

Паламарчук І. П.

Янович В. П.

Фіалковська Л. В.

Зозуляк О. В.

Вінницький  
національний  
аграрний  
університет

УДК 636.083.1

## ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ЦЕНТРИФУГИ ДЛЯ ОЛІЙНОЇ СИРОВИНИ

*В работе представлены результаты теоретических исследований динамической модели вибрационной центрифуги, получены аналитические и графические зависимости для их основных характеристик, что дало возможность обосновать рабочие режимы эксплуатации вибрационной центрифуги.*

*The results of theoretical investigations of the dynamic model of vibrational centrifuges, analytical and graphical dependence for their main characteristics, which made it possible to justify the operational modes of operation of vibration-centrifugal machines.*

### Вступ

Велика кількість обладнання переробних і харчових виробництв, що базується на відцентровій дії, широко застосовується в багатьох технологіях, де виникає потреба у розділенні неоднорідних дисперсних систем.

У процесах попереднього відтискування олії у форапаратах, форпресах, а також шнекових механізмах одноразового або залишкового відтискування, в олію потрапляє велика кількість мезги та макухи, що неминуче призводить до утворення суспензій з великим вмістом твердих часток [1], розділення якої відноситься до основних **проблем** при виробництві олії жирової - продукції.

Тому **актуальним** є пошук інтенсивних, зокрема, вібровідцентрових методів обробки, дослідження впливу вібрації на інтенсифікацію процесу очистки олійної сировини.

**Метою** даної наукової роботи є визначення оптимальних робочих параметрів процесу вібровідцентрового розділення суспензій за техніко-економічними критеріями оцінки.

Дана мета досягається шляхом розв'язання наступних **задач**:

- розробка принципової та розрахункової схеми вібраційної центрифуги;
- побудова математичної моделі досліджуваного процесу;
- виведення основних залежностей для кінетичних та енергетичних параметрів виконавчих органів машини;
- обґрунтування ефективних робочих режимів вібровідцентрового розділення.

### Викладення основного матеріалу

Досягнення поставленої мети розв'язується шляхом створення вібровідцентрового обладнання, в якому реалізується ідея комбінованої взаємодії вібраційного та обертового руху фільтраційних елементів з можливістю самоочищення осаду технологічної рідини в умовах "вібраційного поля", що створює необхідні умови для інтенсифікації технологічно процесу розділення суспензій [2].

Вібраційна центрифуга, що була розроблена і Вінницькому національному аграрному університеті містить завантажувальну горловину 1 (рис.1), корпус 2 з вивантажувальними патрубками 3,4 для відфільтрованого матеріалу, відділення для



збирання невідфільтрованого матеріалу 5, горловину для вивантаження осаду 6 та два основних контури, які пов'язані між собою пружними елементами 7, 8 та приводяться до руху окремими електродвигунами 9, 10.

Внутрішній контур центрифуги має у своєму складі приводний вал 11, на якому монтуються незрівноважені маси 20, опорні підшипникові вузли 12, 13, що через гнучку муфту 14 з'єднується з електродвигуном 9.

Зовнішній контур центрифуги містить приводний конус 15, з нерухомо змонтованими фільтраційними елементами 16; приводну платформу конуса 17, яка жорстко розміщена на приводному валу 18 та через клинопасову передачу 19 з'єднаний з електродвигуном 10.

При експлуатації вібраційної центрифуги вмикають електродвигуни 9, 10 та розпочинають подачу неочищеної сировини. Крутний момент від електродвигуна 9 через гнучку муфту передається на приводний вал, що при обертанні незрівноважених елементів 20 створює плоскі коливання виконавчих

органів центрифуги. Одночасно відбувається обертання фільтраційних елементів навколо власної осі за рахунок крутного моменту, що передається через клинопасову передачу та приводну платформу від електродвигуна 10.

Таким чином, збільшення величини відцентрового поля та застосування триярусного фільтруючого елемента дозволяє значно інтенсифікувати процес очищення дисперсних середовищ, при досягненні ефективної компактизації конструкції апарату.

Досліджувану вібросистему можна представити розрахунковою схемою (рис. 2), що містить чотири степені вільності.

$x$  – зміщення центра мас контейнера вздовж осі  $OX$ ;

$z$  – зміщення центра мас контейнера вздовж осі  $OZ$ ;

$\varphi_1$  – кут повороту конуса навколо осі  $OY$ ;

$\varphi_2$  – кут повороту привідної платформи навколо осі  $OY$ .

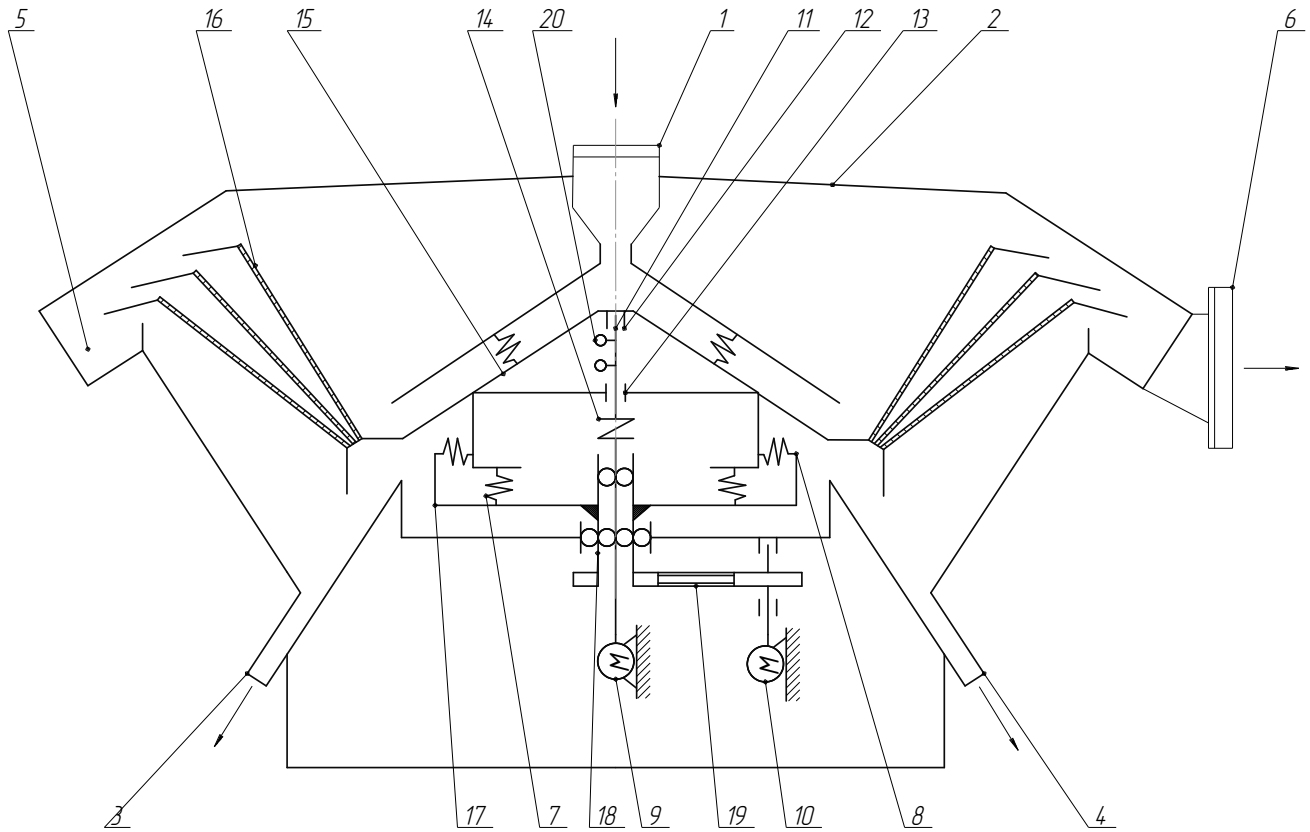


Рис. 1. Принципова схема розробленого обладнання

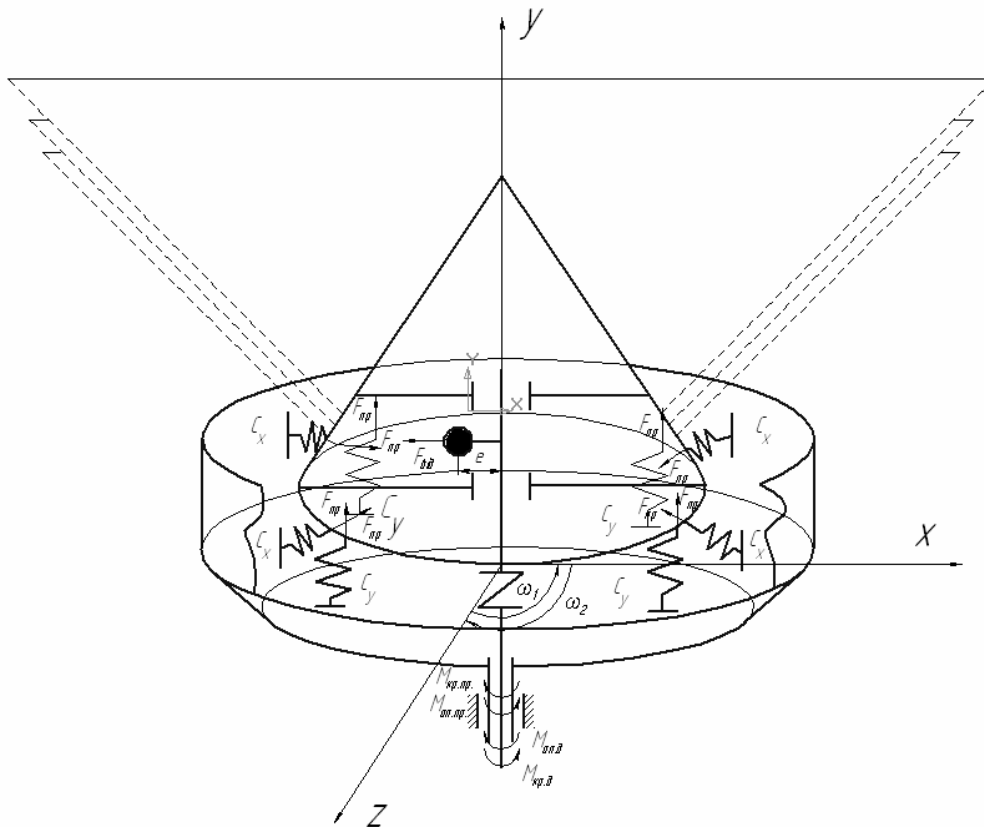
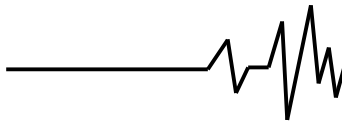


Рис. 2. Розрахункова схема виконавчих органів розробленого обладнання

В даній системі можна виділити три характерні маси:

$$m = m_1 + m_2 + m_3 \quad (1)$$

$$\begin{cases} m_1 = m_{\phi.e.} + m_{\kappa} + m_{зав} \cdot \xi_m \\ m_2 = m_{пр.пл} \\ m_3 = m_{\delta} + m_{пр.в.д.} + m_{пр.в.пл.} \end{cases} \quad (2)$$

де  $m_{\phi.e.}$  – маса фільтраційних елементів;  $m_{\kappa}$  – маса робочого конуса;  $m_{зав}$  – маса завантаження;  $m_{пр.пл}$  – маса приводної платформи;  $\xi_m$  – коефіцієнт приєднаної маси завантаження;  $m_{\delta}$  – маса дебалансів;  $m_{пр.в.д.}$  – маса приводу дебалансів;  $m_{пр.в.пл.}$  – маса приводу приводної платформи.

Для визначення кінетичної енергії системи досліджуваній механізм розбиваємо на елементарні складові - ланки та проводимо їх математичний аналіз на основі якого загальний вираз має вигляд:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_1 \omega^2 + \frac{1}{2} u \cdot I_2 \omega^2, \quad (3)$$

де  $T_1$  – кінетична енергія конуса;  $T_2$  – кінетична енергія приводної платформи ;  $\omega$  – кутова швидкість вала двигуна;  $u$  – передаточне число клинопасової передачі,  $I_1, I_2$  – відповідно моменти інерції відносно осей OX, конуса та незрівноважених мас.

Для оцінки закономірностей руху виконавчих органів досліджуваного обладнання з кожної із незалежних координат складаємо рівняння (2) Лагранжа II роду .

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{c_x}{m_1} x = \frac{m_{\delta}}{m_1} \omega^2 e \cos \omega \cdot t \\ \ddot{z} + \frac{c_z}{m_1} z = \frac{m_{\delta}}{m_1} \omega^2 e \sin \omega \cdot t \\ \ddot{\varphi}_1 = \frac{M_{кр} - M_{он1}}{m_1} \\ \ddot{\varphi}_2 = \frac{M_{кр} - M_{он2}}{m_2} \end{cases} \quad (4)$$



де  $K_x^2 = \frac{C_x}{m_1}$ ,  $K_z^2 = \frac{C_z}{m_1}$  — власна частота коливань системи відносно осі OX та OZ;

$M_{кр}$  — крутний момент приводу водила;  $M_{on1}$ ,  $M_{on2}$  — моменти опору відповідно приводу контейнера, та незрівноважених мас;  $e$  —

ексцентриситет незрівноважених мас;  $C_x, C_z$  — жорсткості пружних елементів вздовж відповідних осей.

Розв'язавши дані рівняння як лінійні диференціальні рівняння другого порядку с постійними коефіцієнтами було отримано лінійні залежності руху виконавчих органів досліджуваної машини [3].

$$\left\{ \begin{aligned} x &= e^{-0.5\alpha_x t} \left[ \frac{F_m (\omega^2 - K_x^2)}{(K_x^2 - \omega^2) + \alpha_x \omega^2} \cos \rho_x t + \left( \frac{v_{x0}}{\rho_x} - \frac{0,5 F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (K_x^2 + \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \right) \sin \rho_x t + \right. \\ &\quad \left. + \frac{F_m (\alpha_x \omega \sin \omega t + (K_x^2 - \omega^2) \cos \omega t)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \right] \\ z &= e^{-0.5\alpha_z t} \left[ \frac{F_m \alpha_z \omega \cos \rho_z t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} + \left( \frac{v_{z0}}{\rho_z} + \frac{F_m \omega \rho_z^{-1} (0,5 \alpha_z^2 - K_z^2 + \omega^2)}{(K_z^2 - \omega^2) + \alpha_z^2 \omega^2} \right) \sin \rho_z t \right] \\ &\quad + \frac{F_m [(K_z^2 - \omega^2) \sin \omega t - \alpha_z \omega \cos \omega t]}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \end{aligned} \right. \quad (5)$$

де  $F_m = \frac{m_2}{m_1} \omega^2 e$  — питомий модуль змушуючої

сили;  $\alpha_x = \sqrt{K_x^2 - \omega^2}$ ,  $\alpha_z = \sqrt{K_z^2 - \omega^2}$  — коефіцієнт дисипації відповідно за координатою OX, OY

Через розсіювання енергії у досліджуваній системі вільні коливання затухають та для встановленого режиму рівняння можна представити наступним чином:

$$\left\{ \begin{aligned} x &= \frac{F_m \alpha_x \omega}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + K_x^2 \omega^2} \sin \alpha t + \frac{F_m (K_x^2 - \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \cos \alpha t \\ z &= \frac{F_m (K_z^2 - \omega^2) \sin \alpha t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} - \frac{F_m \alpha_z \omega \cos \alpha t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

Абсолютна амплітуда коливань  $A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2}$  що з врахуванням залежностей (6) та (6) складає:

$$A = \frac{m_2}{m_1} \omega^2 e \sqrt{\left[ (k_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2 \right]^{-1} + \left[ (k_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2 \right]^{-1}} \quad (7)$$

Використовуючи дану залежність можна визначити інші параметри вібраційного поля для усталеного режиму, що є пропорційним амплітуді та частоті коливань, а саме:

- віброшвидкість  $\mathcal{G} = A \cdot \omega$

- віброприскорення  $a = A \cdot \omega^2$

- інтенсивність коливань  $I = a \cdot \mathcal{G} = A^2 \cdot \omega^3$

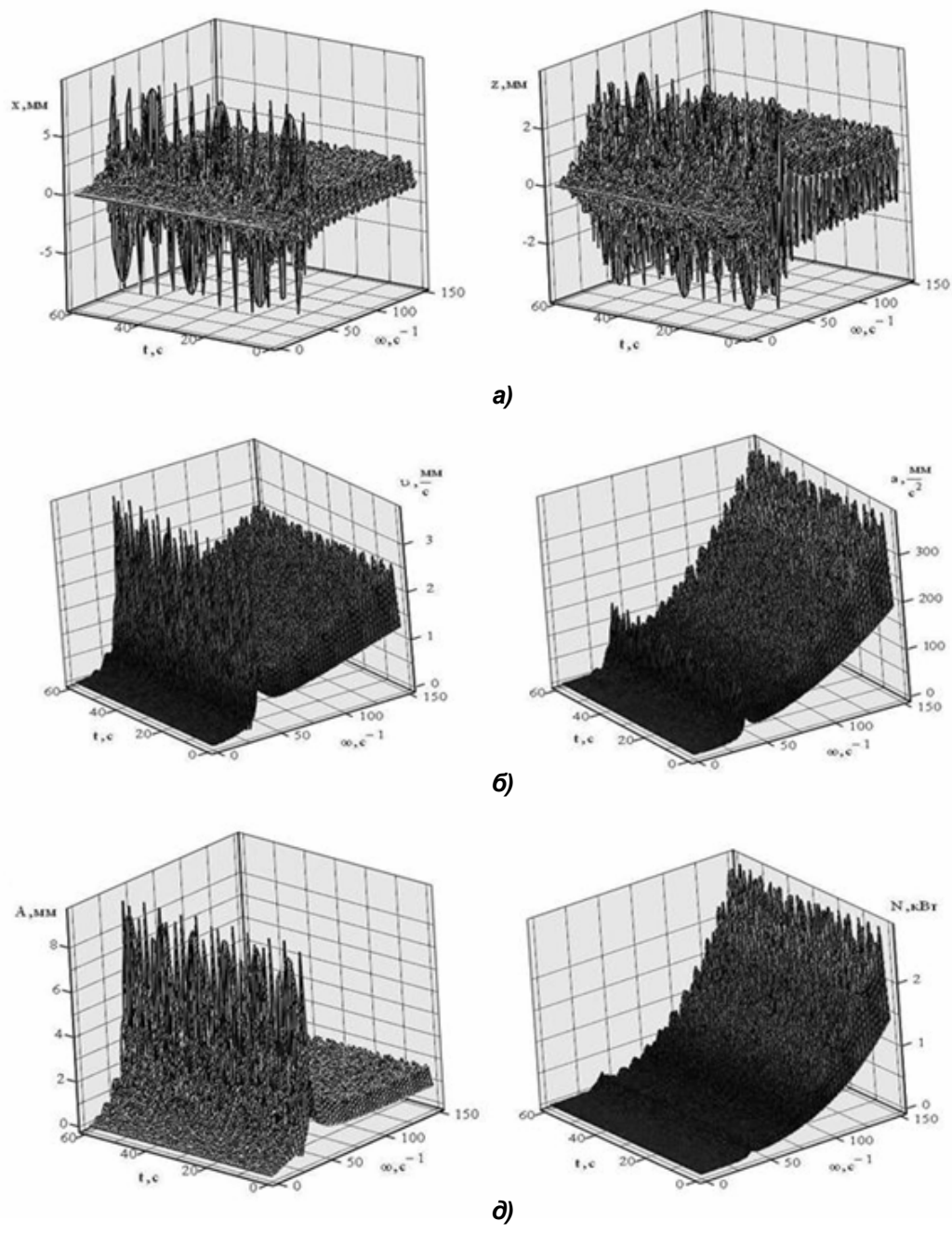
Потужність на привод досліджуваної машини можна визначити за формулою:

$$N_{np} = (N_{F \max} + N_{мер}) / \gamma_{np} \quad (8)$$

де  $N_{F \max}$  — максимальна потужність, що розвивається змушуючою силою для надання виконавчим органам коливальної системи потрібних параметрів вібрації;  $N_{мер}$  — витрати

потужності на тертя в опорних вузлах;  $\gamma_{np}$  — к.к.д. привода.

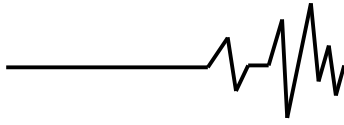
Для аналізу математичної моделі та визначення графічних залежностей розробленого обладнання було використано математичне середовище MathCatch, в якому проводилися обчислення та виявлення оптимальних значень амплітудно – частотних та енергетичних характеристик в залежності від кутової швидкості повороту приводного валу незрівноважених мас в інтервалі реального часу (рис. 3.)



**Рис. 3. Основні розрахункові параметри вібровідцентрової машини:**  
а) амплітудно-частотні характеристики; б) кінетичні характеристики;  
д) енергетичні характеристики

Теоретичний аналіз представлених диференційних рівнянь руху виконавчих органів, виведення залежностей для амплітудно-частотних та енергетичних характеристик розробленої вібраційної центрифуги показав, що резонансний режим машини спостерігається при  $40 - 50 \frac{рад}{с}$ , по

осі x 8 мм, по осі x 3,5 мм. В результаті пікові значення сумарної амплітуди коливань спостерігають в діапазоні  $40 - 50 \frac{рад}{с}$  і дорівнюють 9 мм. Аналізуючи графічну залежність віброшвидкості, віброприскорення від кутової



швидкості та реального часу спостерігаються пікові значення в діапазоні  $40 - 50 \frac{рад}{с}$ .

Попередні графічні залежності дали змогу визначити теоретичну поверхню розподілу потужностей на приводному валу машини від кутової швидкості та часу. Аналіз амплітудно-частотних та енергетичних характеристик вібраційної центрифуги дає змогу обґрунтувати оптимальні робочі режими при експлуатації даної машини, що відповідає значенням амплітуди коливань  $A=2,3$  мм, при циклічній частоті обертання приводного вала  $\omega = 80..100 \frac{рад}{с}$  та потужності  $N= 800$  Вт.

### Висновки

1. Для розробленої вібраційної центрифуги була складена її математична модель, на основі аналізу якої було визначено траєкторії руху виконавчих органів.

2. Отримано основні графічні та аналітичні залежності параметрів виконавчих органів досліджуваної машини для амплітуди коливань, віброшвидкості, віброприскорення та потужності на приводному валу.

3. Аналіз амплітудно-частотних та енергетичних характеристик машини дозволив вибрати оптимальні режими роботи вібровідцентрової машини, що відповідають значенням  $A=10$  мм,  $\omega = 80..100 \frac{рад}{с}$ ,  $N= 800$  Вт.

### Література

1. Товбин И. М. Технологическое проектирование жироперерабатывающих предприятий / И. М. Товбин, Е. Е. Файнберг. – М. : Пищевая промышленность, 1965. – 516 с.

2. Фіалковська Л. В. Обґрунтування технології та обладнання для первинного очищення олії соняшникової пресованої / Л. В. Фіалковська, І.П. Паламарчук, В.П. Янович // Вібрації в техніці та технологіях. – 2010. – № 4 (60). – С. 144–147.

3. Паламарчук І. П. Аналіз математичної моделі вібровідцентрової машини для очищення рідкої сировини / І. П. Паламарчук, Ю. А. Полевода, В. П. Янович // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 4 (56). – С. 129–136.