

**IV. ДУМКА МОЛОДОГО ВЧЕНОГО****Омельянов О.М.\***

асистент

*Вінницький  
національний аграрний  
університет***Omelyanov O.***Vinnitsia National  
Agrarian University***УДК 621.921****ДИНАМІКА РУХУ ВИКОНАВЧИХ  
ОРГАНІВ МАШИНИ З ПРИВОДОМ  
ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ**

*У статті розглянута конструкція приводного механізму сепаратора сипкої сільськогосподарської продукції. У ході теоретичних досліджень проаналізовано та уточнено конструктивну схему вібраційного сепаратора з кінематичним приводом збудження просторових коливань, уточнено його динамічну модель, яка дозволила отримати диференціальні рівняння його руху як електромеханічної системи. Проведений аналіз математичної моделі комбінованого віброприводу визначив аналітичні залежності для його основних характеристик, що дало можливість обґрунтувати режими роботи досліджуваного сепаратора. Вибраний приводний механізм вирізняється економією енерговитрат на привод та інтенсифікує процес розділення.*

***Ключові слова:** вібропривод, вібраційний сепаратор, виконавчі органи, механічні коливання, математичні моделі.*

**Постановка проблеми.** Технологічні процеси з використанням механічних коливань (вібрацій) у сучасній вітчизняній і зарубіжній практиці знайшли досить широке поширення. Крім того, є тенденція до ще більш значного їх використання у різних цілях. Багато технологічних процесів здійснюються тільки завдяки використанню вібрації. Вібрація сприяє інтенсифікації процесів і підвищенню якісних показників.

Можна навести безліч прикладів технологічних операцій з обробки різних видів продукції, в яких вібраційна дія є визначальною.

Збудження механічних коливань вібраційних робочих органів здійснюють декількома способами, серед них основними є збудження за допомогою механічних пристроїв, дебалансів, електромагнітних вібраторів, пневматичних і гідравлічних пристроїв [1].

Одним з прогресивних напрямків у використанні механічних коливань низької частоти є створення апаратів з вібруючими робочими органами, які передають коливання безпосередньо оброблюваній продукції і тим самим дозволяють значно інтенсифікувати різні гідромеханічні і масообмінні процеси при порівняно невисокій витраті енергії.

У даний час накопичений значний експериментальний і теоретичний матеріал по дослідженню впливу низькочастотних механічних коливань на більшість

технологічних процесів.

Найбільш широко механічні коливання застосовуються в процесах сепарації, перемішування і екстрагування. Інтенсифікація теплових і масообмінних процесів під дією коливань досягається, в загальному випадку, за рахунок збільшення поверхні контакту фаз і збільшення коефіцієнтів тепло- і масопередачі. На думку більшості дослідників, таких як: Заїка П.М., Ловейкін В.С., Котов Б.І., Тищенко Л.М., Берник П.С., Ярошенко Л.В., Паламарчук І.П. Кулик В.П. та багатьох інших, останнє викликане додатковою турбулізацією при підводі енергії механічних коливань.

Інтенсивність дії коливань залежить не тільки від амплітуди і частоти вібрації їх джерела, а й від способу передачі коливань, властивостей середовища і геометрії пристрою [1,2].

Обробка сільськогосподарської продукції відносяться до числа одних з найбільш енергоємних технологічних процесів з підвищеними вимогами до кінцевого продукту. В даний час у галузях АПК втрачається до 40% сировини, спостерігається тенденція постійного зростання енергетичної складової в собівартості продукції, що досягає до 20%. З огляду на це, гостро ставляться проблеми створення та впровадження сучасних технологій, що забезпечують скорочення енергоспоживання у поєднанні із

\*Науковий керівник: к.т.н., доцент Цуркан О.В.



заощадженням сировини та інших ресурсів, удосконалення обладнання по обробці сипкої продукції.

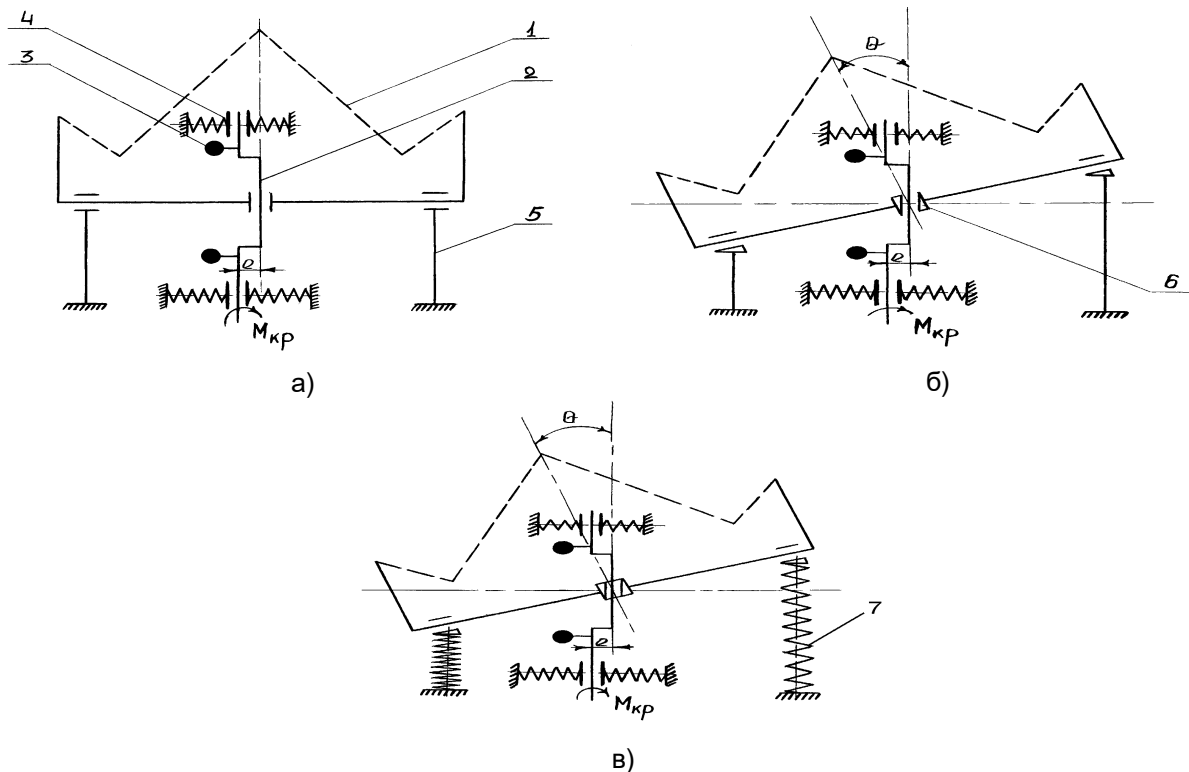
Один із перспективних напрямів удосконалення обладнання по обробці сільськогосподарської сипкої продукції, як в Україні так і за її межами, - створення машин з активними режимами, в яких досягається значна інтенсифікація процесів, перш за все – тепло- і масообміну. Активні режими можуть бути досягнуті за рахунок передачі оброблюваній продукції енергії великої питомої потужності за допомогою низькочастотних механічних коливань [4].

**Формування мети досліджень.** Метою представленого дослідження є наукове обґрунтування впливу характеристик механічних коливань на інтенсифікацію процесів обробки сипкої сировини, яке в свою чергу дозволяє певним чином знизити питомі витрати енергетичних і матеріальних ресурсів, а також підвищити якість продукції.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Розроблений у Вінницькому державному аграрному університеті комбінований вібропривод може використовуватись для генерування як плоских, так і просторових коливань. Вертикальне розташування приводного вала даного вібробудувача при горизонтальному

розміщенні опорної поверхні дозволяє створити гіраційний, тобто круговий поступальний рух робочих органів машини у горизонтальній площині (рис. 1а). З метою підвищення динамічності процесу обробки доцільно використовувати похилу робочу поверхню (рис. 1б). Для цього можна використати спеціальну опорну втулку, похила зовнішня поверхня якої дає можливість здійснювати у системі гіраційні коливання у похилій площині. Виникнення гіраційного просторового руху виконавчих органів машини здійснюється при закріпленні опорної втулки на приводному валу вібробудувача, а також при наявності підпружиненої платформи (рис.1 в).

При теоретичному дослідженні даної коливальної системи можна відзначити дві характерні маси:  $m_1$  – масу робочого контейнера з технологічним завантаженням та  $m_2$  – масу приводного вала та противаги [2]. Крім цього, досліджувана система характеризується 6-ма степенями вільності, а саме: зміщенням центра мас  $m_1$  по довж осей координат  $X_1, Y_1, Z_1$ ; поворотом контейнера відносно вертикальної осі –  $\varphi_1$  та горизонтальної осі –  $\theta_1$ ; поворотом маси  $m_2$  відносно вертикальної осі –  $\varphi_2$ .



**Рис. 1. Способи створення коливального руху вібраційного грохоту:**

а – гіраційного руху у горизонтальній площині; б – гіраційного руху під певним кутом до горизонту; в – гіраційного просторового руху;

1 – ситова поверхня; 2 – приводний вал; 3 – противага; 4,7 – пружні елементи; 5 – стійка; 6 – втулка.



Використовуючи розрахункові схеми (рис. 2), кінетичну енергію досліджуваної

вібросистеми можна відобразити наступним чином:

$$T = 0.5m_o(\dot{x}_1^2 + \dot{y}_1^2) + 0.5m_1\dot{z}_1^2 + 0.5I_1\dot{\phi}_1^2 + 0.5I_1^1\dot{\theta}_1^2, \quad (1)$$

де  $m_o = m_1 + m_2$  – загальна маса рухомих частин віброприводу;

$I_1, I_1^1$  – момент інерції маси контейнера відносно вертикальної та горизонтальної осей.

Просторова схема комбінованого віброприводу була розроблена для сепаратора сипучої сільськогосподарської продукції [3]. Вібробуджувач сепаратора виконаний у вигляді з'єднаного з приводом обертання вертикального вала 2 (рис. 1) з встановленою на ньому втулкою 6, кінематично зв'язаною з сепаратором через підшипники. Розміщення втулки на валу з ексцентриситетом, а також виконання її зовнішньої поверхні у вигляді циліндра, вісь якого нахилена до осі обертання вала 2 під гострим кутом  $\theta$ , дає можливість надати сепаратору просторового коливання при збереженні вертикального розміщення приводного вала.

Використовуючи розрахункову схему даного приводу для конічного сепаратора (рис. 1, 2) були отримані рівняння руху робочих органів вібробуджувача у вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x}_1 + \alpha_x \dot{x}_1 + \frac{C_x}{m} x_1 = \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \cos \varphi_2 \\ \ddot{y}_1 + \alpha_y \dot{y}_1 + \frac{C_y}{m} y_1 = \frac{m_1}{m} e \omega_2^2 \sin \varphi_2 \\ \ddot{z}_1 + \alpha_z \dot{z}_1 + \frac{C_z}{m} z_1 = \frac{m_1}{m} \omega_2^2 \sin \theta \\ \ddot{\phi}_1 + \frac{C_\phi}{I_1} \phi_1 = \frac{M_{KP} - M_{O\dot{I}}}{I_1} \\ \ddot{\theta}_1 = \frac{m_1}{I_1^1} e^2 \omega_2^2 \sin \theta - \frac{C_z}{I_1^1} R z_1 \end{cases} \quad (2)$$

де  $C_x, C_y, C_z$  – жорсткість пружних елементів відповідно у напрямках осей координат;

$e$  – ексцентриситет приводного вала;

$\omega_2$  – кутова швидкість обертання приводного вала вібробуджувача;

$M_{KP}$  – обертальний момент на валу приводного двигуна;

$M_{O\dot{I}}$  – момент сил опору при обертанні контейнера;

$R$  – радіус основи конічної поверхні сита;

$\theta$  – кут нахилу конічного сита відносно вертикальної осі.

Динаміка комбінованого кінематичного вібробуджувача.

Виконуючи теоретичні дослідження комбінованого віброприводу складаємо математичну модель. Розрахункова схема представлена на рисунку 3.

Досліджуваний привод характеризується кінематичним способом вібробудження та наявністю пружних елементів приводного вала.

Ступені вільності коливальної системи:

-  $x_1, y_1, z_1$  – зміщення робочого контейнера вздовж вибраних осей координат;

-  $\phi_1$  – поворот робочого контейнера навколо вертикальної осі OZ;

-  $\phi_2$  – поворот приводного вала вібробуджувача навколо осі OZ;

-  $\theta_1$  – поворот робочого контейнера у горизонтальній площині [5].

Основні маси системи, що досліджується:

$$m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$$

$$m_o = m_1 + m_2$$

$$m_2 = m_e + m_n + m_{np}$$

де  $m_k$  – маса робочого контейнера;

$m_{зав}$  – маса технічного завантаження;

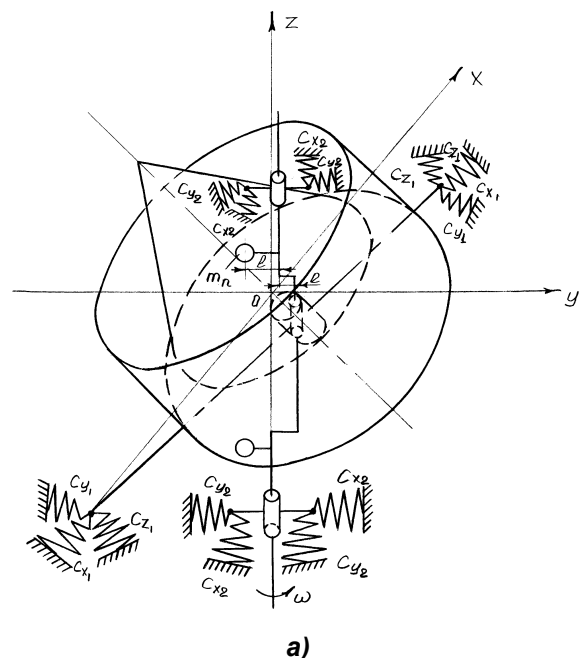
$\xi_m$  – коефіцієнт приєднаної до контейнера маси завантаження;

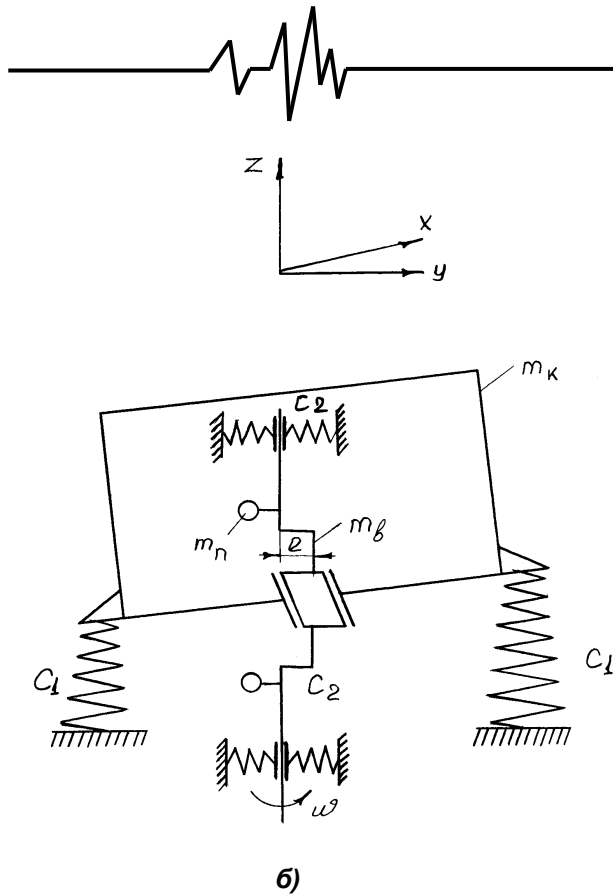
$m_e$  – маса приводного вала вібробуджувача;

$m_n$  – маса опорних вузлів;

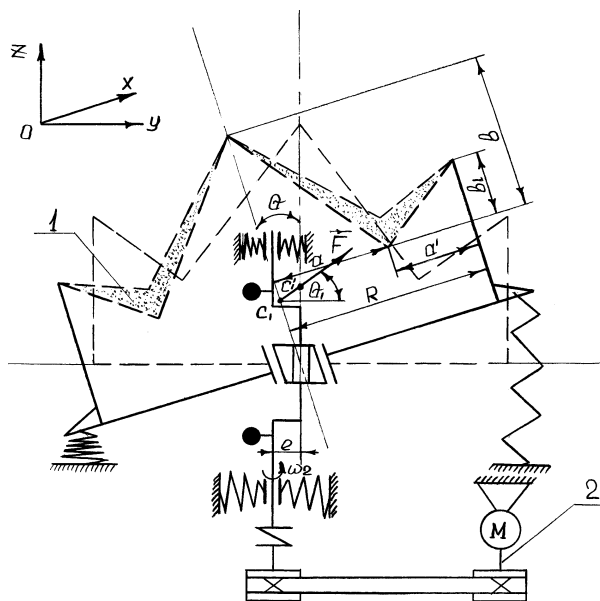
$m_{np}$  – маса протизваги;

$m_o$  – загальна маса системи [5].





**Рис. 2.** Принципова схема досліджуваного віброприводу з комбінованим механічним віброзбудженням просторового руху виконавчих органів:  
а – принципова схема машини; б – схема розподілу мас у системі.



**Рис. 3.** Схема розрахунку віброприводу з механічним комбінованим збудженням об'ємного руху виконавчих органів:  
1 – завантаження технологічне; 2 – привод.

По результатам досліджень визначаємо рівняння руху коливальної системи, що досліджується у вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x} + \alpha_x \dot{x} + k_x^2 x = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\varphi}^2 \cos \omega_2 t \\ \ddot{y} + \alpha_y \dot{y} + k_y^2 y = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\varphi}^2 \sin \omega_2 t \\ \ddot{z} + \alpha_z \dot{z} + k_z^2 z = \frac{m_1}{m_0} e \dot{\varphi}^2 \sin \Theta \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \ddot{\varphi}_1 + C_\varphi I_1^{-1} \varphi_1 = I_1^{-1} (M_{кр} - M_{он}) \\ \ddot{\Theta} = (I_1')^{-1} [m_1 e^2 \dot{\varphi}_2^2 \sin \Theta - C_z R_z] \\ \ddot{\varphi}_2 = I_2^{-1} [M_{кр} - M_{он}] \end{cases}$$

Аналіз складених рівнянь дозволяє визначити амплітудно-частотні і енергетичні характеристики, а відповідно і оцінити техніко-економічні параметри вібраційного грохоту.

Заходимо розв'язок лінійного диференціального рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами. Враховуємо, що дисипація енергії в коливальній системі приводить до згасання вільних коливань.

Розрахунок виразу для амплітуди коливань виконавчих органів машини.

$$\text{Амплітуда коливань } A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2}$$

складає:

$$A = \frac{m_1}{m_0} \cdot e \cdot \omega_2^2 \sqrt{\frac{1}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \cdot \omega_2^2} + \frac{1}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \cdot \omega_2^2}} \quad (4)$$

Враховуючи формулу (4) визначають параметри вібраційного поля для сталого режиму, які є відповідними амплітудно-частотним характеристикам: вібраційну швидкість, прискорення та інтенсивність коливань:

- $V = A \cdot \omega$ ;
- $a = A \omega^2$ ;
- $I = a \cdot V = A^2 \cdot \omega^3$

Потужність приводу сепаратора визначають:

$$N_{np} = (N_{зм_{max}} + N_m) / \eta_{np} \quad (5)$$

де,  $N_{зм_{max}}$  – потужність максимальна, яку розвиває збуджуюча сила для надання робочим органам системи, що коливається необхідних параметрів вібрації;

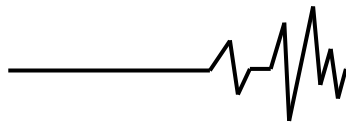
$N_m$  – втрати потужності в опорних вузлах на тертя;

$\eta_{np}$  – коефіцієнт корисної дії приводу.

Потужність змушуючої сили  $N_{зм}$ :

$$N_{зм} = F \cdot V \quad (6)$$

де, для віброшвидкості:



$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2 + V_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}; \quad F - \text{сила збуджуюча (модуль)}.$$

Вважаючи, що:

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

$$\dot{y} = \frac{F_m \omega_2}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} ((k_y^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \omega_2 \alpha_y \sin \omega_2 t)$$

$$\dot{z} = 0$$

Вираз представляємо у вигляді:

$$N_{зм} = m_0^{-1} m_1^2 e^2 \omega_2^5 \sqrt{\left[ \frac{\omega_2 \alpha_x \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right]^2 + \left[ \frac{(k_y^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \omega_2 \alpha_y \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \right]^2} \quad (7)$$

Для подолання сил тертя у системі визначаємо потужність:

$$N_m = 0,5 F \cdot \mu \cdot d_u \cdot \omega_2 \quad (8)$$

де,  $\mu$  – коефіцієнт тертя в опорних вузлах;

$$\mu = 0.05 \dots 0.08;$$

$d_u$  – діаметр цапфи;  $d_u = 0.025$  мм.

Потужність приводу, що досліджується:

$$N_{np} = m_1 e \omega_2^2 \eta_{np}^{-1} \left[ 0.5 d_u \mu + m_1 e \omega_2^3 m_0^{-1} \sqrt{\left[ \frac{\omega_2 \alpha_x \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right]^2 + \left[ \frac{(k_y^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \omega_2 \alpha_y \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \right]^2} \right] \quad (9)$$

Одержані залежності можуть бути використані для подальшого аналізу та обґрунтування параметрів режимів роботи вібраційного сепаратора.

#### Висновки:

1. Об'єктом теоретичних досліджень став комбінований кінематичний віброзбуджувач з пружним опорним вузлом для машини з жорстким контейнером.

2. Визначені теоретичні залежності для рівнянь руху робочих органів комбінованого віброприводу машини для реалізації операції розділення неоднорідних систем.

#### Список використаних джерел

1. Берник П.С. Вибрационные технологические машины с пространственными колебаниями рабочих органов / П.С. Берник., Л.В. Ярошенко // Винница, издательский центр ВГСХИ. – 1998. – 116 с.

2. Заика П.М. Определение законов движения рабочих органов пространственных вибрационных машин / П.М. Заика // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 4 (25). – С. 17-25.

3. Котов Б.І. До теорії інтенсифікації просіювання зернових матеріалів у віброрешітних сепараторах / Б.І. Котов, А.В. Спірін. // Вибрации в технике и

технологиях.–2017.– № 2(85). – С. 9-15.

4. Ловейкін В.С. Моделювання режимів руху машин і механізмів за наявності нелінійних кінетичних зв'язків / В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, В.П. Кулик // Вісник ЛНТУ: Агроінженерні дослідження. – 2008. – №12(2). – С. 218-224.

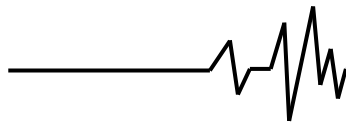
5. Омелянов О.М. Аналіз приводних механізмів сепаратора комбікормів /О.М.Омелянов // Вібратиї в техніці та технологіях. – 2017. – № 2(85). – С. 121-128.

#### Список джерел в транслітерації

1. Bernyk, P.S. & Yaroshenko, L.V. (1998). *Vibratsionnyye tehnologicheskyye mashyny s prostranstvyennymi kolebaniyamy rabochykh organov [Vibrating technological machines with spatial oscillations of working bodies]*. Vinnytsya.: VNAU [in Ukrainian].

2. Zaika, P.M. (2002). *Opredelenye zakonov dvizheniya rabochykh organov prostranstvyennykh vibratsionnykh mashin [Determination of the laws of motion of the working organs of spatial vibration machines]*. *Vibracii v tekhnike i tekhnologiyah – Vibrations in engineering and technology*, 4, 17-25 [in Ukrainian].

3. Kotov, B.I., Spirin, A.V. (2017). *Do teoriiy intensyfikatsiyi prosiyuvannya zernovykh materialiv u vibroreshitnykh separatorah [The theory of*



intensification of sifting of grain materials in vibration separators]. *Vibracii v tekhnike i tekhnologiyah – Vibrations in engineering and technology*, 2, 9-15 [in Ukrainian].

4. Loveiken, V.S., Chovnyk, Yu.V., Kulyk V.P. (2008). Modelyuvannya rezhymiv rukhu mashin i mekhanizmiv za nayavnosti neliniynykh kinetychnykh zvyazkiv [Modeling of modes of motion of machines and mechanisms in the presence of nonlinear kinetic bonds]. *Visnyk LNTU – Bulletin of LNTU*, 12, 218-224 [in Ukrainian].

5. Omelyanov O.M (2017). Analiz pruvodnykh mekhanizmiv separatora kombikormiv [Analysis of driving mechanisms of the feeder separator]. *Vibracii v tekhnike i tekhnologiyah – Vibrations in engineering and technology*, 2, 121-128 [in Ukrainian].

#### ДИНАМИКА ДВИЖЕНИЯ ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ ОРГАНОВ МАШИНЫ С ПРИВОДОМ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ

*Рассмотрена конструкция приводного механизма сепаратора сыпучей сельскохозяйственной продукции. В ходе теоретических исследований проанализирована и уточнена конструктивная схема вибрационного сепаратора с кинематическим приводом возбуждения пространственных колебаний, уточнена его динамическую модель, которая позволила получить дифференциальные уравнения его движения как электромеханической системы. Проведенный анализ математической модели комбинированного вибропривода определил*

*аналитические и графические зависимости для его основных характеристик, что позволило обосновать режимы работы исследуемого сепаратора. Выбранный приводной механизм отличается экономией энергозатрат на привод и интенсифицирует процесс разделения.*

**Ключевые слова:** вибропривод, вибрационный сепаратор, исполнительные органы, механические колебания, математические модели.

#### MOVEMENT DYNAMICS OF EXECUTIVE MECHANICAL ORGANS WITH SPACECRAFT MOVEMENTS

*The construction of the drive mechanism of the separator of bulk agricultural products is considered. In the course of theoretical investigations the structural scheme of a vibration separator with a kinematic drive for the excitation of spatial oscillations has been analyzed and specified, and its dynamic model has been refined, which allowed to obtain differential equations of its motion as an electromechanical system. The analysis of the mathematical model of the combined vibration drive has determined the analytical and graphic dependences for its main characteristics, which made it possible to substantiate the operating modes of the investigated separator. The selected actuator is characterized by energy saving on the drive and intensifies the separation process.*

**Keywords:** vibration drive, vibration separator, executive bodies, mechanical vibrations, mathematical models.

#### Відомості про автора

**Омельянов Олег Миколайович** – асистент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету. Службова адреса: м. Вінниця, вул. Сонячна 3, ВНАУ 21008.

**Омельянов Олег Николаевич** – асистент кафедры общетехнических дисциплин и охраны труда Винницкого национального аграрного университета. Служебный адрес: г. Винница, ул. Солнечная 3, ВНАУ 21008.

**Omelyanov Oleg Mykolaovich** – Assistant of the Department of General Technical Disciplines and Occupational Safety of Vinnitsa national agrarian university, service address: Vinnitsa, St. Sonyachna 3, VNAU 21008.