

**ПОБУДОВА МЕХАНОФЕНОМЕНОЛОГІЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ  
ВІБРОПЛАНЕТАРНОГО ПЕРЕМІШУВАННЯ**

І. П. Паламарчук, В. П. Янович

*В роботі подано результати дослідження механізму деформування дисперсної системи в процесі змішування сипких інгредієнтів, запропоновано алгоритм побудови загальної механофеноменологічної моделі середовища за умов комбінованого впливу коливного та обертового руху робочих органів відносно двох взаємно перпендикулярних осей.*

*В работе представлены результаты исследования механизма деформирования дисперсной системы в процес ее смешивания сыпучих ингредиентов, предложен алгоритм построения общей механофеноменологической модели среды при условиях комбинированного влияния колеблющегося и вращающегося движения рабочих органов относительно двух взаимно перпендикулярных осей.*

*This paper presents the results of research into the mechanism of deformation of disperse systems in the process of mixing granular ingredients, an algorithm for constructing the over all model mechanical phenomenological environment under the combin influence of oscillating and rotating motion of working on twomutually perpendicular axes.*

**Вступ**

Для оцінки технологічних параметрів процесу обробки сипких мас за допомогою комбінованої механічної дії широко застосовується метод механофеноменології, який поєднує реологічну оцінку властивостей сипкої маси та дозволяє здійснити аналіз взаємодії виконавчого органа машини з оброблювальним середовищем, вибір ефективних технологічних та конструктивних параметрів досліджуваного процесу та обладнання.

Для цього було досліджено фізико-механічні властивості об'єкта обробки, а саме дисперсного середовища, поданого у вигляді великої кількості частинок, тобто своєрідної багатомасної системи, якісний аналіз якої під впливом складних та різноспрямованих механічних навантажень є істотною **проблемою** при проектуванні на виробництві високоефективних вібровідцентрових змішувачів та дезінтеграторів [1].

Тому є **актуальним** пошук та методи моделювання механофеноменологічних властивостей оброблювального дрібнодисперсного сипкого середовища за умов складного механічного руху виконавчих органів технологічного обладнання.

**Метою** роботи є обґрунтування механофеноменологічної моделі дрібнодисперсної системи за умови комбінованого вібровідцентрового впливу.

В роботі були поставлені такі **задачі**:

- побудувати механофеноменологічну модель оброблювального середовища, яка дозволяла б враховувати умови циркулювання завантаження, що знаходиться під впливом змінної амплітуди і частоти, а також різноспрямованих відцентрових сил;
- побудувати рівняння руху дисперсної системи за умови вібраційного та взаємно перпендикулярних рухів робочої ємності;
- визначити функціональні залежності демпферних коефіцієнтів та деформації дисперсного середовища від кінематичних характеристик виконавчого органу.

**Основна частина**

В залежності від структури механореологічної системи і кількості взаємодіючих фаз дисперсну систему можна подати у вигляді двомасної пружноінерційної системи, в якій враховуються гістерезисні опори різного виду, що викликають демпфірування та затухання коливань в масі технологічного середовища [2]. Демпфірування в розглянутій дисперсній системі являє собою достатньо складний процес, при дослідженні якого необхідно враховувати сили сухого та в'язкого тертя частинок в газовій фазі, деформацію пружних фаз, сили зчеплення оброблюваного середовища та інші силові фактори.

На рис. 1. подана механофеноменологічна модель дисперсної системи, в якій враховується

дія різноспрямованих вібровідцентрових сил, що дозволяє реалізувати рух середовища в цілому та окремих його частинок за складними траєкторіями руху, запасуючи достатньо високу потенціальну енергію для ефективного здійснення об'ємних механічних та теплообмінних процесів харчових, фармацевтичних, мікробіологічних та інших переробних виробництв.

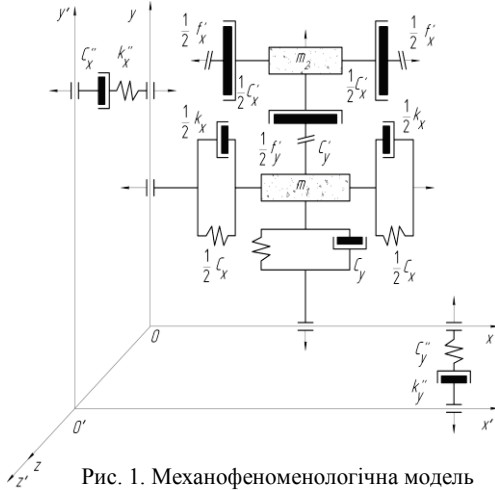


Рис. 1. Механофеноменологічна модель дисперсного середовища

Загальну масу технологічного середовища в феноменологічній моделі (рис. 1.) можна поділити на дві частини – зведену масу  $(m_x + m_y)$ , що безпосередньо бере участь в коливальному процесі і масу,  $(m_x + m_y)$ , що не коливається та діє на коливну масу лише статичним тиском  $[m_x + m_y]g \cdot F_B$ . Маса дисперсної системи, в якій реалізуються робочі коливання, характеризується пружно-в'язкими властивостями середовища  $k_x, c_x$  і  $k_y, c_y$ ; а неколивна дисперсна система створює коливній масі в'язки  $c'_x, c'_y$  і сухі опори  $sign(\dot{x})\mu_x m_x g F_{Bx}$  і  $sign(\dot{y})\mu_y m_y g F_{By}$ .

Розсіювання енергії в сипкому середовищі зумовлене дисипативними та пружними характеристиками вібровідцентрового приводу машини  $k''_x, k''_y, c''_x, c''_y$ .

На основі знайдених характеристикних коефіцієнтів сипкого середовища (табл. 1) [3] будемо рівняння руху дисперсної системи,

яка знаходиться під дією вібрації в напрямку осі  $x$  по залежності  $x'$  і в напрямку осі  $y$  по залежності  $y'$  та має вигляд:

$$m_x \ddot{x} = -m_x \ddot{x}' - k_x x - c_x \dot{x} - c'_x (\dot{x} + \dot{x}') - m_x \cdot g \cdot F_{Bx} - sign(\dot{x})\mu_x m_x g \quad (14)$$

$$m_y \ddot{y} = -m_y \ddot{y}' - k_y y - c_y \dot{y} - c'_y (\dot{y} + \dot{y}') - m_y \cdot g \cdot F_{By} - sign(\dot{y})\mu_y m_y g \quad (15)$$

Таблиця 1

Характеристичні коефіцієнти сипкого середовища

Коефіцієнт пружності коливної маси середовища		Коефіцієнт в'язкості коливної маси середовища, Па·с		Коефіцієнт в'язкості коливної маси середовища, Па·с	
$k_x$	$k_y$	$c_x$	$c_y$	$c'_x$	$c'_y$
$0,9 \cdot 10^5$	$0,5 \cdot 10^5$	$1,2 \cdot 10^5$	$7,1 \cdot 10^4$	$4,615 \cdot 10^6$	$1,73 \cdot 10^6$

Після перетворення, отримуємо рівняння руху дисперсної системи у формі:

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = -\ddot{x}' - 2n'_x \dot{x}' - g \cdot F_{Bx} - sin(\dot{x})\mu_x g \quad (16)$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = -\ddot{y}' - 2n'_y \dot{y}' - g \cdot F_{By} - sin(\dot{y})\mu_y g \quad (17)$$

де  $n_x$  і  $n_y$  – сумарні демпферні коефіцієнти, обумовлені внутрішнім опором деформованого середовища і зовнішнім опором недеформованої маси:  $(2n_x = \frac{c_x + c'_x}{m}; 2n_y = \frac{c_y + c'_y}{m}); n_x^*$  і  $n_y^*$  – демпферні коефіцієнти, обумовлені внутрішнім опором деформованого середовища;

$(2n_x^* = \frac{c_x}{m}; 2n_y^* = \frac{c_y}{m}); n'_x, n'_y$  – коефіцієнти опору, обумовлені зовнішнім опором недеформованого середовища;  $(2n'_x = \frac{c_x}{m}; 2n'_y = \frac{c_y}{m}) F_{Bx}, F_{By}$  – відцентрова сила, що діє на масиви дисперсного середовища відносно осей  $x, y$

Рівняння (16) і (17) є нелінійним внаслідок наявності сил сухого тертя  $sin(\dot{x})\mu_x g F_{Bx}$  і  $sin(\dot{y})\mu_y g F_{By}$ , лінеаризацію яких здійснюємо за допомогою підстановки

$$sin(\dot{x})\mu_x g F_{Bx} = \frac{4}{\pi} \mu_x g F_{Bx} [\dot{x}] \quad (18)$$

$$sin(\dot{y})\mu_y g F_{By} = \frac{4}{\pi} \mu_y g F_{By} [\dot{y}] \quad (19)$$

де  $[\dot{x}]$  і  $[\dot{y}]$  – безрозмірні коефіцієнти переміщення середовища в напрямку осей  $x$  і  $y$ .

Розглянемо закономірності руху дисперсної системи під впливом двокомпонентних гармонічних коливань.

$$x' = A_x \sin \omega t \quad \dot{x}' = A_x \omega \cos \omega t \quad (20)$$

$$y' = A_y \sin(\omega t + \gamma) \quad \dot{y}' = A_y \omega \cos(\omega t + \gamma) \quad (21)$$

де  $A_x, A_y$  – амплітуда коливання вібромашини;

$\gamma$  – зсув фаз між складовими компонентами коливань;

$\omega = 0 \dots 100$  – кутова частота приводу відносно осі OX, OY, рад/с.

При цьому безрозмірні коефіцієнти набудуть значення

$$[\dot{x}] = \cos(\omega t + \varphi_x) \quad (22)$$

$$[\dot{y}] = \cos(\omega t + \gamma + \varphi_y) \quad (23)$$

де  $\varphi_x$  і  $\varphi_y$  – кути зсуву фаз між змущеною силою вібромашини і зміщенням оброблюваного середовища відповідно до напрямків осей  $x$  і  $y$ .

$$\varphi_x = \arctg \frac{2n_x \omega}{(p_x^2 - \omega^2)} \quad (24)$$

$$\varphi_y = \arctg \frac{2n_y \omega}{(p_y^2 - \omega^2)} \quad (25)$$

Підставивши значення (18-25) в рівняння 16 і 17 отримаємо

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = A_x \omega^2 \sin \omega t - 2n'_x \omega A_x \cos \omega t - \frac{4}{\pi} \mu_x g \cos(\omega t + \varphi_x) - g \cdot F_{Bx} \quad (26)$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = A_y \omega^2 \sin(\omega t + \gamma) - 2n'_y \omega A_y \cos(\omega t + \gamma) - \frac{4}{\pi} \mu_y g \cos(\omega t + \gamma + \varphi_y) - g \cdot F_{By} \quad (27)$$

Після спрощення отримаємо диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами в правій частині

$$\ddot{x} + 2n_x \dot{x} + p_x^2 x = A_x \omega^2 \times \quad (28)$$

$$\ddot{y} + 2n_y \dot{y} + p_y^2 y = A_y \omega^2 \times \quad (29)$$

де  $f_y = \frac{4\mu_y g F_{By}}{\pi A_{\omega^2}}$ ,  $f_x = \frac{4\mu_x g F_{Bx}}{\pi A_{\omega^2}}$  – коефіцієнти, що характеризують співвідношення сил сухого

тертя і примусової сили вібромашини –  $F_m = \frac{m_2 \omega^2 \cdot e}{2 \cdot (m_1 + m_2)} F_m = \frac{m_2}{2 \cdot (m_1 + m_2)} \cdot \omega_3^2 \cdot e$

Числові значення основних параметрів досліджуваної системи [4] наведені в таблиці 2.

Розв'язавши рівняння (28) і (29), отримаємо такі залежності деформації дисперсного середовища

$$\varepsilon_x = A_x \frac{\sqrt{(2n'_x \omega + f_x \omega^2 \cos \varphi_x)^2 + (\omega^2 - f_x \omega^2 \sin \varphi_x)^2}}{\sqrt{(p_x^2 - \omega^2)^2 + 4n_x^2 \omega^2}} \sin(\omega t + \varphi_x) - \frac{g \cdot F_{Bx}}{p_x^2}; \quad (30)$$

$$\varepsilon_y = A_y \frac{\sqrt{(2n'_y \omega + f_y \omega^2 \cos \varphi_y)^2 + (\omega^2 - f_y \omega^2 \sin \varphi_y)^2}}{\sqrt{(p_y^2 - \omega^2)^2 + 4n_y^2 \omega^2}} \sin(\omega t + \gamma + \varphi_y) - \frac{g \cdot F_{By}}{p_y^2} \quad (31)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\varepsilon_x^2 + \varepsilon_y^2} \quad (32)$$

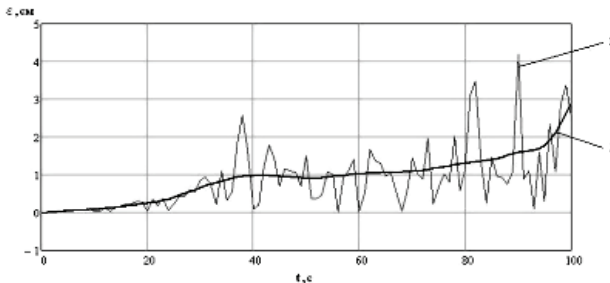


Рис. 2. Аналітичні криві загальної деформації сипкого середовища

Використовуючи математичне середовище “MathCAD” проводимо аналіз отриманих залежностей деформації сипкого масиву. На рис. 2 відображено аналітичні криві загальної деформації сипкого середовища де крива 1 відображає синусоїдальний характер деформування продукту, що зумовлено коливним рухом виконавчого органу вібромашини, в результаті лінеаризації кривої 1 отримаємо

криву 2, яка свідчить про збільшення деформації сипкої маси із зростанням перебігу часу та впливу примусової сили, що спричиняє деформування внаслідок комбінованої взаємодії двообертового та коливного руху контейнера.

На рис. 3 відображено графічну залежність сумарної деформації сипкого середовища при синхронній швидкості збільшення обертів електродвигунів, яка дає можливість визначити загальну та часткову деформацію відносно осей OX та OY, що становлять 2 см в напрямку осі OX, 6 см – осі OY.

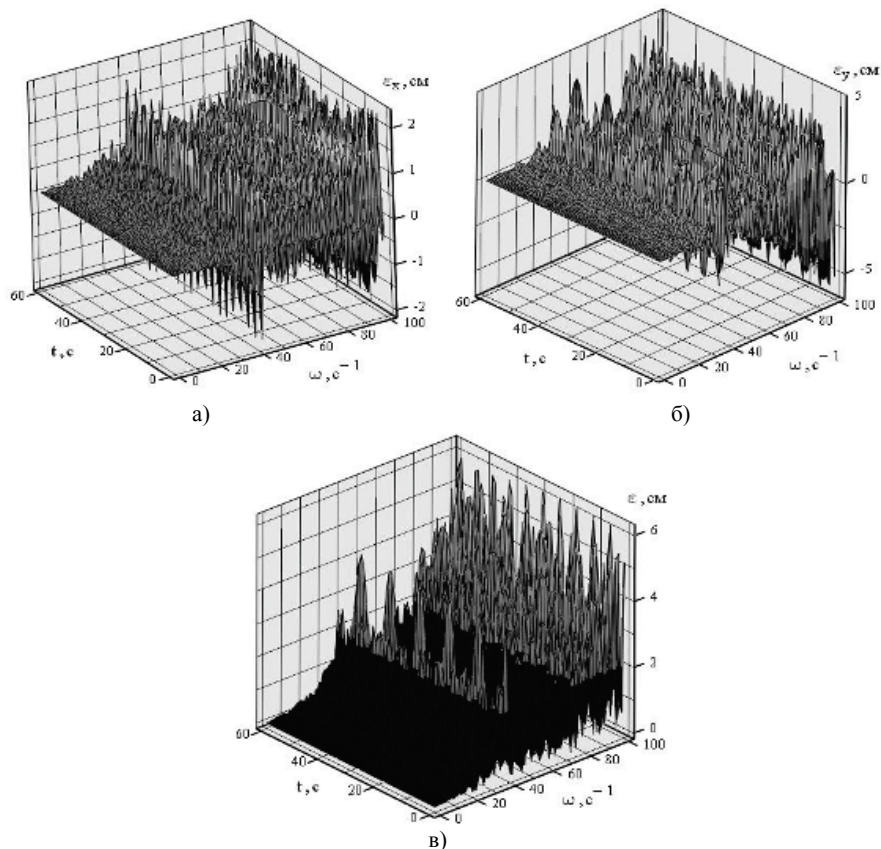


Рис. 3. Поверхні деформації сипкого середовища при синхронній роботі електродвигунів а, б – деформація сипкого середовища відповідно осей OX та OY, в – загальна деформація сипкого середовища

Таблиця 2

Значення основних параметрів коливної системи приводу

№ п/п	Показник	Тип вібраційного приводу
		Примусовий
1	2	2
1	Характерні масисистеми, кг	41, 8
1.1	Загальна рухома маса, $m_0$	
1.2	$m_1$	
1.3	$m_2$	
1.4	$m_3$	
	$m_4$	6, 5
2	Характерні розміри елементів системи	

Продовження табл. 2

1	2	3
2.1	Ексцентриситет приводного вала $e$ , мм	3
3	Жорсткість пружних елементів $C$ , Н/м	
3.1	по осі $OX$ : $c_y''$	3900
3.2	по осі $OY$ : $c_x''$ ,	3900
4	Частота власних коливань контейнера $k^2$ , $c^{-2}$	
4.1	по осі $OX$ : $k_x''$	464
4.2	по осі $OY$ : $k_y''$ ,	1485
5	Коефіцієнт дисипації $\alpha$ , $c^{-2}$	
5.1	по осі $OX$ : $\alpha_x$	$2\sqrt{3900 - \omega^2}$
5.2	по осі $OY$ : $\alpha_y$	$2\sqrt{3900 - \omega^2}$
6	Амплітуда коливань	
6.1	по осі $OX$ : $A_x$	$A_x = \frac{F_m}{\sqrt{(k_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2}}$
6.2	по осі $OY$ : $A_y$	$A_y = \frac{F_m}{\sqrt{(k_y^2 - \omega^2)^2 + \alpha_y^2 \omega^2}}$

### Висновки

- Аналіз загальної деформації сипкого тіла при асинхронно працюючих двигунах проводився при умові, що час збільшення кутових швидкостей незрівноважених мас відносно осей  $OX$  та  $OY$  до їх максимального значення 100 рад/с змінювався з інтервалом в 10 секунд, що дало змогу проаналізувати графічну залежність деформації дисперсного середовища від кінематичних характеристик вібромашини.
- В результаті проведеного аналізу було виявлено, що максимальне значення деформації сипкого середовища спостерігається при одночасному збільшенні обертів виконавчого органу до 100 рад/с за 1,5 хв. відносно осей  $OX$  та  $OY$ .
- За техніко-економічними параметрами оцінки роботи вібромашини при обробці дисперсного середовища ефективним є швидкість обертання виконавчого органу 100 рад/с відносно осі  $OX$  та 40 рад/с відносно осі  $OY$ .

### Використана література

1. Гулбе А. К. Графический способ определения средней скорости вибротранспортирования в безотрывном режиме движения при помощи сил сухого и вязкого трения / Гулбе А. К., Лавендел Э. Э. – В.кн.: Вопросы динамики и прочности. – Рига : Зинатне, 1972. – Вып. 23. – С. 47-61.
2. Гончаревич И. Ф. Теория вибрационной техники и технологи / И. Ф. Гончаревич, К. В. Фролов. – М. : Наука, 1981. – 320 с.
3. Паламарчук І. П. Визначення реологічних характеристик дрібнодисперсного сипкого середовища за вібровідцентрового технологічного впливу // Паламарчук І. П., Янович В. П. / Вібрації в техніці та технологіях. – 2011. – № 3 (63). – С. 106-110.
4. Паламарчук І. П. Аналіз математичної моделі вібровідцентрового змішувача для виготовлення сухих молочних сумішей // Паламарчук І. П., Янович В. П., Полевода Ю. А., Кирилюк О. О. / Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – 2010. – № 4. – С. 5-12.

**Паламарчук Ігор Павлович** – д.т.н., проф., завідувач кафедри процеси та обладнання переробних і харчових виробництв.

**Янович Віталій Петрович** – аспірант кафедри процеси та обладнання переробних і харчових виробництв.