

Омельянов О. М.*

Вінницький
національний аграрний
університет

Omelyanov O. M.

Vinnitsia National
Agrarian University

УДК 621.921

АНАЛІЗ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ СЕПАРАТОРА КОМБІКОРМІВ

Розглянуто конструкції приводних механізмів машин для сепарації сипкої продукції. На основі аналізу динамічних моделей віброприводів збудження просторових коливань, отримані аналітичні та графічні залежності для їх основних характеристик, що надало змогу обґрунтувати робочі режими експлуатації машин, що досліджуються. Вибрані приводні механізми вигідно відрізняються енергоощадністю та інтенсифікацією процесу сепарації.

Ключові слова: віброзбуджувач, коливальна система, математична модель, просторові коливання.

Вступ. Серед способів перетворення енергії з метою отримання необхідного руху виконавчих органів технологічних машин можна виділити активні та пасивні приводи. Останні викликаються силами тертя з опорною поверхнею або об'єктом обробки, що обумовлює простоту їх конструктивного виконання, але і невисоку надійність внаслідок важких умов експлуатації. Активні приводи - а саме, електричні, гідравлічні, пневматичні та механічні – завдяки технологічній гнучкості дозволяють вирішувати більш складні технологічні задачі [1, 2].

На сьогодні набувають поширення вібраційні приводи, які за способом перетворення енергії поділяються на механічні, електромагнітні, гідравлічні та пневматичні. Кероване вібраційне поле в технологічних машинах дозволяє отримати практично необмежені траєкторії виконавчих органів, посилити механічну дію на об'єкт виробництва, значно інтенсифікувати процеси розділення неоднорідних систем та інших різновидів технологічного впливу.

Електромагнітні віброзбуджувачі характеризуються простотою регулювання амплітуди коливань, надійністю основних вузлів механізму внаслідок відсутності пар тертя, але і труднощами забезпечення значних технологічних потужностей, чутливістю до важких умов експлуатації, наявністю іноді значних магнітних полів розсіювання.

Гідравлічні віброприводи дають можливість створювати значні змушуючі сили при досить великих розмахах коливань, тому

вони найбільш придатні для вібраційних машин, що потребують значної потужності при обмежених габаритах конструкції.

Пневматичні віброзбуджувачі відзначаються можливістю роботи у вибухонебезпечних умовах, простотою регулювання амплітуди та частоти коливань. Водночас вузька спеціалізація даних машин, виникнення відносної вібрації корпусу та поршня апарату внаслідок нерівномірності протікання стиснутого повітря та інші недоліки обмежують їх технологічне використання.

Електромагнітні, гідравлічні та пневматичні віброзбуджувачі при реалізації виробничих процесів здійснюють, як правило, допоміжні функції, або використовуються у спеціальних технологіях. Механічні віброприводи, серед яких можна відзначити відцентрові та кінематичні, набули найбільш широкого технологічного використання.

У відцентрових віброприводах реалізується силовий або динамічний способи віброзбудження внаслідок коливального чи обертального руху спеціального інерційного елемента, в якості якого застосовуються бігунки, самобалансні або дебалансні пристрої.

В кінематичних віброзбуджувачах за рахунок особливостей геометрії механізму відбувається перетворення обертального руху в коливальний. До таких механізмів можна віднести примусовий привод з жорстким шатуном, ексцентриковий привод з пружним демпфером, з пружним та частково пружним шатуном.

*Науковий керівник: д.т.н., професор Паламарчук І.П.



Серед розглянутих приводів в якості об'єктів теоретичних досліджень відзначаємо вібраційні машини, що різняться за способом збудження коливань, особливостями пружного зв'язку, характером змушуючої дії, конструктивними особливостями робочого контейнера та характером руху виконавчих органів машини.

Виклад основного матеріалу. Механіка руху динамічного віброприводу. Одним з альтернативних віброприводів досліджуваної машини є динамічний вібропривід, що відзначається дебалансним способом генерації коливань (рис. 1).

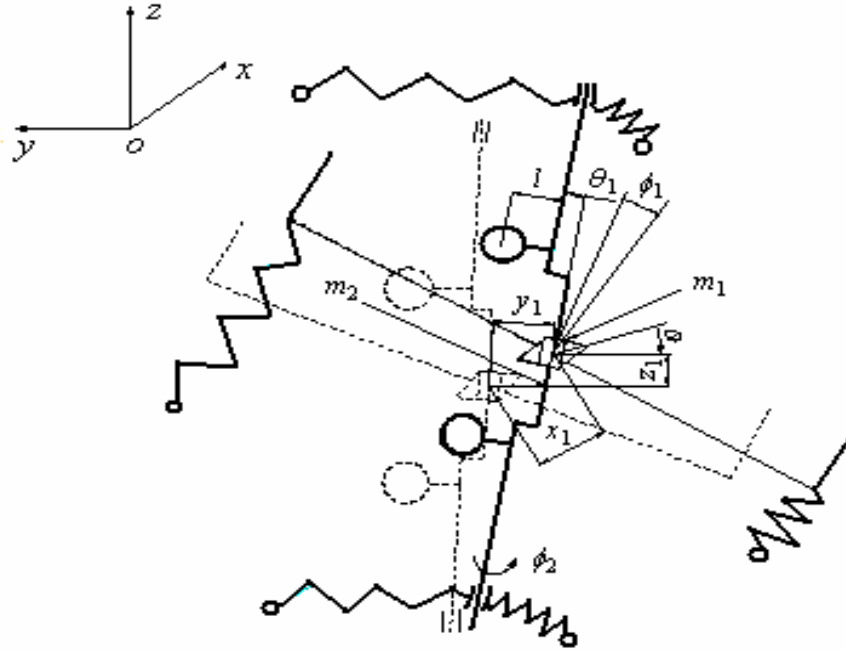


Рис. 1. Математична модель динамічного віброприводу досліджуваної машини

Дана коливальна система характеризується шістьма степенями вільності, а саме:

- x_1, y_1, z_1 – лінійні переміщення робочого контейнера;
- φ_1 – кутове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі;
- φ_2 – кутове переміщення приводного валу з дебалансами;
- Θ – кутове переміщення робочого контейнера у горизонтальній площині.

Серед основних мас досліджуваної системи можна відзначити:

$m_0 = m_1 + m_2 + m_3$, – загальна рухома маса системи;

де, $m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$; $m_2 = m_b + m_n$; $m_3 = m_{деб}$ – маса дебалансів або незрівноважених елементів.

Використовуючи результати досліджень [3, 4], отримуємо рівняння руху даної коливальної системи у вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + k_x^2 x_1 = \frac{m_3 l}{m_0} \dot{\varphi}_2^2 \cos \varphi_2 \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + k_y^2 y_1 = \frac{m_3 l}{m_0} \dot{\varphi}_2^2 \sin \varphi_2 \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + k_z^2 z_1 = \frac{m_3 l}{m_0} \dot{\varphi}_2^2 \sin \Theta \\ \ddot{\varphi}_1 + k_\varphi \varphi_1 = I_1^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \\ \ddot{\Theta}_1 = (I'_1)^{-1} [m_3 l^2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \Theta - C_z R_z] \\ \ddot{\varphi}_2 = (I_2 + m_3 l^2)^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \end{cases} \quad (1)$$

Враховуючи попередню методику розрахунку шукані рівняння руху складають:

$$\begin{cases} x = \frac{m_3 l \omega_2 m_0^{-1}}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \sin \omega_2 t + \frac{m_3 l \omega_2 m_0^{-1} (k_x^2 - \omega_2^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \cos \omega_2 t \\ y = \frac{m_3 l \omega_2 m_0^{-1} (k_y^2 - \omega_2^2)}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \sin \omega_2 t - \frac{m_3 l \omega_2 m_0^{-1} \alpha_y \omega_2}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \cos \omega_2 t \end{cases} \quad (2)$$



Графічне представлення даної системи ілюстроване на рисунку 2.

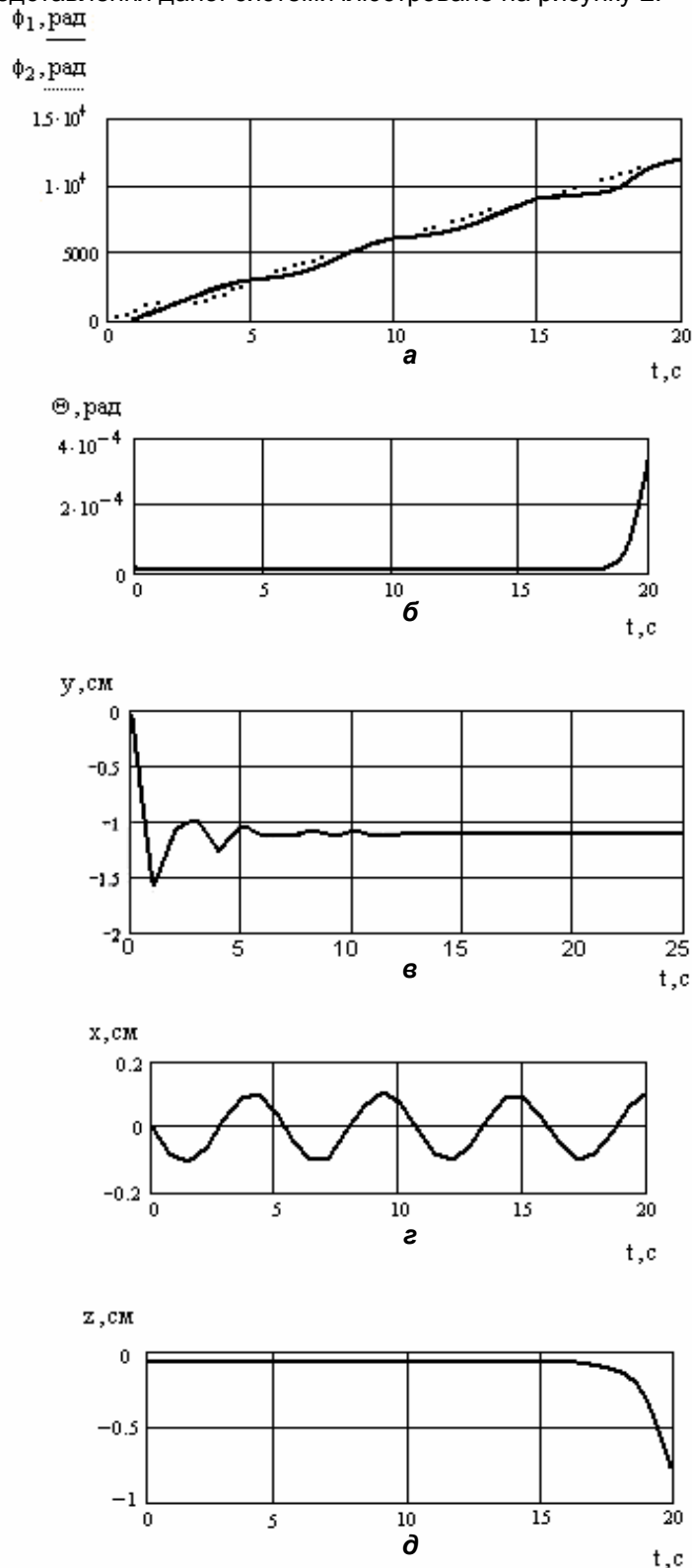


Рис. 2. Траєкторії руху виконавчих органів машини з жорстким контейнером та динамічним віброприводом просторових коливань:

а – для кутового переміщення робочого контейнера ϕ_1 та приводного валу ϕ_2 ;

б – для кутового переміщення контейнера θ ;

в, г, д – для лінійних переміщень робочого контейнера x, y, z .



Механіка примусового кінематичного вібробуджувача. Математичну модель примусового кінематичного приводу складаємо у формі, представлений на рисунку 3.

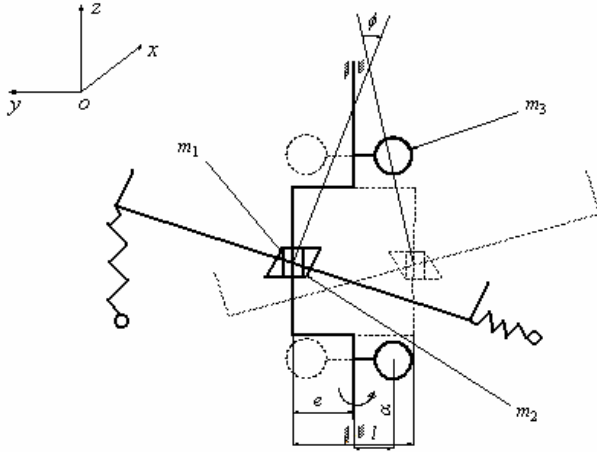


Рис.3. Математична модель примусового кінематичного віброприводу просторових коливань

Представлена коливальна система характеризується п'ятьма степенями вільності, а саме :

- x_1, y_1, z_1 : лінійні переміщення робочого контейнера;
- ϕ_1 : кутове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі;
- ϕ_2 : кутове переміщення ексцентрикового валу.

Серед основних мас досліджуваної системи можна відзначити:

- $m_0 = m_1 + m_2 + m_3$ – загальна рухома маса системи;
- $m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$;
- $m_2 = m_b + m_n$;
- $m_3 = m_{пр}$ – маса противаги.

Для забезпечення балансування інерційних мас системи накладається умова:

$$m_3 l_{13} = m_1 e$$

Використовуючи результати досліджень, наводимо рівняння руху даної коливальної системи:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + k_x^2 x_1 = e \dot{\phi}_2^2 \cos \phi_2 \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + k_y^2 y_1 = e \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + k_z^2 z_1 = 0 \\ \ddot{\phi}_1 + k_\phi \phi_1 = I_1^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \\ \ddot{\phi}_2 = (I_2 + m_3 l_{13})^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \end{cases} \quad (3)$$

Використовуючи попередню методику розрахунку рівняння руху виконавчих органів системи складають:

$$\begin{cases} x = \frac{e \alpha_x \omega_2^3 \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} + \frac{e \omega_2^2 (k_x^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \\ y = \frac{e \omega_2^2 (k_y^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} - \frac{e \alpha_y \omega_2^3 \cos \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \end{cases} \quad (4)$$

Отримані рівняння руху графічно представлені на рисунку 4.

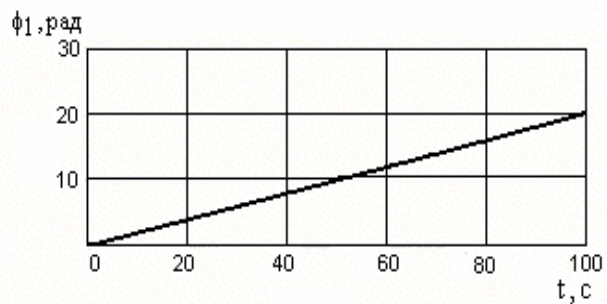
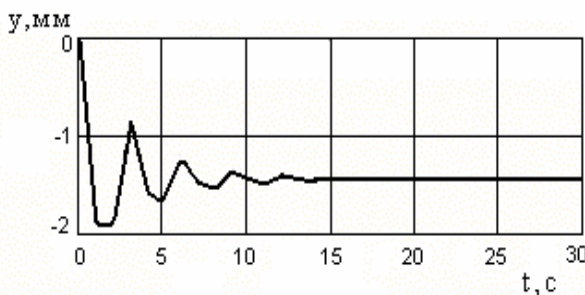


Рис. 4. Траєкторії руху виконавчих органів кінематичного примусового віброприводу просторових коливань: Y – лінійні переміщення робочого контейнера; ϕ_1 – кутове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі

Механіка комбінованого кінематичного вібробуджувача. При виконанні теоретичних досліджень означеного віброприводу складаємо його математичну модель у вигляді розрахункової схеми (рис. 5).

Даний привод характеризується кінематичним способом вібробудження та наявністю пружних елементів приводного валу.

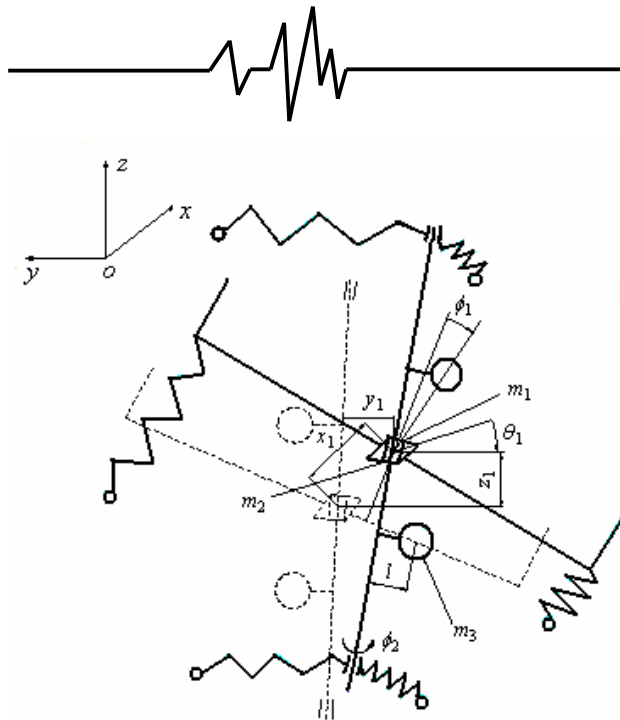


Рис. 5. Математична модель комбінованого кінематичного віброприводу досліджуваної машини

До степеней вільності представленої на рисунку 5 коливальної системи відносять:

- x_1, y_1, z_1 – лінійні переміщення робочого контейнера вздовж вибраних осей координат;
- ϕ_1 – кутове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі OZ;
- ϕ_2 – кутове переміщення приводного валу вібробудувача навколо осі OZ;
- Θ_1 – кутове переміщення робочого контейнера у горизонтальній площині

Серед основних мас досліджуваної системи можна відзначити:

$$m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$$

$$m_0 = m_1 + m_2$$

$$m_2 = m_в + m_n + m_{пр}$$

де m_k – маса робочого контейнера; $m_{зав}$ – маса завантаження; ξ_m – коефіцієнт приєднувальної маси; $m_в$ – маса приводного валу вібробудувача; m_n – маса підшипникових вузлів; $m_{пр}$ – маса противаг; m_0 – загальна маса системи

Використовуючи результати досліджень отримуємо рівняння руху досліджуваної коливальної системи у вигляді:

$$- B_1 \omega_2^2 \sin \omega_2 t - B_2 \omega_2^2 \cos \omega_2 t + \alpha_x B_1 \omega_2 \cos \omega_2 t - \alpha_x B_2 \omega_2 \sin \omega_2 t + k_x^2 B_1 \sin \omega_2 t + k_x^2 B_2 \cos \omega_2 t = F_m \cos \omega_2 t$$

$$\begin{cases} \ddot{x} + \alpha_x \dot{x} + k_x^2 x = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\phi}^2 \cos \omega_2 t \\ \ddot{y} + \alpha_y \dot{y} + k_y^2 y = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\phi}^2 \sin \omega_2 t \\ \ddot{z} + \alpha_z \dot{z} + k_z^2 z = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\phi}^2 \sin \Theta \\ \ddot{\phi}_1 + C_\phi I_1^{-1} \phi_1 = I_1^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \\ \ddot{\Theta} = (I_1')^{-1} [m_1 e^2 \dot{\phi}_2^2 \sin \Theta - C_z R_z] \\ \ddot{\phi}_2 = I_2^{-1} [M_{кр} - M_{он}] \end{cases} \quad (5)$$

$$\ddot{x} + \alpha_x \dot{x} + k_x^2 x = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\phi}_2^2 \cos \omega_2 t$$

Знаходимо розв'язок рівняння як для лінійного диференціального рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами вважаючи, що

$\dot{\phi}_2 = \omega_2$ – кутова швидкість приводного валу вібробудувача

$$k_x^2 = \frac{C_x}{m_0} = 464 \text{ Н / м} - \text{власна частота системи}$$

системи

$$\alpha_x = 2\sqrt{k_x^2 - \dot{\phi}_2^2} = 2\sqrt{464 - \omega_2^2} -$$

коефіцієнт дисипації системи у напрямі осі

$$F_m = \frac{m_1}{m_0} e \omega_2^2 - \text{питомий модуль змушуючої сили.}$$

При цьому досліджуване рівняння набуває вигляду

$$\ddot{x} + \alpha_x \dot{x} + k_x^2 x = F \cos \omega_2 t \quad (6)$$

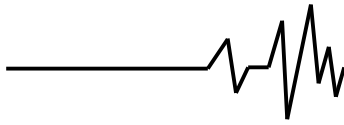
Розв'язок рівняння (6) можна представити

у вигляді $x = \bar{x} + x^*$

де $\bar{x} = e^{-0.5\alpha_x t} (C_1 \cos \rho_x t + C_2 \sin \rho_x t)$ – загальний розв'язок досліджуваного рівняння.

$x^* = B_1 \sin \omega_2 t + B_2 \cos \omega_2 t$ – його частинний розв'язок.

Використовуючи властивості рівнянь з постійними коефіцієнтами, складаємо та розв'язуємо таку систему рівнянь:



$$\Rightarrow \begin{cases} B_1 = \frac{F_m \alpha_x \omega_2}{(k_x^2 - \omega_2^2) + \alpha_x^2 \omega_2^2} \\ B_2 = \frac{F_m (k_x^2 - \omega_2^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \end{cases} \quad (7)$$

Тоді окремий розв'язок рівняння (7) складає:

$$x^* = \frac{F_m}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} (\alpha_x \omega_2 \sin \omega_2 t + (k_x^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t) \quad (8)$$

Враховуючи загальний розв'язок рівняння (7) шуканий розв'язок представляємо наступним чином:

$$x = e^{-0.5\alpha_x t} (C_1 \cos \rho_x t + C_2 \sin \rho_x t) + \frac{F_m (\alpha_x \omega_2 \sin \omega_2 t + (k_x^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2}$$

Враховуючи початкові умови $x_0 = 0$; $\dot{x}_0 = \mathcal{G}_{x_0}$ визначаємо постійні диференціювання:

$$C_1 = \frac{F_m (\omega_2^2 - k_x^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2) + \alpha_x^2 \omega_2^2}; C_2 = \frac{\mathcal{G}_{x_0}}{\rho_x} - \frac{0.5 F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (k_x^2 + \omega_2^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2}; \rho_x = \sqrt{k_x^2 - 0.25 \alpha_x^2}$$

В результаті шукане рішення набуває вигляду:

$$x = e^{-0.5\alpha_x t} \left[\frac{F_m (\omega_2^2 - k_x^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \cos \rho_x t + \left(\frac{\mathcal{G}_{x_0}}{\rho_x} - \frac{0.5 F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (k_x^2 + \omega_2^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right) \sin \rho_x t + \frac{F_m (\alpha_x \omega_2 \sin \omega_2 t + (k_x^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right] \quad (9)$$

Через розсіювання енергії в досліджуваній коливальній системі вільні коливання затухають та для усталеного режиму рівняння (8) можна представити у вигляді:

$$x = \frac{F_m \alpha_x \omega_2}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \sin \omega_2 t + \frac{F_m (k_x^2 - \omega_2^2)}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \cos \omega_2 t \quad (10)$$

Використовуючи наведену вище методику, знаходимо розв'язок рівняння

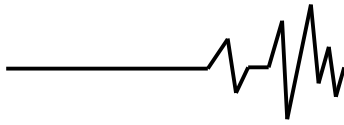
$$\ddot{y} + \alpha_y \dot{y} + k_y y = \frac{m_1}{m_2} e \phi_2^2 \sin \omega_2 t \quad (11)$$

Таким чином маємо:

$$y = e^{-0.5\alpha_y t} \left(\frac{F_m \alpha_y \omega_2 \cos \rho_y t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} + \left(\frac{\mathcal{G}_{y_0}}{\rho_y} + \frac{F_m \omega_2 \rho_y^{-1} (0.5 \alpha_y^2 - k_y^2 + \omega_2^2)}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \right) \sin \rho_y t \right) + \frac{F_m ((k_y^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t - \alpha_y \omega_2 \cos \omega_2 t)}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \quad (12)$$

Третю складову руху виконавчих органів досліджуваної машини знаходимо з системи рівнянь:

$$\begin{cases} \ddot{z} + \alpha_z \dot{z} + \frac{C_z}{m_0} z = \frac{m_1}{m_0} e \phi_2^2 \sin \Theta \\ \ddot{\Theta} = (I_1')^{-1} (m_1 e^2 \phi_2^2 \sin \Theta - C_z R z) \end{cases} \quad (13)$$



Приймаючи, що кутове відхилення контейнера здійснюється з постійною кутовою швидкістю, тобто $\omega_1 = \dot{\Theta} = const$, перетворюємо рівняння (13) до вигляду:

$$\sin \Theta = \frac{C_z R}{em_0} z \quad (14)$$

Враховуючи вираз (14) рівняння (12) набуває вигляду:

$$\ddot{z} + \alpha_z \dot{z} - k_z^2 z = 0 \quad (15)$$

де, $k_z^2 = \frac{C_z}{m_0} \left(\frac{R}{e} - 1 \right)$; $\alpha_z = 2\sqrt{k_z^2 - \dot{\phi}_z^2}$

Розв'язок рівняння шукаємо у вигляді:

$$z = e^{-0.5\alpha_z t} (C_5 \cos \rho_z t + C_6 \sin \rho_z t) \quad (16)$$

де $\rho_z = \sqrt{k_z^2 - 0.25 \alpha_z^2}$.

Враховуючи початкові умови $z_0 = 0$;

$\dot{z}_0 = \mathcal{G}_{z_0}$ визначаємо постійні диференціювання:

$$C_5 = 0 ; C_6 = \frac{\mathcal{G}_{z_0}}{\rho_z}$$

В результаті отримуємо:

$$z = e^{-0.5\alpha_z t} \mathcal{G}_{z_0} \rho_z^{-1} \sin \rho_z t \quad (17)$$

Графічне зображення отриманих рівнянь руху представлено на рисунку 6.

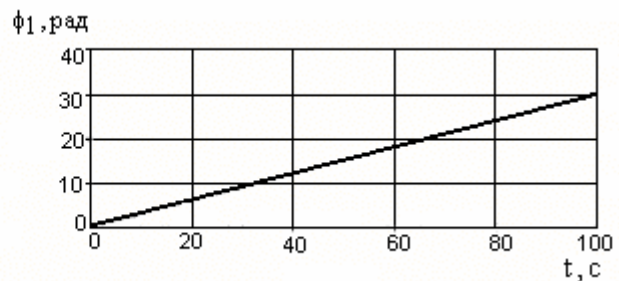
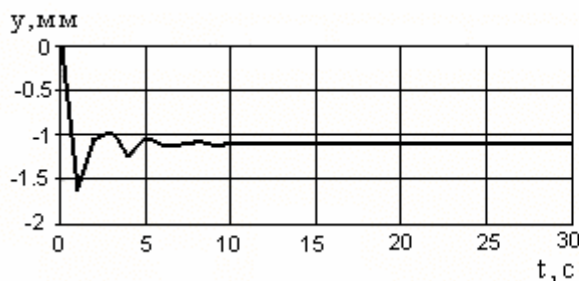


Рис. 6. Траєкторії руху виконавчих органів кінематичного комбінованого віброприводу просторових коливань: Y – лінійні переміщення робочого контейнера; ϕ_1 – кутове переміщення робочого контейнера навколо вертикальної осі

Висновки

1. З наведеної класифікації механічних віброприводів об'єктами теоретичних досліджень стали: силовий та кінематичний віброзбуджувачі просторових коливань, комбінований кінематичний віброзбуджувач з пружним опорним вузлом для машин з жорстким контейнером, які відзначаються інтенсивністю технологічної дії, зменшенням динамічних навантажень на складові елементи машини, економією енерговитрат на привод порівняно з типовими конструкціями.

2. Отримані аналітичні та графічні залежності для рівнянь руху виконавчих органів динамічного дебалансного, кінематичного примусового та комбінованого кінематичного віброприводів для збудження просторових коливань сепаратора сипкої сільськогосподарської продукції.

Список використаних джерел

1. Вібрації в техніке: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) и др.// -

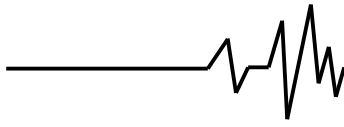
М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. – 509 с.

2. Гончаревич И.Ф. Теория вибрационной техники и технологии / И.Ф. Гончаревич., К.В.Фролов // – М.: Наука, 1981. – 320 с.

3. Паламарчук І.П. Аналіз приводних механізмів та дослідження динаміки віброзбуджувачів технологічних машин сільськогосподарського виробництва та переробки / І.П. Паламарчук., О.М. Омелянов // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 1998.– № 3. – С. 152–157.

4. Паламарчук И.П. Динамика вибрационных грохотов с комбинированным приводом пространственных колебаний рабочих органов / И.П. Паламарчук., О.М. Омелянов // Вибрации в технике и технологиях. – 2000. – № 4(16). – С. 89–92.

5. Омелянов О.М. Обґрунтування конструктивних параметрів гираційного просторового вібропривода грохоту /



О.М. Омелянов., І.П. Паламарчук., В.П. Янович // Вібрації в техніці та технологіях. – 2008. – № 1(50). – С. 22–26.

Список джерел в транслітерації

1. Vibratsii v tekhnike: Spravochnik. V 6-ti t. / Red. soviet: V.N. Shelomey (pred.) I dr. // M.: Mashinostroyeniye, 1981. – T. 4. vibratsionnyye protsessy i mashiny / Pod red. E.E. Lavendela, 1981. – 509 s.

2. Goncharevich I.F. Teoriya vibratsionnoye tekhniki i tekhnologii / I.F. Goncharevich., K.V.Frolov // – M.: Nauka, 1981. – 320 s.

3. Palamarchuk I.P. Analiz pryvodnykh mekhanizmv ta doslidzhennya dynamiky vibrozbudzhuvachiv tekhnolohichnykh mashyn silskohospodarskoho vyrobnytstva ta pererobky / I.P. Palamarchuk., O.M. Omelyanov // Vymiryuvalna ta obchislyuvalna tekhnika v tekhnolohichnykh protsesakh. – 1998. – № 3. – S. 152–157.

4. Palamarchuk I.P. Dinamika vibratsionnykh grokhotov s kombinirovannymi povodom prostranstvennykh kolebaniy rabochikh organov / I.P. Palamarchuk., A.N. Omelyanov // Vibratsii v tekhnike i tekhnologiyakh. – 2000. – №4 (16). – S. 89–92.

5. Omelyanov O.M. Obruntuvannya konstruktyvnykh parametriv hiratsiynoho prostorova vibroprivoda hurkotu / O.M. Omelyanov., I.P. Palamarchuk., V.P. Yanovich // Vibratsiyi v tekhnitsi ta tekhnolohiyakh. – 2008. – № 2 (51). – S. 22–26.

АНАЛИЗ ПРИВODНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЕПАРАТОРА КОМБИКОРМОВ

Аннотация. Рассмотрены конструкции приводных механизмов машин для грохочения сыпучей продукции. На основе теоретических исследований динамических моделей виброприводов с возбуждением пространственных колебаний, получены аналитические и графические зависимости для их основных характеристик, что дало возможность для обоснования рабочих режимов эксплуатации исследуемых машин и вибровозбудителей.

Выбранные рабочие режимы отличаются экономией энергозатрат, а также интенсивностью реализации операции грохочения.

Ключевые слова: вибропривод, колебательная система, математическая модель, пространственные колебания.

ANALYSIS OF DRIVE MECHANISMS OF ANIMAL FEED SEPARATOR

Annotation. Considered design drive mechanisms of machines for screening granular products. On the basis of theoretical researches of dynamic models of vibrodriives got analytic and graphic dependences for their basic descriptions, that gave foundation for the ground of operating conditions of exploitation of the explored machines and vibrodriives.

This work operating conditions were characterized by economy of energy and intensity of technological action for separation.

Key words: vibroprivod, oscillatory system, mathematical model, spatial fluctuations.