



Паламарчук І. П.

Лисогор В. М.

Паламарчук В. І.

Вінницький
національний
аграрний
університет

УДК 621.9.048

ВИБІР СХЕМИ ВІБРОЗБУДЖЕННЯ БАРАБАННИХ МАШИН ДЛЯ ТЕПЛОМАСООБМІННОЇ ОБРОБКИ ЗЕРНО-КРУП'ЯНОЇ ПРОДУКЦІЇ

Среди механических методов влияния на объект производства вибрационное действие является наиболее эффективным общим способом регулирования динамическим состоянием продукции. При этом имеет место передача большого потока энергии с незначительной амплитудой смещения рабочих органов машины. Для реализации технологических процессов переработки сельскохозяйственной продукции используется традиционно динамические и кинематические вибровозбудители. Исследованиями подтверждена перспективность использования комбинированного вибропривода, для которого характерны уравновешенность стационарных масс, кинематический способ вибровозбуждения и упругая система опорных узлов. Такие особенности позволяют уменьшить динамические нагрузки на опорные узлы в 3...4 раза и энергозатраты на привод в 1,5...1,8 ра по сравнению с дебалансным вибровозбудителем.

Vibration is the most effective general method of the product dynamic condition control. It makes possible to transmit a great energy flow by small amplitude shift of tools at oscillation period. For realization of technological processes in processing in vibration field unbalanced and kinematical drivers are traditionally used. Our experiments proved combine vibrodrive to be more perspective as it's characterized by stationary masses balance, kinematical way of vibroexcitation and elastic system of supporting units. Such characteristics allow to make dynamic load on supporting units 3...4 times and energy expenditure 1,5...1,8 times less than in unbalanced vibroexcitator.

Вступ. Багатокомпонентність та різноманітність сировини харчових і переробних виробництв, складність реалізації процесу її обробки, високі вимоги до поживних якостей продукції обумовлюють труднощі вибору ефективного переробного обладнання. Тенденцію розвитку достатньо великої групи означених машин становить реалізація механічних, масообмінних та інших динамічних процесів у різноманітних за фазовим станом середовищах в умовах застосування інтенсифікуючої дії розроблених енергозберігаючих вібраційних приводів.

Головними недоліками означених приводів залишаються високі динамічні навантаження на опорні вузли, недосконала система зрівноваження інерційних сил, порівняно високі енерговитрати в приводних механізмах типових вібраційних машин.

Метою даної наукової роботи є вибір та обґрунтування параметрів приводів плоских та просторових коливань в машинах барабанного типу на основі аналізу різних схем механічного вібровозбудження.

В ході досліджень були поставлені наступні задачі:



— складання математичної моделі віброприводів кінематичного примусового, динамічного дебалансного та кінематичного комбінованого типу;

— виведення залежностей для основних силових та енергетичних параметрів досліджуваних віброзбудувачів технологічних машин барабанного типу;

— графічне представлення даних залежностей та обґрунтування оптимальної схеми механічного віброзбудження.

Викладення основного матеріалу.

Серед конструктивних методів підвищення ефективності вібраційних технологічних машин можна відзначити удосконалення схеми віброзбудження та пружної системи машини, що разом із підвищенням динамічності силової дії дозволяє мінімізувати коливні маси системи; сприяє значному поліпшенню умов роботи виконавчих органів машини, тобто виражається у розвантаженні опорних вузлів приводного валу, демпфіруванні паразитних коливань, нівелюванні можливості утворення нестационарних режимів роботи вібраційного обладнання, зокрема явища розкачування виконавчих органів коливальної системи.

Такі процеси реалізуються завдяки наявності в системі рушійної сили механічного та іноді пневмо- або гідромеханічного походження, серед яких можна відзначити подрібнення (різання та дроблення), перемішування, пресування, розділення неоднорідних систем, реалізацію транспортно-технологічних операцій, зокрема в машинах з гнучким контейнером.

У більшості вібраційних технологічних машинах мають місце два способи механічного віброзбудження: силовий і кінематичний.

При силовому віброзбудженні статична або моментна незрівноваженість системи виникає при обертанні інерційних елементів. Даний вібропривод характеризується широким діапазоном регульованої вібрації (0,01...1000 Гц), можливістю досягнення високого відношення амплітуди збуджуючої сили до маси віброзбудувача (більше 1000 Н/кг) [4].

У разі кінематичного віброзбудження незрівноваженість системи зумовлюється особливостями кінематики робочих органів машини, що дозволяє створювати великі збуджуючі сили при невисокій швидкості обертання приводного валу, а також зменшити енерговитрати на привод (порівняно з силовими віброзбудувачами) унаслідок зменшення величини мас, що коливаються. Разом з цим, при використанні даного типу віброприводу виникають проблеми при пуску машини і урівноваженні робочого механізму, що

особливо відчутно для примусового кінематичного приводу.

Проблема поліпшення умов пуску частково вирішується шляхом накладання додаткових пружних зв'язків в коливальній системі, що реалізується в машинах з приводним демпфером, з пружним і частково пружним шатуном. Проте при цьому проблема забезпечення урівноваження приводного механізму залишається відкритою.

Позитивні результати вдалося отримати при використанні схеми кінематичного вібропривода з підпружиненими опорними вузлами [5, 6, 7]. При цьому маса противаги підбиралася за умови забезпечення урівноваження стаціонарних мас приводу (тобто без урахування технологічного завантаження машини).

Як показали дослідження динаміки розглянутих вище способів віброзбудження [1, 6] остання схема дозволила зменшити енерговитрати на привод вібромашини в 1,4...1,7 разів і понизити динамічні навантаження на опорні вузли в 5...7 разів (порівняно з інерційними віброзбудувачами) [2,3].

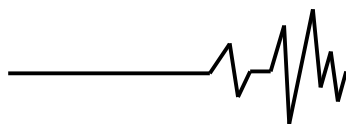
Для графічного представлення виведених вище залежностей та здійснення порівняльного аналізу досліджуваних альтернативних віброприводів плоских та просторових коливань використовуємо чисельні значення, наведені у таблиці 1.

В якості критеріїв оцінки альтернативних віброприводів використовуємо наступні показники:

- обертову масу виконавчих органів системи, $m_{об}$;
- коливну масу виконавчих органів системи, $m_{кол}$;
- незрівноважену масу виконавчих органів системи, $m_{н.зр}$;
- витрати енергії в процесі руху означених вище мас коливальної системи, відповідно: $E_{об}$, $E_{кол}$, $E_{н.зр}$;
- амплітуду коливань робочого контейнера для номінального режиму, $A_{н}$;
- витрати потужності на привод коливальної системи для номінального режиму, $N_{пр.н}$;
- навантаження на опорні вузли $F_{оп}$

При визначенні енергії в процесі руху характерних мас досліджуваних схем коливальної системи використовуємо наступну методику.

Для обертючих мас досліджуваних віброприводів величину енергії можна визначити за формулою:



$$E_{об} = \frac{I\omega_2^2}{2} \quad (1)$$

$$E_{кол} = \frac{m_{кол}g^2}{2} \quad (2)$$

де I – момент інерції обертових мас системи;
 ω_2 – кутова швидкість обертання приводного валу вібробудувача.

Витрати енергії в процесі руху коливальних мас системи визначаємо як:

де g - абсолютна швидкість виконавчих органів системи $g = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}$

$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ – швидкості виконавчих органів по осям координат.

Таблиця 1

Чисельні значення основних параметрів альтернативних віброприводів системи з просторовими коливаннями робочих органів

№ п/п	Показник	Тип вібраційного приводу		
		комбінований кінематичний	кінематичний примусовий	динамічний дебалансний
1	2	3	4	5
1	Характерні маси системи, кг	21,14	21,14	21,14
1.1	Загальна рухома маса, m_0			
1.2	$m_1 = m_k + \xi_m m_{зав}$			
1.3	$m_2 = m_b + m_n$	7,36	7,36	7,36
1.4	$m_3 = m_{деб}$	$m_{пр} = 1,27$	$m_{пр} = 1,27$	$m_{деб} = 1,27$
	$m_3 = m_{пр}$			
2	Характерні розміри елементів системи			
2.1	Ексцентриситет приводного валу e , мм	3	3	-
2.2	Ордината дебалансу (противаги) l , мм	-	-	29,6
3	Жорсткість пружних елементів C , Н/м			
3.1	по осі OX : C_x	9810	9810	9810
3.2	по осі OY : C_y	31392	31392	31392
3.3	по осі OZ : C_z	31392	31392	31392
4	Частота власних коливань контейнера k^2 , c^{-2}			
4.1	по осі OX : k_x	464	784,2	464
4.2	по осі OY : k_y	1485	2509,4	1485
4.3	по осі OZ : k_z	1485	2509,4	1485
5	Коефіцієнт дисипації α , c^{-2}			



Продовження таблиці 1

5.1	по осі OX : α_x	$2\sqrt{464 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{784,2 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{464 - \omega_2^2}$
5.2	по осі OY : α_y	$2\sqrt{1485 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{2509,4 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{1485 - \omega_2^2}$
5.3	по осі OZ : α_z	$2\sqrt{1485 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{2509,4 - \omega_2^2}$	$2\sqrt{1485 - \omega_2^2}$
6	Момент інерції оберткових мас системи I , кг/м ²	$I_1=0.1605$ $I_2=0.0682$	$I_1=0.1605$ $I_2=0.0549$	$I_1=0.1605$ $I_2=0.0133$

Примітка: m_k – маса контейнера; $m_{зав}$ – маса завантаження; m_b – маса приводного валу; m_n – маса підшипникових вузлів; $m_{пр}$ – маса противаги; $m_{деб}$ – маса дебалансу; ξ_m – коефіцієнт «приєднаної» маси.

При визначенні енергії руху незрівноважених мас досліджуваних схем віброприводів можна застосувати формулу:

$$E_{н.зр} = \frac{m_{н.зр} g^2}{2} \quad (3)$$

Номинальний режим роботи досліджуваних віброприводів визначаємо за умови мінімуму витрат потужності при максимальній амплітуді коливань для

усталеного режиму роботи коливальної системи.

В процесі аналізу математичної моделі кінематичного комбінованого вібропривода отримуємо наступні залежності означених вище параметрів.

Абсолютна амплітуда коливань $A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2 + A_z^2}$ складає

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

Використовуючи залежність (4) можна визначити інші параметри вібраційного поля для усталеного режиму, що є пропорційними амплітуді та частоті коливань, а саме:

- віброшвидкість $\mathcal{G} = A\omega$;
- віброприскорення $a = A\omega^2$;
- інтенсивність коливань

$$I = a\mathcal{G} = A^2\omega^3$$

Потужність на привод досліджуваної установки можна визначити як

$$N_{np} = (N_{F_{max}} + N_{мер}) / \eta_{np} \quad (5)$$

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; η_{np} - к.к.д. приводу.

Вираз для потужності змушуючої сили N_F представляємо у вигляді добутку.

$$N_F = F\mathcal{G} \quad (6)$$

де $\mathcal{G} = \sqrt{\mathcal{G}_x^2 + \mathcal{G}_y^2 + \mathcal{G}_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}$ – вираз для віброшвидкості; F – модуль змушуючої сили.

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



Потужність на здолення сил тертя у системі можна визначити за формулою

$$N_{тер} = 0.5 F \mu d_u \omega_2 \quad (8)$$

де $\mu = 0.05 \dots 0.08$ – коефіцієнт тертя в опорних вузлах;

d_u – діаметр цапфи, на яку посаджений підшипник; $d_u = 0.025$ мм

Таким чином, залежність для потужності досліджуваного приводу можна представити у вигляді:

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

Для комбінованого кінематичного – абсолютна амплітуда коливань віброприводу плоских коливань вирази означених параметрів мають вигляд:

$$A = \sqrt{2 \ell_{12}^2 + \frac{B_1 (B_1 - 2 \ell_{12} (\omega_1^2 - k_x^2))}{(\omega_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_1^2} + \frac{(B_1 - C_\delta) (B_1 - C_\delta - 2 \ell_{12} (\omega_1^2 - k_y^2))}{(\omega_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_1^2}} \quad (10)$$

– потужність приводу машини

$$N_{np} = m_2 \ell_{12} \omega_1^3 n_{np}^{-1} \left[0.5 d_u \mu + \sqrt{\left[\left(\ell_{12} - \frac{B_1 (\alpha_1^2 - k_x^2)}{(\alpha_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \alpha_1^2} \right) \cos \omega_1 t + \frac{B_1 \alpha_x \omega_1 \sin \omega_1 t}{(\alpha_1^2 - k_x^2)^2 + \alpha_x^2 \alpha_1^2} \right]^2 + \left[\left(\frac{(B_1 - C_\delta) (\alpha_1^2 - k_y^2)}{(\alpha_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \alpha_1^2} - \ell_{12} \right) \sin \omega_1 t + \frac{(B_1 - C_\delta) \alpha_y \omega_1 \cos \omega_1 t}{(\alpha_1^2 - k_y^2)^2 + \alpha_y^2 \alpha_1^2} \right]^2} \right] \quad (11)$$

– навантаження на опорні вузли приводного валу

$$F_{н.зр} = (m_k + \xi_m \cdot m_{зав}) m_1 \cdot m_0^{-1} e \omega_2^4 *$$

$$\sqrt{\left[\frac{(\omega_2^2 - k_x^2) \cos \omega_2 t - \omega_2 \alpha_x \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \cdot \omega_2^2} \right]^2 + \left[\frac{(\omega_2^2 - k_y^2) \sin \omega_2 t - \alpha_y \omega_2 \cos \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \cdot \omega_2^2} \right]^2} \quad (12)$$

– енергія руху коливних мас віброприводу

$$E_{кол} = 0,5 (m_k + \xi_m m_{зав}) e^2 \omega_2^6 *$$

$$\left[\left(\frac{\alpha_x \omega_2 \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right)^2 + \left(\frac{(k_y^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \alpha_y \omega_2 \sin \omega_2 t}{(k_y^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_y^2 \omega_2^2} \right)^2 \right] \quad (13)$$

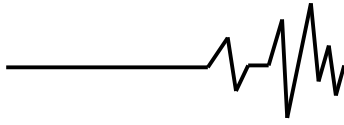
Аналогічно знаходимо залежності для кінематичного примусового та динамічного дебалансного схем механічного віброзбудження плоских та просторових коливань машин барабанного типу. Графічно отримані рівняння представляємо на рисунку 1, 2, 3, 4.

Висновки

1. Порівняльний аналіз робочих параметрів механічних приводів просторових коливань виявив, що за однакових геометричних

параметрів, навантаження та величини незрівноваженого фактора системи для заданого робочого режиму ($\omega = 150$ рад/с) спостерігається для розробленого приводу порівняно з динамічним:

- зменшення енерговитрат на привод в 1,26 рази;
- зменшення коливної маси в 1,7 рази; що призводить до відповідного зменшення навантажень на опорні вузли машини;
- зменшення енергії незрівноваженої маси в 1,75 рази, що дозволяє використовувати для реалізації



кінематичного віброзбудження підшипникові вузли більш легкої серії, як для дебалансного віброприводу.

2. Для вібромашини з механічним віброзбудженням плоских коливань при порівнянні комбінованого кінематичного та динамічного дебалансного віброприводів енерговитрати при реалізації останнього є більшими в 2,44 рази, амплітуда коливань робочих органів є менша в 1,8 рази, а енергія незрівноваженої маси виявилась більшою в 1,5 разів, що обґрунтовує вагомні переваги кінематичного віброзбуджувача з підпружиненими опорними вузлами.

Література

1. Берник П.С., Паламарчук І.П. Конвеєрні вібраційні машини для оздоблювально-зміцнювальної обробки.- К.: Вища школа, 1996.- 237 с.

2. Берник П.С., Паламарчук І.П. Сравнительный анализ механических вибровозбудителей с плоской траекторией колебаний // Материалы международной НТК «Направление развития и новые течения в современной вибротехнологии». –Воронеж, ВПИ, 1993. –С. 14.

3. Берник П.С., Серета 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.

4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. /Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.) и др. - М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э. Лавендела, 1981. -509 с.

5. Паламарчук І.П., Берник М.П., Цуркан О.В. Обґрунтування технологічних та конструктивних схем енергоощадних віброзмішувачів барабанного типу // Вибрации в технике и технологиях.– 2001.–№1(17).–С.35-41.

6. Паламарчук І.П., Омелянов О.М. Аналіз приводних механізмів та дослідження динаміки віброзбуджувачів технологічних машин сільськогосподарського виробництва та переробки // Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах.– 1998.– № 3. –С. 152-157.

7. Паламарчук І.П. Обґрунтування робочих параметрів вібропланетарної різальної машини // Вісник Вінницького політехнічного інституту.–2007. – №1– С. 235 – 239.