином, в результаті проведених досліджень 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 приводу близьких до $\Delta\varphi = 90^0$. При цьому значенні кута зміщення кривошипів приводу значно покращуються динамічні характеристики установки.

Висновки.

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликової формувальної установки з рекуперацiйним 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 врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації привідного механізму.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

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

3. 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 приводу близьких до $\Delta\varphi = 90^0$.

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.

Список використаних джерел:

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси / В. М. Гарнець. Київ : Будівельник, 1991. 144 с.

2. Гарнець В. М. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принцип дії, основи теорії / В. М. Гарнець [та ін.]. – Київ : Інтерсервіс, 2015. – 238 с.

3. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов : автореф. дис… канд. наук : спец. ?? / В. Н. Кузин. М., 1981. 20 с.

4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей : дис. канд. техн. наук / В. Т. Рюшин. – Киев, 1986. – 212 с.

5. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперацiйним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I). Тернопіль, 2004. – С. 507-514.

6. Ловейкін В. С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекуперацiйним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.

7. Ловейкін В. С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекуперацiйним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : укр. міжвідом. наук.-техн. зб. Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2007. – № 41. – С. 127-134.

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

9. Ловейкін В. С. Визначення навантажень в елементах роликової формувальної установки / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Теорія і практика будівництва. – 2007. – № 3. – С. 19-23.

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

11. Ловейкін В. С. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні : укр. міжвідом. наук.-техн. зб. – Львів : Вид-во Львів. політехніки, 2015. – Вип. 49. – С. 73-79.

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

13. Патент 67091 А, МПК B28B 13/00 (2006). Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В. С., Гарнець В. М., Почка К. І. – № u2003076371 ; заявл. 08.07.2003 ; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.

14. Патент 70523 А, МПК B28B 13/00 (2006). Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В. С., Гарнець В. М., Почка К. І. – № u20031110814 ; заявл. 28.11.2003 ; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.

15. Ловейкін В. С. Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекуперацiйним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – Вип. 4. – С. 19-33.

16. Ловейкін В. С. Вплив кута зміщення кривошипів на нерівномірність руху роликової формовочної установки з рекуперацiйним приводом / В. С. Ловейкін, К. І. Почка // Техніка будівництва. – 2006. – № 18. – С. 12-22.

17. Электротехнический справочник: в 3 т. Т. 2. : Электротехнические изделия и устройства / Под ред. И. Н. Орлова [и др.]. – 7-е изд., испр. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.

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

19. Дегтярев Ю. И. Методы оптимизации / Ю. И. Дегтярев. – М. : Советское радио, 1980. – 272 с.

20. Реклейтис Г. Оптимизация в технике : в 2-х кн. Кн. 1. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М. : Мир, 1986. – 352 с.

21. Ловейкін В. С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей рекуперацiйного приводного механізму / В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Ю. О. Ромасевич // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – Київ, 2018. – Вип. 282. – С. 44-61.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018

References

1.Harnets, VM 1991, Prohresyvni betonoformuiuchi ahrehaty i kompleksy [Progressive units and complexes of formation of concrete], Budivelnyk, Kyiv.

2.Harnets, VM et al. 2015, Betonoformuvalni ahrehaty. Konstruktyvno-funktsionalni skhemy, pryntsyp dii, osnovy teorii [Concrete the forming units. Constructive and functional to the scheme, principle of action, theory basis], Interservis, Kyiv.

3.Kuzin, VN 1981, 'Tehnologija rolikovogo formovanija ploskih izdelij iz melkozernistyh betonov'[Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete], Kand.???.n. abstract, Moskva.

4.Rjushin, VT 1986, 'Issledovanie rabochego processa i razrabotka metodiki rascheta mashin rolikovogo formovanija betonnyh smesej' [Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes], Kand.tech.n thesis, Kiev.

5.Loveikin, VS & Pochka, KI 2004, 'Dynamichnyi analiz rolykovoi formovochnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' [The dynamic analysis of roller forming installation with the recuperation drive], Dynamika, mitsnist i nadiinist silskohospodarskykh mashyn, Ternopil, pp. 507-514.

6.Loveikin, VS & Pochka, KI 2007, 'Rezultaty eksperymentalnykh doslidzhen rezhymiv rukhu rolykovoi formuvalnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' [Results of pilot studies of the modes of the movement of roller forming installation with the recuperation drive], Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni P.Vasylenka, Kharkiv, no. 59, vol. 1, pp. 465-474.

7.Loveikin, VS & Pochka, KI 2007, 'Vyznachennia optymalnoho znachennia kuta zmishchennia kryvoshypiv rolykovoi formuvalnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' [Determination of optimum value of a corner of shift of cranks of roller forming installation with the recuperation drive], Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni, Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniky, Lviv, no. 41, pp. 127-134.

8.Loveikin, VS & Pochka, KI 2008, 'Vyznachennia navantazhen v elementakh rolykovykh formuvalnykh ustanovok' [Definition of loadings in elements of roller forming installations], Zbirnyk naukovykh prats ?? название, Ukrainskyi derzhavnyi universytet zaliznychnoho transportu, Kharkiv, iss. 88, pp. 15-20.

9.Loveikin, VS & Pochka, KI 2007, 'Vyznachennia navantazhen v elementakh rolykovoi formuvalnoi ustanovky' [Definition of loadings in elements of roller forming installation], Teoriia i praktyka budivnytstva, no. 3, pp. 19-23.

10.Loveikin, VS & Pochka, KI 2012, 'Doslidzhennia dynamichnykh navantazhen v elementakh rolykovykh formuvalnykh ustanovok' [Research of dynamic loadings in elements of roller forming installations], Vznik moderni vedecke – 2012, Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technologie, Education and Science, Praha, pp. 20-25.

11.Loveikin, VS & Pochka, KI 2015, 'Doslidzhennia navantazhen v elementakh rolykovoi formuvalnoi ustanovky z vrivnovazhenym pryvodom' [Research of loadings in elements of roller forming installation with the balanced drive], Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni, Vydavnytstvo Lvivskoi politekhniky, Lviv, iss. 49, pp. 73-79.

12.Loveikin, VS & Pochka, KI 2016, 'Analiz dinamicheskogo uravnoveshivanija privodov mashin rolikovogo formovanija' [Analysis of dynamic equilibration of drives of cars of roller formation], MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture, Lublin-Rzeszow, vol. 18, no. 3, pp. 41-52.

13.Loveikin, VS, Harnets, VM & Pochka, KI 2004, Ustanovka dlia formuvannia vyrobiv z betonnykh sumishei, Patent 67091 A.

14.Loveikin, VS, Harnets, VM & Pochka, KI 2004, Ustanovka dlia formuvannia vyrobiv z betonnykh sumishei, Patent 70523 A.

15.Loveikin, VS & Pochka, KI 2005, 'Analiz nerivnomirnosti rukhu rolykovoi formovochnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' [Analysis of unevenness of the movement of roller forming installation with the recovery drive], Pidiomno-transportna tekhnika, iss. 4, pp. 19-33.

16.Loveikin, VS & Pochka, KI 2006, 'Vplyv kuta zmishchennia kryvoshypiv na nerivnomirnist rukhu rolykovoi formovochnoi ustanovky z rekuperatsiinym pryvodom' [Influence of a corner of shift of cranks on unevenness of the movement of roller forming installation with the recuperation drive], Tekhnika budivnytstva, no. 18, pp. 12-22.

17.Orlov, IN et al. (eds.) 1986, Jelektrotehnicheskij spravochnik, vol. 2 Jelektrotehnicheskie izdelija i ustrojstva [Electrotechnical reference book of T. 2. Electrotechnical products and devices], 7th edn, Jenergoatomizdat, Moskva.

18.Shejnblit, AE 1991, Kursovoe proektirovanie detalej mashin [Course design of details of cars: Manual for technical schools], Vysshaja shkola, Moskva.

19.Degtjarev, JuI 1980, Metody optimizacii [Optimization methods], Sovetskoe radio, Moskva.

20.Reklejtis, G, Rejvindran, A Rjegsdel, K 1986, Optimizacija v tehnike [Optimization in the equipment], book 1, Mir, Moskva.

21.Loveikin, VS, Pochka, KI & Romasevych, YuO 2018, 'Dynamichnyi analiz rolykovoi formuvalnoi ustanovky iz vrakhuvanniam dysypatyvnykh vlastyvostei rekuperatsiinoho pryvodnoho mekhanizmu' [Dynamic analysis of roller forming installation taking into account dissipative properties of the recuperation driving mechanism], Naukovyi visnyk Natsionalnoho universytetu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy, Seriia Tekhnika ta enerhetyka APK, Kyiv, iss. 282, pp. 44-61.

Стаття надійшла до редакції 15 листопада 2018 р.

©Ловейкін В.С., Почка К.І, Ромасевич Ю.О., Почка О.Б., 2018