

УДК 621.9.048: 664.013

## ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ХВИЛЬОВОГО КОНВЕЄРА В ПРОЦЕСАХ ТЕПЛООБМІННОЇ ОБРОБКИ СИПКОЇ СИРОВИНИ

*Паламарчук І.П.*

*Друкований М.Ф.*

*Паламарчук В.І.*

*Вінницький національний аграрний університет*

*Сочетание волнообразного и вибрационного перистальтического действия исполнительных органов машины для транспортно-технологической обработки сыпучей массы позволили интенсифицировать и улучшить качественные параметры исследуемого процесса. Разработана схема реализации данного процесса и математическая модель рабочих органов машины. Режимы осуществления данного процесса обоснованы на основе исследования динамики движения элементов приводного механизма.*

*Combination of wavy and vibration or peristaltic action of operating elements of machine for transport and technological processing the loose weight to intensify the processing and improve qualitative parameters of research process. The procedure of such process realization and mathematical model of operation elements of the machine are elaborated. The mode of studied processing is substantiated by the investigation of motion dynamics of drive mechanism elements.*

### **Вступ**

Принципи, закладені в основу переважної більшості відомих машин і механізмів інтенсивної механічної дії, були відкриті більше півстоліття назад і в цей час можливості їхні роботи практично вичерпані. Тому увага конструкторів в останні роки звертається на нові напрямки розробок, одним із яких є створення машин і технологій, що використовують хвилеподібний рух, таких, як хвильові передачі та рушії, транспортери та хвильові насоси, віброконвеєрні транспортно-технологічні машини. В основі їхньої дії лежить аналогічне хвильовому рух заданого профілю робочого елемента під дією зовнішніх механічних сил, або бігучими електричними або магнітними полями. Однак у цих розробках є значний розрив між кількістю винаходів і створених машин, що вказує на часту невідповідність конструкторського прогнозу їх динамічному руху. Ця обставина спонукає до розвитку теорії хвиль стосовно до типових робочих органів машин.

У той же час розвиток фізико-математичних основ теорії хвиль в елементах машин, виявлення й вивчення хвильових ефектів дозволяє не тільки правильно їх урахувати при проектуванні, але й відкриває можливості для створення машин нового цільового призначення, що працюють на хвильових принципах.

**Метою** роботи є обґрунтування робочих параметрів хвильового конвеєра для транспортування та теплообмінної обробки сипкої сировини на основі дослідження динаміки руху його виконавчих органів.

### **Викладення основного матеріалу**

При конструюванні машин основним засобом прогнозування динамічного руху технічних систем є чисельне моделювання на електронно обчислювальних машинах, на

шляху якого є наступні головні труднощі: постановка крайових завдань, коректно враховуючи сили взаємодії в рухомих спряженнях, елементів машин; розробка методів їхнього рішення, що враховують саме ті хвильові ефекти, які визначають динамічний рух виконавчих органів машин.

Розробка адекватних методів рішення таких крайових завдань вимагає виявлення й вивчення досить повного набору хвильових ефектів у пружних елементах машин. У пружних системах, описуваних рівняннями в частинних похідних четвертого (гнучкі коливання стрижнів, пластин), шостого (коливання кілець, оболонок) порядків і вище, вони мають специфічні особливості прояву й вимагають подальшого вивчення з метою правильного їхнього обліку. Зазначені ефекти можуть бути покладені в основу руху тіл, принципу дії машин, приладів і технологій.

При наявності бігучих поздовжньо-зміщених хвиль робочі органи машини здійснюють обертовий рух по еліптичних траєкторіях. Причому напрямок обертання залежить від напрямку поширення хвиль і порушеної форми коливань.

При поширенні пружних хвиль має місце перетворення їхньої енергії в енергію обертового руху. Це відкриває можливості створення заснованих на цьому ефекті приладів для індикації полів обертань і потоків вібрацій.

Одним з перспективних напрямів розвитку сучасних технологічних процесів у харчовій промисловості, які забезпечили б збільшення випуску харчових продуктів з одночасним підвищенням їхньої якості, є розробка й створення інтегральних технологій із застосуванням машин з м'якими, деформуючими, неметалічними, гнучкими, робочими органами, що працюють на хвильових, вібраційно-хвильових і перистальтичних принципах. Коротко це можна сформулювати у вигляді трьох напрямків, що реалізують створення принципово нових харчових машин.

Першим напрямком є розробка й створення інтегральних технологічних процесів з використанням транспортно-технологічних машин.

Другим напрямком є розробка харчових машин, що відрізняються тим, що з метою збереження біологічної цінності сировини при переробці й об'єднання декількох технологічних операцій робочі органи таких машин виконуються з м'якого неметалічного матеріалу (наприклад, харчових полімерів) у формі ємності або каналу й забезпечуються механізмами деформації робочого органа при використанні джерела хвильового й вібраційного впливу. Механізми деформації робочого органа кінематично-пов'язані з ним і розташовані таким чином, щоб додати йому необхідну геометричну форму, що реалізує хвильовий, віброхвильовий або перистальтичний принципи взаємодії робочого органа з рецептурою харчових продуктів.

Третім напрямком є розробка принципів узгодження роботи харчових машин, що відрізняються тим, що з метою надання машині нових або універсальних можливостей, спрощення її переналадження на нові режими й рецептури, узгодження її роботи з іншими машинами в часі й просторі проводиться не на механічному, а на більш високих рівнях, наприклад електричному або електронному.

Пропоновані нові принципи узгодження роботи машин у самому широкому змісті являють собою для харчового машинобудування основу найбільш природного й органічного методу розробки надійних і сумісних машин, як при їхній спільній роботі в єдиній технологічній лінії або різних технологічних лініях, так і при переході на нові рецептури

харчових продуктів і технологічні режими. Машини з такими якостями можна віднести до машин нового покоління, у яких механіка, крім системи керування й регулювання, підкріплена "інтелектом" у вигляді електронно обчислювальних машин з відповідним програмним забезпеченням [1].

Як додаткове переміщення сипких середовищ запропоновано використати як односпрямоване, так і різноспрямоване вібраційне переміщення. Вібраційному переміщенню перевага віддається для неметалічних та гнучких, робочих органів з технічних міркувань. При такому виборі виконавчим органам технологічної машини одночасно з основним низькочастотним хвилеподібним або хвильовим рухом великої амплітуди надається додатковий високочастотний коливальний рух малих амплітуд. Такі хвильові машини містять у собі складові хвильового й перистальтичного принципів дії. Для приведення неметалічних, гнучких, робочих органів в коливальний рух застосовуються відомі способи віброзбудження: кінематичний, динамічний, параметричний, автоколивальний, перші два з яких набули більш широкого розповсюдження.

При модельному представленні просування вмісту гнучкого контейнера як хвильового процесу під дією перистальтичних рухів. Середовище, що рухається по каналу гнучкого контейнера, будемо вважати сипким.

Внаслідок рефлекторних скорочень (деформації) стінок контейнера по них буде пробігати поверхнева хвиля, яка надаватиме додаткового руху середовищу, визначатиме форму і параметри цього руху.

Для вивчення такої хвилі введемо рухому і нерухому систему координат  $O, x, y, z$ , і  $O, x_1, y_1, z_1$  (рис. 1). Поверхнею хвилі заданої рівнянням в рухомих координатах є  $z_1 = f_1(x, y_1)$

де  $y_1 = f_2(x_1), \{x, y\}$  - область визначення  $z_1$

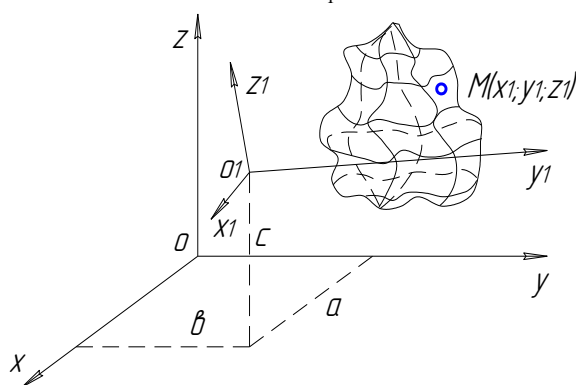


Рис. 1. Поверхнева хвиля деформації на поверхні гнучкого тягового органу

Причому

$$\begin{cases} x = a + x_1 \cdot \cos \alpha_1 + y_1 \cdot \cos \alpha_2 + z_1 \cdot \cos \alpha_3 \\ y = b + x_1 \cdot \cos \alpha_1 + y_1 \cdot \cos \alpha_2 + z_1 \cdot \cos \alpha_3 \\ z = c + x_1 \cdot \cos \alpha_1 + y_1 \cdot \cos \alpha_2 + z_1 \cdot \cos \alpha_3 \end{cases} \quad (1)$$

де  $a, b, c, \alpha_i, \beta_i, \gamma_i (i=1,2,3)$  - функції часу

Параметри  $a$  і  $b$  будуть обмежуватись розмірами гнучкої пружини в горизонтальному перерізі; параметр  $c$  - відстанню між виступами всередині контейнера.

Якщо скорочення еластичних стінок відбувається з періодом  $T$ , то частота скорочень буде дорівнювати

$$v = \frac{1}{T} \quad (2)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi}{T}$$

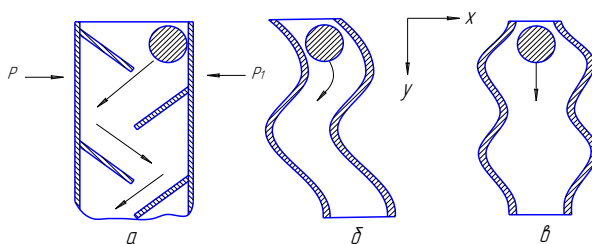
Тоді

$$\alpha_i = \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t + \varphi_{1,i}$$

$$\beta_i = \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t + \varphi_{2,i} \quad (3)$$

$$\gamma_i = \frac{2 \cdot \pi}{T} \cdot t + \varphi_{3,i}, i = 1, 2, 3$$

де  $\varphi_{1,i}, \varphi_{2,i}, \varphi_{3,i}$  - початкові фази руху середовища.



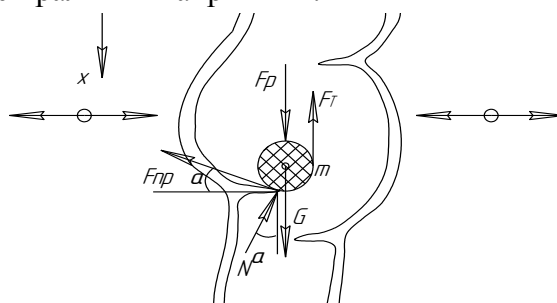
**Рис. 2. Варіанти руху вмісту досліджуваного хвильового конвєсуру**

Рух матеріалу в такій порожнині можна розкласти на два рухи:

- перший рух нагадує переміщення поперечної хвилі в пружному середовищі (див. рис. 3.5.б)

- другий являє собою переміщення в умовах виникнення радіальної хвилі від виникнення радіальної хвилі від перистальтичного руху (рис. 3.5.в)

Крім того наявність еластичних пальців (рис. 3.5.а) дозволяє ототожнити досліджуване переміщення з рухом по спіральним напрямним.



**Рис. 3. Розрахункова схема системи переміщення вмісту гнучкого контейнера**

Розглянемо рух сипкого середовища по каналу механізму у випадку, коли на нього діють: сила тяжіння  $G$ , сила внутрішнього тертя  $F_t$ , адгезійні сили  $F_{np}$ , сила нормальної реакції з боку стінок  $N$ , а також сила тиску з боку стінок, які періодично скорочуються  $F_p$  (рис. 3), створюючи переміщення маси продукту у повздовжньому напрямі.

Запишемо диференціальні рівняння руху елемента середовища в проекціях на координатні осі (вважаємо, що горизонтальний рух однаковий по всьому перерізу);

$$\begin{cases} m \ddot{x} = G - F_T - F_{np} \cdot \sin \alpha - N \cdot \cos \alpha + F_p \\ m \ddot{y} = N \cdot \sin \alpha - F_{np} \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (4)$$

Визначимо сили, які входять в систему рівнянь (4).

Сили тяжіння дорівнює

$$G = m \cdot g \quad (5)$$

де  $m$  – маса середовища.

Силу внутрішнього тертя знайдемо за формулою Стокса :

$$F_T = 6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R \cdot \dot{x}, \quad (6)$$

де  $\eta$  - щільність середовища

$R$  - середній радіус елемента маси середовища;

$\dot{x}$  - швидкість руху елемента середовища.

Силу прилипання знаходять за формулою

$$F_{np} = \lambda \cdot S_k \quad (7)$$

де  $\lambda$  - коефіцієнт прилипання

$S_k$  - площа контакту елемента середовища і стінки

В загальному випадку прилипання до стінок включає в себе також тертя між середовищем і стінками, тому можна записати

$$F_{np} = f \cdot N$$

Звідки знайдемо нормальну реакцію стінок

$$N = \frac{F_{np}}{f} = \frac{\lambda \cdot S_k}{f} \quad (8)$$

де  $f$  - коефіцієнт тертя матеріалу і стінок.

Сила  $F_p$  виникає в результаті зміни швидкості матеріалу від скорочення стінок конвеєру, тому

$$F_p = m \cdot \frac{\Delta v}{\tau}$$

де  $\tau$  - час одного скорочення.

Дану зміну швидкості знайдемо із закону Бернуллі і рівняння нерозривності потоку середовища :

$$\begin{aligned} p_1 + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho \cdot v_1^2}{2} &= p_2 + \rho \cdot g \cdot h + \frac{\rho \cdot v_2^2}{2} \\ v_1 \cdot S_1 &= v_2 \cdot S_2 \end{aligned} \quad (9)$$

де  $p_1$  - тиск на стінку до скорочення ;

$p_2$  - тиск на стінку під час скорочення ;

$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$ ;  $S_2 = \frac{\pi \cdot d_2^2}{4}$  - площі поперечного перерізу ;

$\rho \cdot g \cdot h$  - статичний тиск на матеріал ;

$\rho$  - густина матеріалу;

$v_1 = v_0$  - початкова швидкість матеріалу;

$v_2$  - кінцева швидкість матеріалу;

Перетворюючи формули (9) отримуємо

$$\Delta v = \frac{\Delta \rho \cdot d_2^2}{\rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} \quad (10)$$

Таким чином

$$F_p = \frac{m \cdot \Delta \rho \cdot d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} \quad (11)$$

Враховуючи отримані значення сил, рівняння (4) приймають вигляд :

$$\begin{cases} \ddot{x} = g - \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{x} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \sin \alpha - \frac{\lambda \cdot S_k}{m \cdot f} \cdot \cos \alpha + \frac{\Delta p_x d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} \\ \ddot{y} = \frac{\lambda \cdot S_k}{m f} \cdot \sin \alpha - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \cos \alpha + \frac{\Delta p_y d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} \end{cases}$$

Або

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{x} = \frac{\Delta p_x d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\cos \alpha}{f} \right) \\ \ddot{y} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{y} = \frac{\Delta p_y d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \sin \alpha - \frac{\cos \alpha}{f} \right) \end{cases} \quad (12)$$

де  $\alpha$  - кут нахилу виступів всередині конвеєру до горизонталі.

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{x} = \frac{\Delta p_x d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\cos \alpha}{f} \right) \\ \ddot{y} + \frac{6 \cdot \pi \cdot \eta \cdot R}{m} \cdot \dot{y} = \frac{\Delta p_y d_2^2}{\tau \cdot \rho \cdot v_0 \cdot d_1^2} - \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \sin \alpha - \frac{\cos \alpha}{f} \right) \end{cases} \quad (13)$$

$$\begin{cases} \ddot{x} + \alpha_x \cdot \dot{x} = a_x \cdot \sin(\omega \cdot t) - B_1 \\ \ddot{y} + \alpha_y \cdot \dot{y} = a_y \cdot \cos(\omega \cdot t) - B_2 \end{cases}$$

$$\alpha_x = \alpha_y = \alpha$$

$$a_x = a_y = a$$

$$B_1 = \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \sin \alpha + \frac{\cos \alpha}{f} \right) \quad (14)$$

$$B_2 = \frac{\lambda \cdot S_k}{m} \cdot \left( \frac{\cos \alpha}{f} - \sin \alpha \right)$$

Розв'язуємо рівняння методом Коші для лінійного неоднорідного диференційного рівняння з постійними коефіцієнтами :

$$\ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} = \alpha \cdot \sin(\omega \cdot t) - B_1$$

Тоді шукане рівняння можна представити у вигляді

$$\ddot{x} + \alpha \cdot \dot{x} = A_1 + A_2 \cdot e^{-\alpha t} + \frac{a \cdot \omega}{\omega^2 - \alpha^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{a \cdot \alpha}{\omega^2 - \alpha^2} \cdot \cos(\omega \cdot t)$$

Враховуючи початкові умови

$$\begin{cases} x_0 = 0 \\ \dot{x}_0 = 0 \end{cases}$$

$$A_1 = \frac{a \cdot (\omega^2 + \alpha^2)}{(\alpha^2 - \omega^2) \cdot (1 + \alpha)}$$

$$A_2 = \frac{a \cdot (\omega^2 - \alpha^2)}{(\omega^2 - \alpha^2) \cdot (1 + \alpha)} \quad (15)$$

Підставляючи отримані вирази, шукане рівняння набуває вигляду

$$x = \frac{a \cdot (\omega^2 + \alpha^2)}{(\alpha^2 - \omega^2) \cdot (1 + \alpha)} + \frac{a \cdot (\omega^2 - \alpha^2)}{(\omega^2 - \alpha^2) \cdot (1 + \alpha)} \cdot e^{-\alpha t} + \frac{a \cdot \omega}{\omega^2 - \alpha^2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + \frac{a \cdot \alpha}{\omega^2 - \alpha^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) =$$

$$= \frac{a}{(\alpha^2 - \omega^2) \cdot (1 + \alpha)} \cdot (\omega^2 + \alpha^2 - (\omega^2 - \alpha^2) \cdot e^{-\alpha t}) + \frac{a}{\omega^2 - \alpha^2} (\omega \cdot \sin(\omega \cdot t) + \alpha \cdot \cos(\omega \cdot t)) \quad (16)$$

Аналогічно отримуємо рішення рівняння  $y + \alpha \cdot \dot{y} = a \cdot \cos(\omega \cdot t) - B_2$

$$y = \frac{a}{(\omega^2 + \alpha^2)} \cdot e^{-\alpha t} + \frac{a \cdot \omega}{\omega \cdot (\omega^2 + \alpha^2)} \cdot \sin(\omega \cdot t) - \frac{a}{\omega^2 + \alpha^2} \cdot \cos(\omega \cdot t) =$$

$$= \frac{a}{\omega^2 + \alpha^2} (e^{-\alpha t} + \frac{\alpha}{\omega} \cdot \sin(\omega \cdot t) - \cos(\omega \cdot t)) \quad (17)$$

В результаті математичного аналізу у програмному середовищі MathCAD були отримані наступні графічні залежності (рис. 4,5).

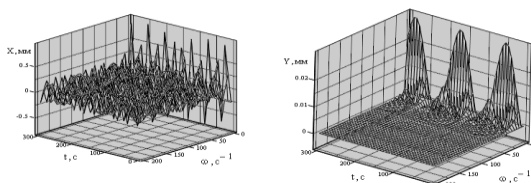


Рис. 4. Траєкторія руху виконавчих органів машини

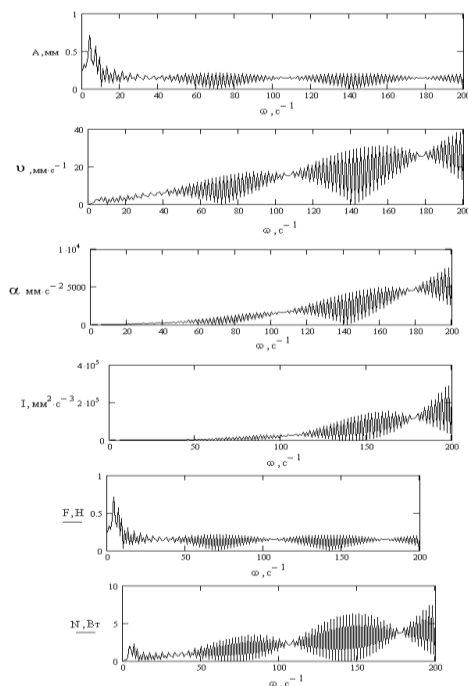


Рис. 5. Амплітудно-частотні та енергетичні параметри хвильового конвеєра: де  $v$  – віброшвидкість;  $N$  – потужність приводного валу;  $a$  – віброприскорення;  $I$  – інтенсивність вібраційного поля;  $\omega$  – кутова швидкість приводного валу машини.

### *Висновки*

1. В процесі пошуку конструктивної та технологічної схеми машини для транспортно-технологічної обробки сипкої, зокрема зерно-круп'яної маси, була обґрунтована доцільність застосування обладнання з гнучким тяговим органом хвильової та перистальтичної дії.

2. Складена математична модель технічної системи переміщення сипкого середовища, що дозволило отримати рівняння руху виконавчих органів машини.

3. Побудовані графічні залежності основних робочих параметрів хвильового конвеєра фаршу ілюструють періоди стійкості коливальної системи та найбільшої інтенсивності «вібраційного» поля, що дозволяє визначити режими роботи машини для заданих параметрів технологічного середовища.

### *Література*

1. Гноевой А.В. *Машины с деформируемыми неметаллическими рабочими органами.* – М. – 1986. – 108 с.
2. Чеснаков В.М., Горбатов А.В., Гноевой А.В. *Теоретические и практические аспекты применения вибриций в пищевой промышленности.* – М. – 1989. – 185 с.
3. Горбатов А.В., Гноевой А.В., Мачихин Ю.А. *Перспективы использования виброволновых методов обработки сырья в пищевой промышленности.* – М. – 1985. – 407 с.
4. Берник П.С., Стоцько З.А., Паламарчук І.П., Яськов В.В., Зозуляк І.А. *Механічні процеси і обладнання переробного та харчового виробництва.* – Львів: Видавництво ЛНУ«Львівська політехніка», 2004. – 336 с.
5. Берник П.С., Паламарчук І.П. *Вибір схеми збудження коливальних у вібромашинах з еластичними стінками // Матеріали І міжвуз. НТК “Наука – ринковій економіці”.* – Вінниця: ВДСГІ, 1993. – С.99.
6. Берник П.С., Паламарчук І.П. *Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки.* – К.: Вища школа, 1996. – 237 с.
7. Берник П.С., Серєда Л.П., Паламарчук І.П. *Выбор рациональной схемы механического вибровозбудителя для конвейерной вибрационной машины с эластичной направляющей // Вибрации в технике и технологиях.* – 1995. – № 2. – С.15-20.