

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

DOI: 10.31548/machenergy.2019.01.208

Machinery & Energetics

Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018

[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science
of Ukraine. Series: Technique and Energy of APK.
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Vol. 10

№ 1

Kyiv – 2019

Editor-in-Chief

Prof., DS, Stanislav Nikolajenko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Vice-Editor

Prof. Ildus Ibatullin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Valeriy Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Kozyrskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Assistants Editor

PhD Viktoriya Kyrylyuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

PhD Ivan Rogovskii, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

PhD Oleksandr Synyavskiy, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Editorial Board

Prof. Andrey Tevyashev, Kharkov National University of Radio Electronics, Ukraine

Prof. Andriy Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Andrzej Marczuk, University of Life Sciences in Lublin, Poland

Prof. Dainis Viesturs, Latvia University of Agriculture, Latvia

Prof. Dmytro Voytiuk, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Gennadiy Golub, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Georgiy Tayanowski, University of Agriculture in Minsk, Belarus

Prof. Henryk Sobczuk, Polish Academy of Sciences, Poland

Prof. Janusz Wojdalski, Warsaw University of Life, Poland

Prof. Leonid Aniskevych, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Yevgen Aftandilyants, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Larysa Bal-Prylypko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Ludvikas Spokas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Petro Yevych, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Ondrej Savec, Czech University of Life Sciences Prague, Czech Republic

Prof. Vjacheslav Shebanin, Mykolayiv National Agrarian University, Ukraine

Prof. Povilas A. Sirvydas, Agrarian University in Kaunas, Lithuania

Prof. Stanisław Sosnowski, University of Engineering and Economics in Rzeszów, Poland

Prof. Tadeusz Złoto, Częstochowa University of Technology, Poland

Prof. Valery Adamchuk, National Scientific Centre «Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture» in Kiev, Ukraine

Prof. Vitaliy Lysenko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Boyko, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Bulgakov, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobets, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Volodymyr Gorobet, National Agrarian University of Moldova, Moldova Republic

Prof. Volodymyr Kravchuk, State Scientific Organization „Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Machinery and Technologies for Agricultural Production”, Ukraine

Prof. Vyatcheslav Adamchuk, University McGill, Canada

Prof. Vyatcheslav Loveykin, National University of Life and Environmental Science of Ukraine in Kiev, Ukraine

Prof. Wacław Romaniuk, Institute of Technology and Life Sciences Branch in Warsaw, Poland

Prof. Wojciech Tanaś, University of Life Sciences in Lublin, Poland

All the articles are available on the webpage: www.journals.nubip.edu.ua/index.php/Tekhnica

All the scientific articles received positive evaluations by independent reviewers

Linguistic consultant: *Ivan Rogovskii*

Typeset: *Ivan Rogovskii*

Cover design: *Lyudmila Titova*

Photo on the cover: *Ivan Rogovskii*

© Copyright by National University of Life and Environmental Science of Ukraine, 2018

Editorial Office address

National University of Life and Environmental Science of Ukraine

Str. Heroiv Oborony, 15, Kyiv, Ukraine, 03041

e-mail: rogovskii@nubip.edu.ua

Printing

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

Publishing Office address

AgroMediaGroup, Novokonstantinovska Str. 4a, 04-080 Kyiv, Ukraine

ISSN 2663-1334 (print)

ISSN 2663-1342 (online)

Edition 100+16 vol.

ISSN 2663-1334 (print)
ISSN 2663-1342 (online)

DOI: 10.31548/machenergy.2019.01.208

Техніка та енергетика

*Журнал наукових досліджень
сільськогосподарського виробництва*

з 2010 року до 2018 року

[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і
природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК
ISSN 2222-8594 (print). ISSN 2415-7694 (online)]

Випуск 10

№ 1

Київ – 2019

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. Редкол. :

С. М. Ніколаєнко (відп. ред.) та ін. Київ. 2019. Вип. 10. № 1. 208 с.

Висвітлено результати наукових досліджень, проведених працівниками Національного університету біоресурсів і природокористування України і в співпраці із закордонними науковцями, працівниками навчальних закладів Міністерства освіти і науки України та науково-дослідних інститутів НАН України, НААН України і Міністерства аграрної політики та продовольства України.

Редакційна колегія: С. М. Ніколаєнко, д-р пед. наук, проф. (відповідальний редактор); І. І. Ібатуллін, д-р с.-г. наук, проф.; В. Д. Войтюк, д-р техн. наук, проф.; В. В. Козирський, д-р техн. наук, проф. (заступники відповідального редактора); В. І. Кирилюк, канд. с.-г. наук, (відповідальний секретар); І. Л. Роговський, канд. техн. наук, старший наук. співр., О. Ю. Синявський, канд. техн. наук, доц. (заступники відповідального секретаря); В. В. Адамчук, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Аніскевич, д-р техн. наук, проф.; Є. Г. Афтандіянц, д-р техн. наук, проф.; Л. В. Баль-Прилипко, д-р техн. наук, проф.; А. В. Бойко, д-р техн. наук, старший наук. співр.; В. М. Булгаков, д-р техн. наук, проф.; Д. Г. Войтюк, канд. техн. наук, проф.; Г. А. Голуб, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Горобець, д-р техн. наук, старший наук. співр.; М. В. Гребченко, д-р техн. наук, проф.; П. Євич, д-р техн. наук, проф.; А. В. Жильцов, д-р техн. наук, доц.; В. В. Каплун, д-р техн. наук, проф.; В. В. Коваль, д-р техн. наук, проф.; І. П. Кондратенко, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Коршунов, канд. техн. наук, доц.; В. І. Кравчук, д-р техн. наук, проф.; В. Романюк, д-р техн. наук, проф.; В. П. Лисенко, д-р техн. наук, проф.; В. С. Ловейкін, д-р техн. наук, проф.; К. Г. Лопатько, д-р техн. наук, доц.; С. Марек, д-р техн. наук, проф.; І. І. Назаренко, д-р техн. наук, проф.; В. М. Несвідомін, д-р техн. наук, проф.; Т. Павловські, д-р техн. наук, проф.; С. Ф. Пилипака, д-р техн. наук, проф.; В. Г. Самосюк, д-р техн. наук, проф.; Г. Собчук, д-р техн. наук, проф.; О. Б. Таширев, д-р техн. наук, проф.; В. В. Теслюк, д-р с.-г. наук, проф.; С. Г. Фришев, д-р техн. наук, проф.; В. В. Харченко, д-р техн. наук, проф.; А. Хоховські, проф.; С. П. Циганков, д-р техн. наук, старший наук. співр.; С. А. Шворов, д-р техн. наук, проф.; Ю. Яцкевич, д-р техн. наук, проф.

Рекомендовано до друку Вченою радою НУБіП України, протокол № 7 від 22 травня 2019 р.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» є правонаступником наукового видання «Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК», який згідно з наказами Міністерства освіти і науки України від 13 липня 2015 р. № 747 та від 07 травня 2019 р. № 612 внесений до переліку наукових друкованих фахових видань України, в яких можуть бути опубліковані результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступеней доктора і кандидата технічних наук.

Науковий журнал «Machinery & Energetics» внесено до бібліографічної бази даних наукових публікацій внесено до бібліографічних баз даних наукових публікацій CrossRef, РІНЦ, Ulrich's Periodicals Directory, USJ, BASE, SIS, AGRIS, індексується Google Scholar, RePEc, ResearchBib, MIAR.

Відповідальний за випуск І. Л. Роговський.

Адреса редколегії: 03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15,
Національний університет біоресурсів
і природокористування України, тел. 527-82-41

© Національний університет біоресурсів і
природокористування України, 2019

УДК 693.546

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

В. С. Ловейкін¹, К. І. Почка², Ю. О. Ромасевич¹, Ю. В. Ловейкін³

¹Національний університет біоресурсів і природокористування України, Україна.

²Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна.

³Національний університет імені Тараса Шевченка, Україна.

Кореспонденція авторів: lovvs@ukr.net.

Історія статті: отримано – грудень 2018, акцентовано – травень 2019.

Бібл. 24, рис. 15, табл. 1.

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, представленої 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 останніх досліджень

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 установок.

Мета досліджень

Мета досліджень полягає у визначенні навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом із врахуванням жорсткості та коефіцієнта дисипації передавального механізму та дослідження впливу кута зміщення кривошипів на динаміку установки.

Результати досліджень

З метою зменшення витрат енергії в машинах роликового 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 привідного 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). Кожен 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 уочувальних 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

привідного 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_{A_1} , x_{A_2} та x_{A_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.

Під час роботи роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим привідним 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). В цій моделі прийняті такі позначення: M_{i1} – рушійний момент на валу привідного електродвигуна, зведений до осі повороту кривошипів; M_{i2} – момент від сил опору переміщення формувальних візків з уочувальними роликами, зведений до осі повороту кривошипів; J_{i1} – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції ротора електродвигуна та елементів привідного механізму; J_{i2} – зведений до осі повороту кривошипів момент інерції формувальних візків та кривошипно-шатунних механізмів; $\tilde{n}$ – жорсткість привідного механізму, зведена до осі повороту кривошипів; φ_1 та φ_2 – узагальнені координати зведених мас J_{i1} та J_{i2} відповідно.

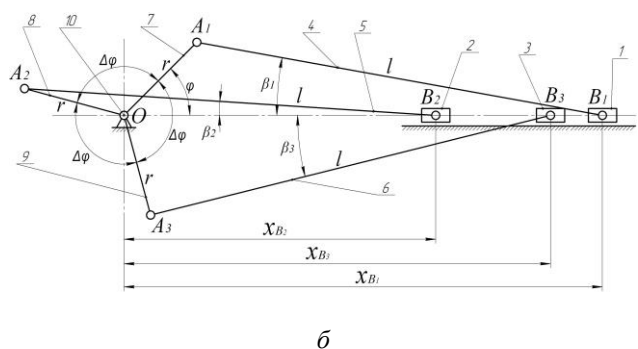
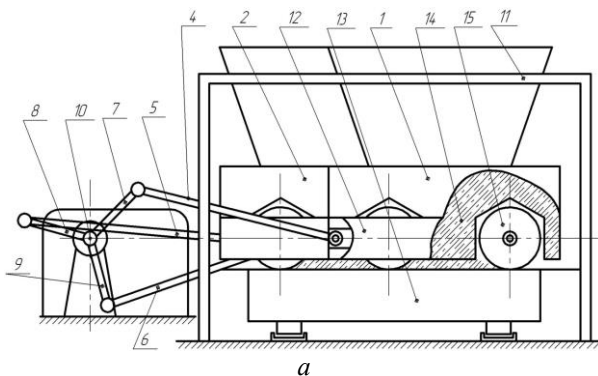


Рис. 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

Fig. 1. Roller forming plant with energy-balanced drive (a) and its kinematic diagram (b).

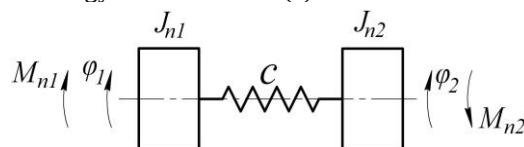


Рис. 2. Динамічна модель роликової формувальної установки.

Fig. 2. Dynamic model of roll forming installation.

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_θ порівню 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:

$$J_\kappa = 3 \cdot J'_\kappa + 3 \cdot \frac{m_\theta}{2} \cdot r^2 = 3 \cdot \left(J'_\kappa + \frac{m_\theta}{2} \cdot r^2 \right), \quad (2)$$

а маси візків будуть мати вигляд:

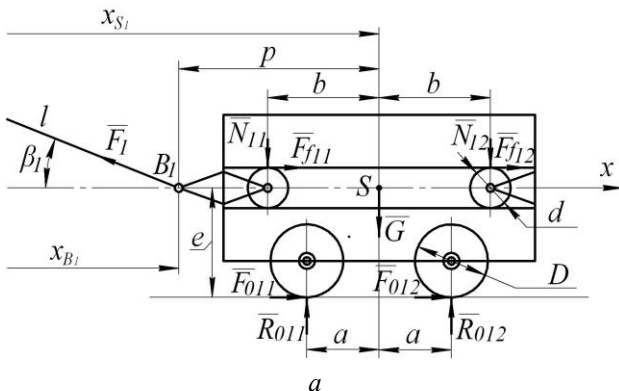
$$m_{B_1} = m'_{B_1} + \frac{m_\theta}{2}; \quad m_{B_2} = m'_{B_2} + \frac{m_\theta}{2}; \quad (3)$$

$$m_{B_3} = m'_{B_3} + \frac{m_\theta}{2}.$$

Тут m_θ – маса кожного із шатунів; m'_{B_1} , m'_{B_2} , m'_{B_3} – маса першого, другого та третього формувальних візків відповідно; J'_κ – момент інерції кожного із кривошипів відносно власної осі обертання; r – радіус кривошипів; J_κ – момент інерції кожного із кривошипів з половиною маси шатуна відносно власної осі обертання; m_{B_1} , m_{B_2} , m_{B_3} – 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:



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

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

Оскільки всі три візки рухаються поступально, то усі їхні точки мають однакову швидкість. Тому можна прийняти, що $\dot{x}_{S_1} = \dot{x}_{B_1}$, $\dot{x}_{S_2} = \dot{x}_{B_2}$ та $\dot{x}_{S_3} = \dot{x}_{B_3}$.

Виразимо швидкості точок B_1 , B_2 та B_3 через координати кривошипів та їх похідні за часом. Для цього скористаємось залежностями:

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

Тоді залежність (4) буде мати вигляд:

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

Кінетична енергія другого диска на рис. 2 виражається залежністю:

$$T_i = \frac{1}{2} \cdot J_{i2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (7)$$

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

$$\frac{1}{2} \cdot \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[J_\delta + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] = \frac{1}{2} \cdot J_{i2} \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (8)$$

З рівняння (8) отримуємо:

$$J_{i2} = J_\delta + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2. \quad (9)$$

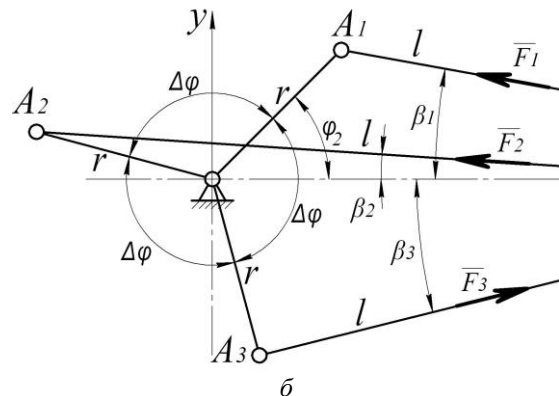


Рис. 3. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на привідний механізм (б) установки з енергетично врівноваженим приводом.

Fig. 3. Calculating design loads on the moulding carriage (a) and drive gear (b) installing energy-balanced drive.

Для визначення зведеного моменту сил опору M_{i2} 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 уковувальних роликів з бетонною сумішшю; R_{011} , R_{012} – вертикальні сили взаємодії уковувальних роликів з бетонною сумішшю; N_{11} , N_{12} – нормальні реакції напрямних руху формувального візка на напрямні ролики; $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{i\delta}$, $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{i\delta}$ – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувального візка; $f_{i\delta}$ – 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 уковувального 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} , $f_{i\delta}$, 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 кожний з візків на координатні осі x і y та складемо суму моментів цих сил відносно точок B_1 , B_2 та B_3 (рис. 3) в результаті чого отримаємо:

– для першого формувального візка:

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

– для другого формувального візка:

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

– для третього формувального візка:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

На основі залежностей (13)-(15) знайдемо моменти сил опору M_{i1} , M_{i2} і M_{i3} від кожного з формувальних візків та сумарний момент сил опору M_{i2} , зведений до осі повороту кривошипів:

$$M_{i1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_2 - \beta_1\right) = F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1); \quad (22)$$

$$M_{i2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + \Delta\varphi) - \beta_2\right) = F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2); \quad (23)$$

$$M_{i3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi_2 + 2\Delta\varphi) - \beta_3\right) = F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3); \quad (24)$$

$$\begin{aligned} M_{i2} &= M_{i1} + M_{i2} + M_{i3} = \\ &= F_1 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) + \\ &+ F_2 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) + \\ &+ F_3 \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \quad (25)$$

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

$$\begin{aligned} r \cdot \sin \varphi_2 &= l \cdot \sin \beta_1; \quad r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi) = l \cdot \sin \beta_2; \\ r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi) &= l \cdot \sin \beta_3. \end{aligned} \quad (26)$$

Звідки:

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

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

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

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

$$\tilde{I} = \frac{1}{2} \cdot \tilde{n} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)^2. \quad (29)$$

Кінетична енергія системи виражається залежністю:

$$T = \frac{1}{2} \cdot J_{i1} \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \left[J_{\hat{e}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2^2. \quad (30)$$

Узагальнені сили мають вигляд:

$$Q_{\varphi_1} = M_{i1}; \quad Q_{\varphi_2} = M_{i2}, \quad (31)$$

де M_{i1} – рушійний момент на валу приводного електродвигуна, зведений до осі повороту кривошипа, який визначається за формулою Клосса:

$$M_{i1} = \frac{2 \cdot M_{\hat{e}\delta} \cdot u \cdot \eta_i}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\hat{e}\delta}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}}. \quad (32)$$

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

$$s_{\hat{e}\delta} = s_i \cdot \left(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1} \right),$$

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

$$s_i = 1 - \frac{\omega_i}{\omega_0}.$$

Тут ω_i – номінальна кутова швидкість ротора приводного електродвигуна.

Взявши похідні від виразу кінетичної енергії системи, отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi_2} = \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]; \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{i1} \cdot \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\hat{e}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \dot{\varphi}_2; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_{i1} \cdot \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_2} = \left[J_{\hat{e}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \dot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right]. \end{cases} \quad (33)$$

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

$$\left\{ \begin{aligned} J_{i1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\hat{e}\hat{\delta}} \cdot u \cdot \eta_i}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\hat{e}\hat{\delta}}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - \tilde{n} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2); \\ \left[J_{\hat{e}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ + \ddot{\varphi}_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ = \tilde{n} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{i\hat{\delta}} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{i\hat{\delta}} + F_{011} + F_{012} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{i\hat{\delta}} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{i\hat{\delta}} + F_{021} + F_{022} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ - \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{i\hat{\delta}} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{i\hat{\delta}} + F_{031} + F_{032} \right] \cdot r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \right. \quad (34)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами [4]: $r = 0,2\text{ м}$; $l = 0,8\text{ м}$; горизонтальні сили взаємодії укочувальних роликів з бетонною сумішшю $F_{011} = F_{012} = F_{021} = F_{022} = F_{031} = F_{032} = 7962\text{ Н}$ при здійсненні процесу ущільнення формувальним візком з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,11\text{ м}$ будівельної суміші з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22\text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\hat{o}\hat{u}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\hat{o}\hat{u}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\hat{e}\hat{i}\hat{a}$; $R_{011} = R_{012} = R_{021} = R_{022} = R_{031} = R_{032} = 9740\text{ Н}$; $m_{\hat{o}} = 64\hat{e}\hat{a}$; $m'_{B_1} = m'_{B_2} = m'_{B_3} = 1000\hat{e}\hat{a}$; $f_{i\hat{\delta}} = 0,008$; $D = 0,22\text{ м}$; $d = 0,046\text{ м}$; $\hat{a} = 0,27\text{ м}$; $b = 0,37\text{ м}$; $\hat{\delta} = 0,52\text{ м}$; $\hat{a} = 0,21\text{ м}$; маса візка з половиною маси шатуна $m_{B_1} = m_{B_2} = m_{B_3} = 1032\hat{e}\hat{a}$; $G = 10124,9\text{ Н}$ 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_{i1} , M_{i2} , M_{i3} та M_{i2} (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: $\omega_0 = 104,72\hat{a}\hat{a}/\hat{n}$, $\omega_i = 102,1\hat{a}\hat{a}/\hat{n}$, $\omega_{\hat{e}\hat{\delta}} = 94,95\hat{a}\hat{a}/\hat{n}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $J_p = 0,183\hat{e}\hat{a} \cdot \hat{i}^2$ – момент інерції ротора двигуна;

$\hat{i}_i = 176,3\hat{f} \cdot \hat{i}$ – пусковий момент;
 $\hat{i}_i = 146,915\hat{f} \cdot \hat{i}$ – номінальний момент;
 $\hat{i}_{\hat{e}\hat{\delta}} = 293,83\hat{f} \cdot \hat{i}$ – критичний момент;

$\lambda = \frac{M_{kp}}{M_n} = 2,0$ – відношення критичного моменту до номінального; $s_i = 0,025$ – номінальне ковзання електродвигуна; $s_{\hat{e}\hat{\delta}} = 0,0933$ – критичне ковзання електродвигуна. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [20] з номінальним моментом, що передається, $\hat{i}_{i\hat{m}} = 500\hat{f} \cdot \hat{i}$ і моментом інерції $J_i = 0,32\hat{e}\hat{a} \cdot \hat{i}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $u = 9,8$ і моментом інерції $J_{\hat{\delta}\hat{a}\hat{a}} = 0,046\hat{e}\hat{a} \cdot \hat{i}^2$.

Значення першої та другої передаточних функцій візків визначаються з виразів функцій зміни координат першого, другого та третього формувальних візків відповідно (рис. 1, 6) [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:

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

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

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



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.

Fig. 4. The graphs of the reactions of guide rollers N_{11} (1), N_{12} (2), N_{21} (3), N_{22} (4), N_{31} (5) and N_{32} (6) depending on the angle of rotation of the cranks.



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

Fig. 5. Schedule change efforts in connecting rod F_1 (1), F_2 (2) and F_3 (3) depending on the angle of rotation of the cranks.

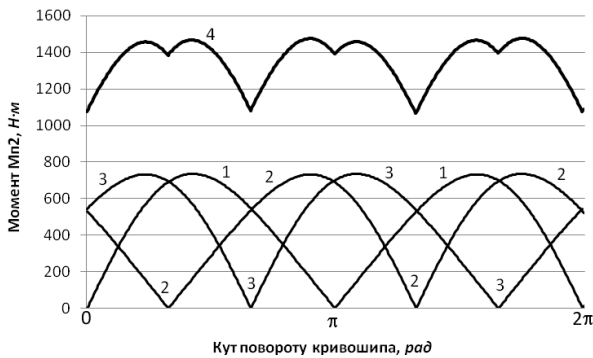


Рис. 6. Графік зміни моментів сил опору M_{11} (1), M_{12} (2), M_{13} (3) та M_{12} (4) в залежності від кута повороту кривошипів.

Fig. 6. Schedule changes of the moments of forces of resistance M_{11} (1), M_{12} (2), M_{13} (3) and M_{12} (4) depending on the angle of rotation of the cranks.

Вирази $\cos \beta_1$, $\cos \beta_2$ та $\cos \beta_3$ можна розкласти в ряд за формулою бінома Ньютона:

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

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

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

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

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

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

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:

$$x_{B1} = r \cdot \cos \varphi_2 + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi_2 \right)^2 \right]; \quad (44)$$

$$x_{B2} = r \cdot \cos(\varphi_2 + \Delta \varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + \Delta \varphi) \right)^2 \right]; \quad (45)$$

$$x_{B3} = r \cdot \cos(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) + l \cdot \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) \right)^2 \right]. \quad (46)$$

Значення першої та другої передаточних функцій всіх трьох формувальних візків матимуть вигляд:

$$\frac{\partial x_{B1}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left(\sin \varphi_2 + \frac{r}{2l} \cdot \sin 2\varphi_2 \right);$$

$$\frac{\partial x_{B2}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + \Delta \varphi) + \frac{r}{2l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + \Delta \varphi) \right]; \quad (47)$$

$$\frac{\partial x_{B3}}{\partial \varphi_2} = -r \cdot \left[\sin(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) + \frac{r}{2l} \cdot \sin 2(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) \right];$$

$$\frac{\partial^2 x_{B1}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left(\cos \varphi_2 + \frac{r}{l} \cos 2\varphi_2 \right);$$

$$\frac{\partial^2 x_{B2}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + \Delta \varphi) + \frac{r}{l} \cos 2(\varphi_2 + \Delta \varphi) \right]; \quad (48)$$

$$\frac{\partial^2 x_{B3}}{\partial \varphi_2^2} = -r \cdot \left[\cos(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) + \frac{r}{l} \cos 2(\varphi_2 + 2\Delta \varphi) \right].$$

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

$\tilde{n} = 150000 \frac{\dot{f}}{i}$. 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 роликової формувальної установки з урахуванням дисипації при пускогальмівних режимах руху формувальних візків систему рівнянь (34) було доповнено величиною дисипації приводу k :

$$\left\{ \begin{aligned} J_{i1} \cdot \ddot{\varphi}_1 &= \frac{2 \cdot M_{\dot{\varepsilon}\delta} \cdot u \cdot \eta_i}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0} + \frac{s_{\dot{\varepsilon}\delta}}{1 - \frac{\dot{\varphi}_1 \cdot u}{\omega_0}}} - \\ &- \tilde{n} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) - k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2); \\ \left[J_{\dot{\varepsilon}} + m_{B_1} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + m_{B_2} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \right)^2 + \right. \\ &\left. + m_{B_3} \cdot \left(\frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \right)^2 \right] \cdot \ddot{\varphi}_2 + \\ &+ \varphi_2^2 \cdot \left[m_{B_1} \cdot \frac{\partial x_{B_1}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_1}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ &\left. + m_{B_2} \cdot \frac{\partial x_{B_2}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_2}}{\partial \varphi_2^2} + \right. \\ &\left. + m_{B_3} \cdot \frac{\partial x_{B_3}}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\partial^2 x_{B_3}}{\partial \varphi_2^2} \right] = \\ &= \tilde{n} \cdot (\varphi_1 - \varphi_2) + k \cdot (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_1 - f_{i\delta} \cdot \sin \beta_1} \cdot \left[(R_{011} + R_{012} - G) \cdot f_{i\delta} + \right. \\ &\left. + F_{011} + F_{012} \right] \times \\ &\times r \cdot \sin(\varphi_2 + \beta_1) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_2 - f_{i\delta} \cdot \sin \beta_2} \cdot \left[(R_{021} + R_{022} - G) \cdot f_{i\delta} + \right. \\ &\left. + F_{021} + F_{022} \right] \times \\ &\times r \cdot \sin(\varphi_2 + \Delta\varphi + \beta_2) - \\ &- \frac{1}{\cos \beta_3 - f_{i\delta} \cdot \sin \beta_3} \cdot \left[(R_{031} + R_{032} - G) \cdot f_{i\delta} + \right. \\ &\left. + F_{031} + F_{032} \right] \times \\ &\times r \cdot \sin(\varphi_2 + 2\Delta\varphi + \beta_3). \end{aligned} \right. \quad (49)$$

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 зрівноваженим привідним механізмом із вказаними вище параметрами рекомендована величина коефіцієнта дисипації має значення в межах від $k = 6000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ до $k = 8000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$. 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 $\dot{M}_{i\delta\delta}$ (рис. 7) на ділянці усталеного руху в залежності від часу при значеннях коефіцієнта дисипації $k = 2000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ (чорний колір). Аналіз цих графіків показує, що при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ динамічна складова пружного моменту у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $\dot{M}_{i\delta\delta \min} = -648,47 \dot{f} \cdot i$ до $\dot{M}_{i\delta\delta \max} = 618,86 \dot{f} \cdot i$, при цьому зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{i\delta\delta} = 1267,33 \dot{f} \cdot i$. При значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ момент у муфті на усталеному режимі руху змінюється в межах від $M_{\text{муф} \min} = -594,37 \text{ Н} \cdot \text{м}$ до $M_{\text{муф} \max} = 586,24 \text{ Н} \cdot \text{м}$, а зміна відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті становить $\Delta M_{i\delta\delta} = 1180,61 \dot{f} \cdot i$.

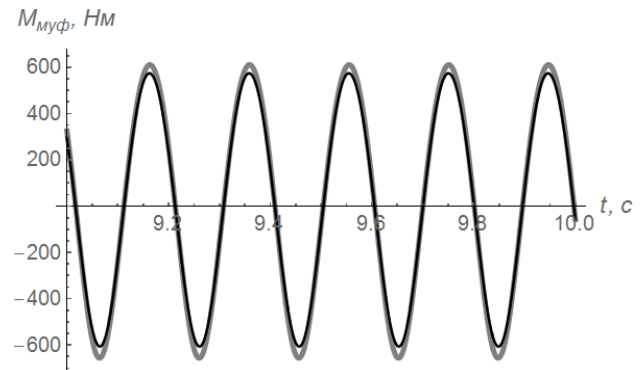


Рис. 7. Графік зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\text{муф}}$ в залежності від часу.

Fig. 7. Schedule changes the dynamic elastic moment coupling $M_{\text{муф}}$ depending on time.

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 $k = 2000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ (сірий колір) та $k = 8000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ (чорний колір) відповідно. Аналіз цих графіків показує їх однаковий характер зміни, однак при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{i}$ відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0078 \delta \ddot{a} \ddot{a}$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,2495 \delta \ddot{a} \ddot{a} / \tilde{n}$ та

$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 8,1022 \delta \ddot{a} / \tilde{n}^2$ відповідно, а при значенні коефіцієнта дисипації приводу $k = 8000 \frac{\tilde{I} \cdot \tilde{n}}{i}$ ці відхилення мають значення $\Delta(\varphi_1 - \varphi_2) = 0,0039 \delta \ddot{a}$, $\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = 0,1274 \delta \ddot{a} / \tilde{n}$ та $\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = 4,1036 \delta \ddot{a} / \tilde{n}^2$ відповідно.

Визначені відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті, відхилення різниць кутових координат, кутових швидкостей і кутових прискорень відповідають роликовій формувальній установці з енергетично врівноваженим приводом, у якій кут зміщення кривошипів дорівнює $\Delta\varphi = 120^\circ$.

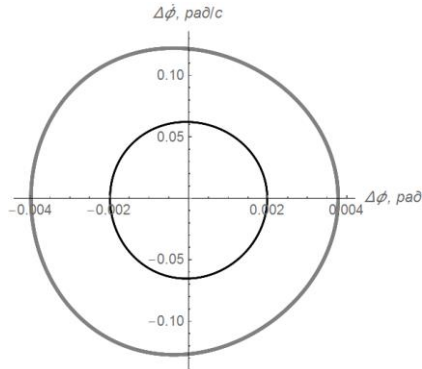


Рис. 8. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$.
Fig. 8. Graphical dependence $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$.

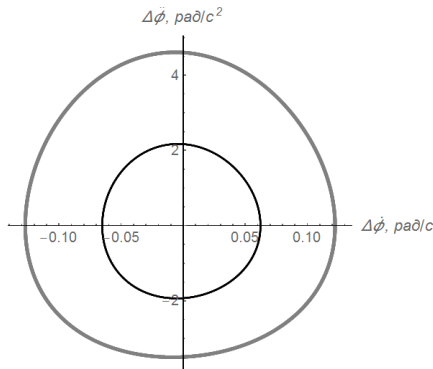


Рис. 9. Графічна залежність $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$.
Fig. 9. Graphical dependence $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$.

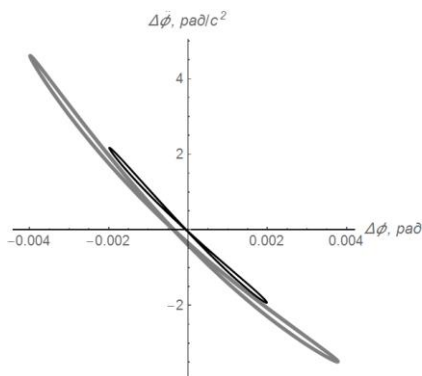
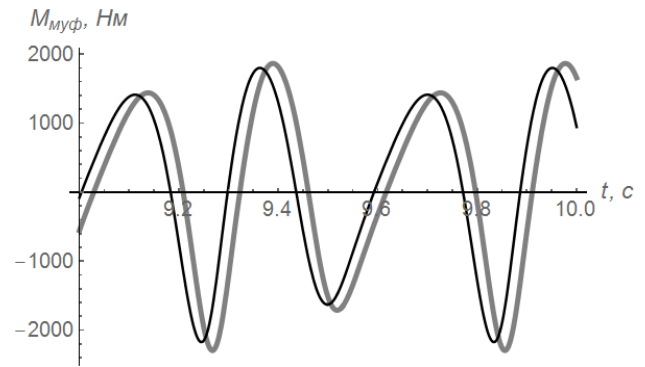
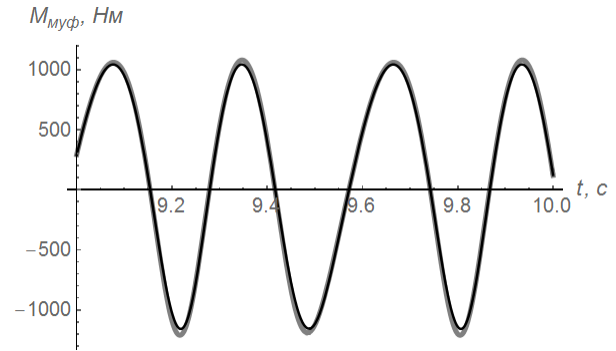


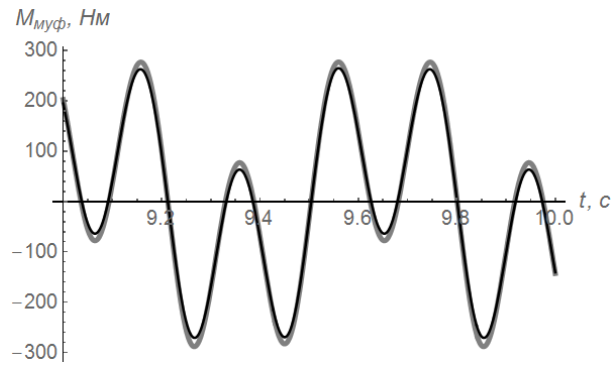
Рис. 10. Графічна залежність $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$.
Fig. 10. Graphical dependence $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$.



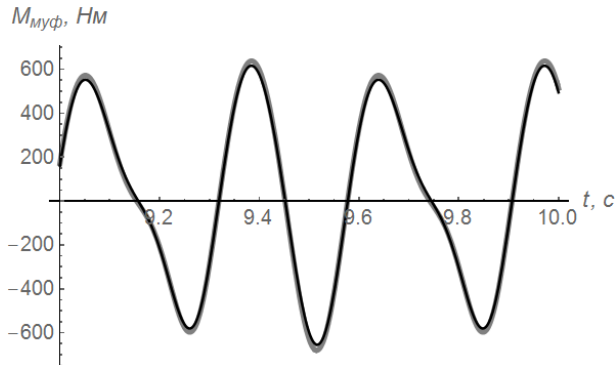
а



б



в



г

Рис. 11. Графіки зміни динамічної складової пружного моменту у муфті $M_{\mu\varphi}$ 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 – $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Fig. 11. The graphs of the variation of the dynamic elastic moment coupling $M_{\mu\varphi}$ depending on time at various values of the angle of displacement of the cranks

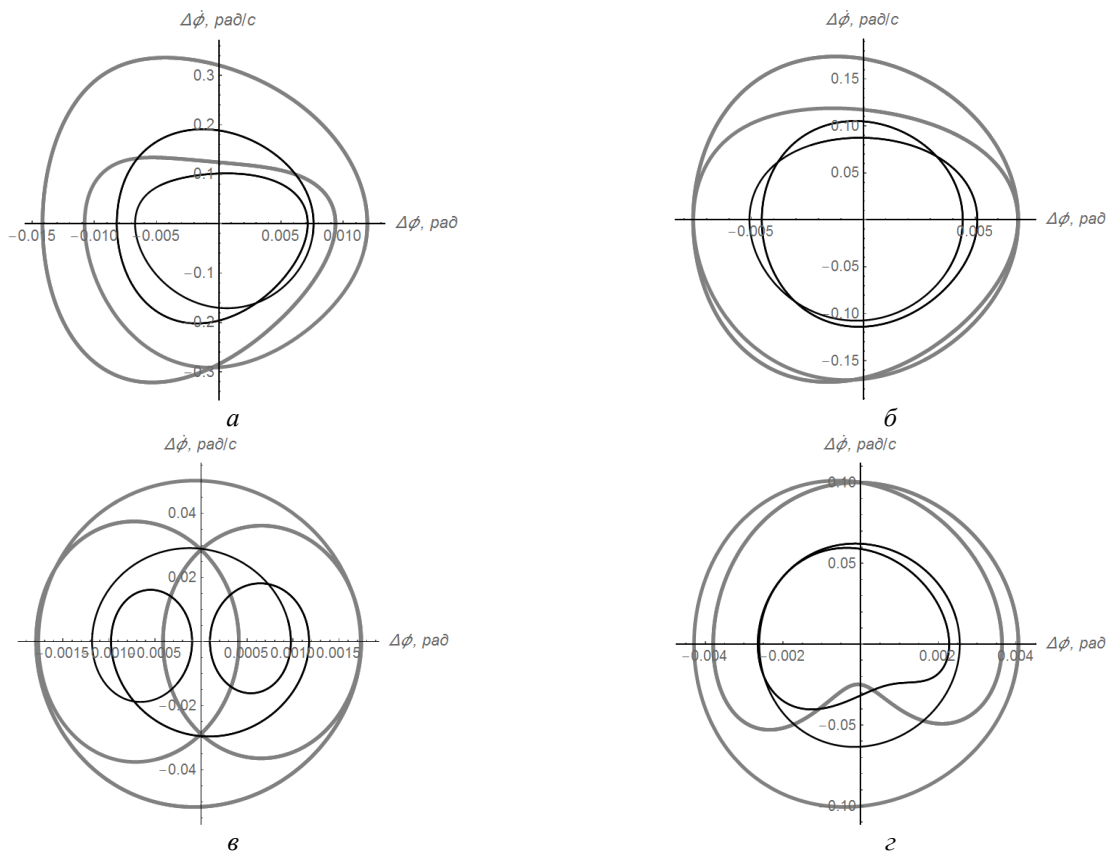


Рис. 12. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Fig. 12. Graphical dependence $((\varphi_1 - \varphi_2), (\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2))$ at various values of the angle of displacement of the cranks.

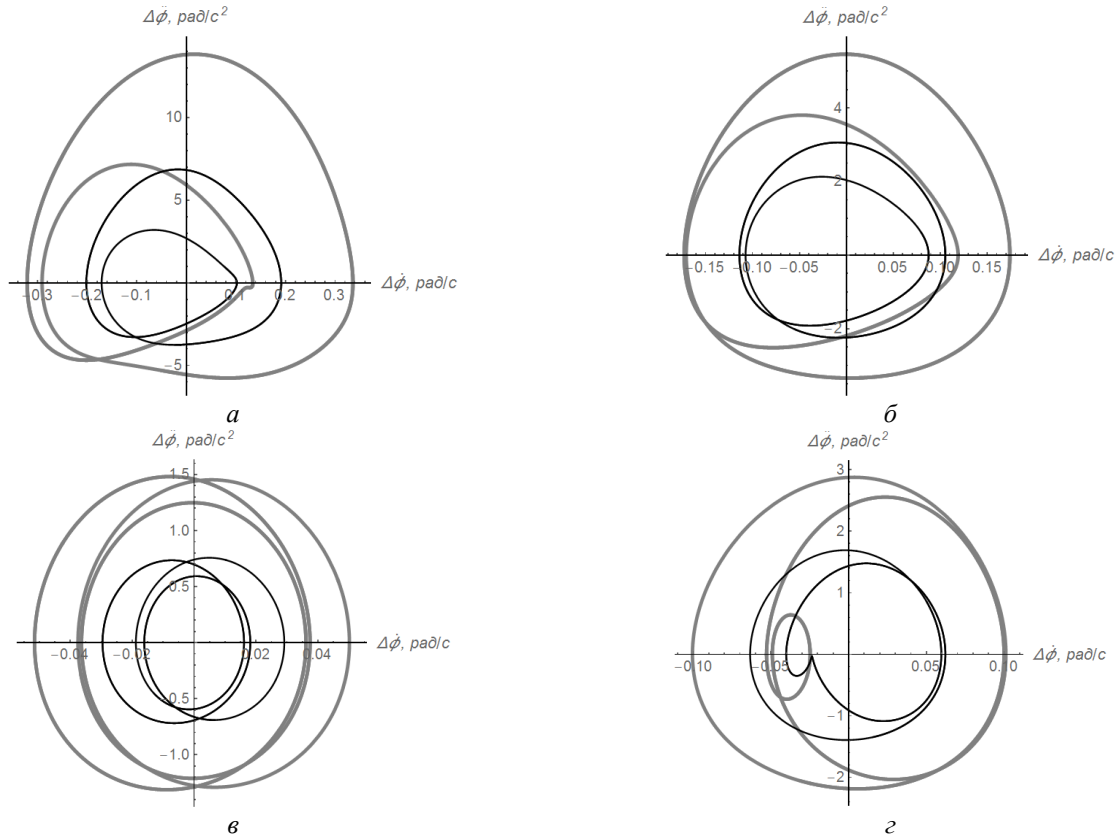


Рис. 13. Графічні залежності $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Fig. 13. Graphical dependence $((\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ at various values of the angle of displacement of the cranks.

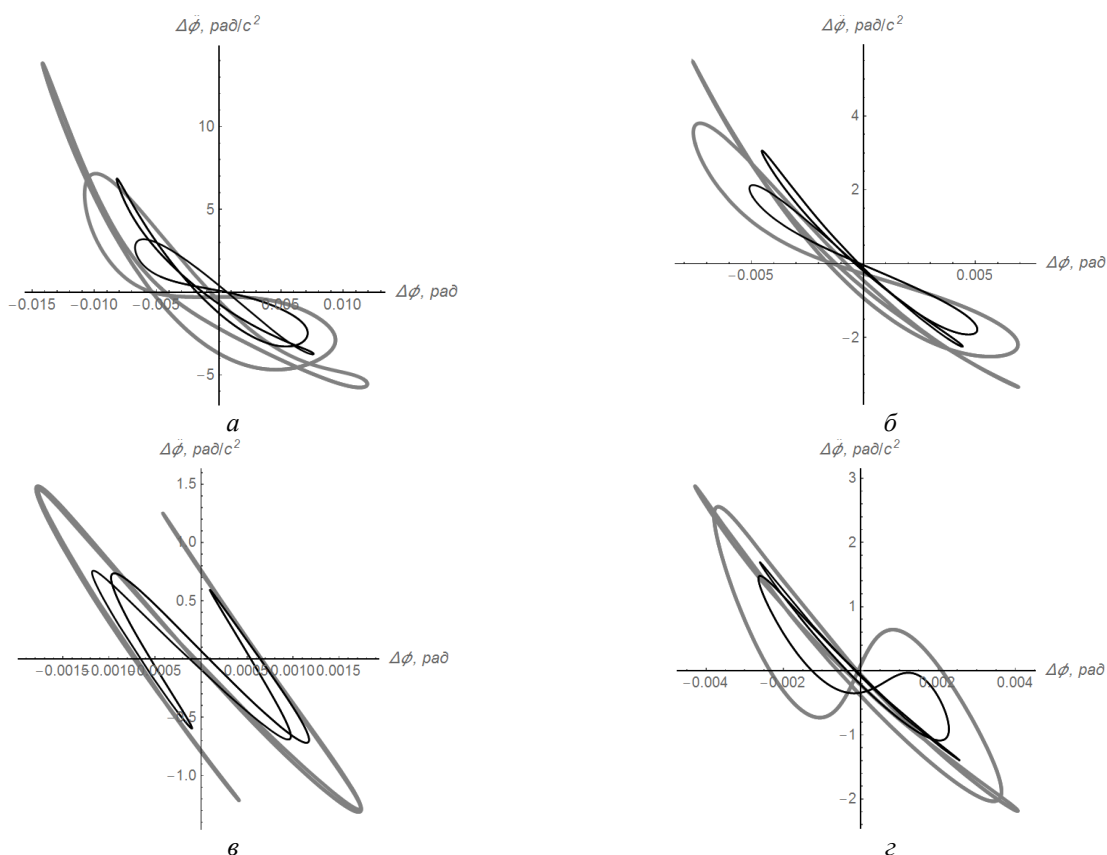


Рис. 14. Графічні залежності $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ при різних значеннях кута зміщення кривошипів: а – $\Delta\varphi = 0^\circ$; б – $\Delta\varphi = 30^\circ$; в – $\Delta\varphi = 60^\circ$; г – $\Delta\varphi = 90^\circ$.

Fig. 14. Graphical dependence $((\varphi_1 - \varphi_2), (\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2))$ at various values of the angle of displacement of the cranks.

Таблиця 1. Результати розрахунків.

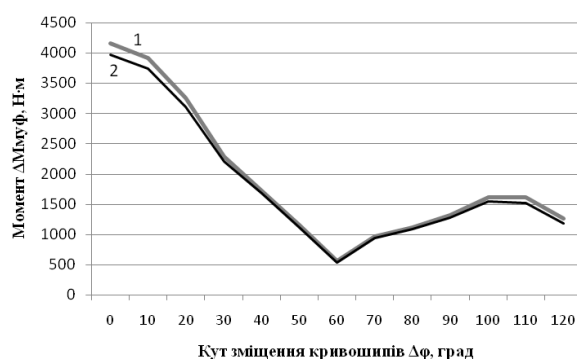
Table 1. The results of the calculations.

$\Delta\varphi$, град	$\Delta M_{i\phi\phi}$, $\dot{f} \cdot \dot{i}$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}$	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}/\tilde{n}$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}/\tilde{n}^2$	$\Delta M_{i\phi\phi}$, $\dot{f} \cdot \dot{i}$	$\Delta(\varphi_1 - \varphi_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}$	$\Delta(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}/\tilde{n}$	$\Delta(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2)$, $\delta\dot{a}\ddot{a}/\tilde{n}^2$
	$k = 2000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{\dot{i}}$				$k = 8000 \frac{\dot{f} \cdot \tilde{n}}{\dot{i}}$			
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

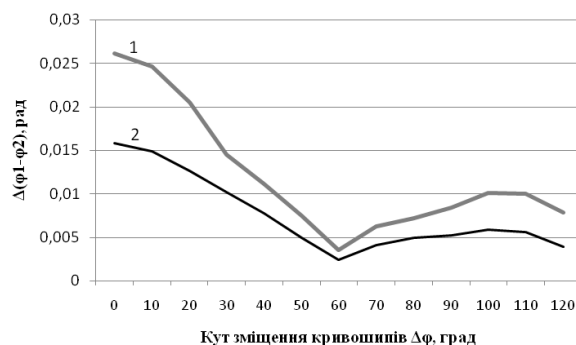
Для встановлення впливу кута зміщення кривошипів на вказані параметри в попередніх розрахунках було підставлено різні значення кута $\Delta\varphi$ в межах від $\Delta\varphi = 0^\circ$ до $\Delta\varphi = 120^\circ$ з кроком 10° при значеннях

коефіцієнта дисипації приводу $k = 2000 \frac{H \cdot c}{m}$ і $k = 8000 \frac{H \cdot c}{m}$.

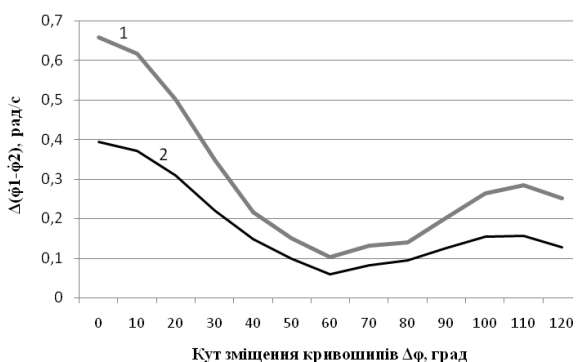
Результати розрахунків наведено в табл. 1.



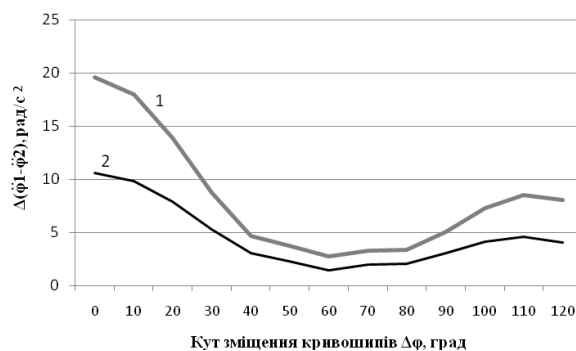
а



б



в



г

Рис. 15. Графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\delta\delta\delta}$ (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 $k = 2000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$ (1) та $k = 8000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$ (2).

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 $\Delta\varphi$. На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\delta\delta\delta}$ (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 $k = 2000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$ та $k = 8000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$.

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 15 показує, що відхилення динамічної складової пружного моменту у муфті $\Delta M_{\delta\delta\delta}$, 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 $k = 2000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$ та $k = 8000 \frac{\dot{I} \cdot \ddot{n}}{\dot{i}}$ свої мінімальні значення мають при куті зміщення кривошипів $\Delta\varphi = 60^\circ$.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень з метою підвищення надійності та довговічності роликів формувальної установки з енергетично зрівноваженим 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.

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 динаміку 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 $\Delta\varphi = 60^\circ$.

4. 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 літератури

1. Гарнець В. М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. Київ. Будівельник, 1991. 144 с.
2. Гарнець В. М., Зайченко С. В., Човнюк Ю. В., Шаленко В. О., Приходько Я. С. Бетоноформувальні агрегати. Конструктивно-функціональні схеми, принципи дії, основи теорії. Київ. Інтерсервіс, 2015. 238 с.
3. Кузин В. Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов: автореф. дис. ... канд. наук. Моск. инж.-строит.ин-т. Москва. 1981. 186 с.
4. Рюшин В. Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: дис. ... канд. техн. наук. Киев. инж.-строит. ин-т. Киев, 1986.
5. Ловейкін В. С., Почка К. І. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Динаміка, міцність і надійність с.-г. машин: Праці I міжнар. наук.-техн. конф. (DSR AM-I)*. (Тернопіль, 4-7 жовт. 2004). Тернопіль, 2004. С. 507–514.
6. Ловейкін В. С., Почка К. І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. *Вісник Харківського національного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2007. Т. 1. № 59. С. 465-474.
7. Ловейкін В. С., Почка К. І. Синтез кулачкового приводного механізму роликової формувальної установки з комбінованим режимом руху по ускоренню третього порядку. *Наука і техніка*. 2017. Т. 16, № 3. С. 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 роликової 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 роликових 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 роликової формувальної установки. *Теорія і практика буд-ва*. 2007. № 3. С. 19-23.
12. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження динамічних навантажень в елементах роликових формувальних установок. *Vznik moderni vedecke – 2012. Materialy VIII mezinarodni vedecko-prakticka conference–Dil. 18. Technicke vedy. Moderni informacni technolo-*
13. *gie: Praha. Publishing House “Education and Science” s.r.o.* P. 20-25.
14. Ловейкін В. С., Почка К. І. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з врівноваженим приводом. *Автоматизація вироб. процесів у машинобуд. та приладобуд.* НУ «Львівська політехніка», 2015. Вип. 49. С. 73-79.
15. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз динамічного урівноваження приводов машин роликового формования. *MOTROL. Commission Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin-Rzeszow. 2016. Vol. 18. No 3. P. 41-52.
16. Патент України на корисну модель № 50032 У. 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.
17. Ловейкін В. С., Почка К. І. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки. *Науково-технічний журнал «Техніка будівництва»*. 2014. № 32. С. 25-32.
18. Ловейкін В. С., Почка К. І. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2010. № 4 (60). С. 20-29.
19. Ловейкін В. С., Ковбаса В. П., Почка К. І. Динамічний аналіз роликової 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.
20. *Электротехнический справочник*. В 3 т. Т. 2. Электротехнические изделия и устройства (гл. ред. И. Н. Орлов). 7-е изд., испр. и доп. Москва. Энергоатомиздат, 1986. 712 с.
21. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособ. для техникумов. Москва. Высшая школа. 1991. 432 с.
22. Дегтярев Ю. И. Методы оптимизации. Москва. Советское радио, 1980. 272 с.
23. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Кн. 1. Пер. с англ. Москва. Мир, 1986. 352 с.
24. Loveykin 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.
25. Ловейкін В. С., Почка К. І., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Динамічний аналіз роликової 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.

References

1. Garnec, V. M. (1991). Progressive concrete the forming units and complexes. Kyiv: Budivelnik.
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. Kuzin, V. N. (1981). Technology of roller formation of flat articles from fine-grained concrete. (Extended abstract of candidate thesis). Moscow construction institute, Moscow, USSR.

4. Rjushin, V. T. (1986). Research of working process and development of a method of calculation of cars of roller formation of concrete mixes. (Unpublished candidate thesis). Kyiv construction institute, Kyiv, USSR.

5. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2004). The dynamic analysis of roller forming installation with the rekuperativ 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 forming installation with the recuperativ drive. The bulletin of the Kharkov national university of agriculture of P. Vasilenko, vol. 1, No. 59, 465-474.

7. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2017). Synthesis of camshaft driving mechanism in roller molding installation with combined motion mode according to acceleration of third order. Science & Technique. No. 16 (3), 206-214. (in Russian) 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 instrument 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 installations. 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 University "Lviv Poly-equipment", No 49, 73-79.

14. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2016). 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, 41-52.

15. Pat. 50032 UA, IPC B28B 13/00, Installation for formation of products from concrete mixes, Loveikin, 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. Technology of construction, No. 32, 25-32.

17. Loveikin, V. S. & Pochka, K. I. (2010). The analysis of unevenness of the movement of roller forming installation 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 installation 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. Orlov, I. N. (1986). Electrotechnical reference book. Vol. 2. Electrotechnical products and devices. Moscow: Jenergoatomizdat, 712.

20. Shejnblit, A. E. (1991). Course design of details of cars: Manual for technical schools. Moscow: Vysshaja shkola, 432.

21. Degtyarev, Yu. I. (1980). Optimization methods. Moscow: Sovetskoe radio, 272.

22. Rekleytis, G., Reyvindran, A. & Regsdel, K. (1986). Optimization in the equipment. In 2 books. Book 1. Translation from English. M.: Mir, 352.

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.

ВЛИЯНИЕ УГЛА СМЕЩЕНИЯ КРИВОШИПОВ НА ДИНАМИКУ РОЛИКОВОЙ ФОРМОВОЧНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЁТОМ ДИССИПАТИВНЫХ СВОЙСТВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА

В. С. Ловеikin, К. І. Почка, Ю. А. Ромасевич,
Ю. В. Ловеikin

Аннотация. Для роликовой формовочной установки с энергетически уравновешенным 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

та на приводном валу кривошипів для забезпечення процесу укладання виробів з будівельних сумішей з урахуванням дисипації приводного механізму. По середньому значенню моменту сил опору за цикл повороту кривошипів визначено номінальна розрахункова потужність, за якою обрано електродвигун, підібрані з'єднальні муфти і редуктор. Використовуючи рівняння Лагранжа другого роду, для роликової формувальної установки з енергетично збалансованим приводом, представленої двох-масовою динамічною моделлю, складено дифференціальні рівняння руху. В результаті чисельного експерименту для роликової формувальної установки з енергетично збалансованим приводним механізмом визначено значення жорсткості приводного механізму, приведеної до осі обертання кривошипів, при якій спостерігаються мінімальні навантаження в муфтах приводного механізму. Встановлено залежність моменту в муфті привода від величини коефіцієнта дисипації і визначено рекомендована величина коефіцієнта дисипації для роликової формувальної установки з енергетично збалансованим приводним механізмом. Проаналізовано вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки з енергетично збалансованим приводним механізмом.

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

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.

В. С. Ловеїкін ORCID 0000-0003-4259-3900.

К. І. Почка ORCID 0000-0002-0355-002X.

Ю. О. Ромасевич ORCID 0000-0001-5069-5929.

Ю. В. Ловеїкін ORCID 0000-0003-4570-563X.

INFLUENCE OF A CORNER OF SHIFT OF CRANKS ON DYNAMICS OF ROLLER FORMING INSTALLATION TAKING INTO ACCOUNT DISSIPATIVE PROPERTIES OF ENERGETICALLY BALANCED DRIVING MECHANISM

*V. S. Loveikin, K. I. Pochka, Yu. O. Romasevich,
Yu. V. Loveikin*

Abstract. 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

Зміст

1. Статистична модель надійності культиваторів з коливальним рухом робочих органів <i>О. І. Алфьоров</i>	5-9
2. Розробка пристрою для автоматичного фенотипування насіннєвого матеріалу соняшнику <i>Е. Б. Алієв</i>	11-17
3. Вплив кута зміщення кривошипів на динаміку роликової формувальної установки із врахуванням дисипативних властивостей енергетично зрівноваженого привідного механізму <i>В. С. Ловейкін, К. І. Почка, Ю. О. Ромасевич, Ю. В. Ловейкін</i>	19-33
4. Тенденції приготування кормосумішей для корів в умовах тваринницької ферми господарства <i>В. С. Хмельовський</i>	35-40
5. Оцінка ринку транспортних послуг України <i>О. М. Загурський</i>	41-46
6. Тенденції конструктивного вдосконалення комбінованих очисників вороху коренеплодів цикорію <i>В. Д. Войтюк, Є. О. Олійник, М. В. Попапенко</i>	47-54
7. Розробка рекомендацій щодо підвищення безпеки руху транспортних засобів і пішоходів на ділянці дороги села Усівка Київської області <i>І. О. Колосок, І. В. Лаврінець</i>	55-60
8. Оцінка тривалості життєвого циклу транспортного засобу <i>О. М. Загурський, Є. А. Тесленко</i>	61-66
9. Стратегічний аналіз середовища розвитку людського потенціалу Причорноморського регіону <i>М. М. Огієнко, А. В. Огієнко, Л. В. Назарова</i>	67-82
10. Перспективні джерела струму мобільної сільськогосподарської техніки <i>О. В. Надточій, Л. Л. Тітова</i>	83-90
11. Дослідження потреби в оснащенні АПВ обладнанням для тваринництва <i>А. О. Науменко, Д. С. Тимчук, О. А. Науменко</i>	91-96
12. Модель організаційно-економічного механізму застосування ресурсозберігаючих технологій в молочному скотарстві <i>Н. І. Болтянська</i>	97-105
13. Дослідження енергетичних співвідношень при аналізі автоколивальної системи <i>О. М. Черниш</i>	107-112
14. Визначення дійсного радіусу кочення пневматичних коліс <i>Г. А. Голуб, В. В. Чуба</i>	113-119
15. Ймовірнісний метод аналізу ступеню небезпеки експлуатації тракторів на засадах даних дефектоскопії деталей <i>О. В. Войналович, О. А. Гнатюк, Л. Л. Тітова, О. Г. Поліщук</i>	121-126
16. Нормативне регулювання працевлаштування студентів, що навчаються на денному відділенні <i>Л. Е. Піскунова, Т. О. Зубок, Б. В. Кислицький</i>	127-131
17. Концептуальні основи сучасної теорії руйнування ґрунтів сільськогосподарського призначення. Контент-аналіз та критичний погляд на теорію академіка В. Л. Баладіньського <i>Ю. В. Човнюк, Ю. О. Гуменюк, І. М. Сівак</i>	133-139
18. Математична модель динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем при суміщенні рухів <i>В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, О. О. Сподоба</i>	141-149

Contents

1. Statistical model of reliability of cultivators with vibratory movement of working bodies <i>O. I. Alfiorov</i>	5-9
2. Development of device for automatic phenotyping of seedflower material <i>E. B. Aliiev</i>	11-17
3. Influence of a corner of shift of cranks on dynamics of roller forming installation taking into account dissipative properties of energetically balanced driving mechanism <i>V. S. Loveikin, K. I. Pochka, Yu. O. Romasevich, Yu. V. Loveikin</i>	19-33
4. Tendencies for preparing corrosive muscles for crops in conditions of military fertilizers of agriculture <i>V. S. Khmelevsky</i>	35-40
5. Evaluation of market of transport services of Ukraine <i>O. M. Zagurskiy</i>	41-46
6. Trends in constructive improvement of combined purifiers of hulls of root crops chicory <i>V. D. Voytyuk, Y. O. Olijnyk, M. V. Potapenko</i>	47-54
7. Development of recommendations for improving the safety of movement of vehicles and pedestrians on road section of village Usovka Kiev region <i>A. I. Kolosok, I. V. Lavrinec</i>	55-60
8. Length of life cycle assessment of vehicle <i>O. M. Zagurskiy, E. A. Teslenko</i>	61-66
9. Strategic analysis of environment for development of human capacity of principal mores region <i>M. M. Ohienko, A. V. Ohienko, L. V. Nazarova</i>	67-82
10. Perspective sources of mobile agricultural machinery currency <i>O. V. Nadtochy, L. L. Titova</i>	83-90
11. Research requirements for application for animal equipment <i>A. O. Naumenko, D. S. Tymchuk, O. A. Naumenko</i>	91-96
12. Model of organizational-economic application mechanism resource savings in animal breeding <i>N. I. Boltyanska</i>	97-105
13. Research of power correlations is at analysis of autoswaying system <i>O. M. Chernysh</i>	107-112
14. Determination of rolling radius of pneumatic wheels <i>G. A. Golub, V. V. Chuba</i>	113-119
15. Probabilistic method of analysis of degree of operating hazards of tractors on basis of detection details <i>O. V. Voinalovych, O. A. Hnatiuk, L. L. Titova, O. G. Polischuk</i>	121-126
16. Normative regulation of employment of students on day studying form <i>L. E. Piskunova, T. O. Zubok, B. V. Kislytsky</i>	127-131
17. Conceptual bases of modern theory of destruction of soils of agricultural purpose. Content analysis and critical view on theory of academician V. L. Baladinsky <i>Yu. V. Chovnyuk, Yu. O. Gumenyuk, I. M. Sivak</i>	133-139
18. Mathematical model of dynamics varying the radius jib system loader crane with load at adjustment movement <i>V. S. Loveikin, Yu. O. Romasevich, O. O. Spodoba</i>	141-149

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Machinery & Energetics
Journal of Rural Production Research

since 2010 till 2018
[Scientific Herald of National University of Life and Environmental Science of Ukraine. Series:
Technique and Energy of APK]

Техніка та енергетика
Журнал наукових досліджень сільськогосподарського виробництва

з 2010 року до 2018 року
[Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України.
Серія: техніка та енергетика АПК]

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ

ВИПУСК 10

№ 1

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія KB №23828 – 13668 ПР від 01.03.2019

Редактор І. Л. Роговський

03041, Київ-41, вул. Героїв оборони, 15

Здано до набору 22.05.2019
Формат 60×84/16
Наклад 100 прим.

Підписано до друку 22.05.2019
Папір офсетний.
Зам. № 6742 від 22.05.2019

Редакційно-видавничий відділ НУБіП України
03041, Київ, пров. Сільськогосподарський, 4.
т. 527-80-49