



Науковий вісник Львівського національного університету
ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького.
Серія: Харчові технології

Scientific Messenger of Lviv National University
of Veterinary Medicine and Biotechnologies.
Series: Food Technologies

ISSN 2519-268X print
ISSN 2707-5885 online

doi: 10.32718/nvlvet-f9814
<https://nvlvet.com.ua/index.php/food>

UDC 621.867

Study of the dynamic model of the oscillating system of vibratory feeders with an elliptical trajectory of the movement of the working body

A. L. Bespalov, I. G. Svidrak, O. O. Boiko

National University "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine

Article info

Received 04.08.2022
Received in revised form
05.09.2022
Accepted 06.09.2022

Bespalov, A. L., Svidrak, I. G., & Boiko, O. O. (2022). Study of the dynamic model of the oscillating system of vibratory feeders with an elliptical trajectory of the movement of the working body. Scientific Messenger of Lviv National University of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies, 24(98), 76–81. doi: 10.32718/nvlvet-f9814

National University "Lviv Polytechnic", S. Bandera Str., 12, Lviv, 790013, Ukraine.
Tel.: +38-066-229-50-87
E-mail: inha.h.svidrak@lpnu.ua

Vibrating feed bins with electromagnetic drive are widely used in the automation of production processes in mechanical engineering and instrument engineering. They are used for feeding miniature, small, or medium-sized parts to automated production equipment. These parts must be located in a certain stable position, that is, oriented in space, when using these feeders to feed component parts to the assembly position in assembly machines. Different means of orientation may be applied, which are directly located in the bunkers of these devices, in this case. The parts must be transported without sensitive tossing on trays of vibratory feeders for reliable operation of such orientation devices. A vibratory feeders with an elliptical trajectory of vibrations of the working body should be used in this case. A vibrating feeder with independent oscillations can be used in such a case. Vertical and horizontal component oscillations are excited by separate drives in it. It is necessary to apply a device for shifting phases in the power supply system of vibration drives to obtain elliptical oscillations. However, existing designs of vibrobunker feeders with an independent oscillation system have a number of significant disadvantages. They require the presence of independent vibrators: an axial vibrator to excite vertical vibrations and two or more tangential vibrators to excite horizontal (angular) vibrations. In addition, it is necessary to have a device for shifting the phases between them. Therefore, there was a need to create a new design of a vibrating bunker feeder with a system of elliptical oscillations, which will not have the listed disadvantages. Such a vibrating hopper feeder was developed and an experimental sample of this design was made. However, for the successful implementation of such feeders, a preliminary calculation of the parameters of their oscillating system is required, the methodology of which differs from the existing one. In the presented work, a mathematical study of the dynamics of the oscillating system of such vibratory feeders was carried out and a calculation method for its calculation was developed.

Key words: vibration transport, vibratory feeder, system of linear equations, matrix, determinant, Kramer's rule.

Дослідження динамічної моделі коливальної системи віброживильників з еліптичною траєкторією руху робочого органу

A. Л. Беспалов, І. Г. Свідрак, О. О. Бойко

Національний університет "Львівська політехніка", м. Львів, Україна

При автоматизації процесів виробництва на машинобудівних або приладобудівних підприємствах широко використовують вібраційні бункерні живильники з електромагнітним приводом. Їх застосовують для подавання мініатюрних, дрібних або середніх деталей до різного типу автоматизованого виробничого обладнання. При використанні цих живильників для подачі комплектуючих деталей на позиції складання у складальних автоматах або у автоматизованих комплексах, – ці деталі мають бути розташовані у певному стійкому положенні, тобто зорієнтовані у просторі. У цьому випадку можуть бути застосовані різні засоби орієнтування, що безпосередньо розташовані у бункерах цих пристроїв. Тому для надійної роботи таких орієнтувальних пристроїв деталі на лотках мають транспортуватись без чутливого підкидання, тобто рух має бути плавним. Найкраще для цього за-

стосувати віброживильник з еліптичною траєкторією коливань робочого органу. Для цього випадку можна застосувати віброживильник з незалежними коливаннями, тобто такий, у якому вертикальна та горизонтальна складові коливання збуджуються окремими приводами, що робить їх незалежними одна від одної. Для досягнення еліптичних коливань в системі електроживлення віброприводів необхідно застосувати пристрій для зсуву фаз. Однак наявні конструкції вібробункерних живильників з незалежною системою коливань мають цілу низку суттєвих недоліків. Вони вимагають незалежних віброзбудників: осьового вібратора для збудження вертикальних коливань і двох або більше тангенціальних вібраторів для збудження горизонтальних (кутових) коливань. Окрім цього, необхідна наявність пристрою для зсуву фаз між ними. Тому виникла необхідність у створенні нової конструкції вібраційного бункерного живильника з системою еліптичних коливань, яка не буде мати перелічених недоліків. Такий вібраційний бункерний живильник був розроблений і створено експериментальний взірць цієї конструкції. Однак для успішного впровадження таких живильників потрібен попередній розрахунок параметрів їхньої коливальної системи, методика якого відрізняється від існуючої. В даній роботі зроблено математичне дослідження динаміки коливальної системи таких віброживильників і розроблена методика її розрахунку.

Ключові слова: вібраційне транспортування, віброживильник, незалежні коливання, система лінійних рівнянь, матриця, детермінант, правило Крамера.

Вступ

Для автоматизації процесу живлення технологічного обладнання штучними заготовками або деталями все більшого розповсюдження набувають робототехнічні системи і комплекси, що будуються за модульним принципом. Одним з основних елементів таких систем і комплексів є транспортно-орієнтуючий модуль. Основу такого модуля складає вібраційний бункерний живильник. Залежно від призначення застосовують віброживильники як з направленою, так і з незалежною коливальними системами (Bespalov et al., 2017; 2019; 2020; 2021).

Найбільшого розповсюдження ці пристрої набули для завантаження деталей на позиції складання у складальних автоматизованих комплексах або автоматах. Для цього деталі, що подаються на ці позиції, мають бути розташовані у певному стійкому положенні. В цьому випадку застосовуються різні засоби орієнтування, що розташовані безпосередньо на транспортувальних лотках у бункерах цих пристроїв. Тому для надійної роботи орієнтувальних пристроїв рух деталей на лотках віброживильника має бути плавним без чутливого підкидання.

Завдяки можливості отримання еліптичної форми коливань робочого органу віброживильники з незалежною системою коливань знаходять виключно широке застосування для транспортування виробів складної конфігурації з одночасним орієнтуванням їх пристроями, що встановлені безпосередньо на робочому бункері віброживильника, а також для транспортування крихких виробів чи деталей, що легко руйнуються. Віброживильники з еліптичним законом коливань дозволяють досягти значно більших швидкостей переміщення деталей або виробів, особливо у безвідривних режимах вібротранспортування, а також досягти більших кутів підйому об'єктів, що транспортуються, ніж віброживильники з прямолінійними коливаннями.

Однак наявні конструкції вібробункерних живильників з незалежною системою коливань мають цілу низку суттєвих недоліків. Вони вимагають наявності незалежних віброзбудників: осьового вібратора для збудження вертикальних коливань і двох або більше тангенціальних вібраторів для збудження горизонтальних (кутових) коливань. Окрім цього, необхідна наявність пристрою для зсуву фаз між ними (Povidajlo & Shhigel', 1973). Це значно ускладнює конструкцію

таких віброживильників. Для забезпечення високих швидкостей вібротранспортування тангенціальні вібратори мають працювати на великих проміжках між електромагнітом і якорем, що значно понижує їх к.к.д. і призводить до значного збільшення габаритів віброзбудників та потужності, що споживається. Тому виникла необхідність у створенні нової конструкції вібраційного бункерного живильника з системою еліптичних коливань, яка не буде мати перелічених недоліків.

Конструкція таких віброживильників була створена у Національному університеті "Львівська політехніка". В новій конструкції віброживильника з еліптичними коливаннями застосовано тільки один осьовий віброзбудник, а пружна система включає гіперболоїдний торсіон гвинтових коливань і додаткову пружну систему вертикальних коливань. Необхідний зсув фаз між компонентами коливань досягається за допомогою демпфуючого пристрою, що розміщений між робочою і проміжною масами віброживильника. Однак для успішного впровадження таких живильників потрібен попередній розрахунок параметрів їх коливальної системи, методика якого відрізняється від існуючої. Цьому і присвячена ця робота.

Сучасне виробництво передбачає модернізацію існуючих конструкцій або створення нових зразків машин з більш високими техніко-економічними показниками, тому розробка нових схем машин є важливим завданням для розробників та виробників технологічного обладнання, оскільки навіть мінімальне поліпшення його технологічних або експлуатаційних показників може привести до суттєвого економічного ефекту.

Мета дослідження

Для створення вібраційного бункерного живильника з комбінованою пружною системою і простим вертикальним електромагнітним віброприводом, у якому можна реалізувати коливання з еліптичною траєкторією переміщення точки на периферії робочого органу, що дає змогу отримати плавне переміщення деталей лотком для різних швидкостей транспортування деталей, необхідно створити нову конструкцію віброживильника і розробити методику розрахунку його коливальної системи.

Матеріал і методи досліджень

Для отримання еліптичних коливань робочого органа (бункера віброживильника), необхідно горизонтальну складову його коливань здійснювати за рахунок вібраційного приводу – електромагнітного вібратора, а вертикальну складову – за рахунок кінематичного збудження і, крім того, між ними потрібно ввести елемент дисипації, який утворить зсув фази коливань між горизонтальною та вертикальною складовими. Для розробки методики розрахунку такої коливальної системи розглянемо динамічну модель такого віброживильника і проведемо її математичне дослідження.

Результати та їх обговорення

Вібраційний бункерний живильник можна розглядати як тримасову коливальну систему з трьома масами (рис. 1). Реактивна маса m_1 , що встановлена на нерухомій основі через еластичні амортизатори з жорсткістю N_1 , з'єднана з проміжною масою m_2 за допомогою гіперболоїдного торсіону – пружною системою, що складається з нахилених плоских пружин. Приведена осьова жорсткість торсіону N_2 .

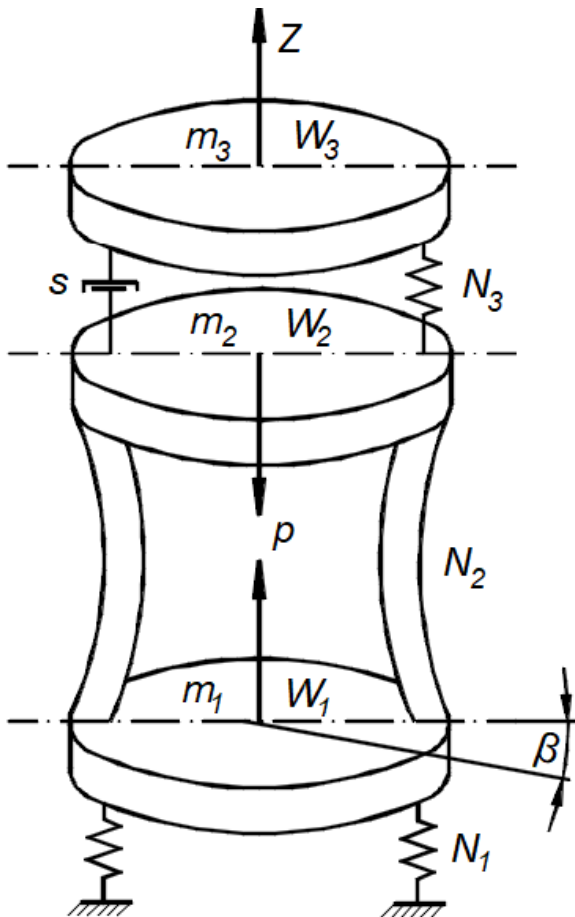


Рис. 1. Динамічна схема віброживильника

Робоча маса, – бункер m_3 з'єднаний з проміжною масою m_2 плоскими пружинами, що згинаються у вертикальному напрямку вздовж осі Z , загальна жорсткість яких дорівнює N_3 . Моменти інерції цих мас позначимо відповідно W_1 , W_2 і W_3 . Дисипація гіперболоїдного торсіону і плоских пружин дуже мала, тому її не будемо враховувати, але для досягнення зсуву фаз між компонентами коливань робочої маси необхідно, щоби між масами m_2 і m_3 діяла відчутна дисипативна сила. Будемо рахувати її пропорційною швидкості коливань з коефіцієнтом пропорційності S .

Електромагнітний вібратор, що розміщений між масами m_1 і m_2 , має зусилля p , що змінюється за законом

$$p = P \cos \omega t,$$

де P – максимальне зусилля вібратора; ω – кругова частота коливань; t – час.

Для забезпечення віброізоляції жорсткість амортизаторів має бути дуже малою, тому прийmemo $N_1 = 0$. Якщо врахувати, що дисипативні зусилля для створення зсуву фаз дуже малі порівняно з позиційними та інерційними, то можна ними знехтувати при розрахунку динаміки віброживильника загалом, а потім виконати уточнений розрахунок коливань окремо взятої робочої маси m_3 при її кінематичному збудженні від коливань проміжної маси m_2 з врахуванням дисипації.

Розрахункова схема віброживильника показана на рис. 2. Розрахунок коливальної системи тримасового віброживильника будемо виконувати за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду, які подамо в такому вигляді:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} = F_i, \quad i = 1, 2, \dots, n, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія; Π – потенційна енергія; F_i – узагальнене зусилля; q_i – узагальнена координата; n – кількість ступенів свободи.

В нашому випадку $n = 4$, а у якості узагальнених координат прийmemo осьові переміщення трьох мас z_1, z_2, z_3 вздовж осі і кут повороту β_1 нижньої маси навколо осі Z : $q_1 = \beta_1, q_2 = z_1, q_3 = z_2, q_4 = z_3$. За прийнятими узагальненими координатами можна визначити також кути повороту верхньої та проміжної мас:

$$\beta_2 = \beta_3 = \beta_1 + k(z_2 - z_1),$$

де $k = 1/(r \sin \gamma \cdot t g \varphi)$; r – середній радіус закріплення пружин гіперболоїдного торсіону; $\gamma = \arccos(t \sin \varphi / 2r)$ – це кут трикутника, що утворений радіусом r та проекцією пружини торсіону на горизонтальну площину; t – робоча довжина пружини (Povidajlo & Shhigel', 1972).

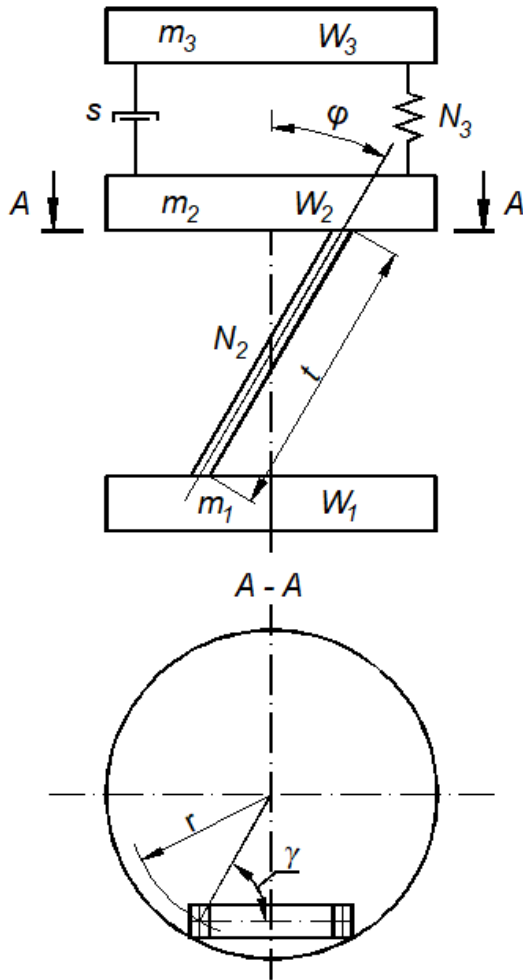


Рис. 2. Розрахункова схема системи

Узагальнені зусилля для обраних узагальнених координат будуть такі:

$$F_1 = 0, F_2 = P \cos \omega t, F_3 = -P \cos \omega t, F_4 = 0.$$

Вирази для кінетичної та потенційної енергій подамо у такому вигляді:

$$T = \frac{1}{2} \left\{ m_1 \dot{z}_1^2 + m_2 \dot{z}_2^2 + m_3 \dot{z}_3^2 + W_1 \dot{\beta}_1^2 + (W_2 + W_3) [\dot{\beta}_1 + k(z_2 - z_1)]^2 \right\}$$

$$\Pi = \frac{1}{2} [W_2(z_2 - z_1)^2 + W_3(z_3 - z_2)^2] \quad (2)$$

Підставляємо значення F_i, q_i, T і Π до (1) і отримаємо систему диференціальних рівнянь:

$$\begin{aligned} W_1 \ddot{\beta}_1 + (W_2 + W_3) [\ddot{\beta}_1 + k(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)] &= 0; \\ -k(W_2 + W_3) [\ddot{\beta}_1 + k(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)] + m_1 \ddot{z}_1 - N_2(z_2 - z_1) &= P \cos \omega t; \\ K(W_2 + W_3) [\ddot{\beta}_1 + k(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1)] + m_2 \ddot{z}_2 + N_2(z_2 - z_1) - N_3(z_3 - z_2) &= -P \cos \omega t; \\ m_3 \ddot{z}_3 + N_3(z_3 - z_2) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Рішення системи рівнянь будемо шукати у вигляді:

$$q_1 = \delta_1 \cos \omega t; \quad q_2 = A_1 \cos \omega t; \\ q_3 = A_2 \cos \omega t; \quad q_4 = A_3 \cos \omega t,$$

де δ_1 – амплітуда кута повороту нижньої маси, A_1, A_2, A_3 – амплітуди вертикальних коливань мас m_1, m_2, m_3 відповідно.

Визначимо похідні шуканих змінних:

$$\begin{aligned} \ddot{\beta}_1 &= -\delta_1 \omega^2 \cos \omega t; \quad \ddot{z}_1 = -A_1 \omega^2 \cos \omega t; \\ \ddot{z}_2 &= -A_2 \omega^2 \cos \omega t; \quad \ddot{z}_3 = -A_3 \omega^2 \cos \omega t; \end{aligned}$$

Підставимо ці значення до системи рівнянь (3), розділимо на $\cos \omega t$ і отримаємо систему алгебраїчних лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned} \delta_1 \omega^2 (W_1 + W_2 + W_3) - A_1 \omega^2 (W_2 + W_3) k + A_2 \omega^2 (W_2 + W_3) k &= 0; \\ -\delta_1 \omega^2 (W_2 + W_3) k + A_1 \{ [(W_2 + W_3) k^2 + m_1] \omega^2 + N_2 \} - \{ [(W_2 + W_3) k^2 + N_2] \omega^2 \} &= P; \\ \delta_1 \omega^2 (W_2 + W_3) k - A_1 \{ [(W_2 + W_3) k^2 \omega^2 + N_2] \} + A_2 \{ [(W_2 + W_3) k^2 + m_2] \omega^2 + N_2 + N_3 \} - A_3 N_3 &= -P; \\ -A_2 N_3 + A_3 (m_3 \omega^2 + N_3) &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Подамо цю систему рівнянь у вигляді матричного рівняння:

$$\bar{M} \times \bar{q} = \bar{F}, \quad (5)$$

Де \bar{M} – квадратна матриця квазіпружних елементів, \bar{q} – матриця узагальнених координат, \bar{F} – матриця узагальнених зусиль.

Квадратна матриця квазіпружних елементів має такий вигляд:

$$\begin{vmatrix} \omega^2 (W_1 + W_2 + W_3) & -\omega^2 (W_2 + W_3) k & \omega^2 (W_2 + W_3) k & 0 \\ -\omega^2 (W_2 + W_3) k & [(W_2 + W_3) k^2 + m_1] \omega^2 + N_2 & -[(W_2 + W_3) k^2 + N_2] \omega^2 & 0 \\ \omega^2 (W_2 + W_3) k & -[(W_2 + W_3) k^2 \omega^2 + N_2] & [(W_2 + W_3) k^2 + m_2] \omega^2 + N_2 + N_3 & -N_3 \\ 0 & 0 & -N_3 & (m_3 \omega^2 + N_3) \end{vmatrix}$$

$$\bar{q} = \begin{vmatrix} \delta_1 & A_1 & A_2 & A_3 \end{vmatrix}; \quad \bar{F} = \begin{vmatrix} 0 \\ P \\ -P \\ 0 \end{vmatrix}.$$

За правилом Крамера можна визначити:

$$\delta_1 = \Delta_{\delta} / \Delta; \quad A_1 = \Delta_{A_1} / \Delta;$$

$$A_2 = \Delta_{A_2} / \Delta; \quad A_3 = \Delta_{A_3} / \Delta,$$

$$\Delta_{\delta} = -P\omega^4 k(W_2 + W_3)[\omega^2(m_1 + m_2)m_3 - N_3(m_1 + m_2 + m_3)];$$

$$\Delta_{A_1} = -P\omega^4(W_1 + W_2 + W_3)[m_2 m_3 \omega^2 - N_3(m_2 + m_3)];$$

$$\Delta_{A_2} = P\omega^4(W_1 + W_2 + W_3)m_1(m_2 \omega^2 - N_3);$$

$$\Delta_{A_3} = -P\omega^4(W_1 + W_2 + W_3)m_1 N_3;$$

$$\Delta = \omega^4 \{ \{ \omega^4 [k^2 W_1 (W_2 + W_3) m_3 (m_1 + m_2) + (W_1 + W_2 + W_3) m_1 m_2 m_3] - \omega^2 \{ k^2 W_1 (W_2 + W_3) (m_1 + m_2 + m_3) N_3 + (W_1 + W_2 + W_3) [m_3 (m_1 + m_2) N_2 + m_1 (m_2 + m_3) N_3] \} + (W_1 + W_2 + W_3) (m_1 + m_2 + m_3) N_2 N_3 \} \}$$

Користуючись цими виразами, можна визначити значення амплітуд коливань складових елементів віброживильника. Але нас більше цікавить не абсолютні значення цих амплітуд, а їх співвідношення між собою. Визначимо ці співвідношення:

$$\frac{A_1}{A_2} = -\frac{m_2}{m_1} + \frac{m_1 N_3}{m_1 (m_3 \omega^2 - N_3)};$$

$$\frac{A_2}{A_3} = 1 - \frac{m_3 \omega^2}{N_3}.$$

Для отримання оптимальної еліптичної траєкторії переміщення робочого бункера (m_3) віброживильника, яка визначається співвідношенням вертикальної та горизонтальної амплітуд коливань, а також кут зсуву фаз ε між ними, необхідно визначити величини параметрів N_3 та S .

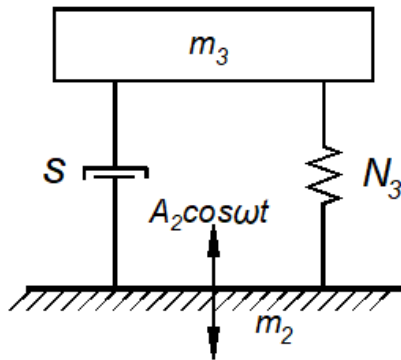


Рис. 3. Еквівалентна модель приведеної одномасової системи

Для знаходження цих параметрів розглянемо кінематичне збудження маси m_3 як одномасової системи, що коливається під дією змушуючого зусилля

$$p_1 = N_3 A_2 \cos \omega t.$$

Коливання робочої маси m_3 (бункер віброживильника) кінематично збуджуються від коливань проміжної маси m_2 через плоскі пружини, що мають сумарну жорсткість N_3 . Для зсуву фаз між цими коливаннями застосовується демпфуючий пристрій з коефіцієнтом дисипації S (рис. 3).

де Δ – головний детермінант матриці; $\Delta_{\delta}, \Delta_{A_1}, \Delta_{A_2}, \Delta_{A_3}$ – детермінанти матриць, що відповідають невідомим δ_1, A_1, A_2, A_3 .

Визначимо значення детермінантів:

Для визначення амплітуди збуджених коливань та кута зсуву фаз скористаємося відомими залежностями (Timoshenko, 1967; Panovko, 1967):

$$A_3 = \frac{N_2 A_2}{\sqrt{(N_3 - \omega^2 m_3)^2 + S^2 \omega^2}}; \quad (6)$$

$$\tan \varepsilon = \frac{S \omega}{N_3 - \omega^2 m_3}; \quad (7)$$

Для отримання безвідривних режимів переміщення вертикальна складова амплітуди A_3 коливань робочої маси m_3 не має перевищувати значення, що вираховується за відомою формулою (Povidajlo & Shhigel', 1972) для оптимального параметру режиму вібротранспортування ξ :

$$A_3 = \frac{\xi g \cos \lambda}{\omega^2},$$

де λ – кут підйому гвинтового лотка бункера віброживильника, g – прискорення вільного падіння.

В процесі експериментальних досліджень виявлено, що оптимальний кут зсуву фаз між складовими коливаннями ε , при якому досягається найбільший коефіцієнт швидкості при вібротранспортуванні, перебуває в діапазоні від 25 до 35 градусів (Jakubovich, 1967). Приймавши потрібний кут ε , коефіцієнт пропорційності для дисипативної сили можна вирахувати з системи рівнянь (6, 7).

Висновки

Результатом математичного дослідження динамічної моделі коливальної системи віброживильників з еліптичним законом коливань і вертикальним електромагнітним вібраційним приводом є отримана методика розрахунку елементів коливальної системи з метою отримання необхідних параметрів вібротранспортування деталей або виробів у режимах з еліптичною траєкторією коливань точки на периферії робочого органа віброживильника – його бункера.

Перспективи подальших досліджень. Після виготовлення дослідного взірця вібраційного бункерного живильника за наведеною в роботі конструкцією необхідно провести експериментальні дослідження з метою дослідження частотних характеристик окремих

пружних систем при роботі вібраційного бункерного живильника загалом.

Відомості про конфлікт інтересів

Автори стверджують про відсутність конфлікту інтересів.

References

- Bespalov, A. L., Shenbor, V. S., Korendii, V., & Brusentsov, V. (2017). Optimization of structure of sorting vibratory separators. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*, 3(1), 97–106. URL: <https://science.lpnu.ua/ujmems/all-volumes-and-issues/volume-3-number-1-2017/optimization-structure-sorting-vibratory> (in Ukrainian).
- Bespalov, A. L., Svidrak, I. H., & Boiko, O. O. (2021). Pidvyshchennia produktyvnosti vibratsiinykh bunkernykh zhy-vylnykyv z napravlenoiu pruzhnoiu systemoiu. *Materialy V mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii. «Prykladni naukovotekhnichni doslidzhennia»* (5-7) kvitnia 2021r. Ivano-Frankivsk, 149–151 (in Ukrainian).
- Bespalov, A. L., Svidrak, I. H., Boiko, O. O., & Strohan, O. I. (2021). Pidvyshchennia efektyvnosti vibrozhyvlynykyv z elektromahnitnym vibratsiinyym pryvodom. *Vinnytsia-Viden. Grail of Science: international scientific journal*, 4, 220–226 (in Ukrainian).
- Bespalov, A., & Svidrak, I. (2020). Increasing the productivity and accuracy of separation into fractions of a mixture of dissimilar disc-shaped products. *Scientific Messenger of LNU of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies*, 22(93), 61–65. DOI: 10.32718/nvlvet-f9311.
- Bespalov, A., Svidrak, I., & Boiko, O. (2020). Improving the performance of vibration feeders with an electromagnetic vibration drive and a combined vibration system. *Scientific Messenger of LNU of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies*, 22(93), 26–30. DOI: 10.32718/nvlvet-f9305.
- Bespalov, A., Svidrak, I., & Stotsko, R. (2019). Optimization of the structure of the vibratory feeders with electromagnetic vibrating drive and a combined oscillating system. *Scientific Messenger of LNU of Veterinary Medicine and Biotechnologies. Series: Food Technologies*, 21(91), 95–99. DOI: 10.32718/nvlvet-f9116.
- Jakubovich, V. I. (1967). Novye jelektromagnitnye privody dlja peremeshhenija po vintovoj linii. *Pribory i sistemy upravlenija*, 6 (in Russian).
- Koruniak, P. S., Shenbor, V. S., Korendii, V., Brusentsov, V., & Bespalov, A. L. (2016). Ways of improvement of operational efficiency of hopper devices. *Ukrainian journal of mechanical engineering and materials science*, 2(2), 79–87. URL: <https://science.lpnu.ua/ujmems/all-volumes-and-issues/volume-2-number-2-2016/ways-improvement-operational-efficiency-hopper>.
- Panovko, Ja. G. (1967). *Osnovy prikladnoj teorii uprugih kolebanij*. M. Mashinostroenie (in Russian).
- Povidajlo, V. A., & Shhigel', V. A. (1972). Konstrukcii i raschet vibracionnyh bunkernykh s giperboloidnym torsionom. *Avtomatizacija proizvodstvennyh processov v mashinostroenii t priborostroenii*, 12 (in Russian).
- Povidajlo, V. A., Shhigel', V. A. (1973). Konstrukcii i raschet vibracionnyh bunkernykh pitatelej s nezavisimymi osevyimi i krutil'nymi kolebanijami. *Avtomatizacija proizvodstvennyh processov v mashinostroenii t priborostroenii*, 13 (in Russian).
- Timoshenko, S. P. (1967). *Kolebanija v inzhenernom dele*. M. Nauka (in Russian).