

Друкований М. Ф.

Янович В. П.

Дишкант Л. В.

Ольшевський А. І.

*Вінницький
національний аграрний
університет*

Drukovanuy M. F.

Yanovich V. P.

Dushkant L. V.

Olshevskyi A. I.

*Vinnitsia National
Agrarian University*

УДК 621.771

ДОСЛІДЖЕННЯ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ МІНЕРАЛІВ

В статті наведено кінематичний аналіз математичної моделі вібраційного млина і наведено дослідження динаміки руху виконавчих органів машини. Вибрано оптимальні режими роботи вібровідцентрової машини по отриманих графічних залежностях для виконавчих органів досліджуваної машини та енергетичних витрат.

Ключові слова: вібраційний млин, математична модель, виконавчий орган.

Вступ. Як показує досвід, модернізація існуючих та створення нових конструкцій машин та устаткування вимагають використання фундаментальних теоретичних передумов і, зокрема, механіко-математичних методів їх формалізації для розв'язання задач аналізу та синтезу параметрів таких машин.

Рівень механіко-математичних методів вирішення задач аналізу і синтезу параметрів машин, створених в першій половині ХХ ст. і якими ще й зараз широко користуються розробники та інженери-конструктори, тепер при нових конструктивних вимогах до машин та устаткування за умов впровадження систем автоматичного їх регулювання, вимог підвищення якості виконання технологічних процесів є недостатнім. Якщо попередні конструкції можна було розглядати як одинірні або двомірні системи і для аналізу і синтезу їх параметрів можна було б обмежитися лише рівняннями статички й кінематики або простішими рівняннями динаміки, наприклад диференціальними рівняннями Ньютона, то створювані нові конструкції машин треба вже розглядати як багатомірні системи і для аналізу і синтезу їх параметрів треба мати широкий комплекс більш фундаментальних механіко-

математичних методів - диференціальні рівняння аналітичної механіки, методи теорії випадкових функцій, метода теорії варіаційного числення [1, 2].

Основна частина. Кінематичний аналіз досліджуваної системи. При теоретичному дослідженні даної системи припускається, що момент сил опору між ексцентрично розташованими масами і контейнером пропорційний до кутової швидкості обертання дебалансів. Також робимо припущення, що приводні вали незрівноважених мас працюють синхронно спрямовуючи вектор змушуючої сили в одному напрямку відносно досліджуваної системи.

Для розрахунку вибираємо Декартову систему координат до якої відповідно вносимо схему досліджуваної машини.

Розроблена машина представляється математичною моделлю з 3 ступенями вільності, а саме:

x – зміщення центра мас контейнера вздовж осі x ;

z – зміщення центра мас контейнера вздовж осі z ;

φ_1 – кут повороту контейнера навколо осі y .

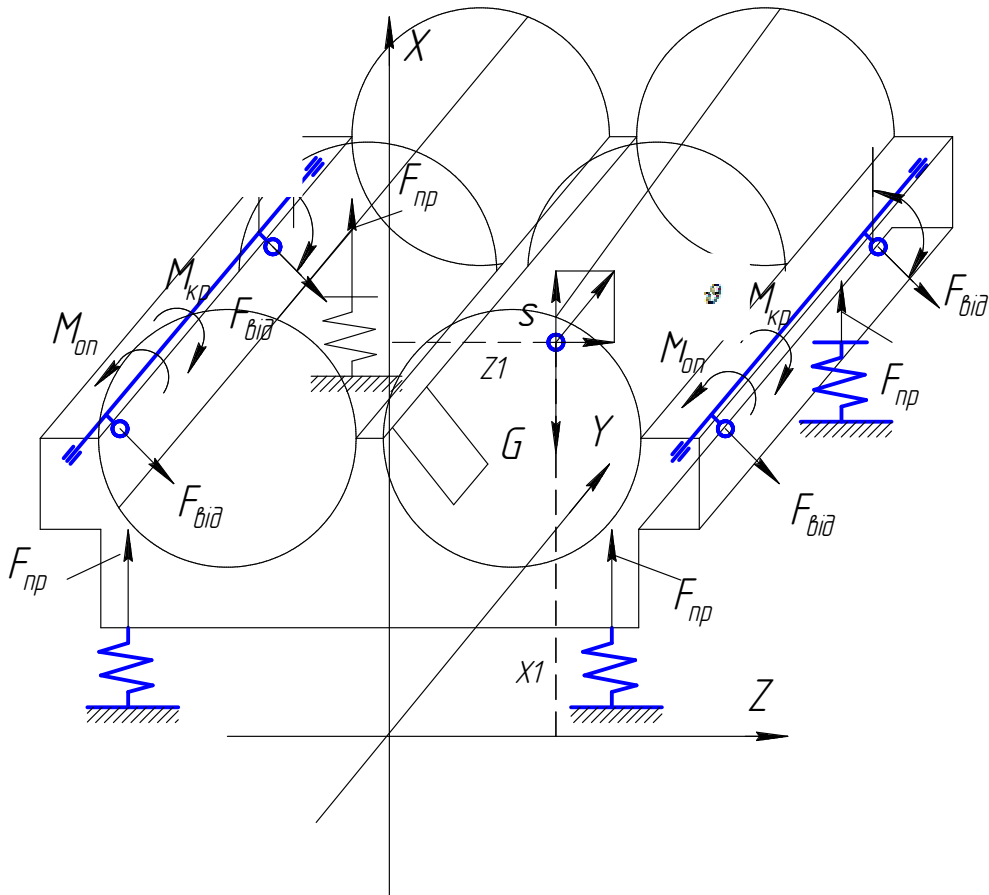


Рис. 1. Схема кінематичного та силового аналізу вібраційної дробарки

Для даної системи можна відзначити такі характерні маси:

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

$$m_1 = m_k + m_{зав} \cdot \mu \quad (2)$$

$$m_2 = m_\delta + m_{пр.в.д.} \quad (3)$$

де m_k – маса контейнера; $m_{зав}$ – маса завантаження; μ – коефіцієнт приєднаної маси завантаження; m_δ – загальна маса дебалансів;

$m_{пр.в.д.}$ – загальна маса приводів дебалансів;

При виконанні теоретичного аналізу використовуємо метод Лагранжа.

Основні складові кінетичної енергії для означених мас системи визначаємо наступним чином.

$$T_1 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{z}^2, \quad (4)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} I_{пр} \dot{\varphi}_1^2, \quad \dot{\varphi}_1 = \omega = const \quad (5)$$

$$T = T_1 + T_2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{z}^2 + \frac{1}{2} I_{пр} \omega^2, \quad (6)$$

де T_1 – кінетична енергія контейнера; T_2 – кінетична енергія приводних валів; $I_{пр}$ – момент інерції дебалансу; ω – кутова швидкість приводних валів дебалансів;

Далі знаходимо вирази для узагальнених сил системи

$$Q_x = F_{відx} - F_{прx} = m_\delta \omega^2 e \cos \omega \cdot t - c_x x \quad (7)$$

$$Q_z = F_{відz} - F_{прz} = m_\delta \omega^2 e \sin \omega \cdot t - c_z z \quad (8)$$

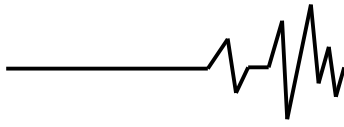
$$Q_{\varphi_1} = M_{кр} - M_{он}, \quad (9)$$

де c_x – жорсткість пружних елементів вздовж осі x ; c_z – жорсткість пружних елементів вздовж осі z ; e – ексцентриситет центру мас дебалансу.

Розв'язуючи основні складові рівняння Лагранжа 2-го роду та підставляючи їх в вираз (10) отримуємо наступні рівняння руху виконавчих органів машини.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (10)$$

Даний вираз встановлює зв'язок між можливим переміщенням точок механічної системи і варіацією узагальнених координат.



$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) = m_1 \ddot{x} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) = m_1 \ddot{z} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = I_1 \ddot{\varphi}_1 \end{cases} \quad (11)$$

Звідки

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m_1 \dot{x} \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m_1 \dot{z} \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}_1} = I_1 \dot{\varphi}_1 \end{cases} \quad (12)$$

Підставляючи значення похідних узагальнюючих сил системи, в систему рівнянь (10), а також враховуючи дисипативні сили опору в досліджуваній системі отримуємо наступні залежності :

$$m_1 \ddot{x} = m_d \omega^2 \cos \omega \cdot t - c_x x \quad (13)$$

$$m_1 \ddot{z} = m_d \omega^2 \sin \omega \cdot t - c_z z \quad (14)$$

$$I \ddot{\varphi}_1 = m_d \omega^2 e^2 - M_{оп} \quad (15)$$

Звідки система диференціальних рівнянь Лагранжа має вигляд :

$$\begin{aligned} -B_1 \sin \omega t - B_2 \omega^2 \cos \omega t + \alpha_x B_1 \omega \cos \omega t - \alpha_x B_2 \omega \sin \omega t + K_x^2 B_1 \sin \omega t + B_2 K_x^2 \cos \omega t = \\ = F_m \cos \omega t \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{cases} -B_2 \omega^2 + \alpha_x B_1 \omega + B_2 K_x^2 = F_m \\ -B_1 \omega^2 - \alpha_x B_2 \omega + K_x^2 B_1 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} B_2 (K_x^2 - \omega^2) + \alpha_x B_1 \omega = F_m \\ B_1 (K_x^2 - \omega^2) = B_2 \alpha_x \omega \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} B_1 = \frac{F_m \alpha_x \omega}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \\ B_2 = \frac{F_m (K_x^2 - \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \end{cases} \quad (20)$$

Тоді окремий розв'язок рівняння складає:

$$X^* = \frac{F_m}{(K_x^2 - \omega^2) + \alpha_x^2 \omega^2} (\alpha_x \omega \sin \omega t + (K_x^2 - \omega^2) \cos \omega t) \quad (21)$$

Вираз (15) є лінійним диференціальним рівнянням 2-го порядку з сталими коефіцієнтами тому шуканий розв'язок представляємо як:

$$X = e^{-0.5\alpha_x t} (C_1 \cos \rho_x t + C_2 \sin \rho_x t) + \frac{F_m (\alpha_x \omega \sin \omega t + (K_x^2 - \omega^2) \cos \omega t)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \quad (22)$$

$$\begin{cases} \ddot{x} + \frac{c_x}{m_1} \dot{x} + \frac{m_d}{m_1} \omega^2 e \cos \omega \cdot t \\ \ddot{z} + \frac{c_z}{m_1} \dot{z} + \frac{m_d}{m_1} \omega^2 e \sin \omega \cdot t \\ \ddot{\varphi}_1 + \frac{c_{\varphi 1}}{I_1} \dot{\varphi}_1 = \frac{m_d \omega^2 e^2 - M_{оп}}{I_1} \end{cases} \quad (16)$$

Дослідження динаміки руху виконавчих органів машини. Розглянемо перші два рівняння системи і дослідимо її лінійні коливання.

При цьому досліджуване рівняння для координати x набуває вигляду:

$$\ddot{x} + \alpha_x \dot{x} + K_x^2 x = F_m \cos \omega t, \quad (17)$$

де $K_x^2 = \frac{C_x}{m_1}$ – власна частота коливань системи;

$F_m = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 e$ – питомий модуль змушуючої сили;

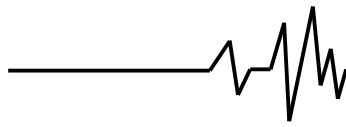
$\alpha_x = \sqrt{K_x^2 - \omega^2}$ – коефіцієнт дисипації за координатою x .

$$X = \bar{X} + X^*, \quad (18)$$

де $\bar{X} = e^{-0.5\alpha_x t} (C_1 \cos \omega t + C_2 \sin \omega t)$ – загальний розв'язок досліджуваного рівняння;

$X^* = B_1 \sin \omega t + B_2 \cos \omega t$ – його частинний розв'язок.

Використовуючи властивості рівнянь з постійними коефіцієнтами, складаємо та розв'язуємо малу систему рівнянь.



Для початкових умов $x_0 = 0$; $\dot{x}_0 = v_{x0}$ визначаємо постійні диференціювання

$$C_1 = \frac{F_m(\omega^2 - K_x^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2}; \quad (23)$$

$$C_2 = \frac{v_{x0}}{\rho_x} - \frac{0,5F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (K_x^2 + \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2}, \quad (24)$$

де $\rho_x = \sqrt{K_x^2 - 0,25\alpha_x^2}$ - частота власних коливань системи.

В результаті шукане рівняння руху набуває вигляду:

$$X = e^{-0,5\alpha_x t} \left[\frac{F_m(\omega^2 - K_x^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \cos \rho_x t + \left(\frac{v_{x0}}{\rho_x} - \frac{0,5F_m \alpha_x \rho_x^{-1} (K_x^2 + \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \right) \sin \rho_x t + \frac{F_m(\alpha_x \omega \sin \omega t + (K_x^2 - \omega^2) \cos \omega t)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \right] \quad (25)$$

Використовуючи наведену вище методику знаходимо розв'язок рівняння

$$z + \frac{c_z}{m_1} z = \frac{m_d}{m_1} \omega^2 e \sin \omega \cdot t \quad (26)$$

$$z + \alpha_z \dot{z} + K_z^2 z = F_m \sin \omega t, \quad (28)$$

$$\text{де } K_z^2 = \frac{C_z}{m_1}; \quad \alpha_z = \sqrt{K_z^2 - \omega^2}.$$

При цьому досліджуване рівняння набуває вигляду:

$$\frac{m_d}{m_1} \omega^2 e = F_m, \quad (27)$$

Враховуючи попередні математичні перетворення маємо:

$$\begin{cases} -B_3 \omega^2 - \alpha_z B_4 \omega + K_z^2 B_3 = F_m \\ -B_4 \omega^2 + \alpha_z B_3 \omega + B_4 K_z^2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} B_3(K_z^2 - \omega^2) - B_4 \alpha_z \omega = F_m \\ B_4(K_z^2 - \omega^2) + B_3 \alpha_z \omega = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} B_3 = \frac{F_m(K_z^2 - \omega^2)}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \\ B_4 = -\frac{F_m \alpha_z \omega}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \end{cases} \quad (29)$$

В результаті шукане рівняння руху набуває вигляду:

$$Z = e^{-0,5\alpha_z t} (C_3 \cos \rho_z t + C_4 \sin \rho_z t) + \frac{F_m [(K_z^2 - \omega^2) \sin \omega t - \alpha_z \omega \cos \omega t]}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2}, \quad (30)$$

де $\rho_z = \sqrt{K_z^2 - 0,25\alpha_z^2}$.

Враховуючи початкові умови $Z_0 = 0$;

$\dot{Z}_0 = v_{z0}$ визначаємо постійні диференціювання

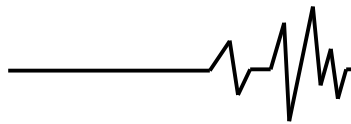
$$C_3 = \frac{F_m \alpha_z \omega}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \quad (31)$$

$$C_4 = \frac{v_{z0}}{\rho_z} + \frac{F_m \omega \rho_z^{-1} (0,5\alpha_z^2 - K_z^2 + \omega^2)}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \quad (32)$$

Аналогічно для незалежної координати у шукане рівняння руху складає:

$$z = e^{-0,5\alpha_z t} \left[\frac{F_m \alpha_z \omega \cos \rho_z t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} + \left(\frac{v_{z0}}{\rho_z} + \frac{F_m \omega \rho_z^{-1} (0,5\alpha_z^2 - K_z^2 + \omega^2)}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \right) \sin \rho_z t \right] + \frac{F_m [(K_z^2 - \omega^2) \sin \omega t - \alpha_z \omega \cos \omega t]}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \quad (33)$$

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



$$X = \frac{F_m \alpha_x \omega}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + K_x^2 \omega^2} \sin \omega t + \frac{F_m (K_x^2 - \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} \cos \omega t \quad (34)$$

$$Z = \frac{F_m (K_z^2 - \omega^2) \sin \omega t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} - \frac{F_m \alpha_z \omega \cos \omega t}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} \quad (35)$$

Вважаючи, що

$$\frac{F_m \alpha_x \omega}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} = A_x \cos \varphi_x \quad (36)$$

$$\frac{F_m (K_x^2 - \omega^2)}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} = A_x \sin \varphi_x \quad (37)$$

Після певних математичних перетворень отримуємо:

$$X = A_x (\cos \varphi_x \sin \omega t + \sin \varphi_x \cos \omega t) = A_x \sin(\omega t + \varphi_x) \quad (38)$$

$$\text{де } \varphi_x = \arctg\left(\frac{K_x^2 - \omega^2}{\alpha_x \omega}\right)$$

Тоді складова амплітуди коливань A_x набуває вигляду:

$$A = \frac{m_g}{m_1} \omega^2 e \sqrt{\frac{1}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} + \frac{1}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2}} \quad (42)$$

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

- віброшвидкість $\dot{v} = A \cdot \omega$

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

Визначення потужності на привод досліджуваної машини

Потужність на привод досліджуваної машини можна визначити як

$$N_{np} = (N_{F \max} + N_{mep}) / \gamma_{np} \quad (43)$$

де $N_{F \max}$ – максимальна потужність, що розвивається змушуючою силою для надання виконавчим органам коливальної системи потрібних параметрів вібрації; N_{mep} – витрати потужності на тертя в опорних вузлах; γ_{np} – к.к.д. привода.

Вираз для потужності змушуючої сили N_F представлено у вигляді добутку

$$A_x = \frac{F_m \sqrt{\alpha_x^2 \omega^2 + (K_x^2 - \omega^2)^2}}{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(K_x^2 - \omega^2)^2 + \alpha_x^2 \omega^2}} \quad (39)$$

Аналогічно знаходимо складову амплітуду коливань за координатою z

$$Z = A_z \cos \varphi_z \sin \omega t - A_z \sin \varphi_z \cos \omega t = A_z \sin(\omega t - \varphi_z), \quad (40)$$

$$\text{де } \varphi_z = \arctg\left(\frac{K_z^2 - \omega^2}{\alpha_z \omega}\right)$$

$$A_z = \frac{F_m \sqrt{\alpha_z^2 \omega^2 + (K_z^2 - \omega^2)^2}}{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2} = \frac{F_m}{\sqrt{(K_z^2 - \omega^2)^2 + \alpha_z^2 \omega^2}} \quad (41)$$

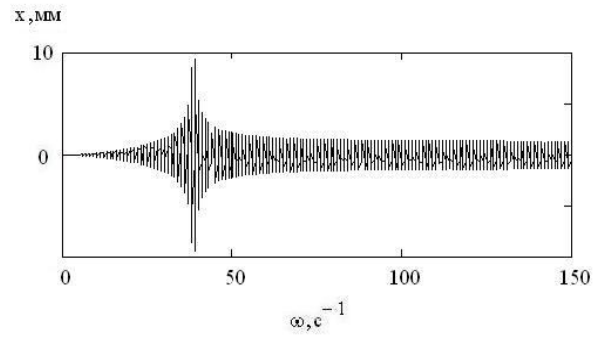
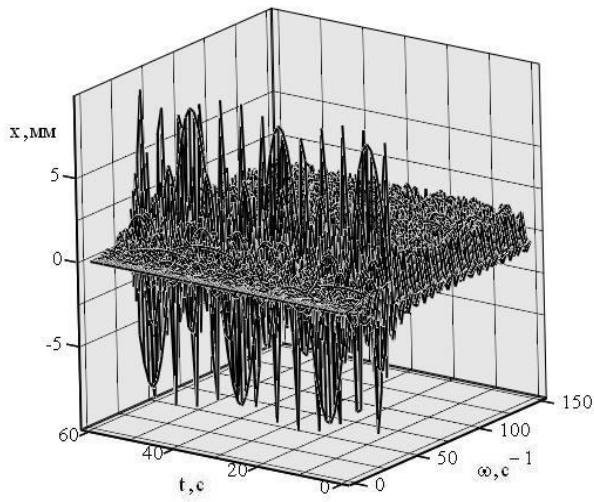
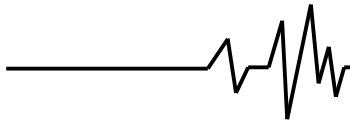
Абсолютна амплітуда коливань

$A = \sqrt{A_x^2 + A_z^2}$, що з врахуванням залежностей складає:

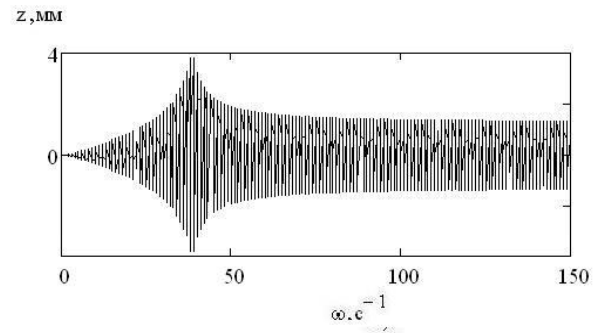
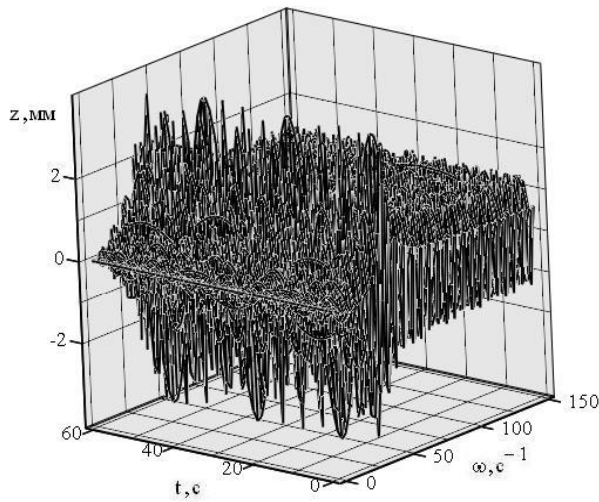
$$N_F = F \cdot v \quad (44)$$

Аналіз основних робочих параметрів машини. Для аналізу математичної моделі та визначення графічних залежностей розробленого обладнання було вибрано 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 для послідовного забезпечення мінімальних витрат (рис. 2, 3) [3-5].

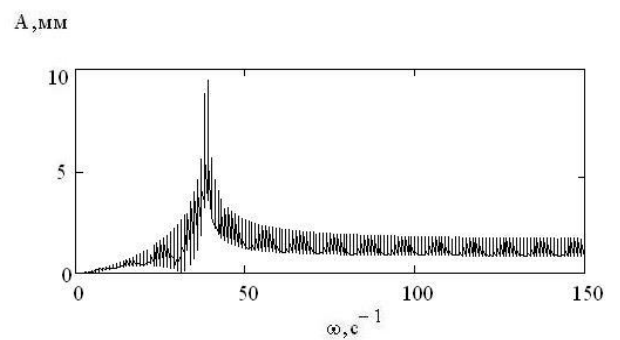
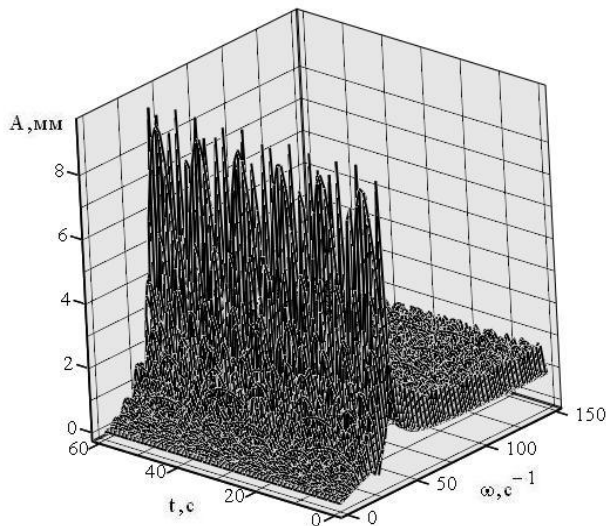
Першочергово в даному середовищі було створено базу даних до якої були занесені значення: діапазони виміру кутової швидкості приводного валу дебалансів 150 рад/с, кутового переміщення робочого конуса навколо осі ОУ 80 рад/с та інтервал фактору часу, а також значення основних параметрів досліджуваної системи (таблиця1).



а)



б)



в)

Рис. 1. Амплітудно-частотні характеристики вібраційної машини: а, б – відповідні амплітудні складові по вісі координат x, z ; в – загальна амплітуда коливань виконавчих органів

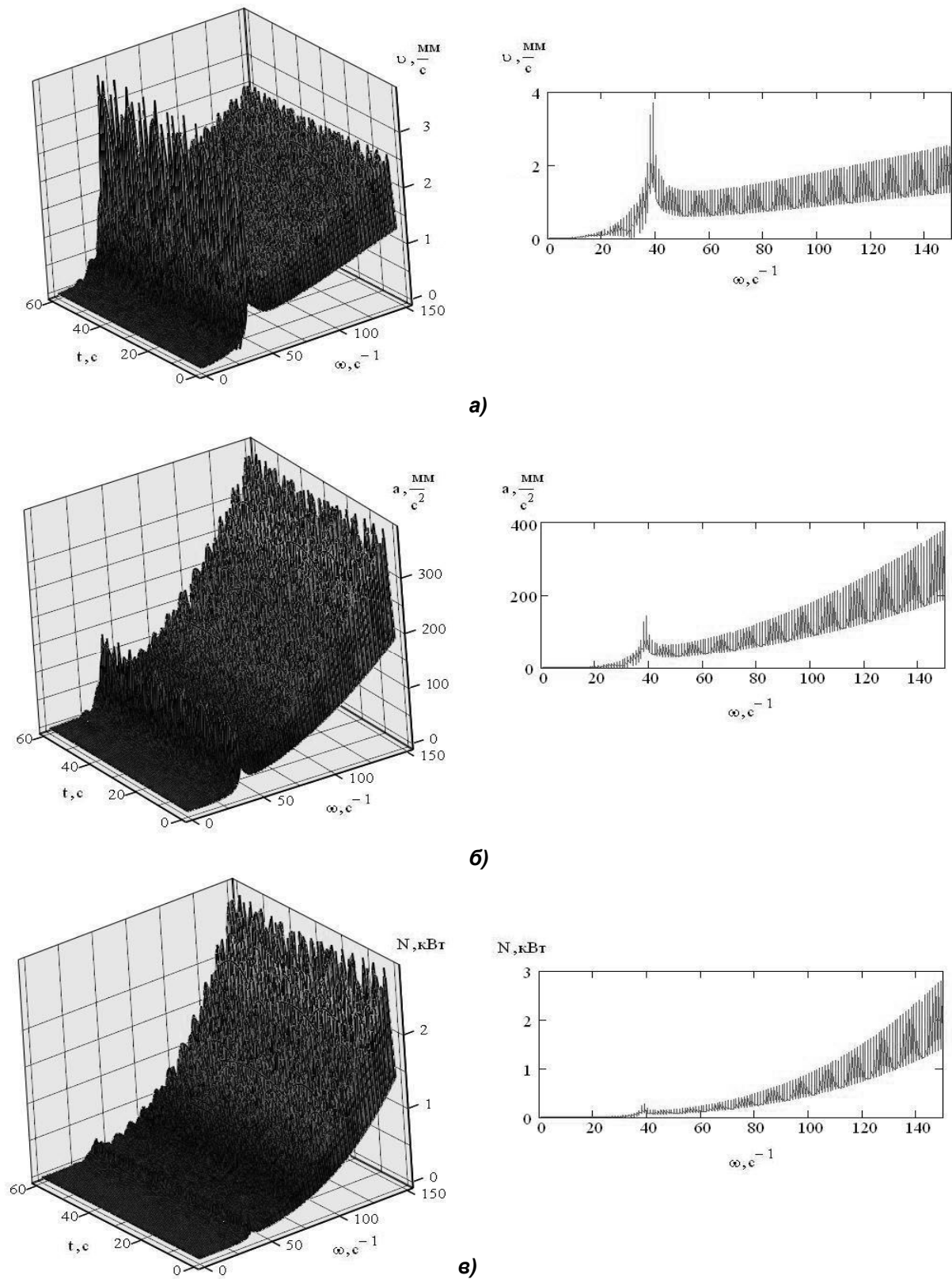
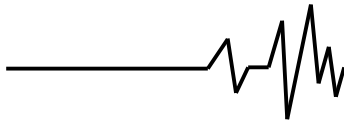
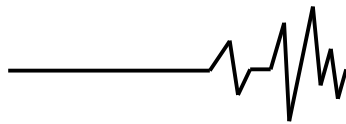


Рис. 2. Швидкісні та енергетичні параметри вібраційної машини: а – віброшвидкість; б – віброприскорення; в – потужність



Таблиця 1

Чисельні значення основних параметрів досліджуваної системи з коливаннями робочих органів

№ п/п	Показник	Тип вібраційного приводу
		Примусовий
1	2	3
1	Характерні маси системи, кг	
1.1	Загальна рухома маса, m_0	
1.2	$m_1 = m_k + m_{зав} \cdot \mu$	
1.4	$m_3 = m_0 + m_{пр.в.д.}$	
2	Характерні розміри елементів системи	
2.1	Ексцентриситет приводного валу e , мм	5
3	Жорсткість пружних елементів C , Н/м	
3.1	по осі OX : C_x	3900
3.2	по осі OZ : C_z	3900
4	Частота власних коливань контейнера k^2 , c^{-2}	
4.1	по осі OX : k_x	464
4.2	по осі OZ : k_z	1485
5	Коефіцієнт дисипації α , c^{-2}	
5.1	по осі OX : α_x	$2\sqrt{3900 - \omega_3^2}$
5.2	по осі OZ : α_z	$2\sqrt{3900 - \omega_3^2}$
6	Момент інерції обертових мас системи I , $кг/м^2$	$I_1=0.1605$

В послідуєчому обчисленні, використовуємо рівняння отримані шляхом досліджень диференційної системи рівнянь руху виконавчих органів машини (25),(33), які після математичного розв'язку були внесені в тіло програми для автоматизованого виявлення оптимальних параметрів роботи.

Теоретичний аналіз представлених диференційних рівнянь руху виконавчих органів, амплітудно-частотних та енергетичних характеристик розробленої вібраційної дробарки показав, що при русі виконавчих органів машини спостерігається резонансний режим при 40 - 50 рад/с, по осі z 10 мм, по осі x 5 мм. В результаті пікові значення сумарної амплітуди коливань спостерігають в діапазоні 40 - 50 рад/с дорівнюють 9 мм. Аналізуючи графічну залежність віброшвидкості, віброприскорення від кутової швидкості та реального часу спостерігаються пікові значення в діапазоні 40 - 50 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 дробарки дає змогу обґрунтувати оптимальні робочі режими при

експлуатації даної машини, що відповідає значенням амплітуди коливань $A=3$ мм, при циклічній частоті обертання приводного валу $\omega = 80...100$ рад/с та потужності $N= 800$ Вт.

Висновки

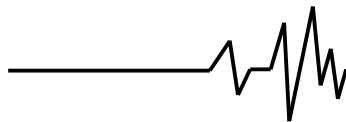
1. В результаті аналізу розробленого вібраційного млина була складена його математична модель на основі якої було визначено траєкторії руху виконавчих органів.

2. Отримано основні графічні залежності для виконавчих органів досліджуваної машини та енергетичних витрат: амплітуда коливань, віброшвидкість, віброприскорення та потужність на приводному валу.

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

Список використаних джерел

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко. – К. : Видавничий Дім "Слово", 2010. – Т. 2. – 440 с.



2. Дель Г. Д. Технологическая механика / Дель Г. Д. – М. : Машиностроение, 1978. – 174 с.

3. Динамика существенно-нелинейных вибротранспортных систем для перемещения больших масс сыпучих грузов / [В. Н. Потураев, И. И. Круш, А. Г. Червоненко и др.] // Известия вузов. Горный журнал. – 1974. – № 12. – С. 95–98.

4. Білоус Б. Д. Математична модель динаміки підпружиненого маятника як завгодно розміщеного в плоскому вібраційному полі / Б. Д. Білоус, М. П. Берник, А. Б. Білоус // Вібрації в техніці і технологіях. – 1997. – № 4. – С. 70–72.

5. Мигулин В. В. Основы теории колебаний / В. В. Мигулин, В. И. Медведев, Е. Р. Мустель, В. Н. Парыгин. – М., 1978. – 392 с.

Список джерел в транслітерації

1. Nazarenko I.I. Prykladni zadachi Teorii vibratsiynikh system / I.I. Nazarenko. – K.: Vydavnychyy Dim "Slovo", 2010. – T. 2. – 440 s.

2. Del G. D. Tekhnologicheskaya mekhanika / Del G. D. – M.: Mashinostroyeniye, 1978. – 174 s.

3. Dinamika sushchestvenno-nelineynykh vibrotransportnykh sistem dlya peremeshcheniya bol'shikh mass syuchikh грузов / [V. N. Poturayev, I. I. Krush, A. G. Chervonenko i dr.] // Izvestiya vuzov. Gornyy zhurnal. – 1974. – № 12. – S. 95–98.

4. Bilous B. D. Matematychna model dynamiky pidpruzhinenoho mayatnyka yak zavhodno rozmishchenoho v ploskomu vibratsiynomu poli / B. D. Bilous, M. P. Bernyk, A.

B. Bilous // Vibratsii v tekhnitsi i tekhnolohiyakh. – 1997. – № 4. – S. 70–72.

5. Migulin V. V. Osnovy teorii kolebaniy / V. Migulin, V. I. Medvedev, Ye. R. Mustel, V. N. Parygin. – M., 1978. – 392 s.

ИССЛЕДОВАНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВИБРАЦИОННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ

Аннотация. В статье приведены кинематический анализ математической модели вибрационного мельницы и исследования динамики движения исполнительных органов машины. Выбраны оптимальные режимы работы виброцентробежных машины по полученным графическим зависимостям для исполнительных органов исследуемой машины и энергетических затрат.

Ключевые слова: вибрационный мельница, математическая модель, исполнительный орган.

A STUDY OF MATHEMATICAL MODEL OF VIBRATION MILL FOR THE GRINDING OF MATERIALS

Annotation. The kinematic analysis of a mathematical model of a vibrating mill and research driving dynamics of executive cars are presented in the article. The best modes of vibration centrifugal machine are chosen on graphic dependences for the study of executive cars and energy costs.

Key words: vibratory mill, mathematical model, the executive body.