



Паламарчук І. П.

Пазюк О. Д.

Пазюк В. М.

Янович В. П.

**Вінницький
національний
аграрний
університет**

УДК 664.723.047

ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОЇ БАРАБАННОЇ ЗЕРНОСУШАРКИ

Проведены теоретические исследования математической модели вибрационной зерносушилки по определению оптимальных параметров вибрационной сушки зерновых культур.

Theoretical study of mathematical models of vibrating dryers allowed justifying the optimal parameters for vibration grain drying.

Вступ.

Створення сучасного зерносушильного обладнання для сушіння зерна пов'язано з великими втратами збіжжя після збирання, яке потрібно висушити по можливості за найменший термін з невисокими енергетичними витратами.

Це можливо через вдосконалення існуючих технологій сушіння, розробці нового енергоефективного технологічного обладнання та режимів сушіння зерна.

Одним з напрямком підвищення інтенсивності сушіння зернових культур є розробка зерносушарки на основі вібраційних технологій, яка вирішує питання скорочення часу сушіння і зниження енергетичних витрат на процес [1, 2].

Теоретичні дослідження вібраційної барабанної зерносушарки приведені в даній роботі, дозволять більш детально обґрунтувати та дослідити основні амплітудно-частотні та енергетичні характеристики машини.

Постановка задачі.

Метою досліджень є розробка та визначення основних характеристик параметрів вібраційної барабанної зерносушарки та обґрунтування режимних параметрів досліджуваного процесу на основі аналізу теоретичних досліджень.

Дана мета досягається через розв'язання наступних задач:

- побудова математичної моделі процесу вібраційного сушіння;
- розробка принципової схеми барабанної вібросушарки для обробки сипучих мас;
- визначення основних характеристик виконавчих органів машини;
- обґрунтування оптимальних параметрів вібраційного сушіння зернокруп'яної продукції.

Основний зміст роботи.

Підвищення інтенсивності сушіння зернових матеріалів шляхом істотного збільшення поверхні тепломасообміну доцільно здійснювати за рахунок використання низькочастотних коливань [3], і зокрема в досліджуваній технологічній машині реалізована схема комбінованого механічного віброзбудження (рис. 1).

Вібраційна машина для сушіння зерна складається з двигуна постійного струму, пружної муфти, комбінованого механічного віброзбудувача та перфорованого барабану (рис. 2).

Регулювання частоти обертання двигуна постійного струму дозволяє змінювати інтенсивність коливань платформи та розташованого на ній перфорованого барабану. Противаги дозволяють створити статичне балансування системи, а наявність пружних елементів платформи дав можливість нівелювати паразитні коливання з системи. В той же час така схема віброзбудження мінімізує коливні маси, що потенційно зменшують енерговитрати на привод.

На схемі (рис. 2) вказані основні елементи кінематичного комбінованого віброзбудження та технологічні потоки надходження та виходу зерна та теплоносія.

З теплогенератора підігрітий теплоносіє поступає в перфорований барабан через патрубок 5. Декілька хвилин відбувається прогрівання барабану, після чого засипається зерно і вмикається електродвигун постійного струму. Продукція насипається через патрубок 3, заповнює барабан, де і відбувається процес сушіння. Зволожений теплоносіє від зерна виходить через патрубок 1. Ступінь сушіння зерна контролюється вологоміром при короткочасній зупинці зерносушарці.



Рис. 1. Вібраційна машина з комбінованим механічним вібробудувачем для сушіння зерна

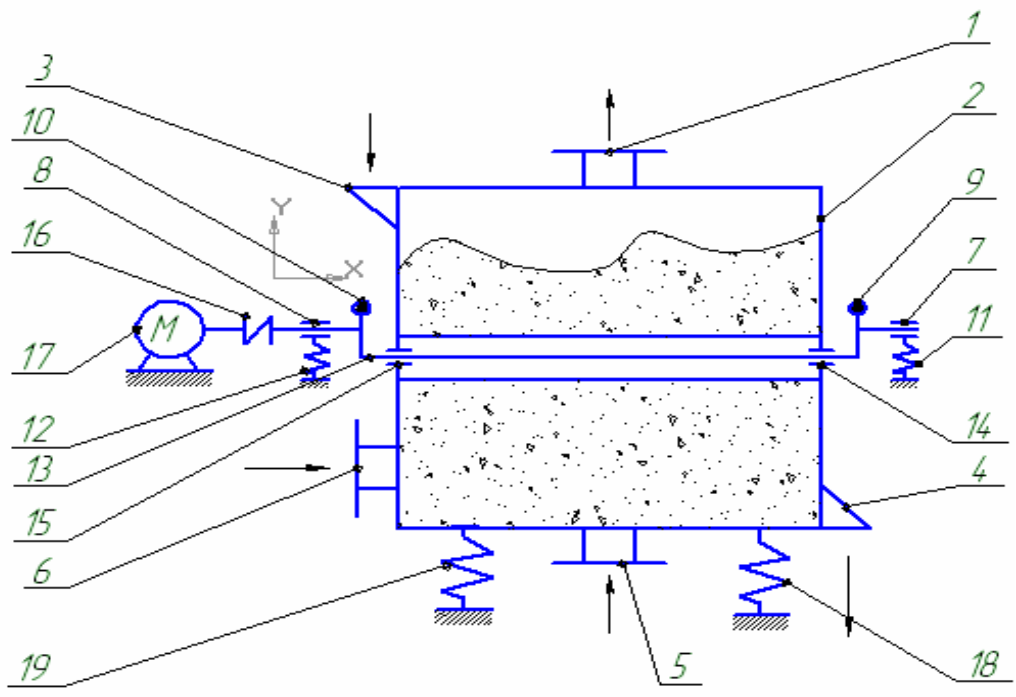


Рис. 2. Схема вібраційної барабанної зерносушарки

Дана коливальна система характеризується 4-м характерними масами: робочого контейнера з технологічним завантаженням m_1 , приводного ексцентрикового валу з опорними вузлами m_2 ,

платформи m_3 , протизваги m_4 (рис. 3); 5-ма степенями вільності: горизонтальним, вертикальним та кутовим зміщенням центру мас приводного валу відповідно X_2, Y_2 та φ ; кутовим переміщенням робочого контейнера та платформи ψ .

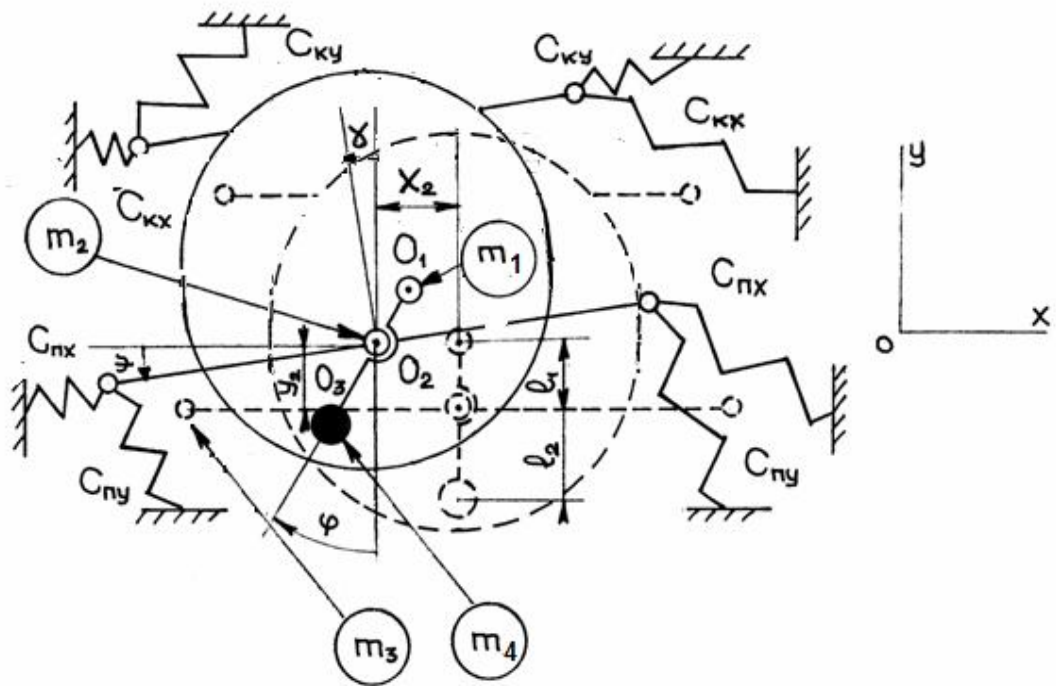


Рис. 3. Розрахункова схема машини з барабанним контейнером та комбінованим механічним вібробудувачем

Крім того, у не завантаженому стані досліджувана вібраційна машина відзначається статистичним балансуванням або статистичним зрівноваженням рухомих мас за умови:

$$\Delta = (m_1 - m_3 k_m) l_1 - m_4 l_2 = 0,$$

де k_m – коефіцієнт приєднаної маси технологічного завантаження.

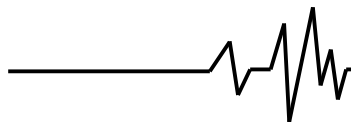
При дослідженні припускається, що момент сил опору між ексцентром і контейнером пропорційний до кутової швидкості обертання приводного вала. Використовуючи розрахункову схему даної машини (рис. 4.2) можна представити кінетичну енергію коливальної системи у вигляді:

$$T = 0.5 \cdot m \cdot (\dot{x}_2^2 + \dot{y}_2^2) + 0.5(I_1 + (I_2 + I_4) \cdot \dot{\phi}^2 + I_3 \dot{\psi}^2) + m_1 \cdot l_1 \cdot \dot{\phi} (0.5 l_1 \dot{\phi} - \dot{x}_2 \cos \phi - \dot{y}_2 \sin \phi) + m_3 l_3 \dot{\psi} (0.5 l_3 \dot{\psi} + \dot{x}_2 \cos \psi + \dot{y}_2 \sin \psi) + m_4 l_2 \dot{\phi} (0.5 l_2 \dot{\phi} + \dot{x}_2 \cos \phi + \dot{y}_2 \sin \phi) \quad (4.1)$$

де $m = m_1 + m_2 + m_3 + m_4$ – маса рухомих частин системи.

Після підстановки необхідних структурних складових до рівняння Лагранжу 2-го роду отримуємо диференціальні рівняння руху виконавчих органів досліджуваної вібраційної машини.

$$\begin{cases} \ddot{x}_2 + \alpha_x \dot{x}_2 + k_x^2 x_2 = B_1 \cos \phi - B_2 (\ddot{\phi} \cos \phi - \dot{\phi}^2 \sin \phi) - B_3 (\ddot{\psi} \cos \psi - \dot{\psi}^2 \sin \psi) \\ \ddot{y}_2 + \alpha_y \dot{y}_2 + k_y^2 y_2 = B_1 \sin \phi - B_2 (\ddot{\phi} \sin \phi + \dot{\phi}^2 \cos \phi) - B_3 (\ddot{\psi} \sin \psi + \dot{\psi}^2 \cos \psi) \\ \ddot{\phi} - D_1 (\dot{y}_2 \cos \phi - \dot{x}_2 \sin \phi) \dot{\phi} - D_1 [(\ddot{y}_2 - \dot{\phi} \dot{x}_2) \sin \phi + (\ddot{x}_2 + \dot{\phi} \dot{y}_2) \cos \phi] = D_2 \\ \ddot{\psi} - L_1 (y_2 \cos \psi - \dot{x}_2 \sin \psi) \dot{\psi} + k_\psi^2 \phi = L_2 \sin \psi \\ \ddot{\gamma} + k_\gamma^2 \gamma = I_1^{-1} (M_{кр} - M_{оп1}) \end{cases} \quad (4.2)$$



де $B_1 = \frac{F}{m}$ – модуль змушуючої сили;

$$F = m_1 l_1 \omega_2^2 = m_1 l_1 \dot{\phi}^2; B_2 = \frac{\Delta}{m};$$

$$\Delta = m_4 l_4 - m_1 l_1; B_3 = \frac{m_3 l_3}{m};$$

$$D_1 = \frac{\Delta}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4};$$

$$D_2 = \frac{M_{кр} - M_{оп2}}{m_1 l_1^2 + m_4 l_2^2 + I_2 + I_4};$$

$$L = \frac{m_3 l_3^2}{m_3 l_3^2 + I_3}; L_2 = \frac{F \cdot l_1}{m_3 l_3^2 + I_3};$$

$$k_x^2 = \frac{C_{кx} + C_{пx}}{m}; k_y^2 = \frac{C_{кy} + C_{кx}}{m};$$

$$k_\psi^2 = \frac{0.5aC_\psi}{m_3 l_3^2 + I_3}; k_\gamma^2 = \frac{C_\gamma}{I_1};$$

α_x, α_y – коефіцієнти дисипації в технологічному завантаженні;

$M_{кр}$ – обертальний момент на приводному валу;

$M_{оп1}, M_{оп2}$ – моменти опору в підшипникових вузлах відповідно контейнера та приводного вала;

I_1, I_2, I_3, I_4 – моменти інерції характерних мас системи;

$C_\pi, C_\kappa, C_\phi, C_\gamma$ – жорсткості пружних елементів відповідно приводного вала та контейнера при обертанні на кут ϕ та γ ;

a – відстань між пружними елементами платформи;

l_3 – відстань між центрами ваги приводного вала та платформи.

Для числового обрахунку диференціального рівняння руху виконавчих органів досліджуваної вібраційної барабанної машини з комбінованим механічним вібробуджувачем наведені дані в табл. 1.

Таблиця 1

Чисельні значення основних параметрів комбінованого кінематичного вібраційного приводу машини з жорстким контейнером

| № п/п | Показник | Комбінований кінематичний вібраційний привід |
|-------|--|---|
| 1 | Характерні маси системи, кг | |
| 1.1 | Загальна рухома маса, m_0 | 89,65 |
| 1.2 | $m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$ | 61,65 |
| 1.3 | $m_2 = m_b + m_\pi$ | 16,73 |
| 1.4 | $m_4 = m_{пл}$ | 10 |
| 1.5 | $m_3 = m_{пр} (m_{деб})$ | $m_{пр} = 1,27$ |
| 2. | Характерні розміри елементів системи | |
| 2.1. | Ексцентриситет приводного валу e , мм | 3 |
| 3 | Жорсткість пружних елементів C , Н/м | |
| 3.1 | по осі OX : C_x | 9810 |
| 3.2 | по осі OY : C_y | 31392 |
| 3.3 | при обертанні: C_ϕ | 907,2 |
| 4 | Частота власних коливань контейнера k^2 , c^{-2} | |
| 4.1 | по осі OX : k_x | 109,4 |
| 4.2 | по осі OY : k_y | 350,2 |
| 5 | Коефіцієнт дисипації α , c^{-2} | |
| 5.1 | по осі OX : α_x | $2\sqrt{109,4 - \omega_2^2}$ |
| 5.2 | по осі OY : α_y | $2\sqrt{350,2 - \omega_2^2}$ |
| 6 | Момент інерції обертючих мас системи I , $кг/м^2$ | $I_1 = 0,00567$ $I_2 = 0,607$ $I_3 = 0,396$ $I_4 = 0,0549$ |



Траєкторія руху виконавчих органів плоских коливань машини з жорстким кінематичного комбінованого віброприводу барабанним контейнером приведені на рис. 4.

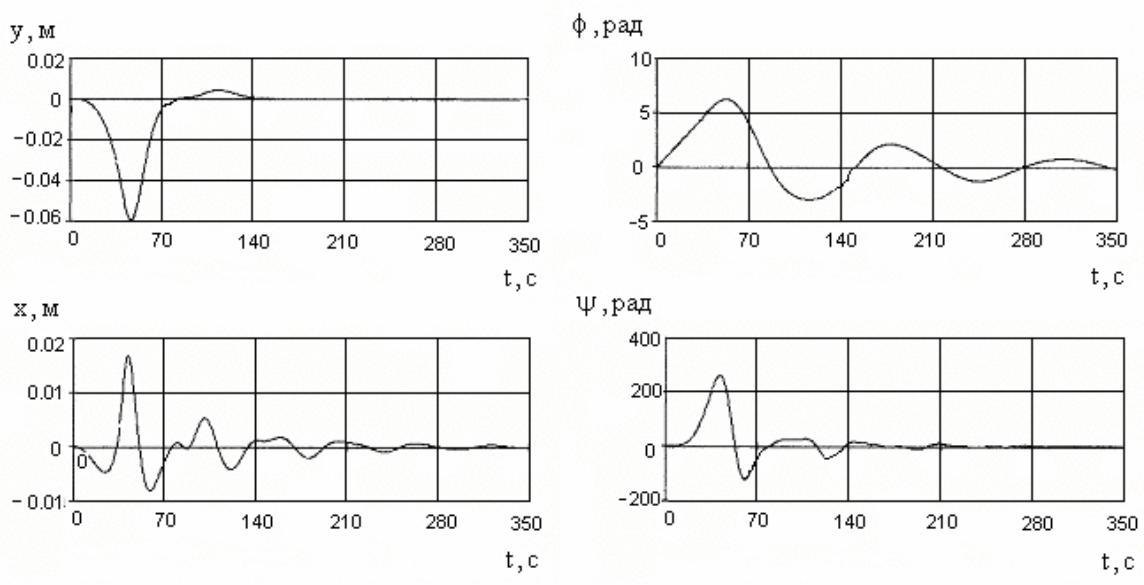


Рис. 4. Траєкторії руху виконавчих органів кінематичного комбінованого віброприводу плоских коливань машини з жорстким барабанним контейнером:
x, y – лінійні переміщення робочого контейнера;
φ – кутове переміщення приводного валу;
ψ – кутове переміщення платформи

Приведені залежності свідчать що після 350 секунд вібраційна барабанна машина використовуючи отримані рівняння та нижче зазначені режими виходить на робочий режим роботи з лінійними та кутовими переміщеннями.

Розраховуємо наступні параметри барабанної зерносушарки в математичному середовищі MathCAD:

- віброшвидкість :

$$v = \sqrt{\left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right)} \quad (4.3)$$

- віброприскорення :

$$a = \sqrt{\left(\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 \right)} \quad (4.4)$$

- змушуюча сила коливань:

$$F = m \cdot a \quad (4.5)$$

- потужність змушуючої сили:

$$N = F \cdot v \quad (4.6)$$

- інтенсивність вібраційного поля:

$$I = a \cdot v \quad (4.7)$$

За даними формулами проведені розрахунки і отримані графічні залежності від значень кутової швидкості та часу проведення досліду (рис. 5).

Висновки

1. В результаті розробленого силового та кінематичного аналізу вібраційної барабанної зерносушарки з комбінованим механічним вібробудувачем була складена його математична модель, на основі якої було визначено траєкторія руху.

2. Отримано графічні залежності для основних характеристик виконавчих органів досліджуваної машини, які свідчать, що кутові швидкості з збільшенням кутової швидкості збільшується всі кінематичні та енергетичні характеристики, вимагаючи оптимізацію режимних параметрів процесу.

3. Оптимальні режими роботи вібраційної барабанної зерносушарки становлять кутова швидкість $\omega = 80 - 100$ рад/с, при цьому енергетичні витрати $N = 800 - 900$ Вт.

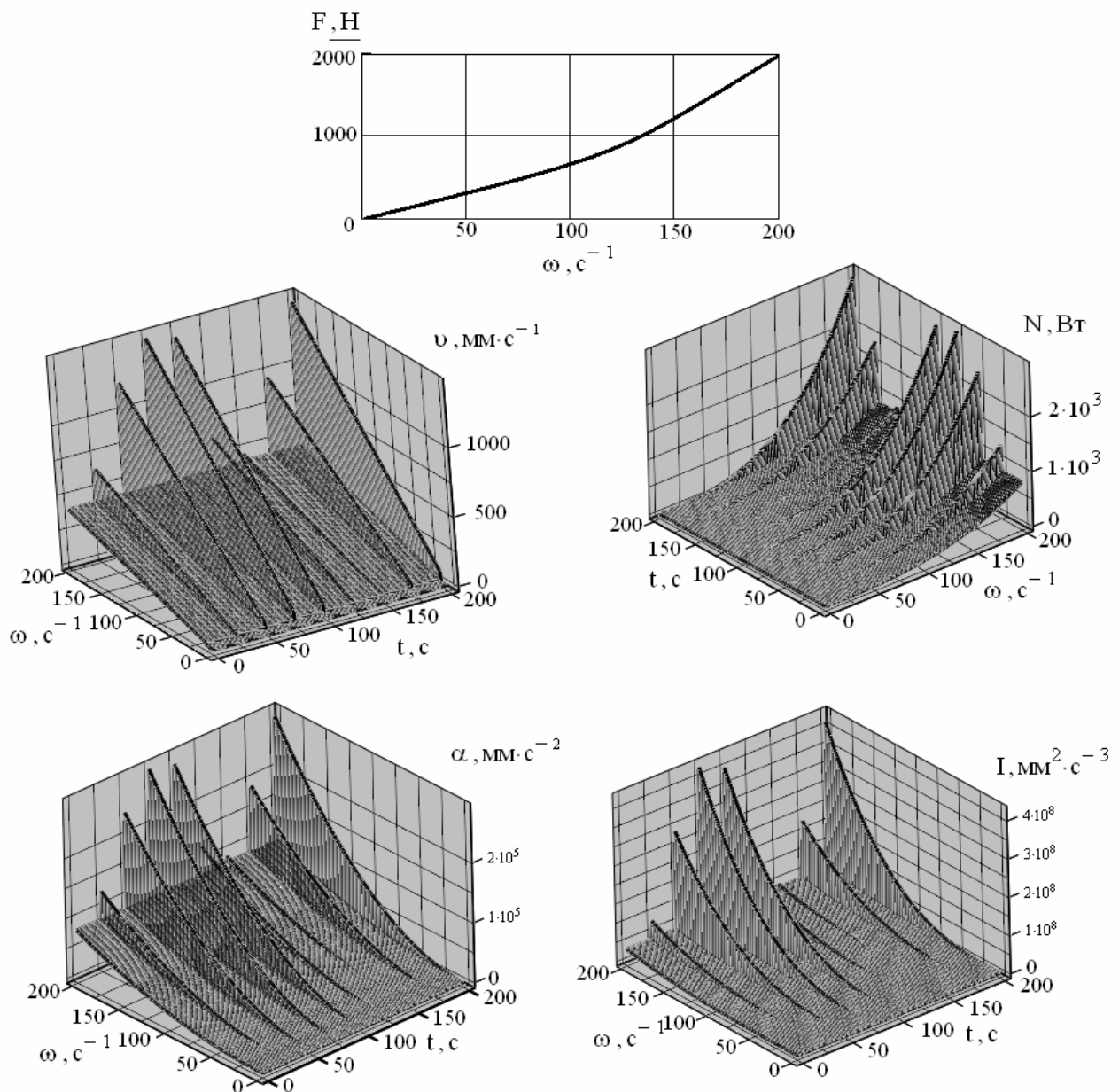
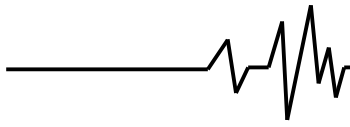


Рис. 5. Кінематична та енергетична характеристика вібраційної барабанної зерносушарки з комбінованим механічним віброзбудженням

Література

1. Кармазин В. Д. Техника и применение вибрирующего слоя. – К., «Наук. думка», 1977. – 239с.

2. Членов В. А., Михайлов Н. В. Виброкопящий слой. – М., «Наука», 1972. – 343с.

3. Паламарчук І.П. Вібраційні зерносушарки як спосіб інтенсифікації та економічності процесу // І.П. Паламарчук, О.Д. Пазюк, В.М. Пазюк // Вібрація в техніці та технологіях. – 2010. № 4. – С. 116 – 124.