

ПРИКЛАДНІ ПРОБЛЕМИ ДИНАМІКИ, МІЦНОСТІ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ ПРОМИСЛОВОГО УСТАТКУВАННЯ

УДК 621.01

В.М. Боровець, В.С. Шенбор

Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА НА ХАРАКТЕР РУХУ КОНТЕЙНЕРА ВІБРАЦІЙНОЇ МАШИНИ

© Боровець В.М., Шенбор В.С., 2010

Розглянуто вплив динамічних параметрів робочого середовища у вібраційній машині на процес обробки з метою інтенсифікації технологічного процесу. Встановлено чинники впливу середовища на процес роботи вібраційної машини та здійснено аналіз і розрахунок параметрів.

In this work influence of dynamic parameters of working environment is considered in an oscillation machine on the process of treatment with the purpose of intensification of technological process. The factors of influence of environment are set on the process of work of oscillation machine and an analysis and calculation of parameters is conducted.

Вступ. Впровадження прогресивних технологій вібраційної обробки деталей оброблюючим середовищем обмежується деякими фізичними факторами, пов'язаними з його рухом в контейнері машини, тому необхідно проаналізувати закономірності динамічної взаємодії робочих частинок і оброблюваних деталей під час знаходження їх у віброуючому резервуарі машини. Незалежно від конкретного способу реалізації, ефект вібраційної обробки деталей безпосередньо пов'язаний із взаємним рухом робочого середовища та оброблюваних деталей. Тому вивчення руху робочого середовища є однією з основних задач під час дослідження руху елементів машин об'ємної обробки.

Водночас складність реального процесу об'ємної обробки в машині, завантаженій оброблюваними деталями та робочим середовищем, вимагає використання певних спрощень при побудові моделі процесу й аналізу їх адекватності. Цій проблемі присвячено ряд робіт [1–4], в яких досліджувались ці проблеми теоретичними та експериментальними методами. У цих роботах досліджувався рух робочого середовища та його вплив на роботу вібраційної машини. Аналізуючи викладені матеріали, доцільно детальніше розглянути взаємодію робочого середовища та поверхні камери вібраційної машини та зміну траєкторії руху робочої камери залежно від величини завантажувальної маси та її вплив на інтенсивність технологічного процесу.

Постановка задачі. Розглянуто вплив завантаження на траєкторію руху робочої камери вібраційної машини з дебалансними вібробудівниками та досліджено систему диференціальних рівнянь, що описують роботу вібраційної машини із врахуванням робочого середовища та перевірено прийняті припущення щодо моделі робочого середовища.

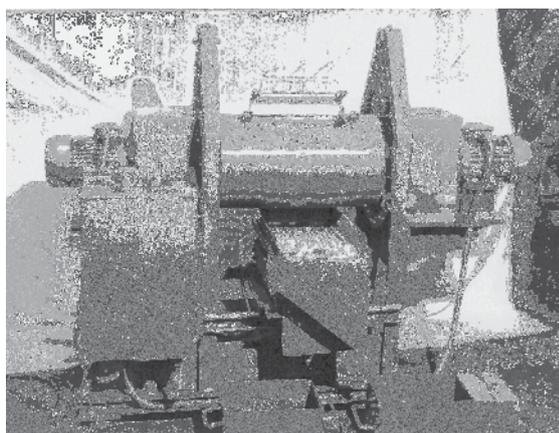
Аналіз параметрів робочого середовища, робочої камери та їх взаємодії дає змогу оптимальніше вибрати параметри і забезпечити інтенсифікацію обробки деталей. Проаналізовано чинники, що впливають на процес обробки деталей.

Аналіз останніх досліджень. Ефективність вібраційної обробки залежить від багатьох факторів, серед яких одним із основних є взаємодія оброблюваних деталей і абразивних тіл та передача імпульсу енергії від робочої камери до оброблюваного середовища.

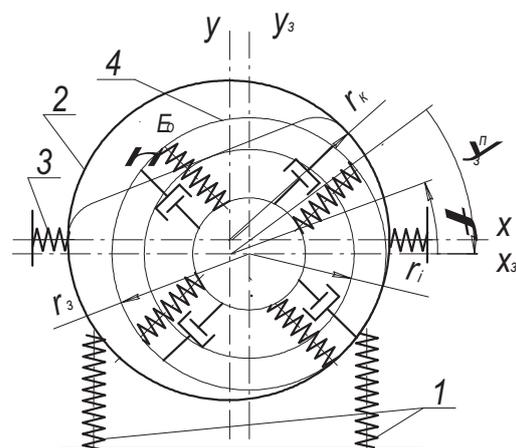
У літературі достатньо широко висвітлюються результати досліджень вібраційної обробки деталей у віброуючому абразивному середовищі [1, 2]. Найменш вивченим є питання впливу оброблюваного середовища на характер руху робочої камери, а відповідно на продуктивність віброобробки, оскільки в процесі обробки змінюється характер взаємодії деталей і абразиву.

Залежно від параметрів робочої камери, її форми та кількості завантаженого робочого середовища можна отримати різноманітний характер руху в середині контейнера, а отже, різну інтенсивність обробки деталей.

Виклад основного матеріалу. Основним елементом вібраційної машини є робоча камера (контейнер), до якої завантажено оброблювані деталі та робоче середовище (рис.1). Циліндричний контейнер машини 2 закріплений горизонтально на опорах за допомогою підвісок, пружні властивості яких на схемі еквівалентно відображаються елементами 1 та 3. Приводом машини є пара дебалансних віброзбудників, розміщених на торцевих сторонах циліндричного контейнера. Дебаланси синхронно обертаються навколо горизонтальної осі, що збігається з віссю контейнера. Привід дебалансів здійснюється через пружні муфти від електродвигунів, встановлених на рамі машини.



а



б

Рис. 1. Вібраційна машина та її розрахункова схема з врахуванням середовища:
1, 3 – пружні підвіски; 2 – робоча камера; 4 – робоче середовище

Робоче середовище є складним об'єктом, що поєднує властивості сипких абразивних матеріалів та в'язких рідин, тому однозначний математичний опис його ускладнений. Для вивчення динаміки робочого середовища доцільно застосовувати модельний підхід. Вибір моделі робочого середовища здійснюється з врахуванням характеру руху робочої камери машини і середовища, їх властивостей, способу введення деталей в робочий об'єм машини та просторового розташування [1, 4]. Об'ємна вібраційна обробка в більшості випадків здійснюється в робочій камері, заповненій на 75–85 % від загального об'єму (коефіцієнт заповнення $\eta_s = 0,75-0,85$).

Для дослідження робочого середовища приймаємо одномасну модель. Такий вибір моделі обумовлюється тим, що ефект вібраційної обробки в машині пов'язаний переважно з рухом певного “активного” шару, розташованого біля стінок контейнера, оскільки інша частина об'єму робочого середовища меншою мірою впливає на процес знімання матеріалу. Враховуючи те, що в багатьох випадках для поліпшення процесу вібраційної обробки до складу робочого середовища входять

рідкі компоненти, приймаємо, що середовище має властивості в'язкої рідини, зберігаючи також певні властивості сипкого матеріалу.

Розрахунки системи виконаємо в нерухомій системі координат, початок якої збігається з положенням проекції повздовжньої осі робочої камери у стані спокою (рис.1.б), прийнявши координати точок центрів мас робочої камери x_k, y_k і робочого середовища x_3, y_3 . Вважаємо, що дебаланси обертаються синхронно і синфазно з постійною кутовою швидкістю.

У стані спокою робоче середовище займає переважно нижню частину контейнера, при цьому $x_3 = x_{30} = 0, y_3 = y_{30} \neq 0$ ($y_{30} \approx r_k (\eta_3 - 1)$, r_k – радіус робочої камери).

Для вивчення руху робочого середовища розглянемо зовнішній шар, який межує із стінкою контейнера, оскільки саме в цьому шарі відбувається інтенсивна обробка деталей (рис. 1, б). Для опису руху робочого середовища введемо кутову швидкість обертання його поверхневого шару $\dot{\psi}_3^n$.

Оцінюючи кінетичну енергію робочого середовища, яка пов'язана з його обертанням, приймаємо, що в області, прилеглій до центра мас середовища, обертання відсутнє, а в напрямку від центра мас до зовнішнього шару середовища кутова швидкість змінюється за лінійним законом:

$$\dot{\psi}(r) = \dot{\psi}_3^n \frac{r_i}{r_3}, \quad (1)$$

де $r_3 = \sqrt{\eta_3} r_k$ – радіус циліндра, яким ми умовно замінюємо робоче середовище; r_i – радіус i -го шару середовища; r_k – радіус контейнера машини.

Згідно з припущенням про лінійну залежність кутової швидкості шарів робочого середовища, для шару, що знаходиться на відстані r від осі обертання “циліндра” середовища

$$V(r) = r_i \dot{\psi}(r_i) = \frac{r_i^2}{r_3} \dot{\psi}_3^n. \quad (2)$$

Кінетичну енергію обертального руху робочого середовища можна визначити за формулою

$$T_{pc}^{об} = \frac{\rho_3 L}{2} \int_0^{r_3} \int_0^{2\pi} V^2(r_i) r_i dr_i d\alpha = \frac{I_3 (\dot{\psi}_3^n)^2}{3}, \quad (3)$$

де $I_3 = \frac{m_3 r_3^2}{2}$ – момент інерції “циліндра” робочого середовища; ρ_3 – щільність робочого середовища; L – довжина контейнера; m_3 – маса завантаженого робочого середовища.

Повна кінетична енергія робочого середовища дорівнює:

$$T_{pc} = \frac{m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2)}{2} + \frac{1}{3} I_3 (\dot{\psi}_3^n)^2. \quad (4)$$

де \dot{x}_3, \dot{y}_3 – проекції швидкості центра робочого середовища на осі x та y .

Кінетична енергія контейнера визначається за формулою (5):

$$T_k = \frac{m_k (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2)}{2} + \frac{I_k \dot{\phi}^2}{2}, \quad (5)$$

де m_k – маса робочої камери; I_k – момент інерції робочої камери; \dot{x}_k, \dot{y}_k – проекції швидкості центра робочої камери на осі x та y ; $\dot{\phi}$ – кутова швидкість центра робочої камери.

Для побудови математичної моделі вібраційної машини із врахуванням робочого середовища визначимо силові чинники, що діють за цих умов.

Під час обчислення віртуальної роботи, враховуючи, що робоче середовище має пружні властивості, роботу сил опору будемо визначати як віртуальну роботу деформації:

$$\tilde{\delta} A_q = E_c S_k \tilde{\delta} q, \quad (6)$$

де E_c – величина, яка характеризує пружні властивості робочого середовища; $\tilde{\delta} q$ – величина деформації.

Враховуючи, що під час відокремлення середовища від поверхні робочої камери в ньому відбувається розпушування на деяку глибину d_o , величину E_c визначимо за формулою (7)

$$E_c = E_c(d) = E_o \left(1 - e^{-\frac{d}{d_o}}\right), \quad (7)$$

де $d = \sqrt{(x_\kappa - x_\gamma)^2 + (y_\kappa - y_\gamma)^2} - |y_\gamma^o|$ – оцінка деформації робочого середовища; E_o – модуль пружності ущільненого робочого середовища.

Площа поверхні, по якій відбувається деформація зовнішнього шару робочого середовища, є складною функцією, що залежить від відносного руху середовища та контейнера. Вираз для цієї функції не наводимо через його громіздкість. Враховуючи, що уточнення його неістотно впливає на значення величин x_κ , y_κ , x_γ , y_γ , а також те, що основним у цьому випадку є знаходження швидкості поверхневого шару робочого середовища $\dot{\psi}_\gamma^n$, приймаємо наближено площу поверхні деформації

$$S_\kappa = \pi r_\kappa L. \quad (8)$$

Для внутрішнього тертя між шарами робочого середовища, враховуючи властивості рідини, приймаємо силу тертя за (9)

$$F_m \approx \mu \frac{dV}{dr}, \quad (9)$$

де μ – коефіцієнт тертя між шарами середовища.

Тоді для моменту сил внутрішнього тертя можна записати:

$$L_\gamma = 2\mu \frac{m_\gamma}{\rho_\gamma} \dot{\psi}_\gamma^n. \quad (10)$$

Отже, враховуючи вплив середовища на роботу вібраційної машини, систему рівнянь, що характеризує рух елементів машини [5], записуємо так

$$\begin{cases} m_\kappa \ddot{x}_\kappa = -c_x x_\kappa - \kappa_x \dot{x}_\kappa + B S_\kappa E_c \cos \gamma_\kappa \operatorname{sign}(\dot{x}_\gamma - \dot{x}_\kappa) + F_{m_x}^\kappa; \\ m_\kappa \ddot{y}_\kappa = -c_y y_\kappa - \kappa_y \dot{y}_\kappa + B S_\kappa E_c \sin \gamma_\kappa \operatorname{sign}(\dot{y}_\gamma - \dot{y}_\kappa) + F_{m_y}^\kappa; \\ I_\kappa \ddot{\phi} = -c_\phi \phi - \kappa_\phi \dot{\phi} + M_m^\kappa; \\ m_\gamma \ddot{x}_\gamma = B S_\kappa E_c \cos \gamma_{31} \operatorname{sign}(\dot{x}_\kappa - \dot{x}_\gamma) - F_{m_x}^\kappa; \\ m_\gamma \ddot{y}_\gamma = B S_\kappa E_c \sin \gamma_{31} \operatorname{sign}(\dot{y}_\kappa - \dot{y}_\gamma) - F_{m_y}^\kappa; \\ \frac{2}{3} I_\gamma \dot{\psi}_\gamma^n = M_m^\gamma - L_\gamma, \end{cases} \quad (11)$$

де $\gamma_{31} = \arctg \frac{\dot{y}_\gamma}{\dot{x}_\gamma}$ – кут, що характеризує напрямок руху робочого середовища; k_ϕ – коефіцієнт

в'язкого опору підвіски відносно осі повороту ϕ ; $F_{m_x}^\kappa$, $F_{m_y}^\kappa$ – проекції рівнодійної сили тертя [3]; B – функція, що враховує “зависання” середовища і визначається залежністю (12)

$$B = B(x_\gamma, y_\gamma, x_\kappa, y_\kappa) = \frac{1}{2} \left\{ \operatorname{sign} \left[\sqrt{(x_\kappa - x_\gamma)^2 + (y_\kappa - y_\gamma)^2} - |y_\gamma^o| \right] + 1 \right\}. \quad (12)$$

Одержана система диференціальних рівнянь (11) дає змогу описати роботу вібраційної машини із врахуванням робочого середовища і перевірити прийняті припущення щодо моделі робочого середовища, порівняти розв'язки з відомими моделями [4].

Зміну амплітуди коливань і характер траєкторії руху центра робочої камери за наявності робочого середовища дослідимо, розв'язуючи систему рівнянь (11) числовим методом за допомогою пакета MathCAD.

Для нульового завантаження (коефіцієнт використання робочого середовища $K_m = 0$) і зміни збуджувальної сили (параметр віброзбуджувача $\kappa_d = 0 \dots 1$).

Параметр, що враховує розташування дебалансів: $K_d := \frac{1}{6}$

Коефіцієнт використання робочого середовища:

$$K_m := 0$$

Збуджувальна сила дебалансу: $F_d := 2 \cdot K_d \cdot M_d \cdot \omega^2 \cdot R_d$ $F_d = 5.373 \cdot 10^3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

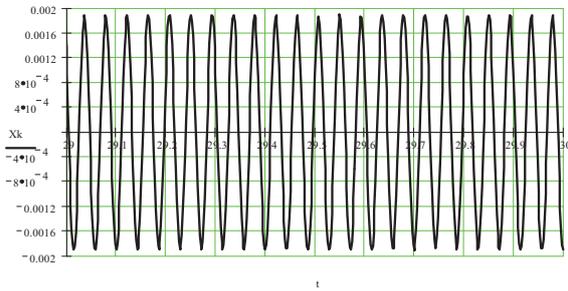


Рис. 2. Залежність горизонтальної амплітуди робочої камери від часу без завантаження

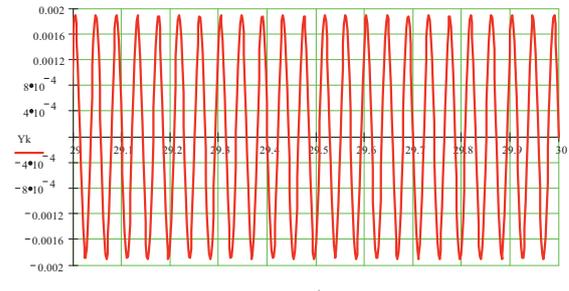


Рис. 3. Залежність вертикальної амплітуди робочої камери від часу без завантаження

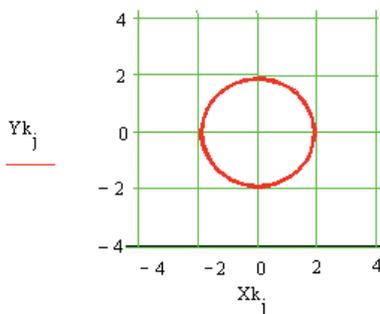


Рис. 4. Траєкторія руху центра робочої камери без завантаження

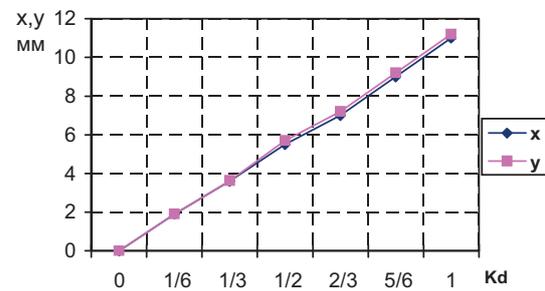


Рис. 5. Залежність амплітуди від K_d без завантаження

Для завантаження контейнера масою 120 кг (коефіцієнт використання робочого середовища $K_m=1.2$), і зміни збуджувальної сили (параметр віброзбудувача $K_d=0...1$).

Параметр, що враховує розташування дебалансів:

$$K_d := \frac{1}{6}$$

Коефіцієнт використання робочого середовища:

$$K_m := 1.2$$

Збуджувальна сила дебалансу: $F_d := 2 \cdot K_d \cdot M_d \cdot \omega^2 \cdot R_d$ $F_d = 5.373 \cdot 10^3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$

Власна частота коливань системи:

$$W_0 := \sqrt{\frac{Cx}{M}}$$

$$W_0 = 42.64 \cdot \text{s}^{-1}$$

Період власних коливань системи:

$$T_g := \frac{2 \pi}{W_0}$$

$$T_g = 0.147 \cdot \text{s}$$

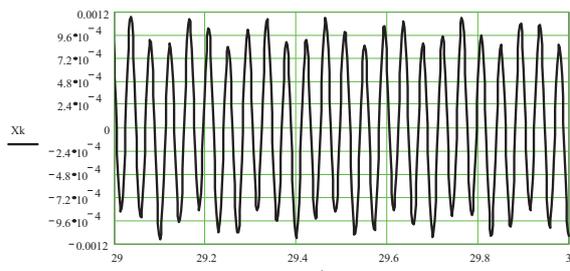


Рис. 6. Графік залежності горизонтальної амплітуди робочої камери від часу для завантаження 120 кг

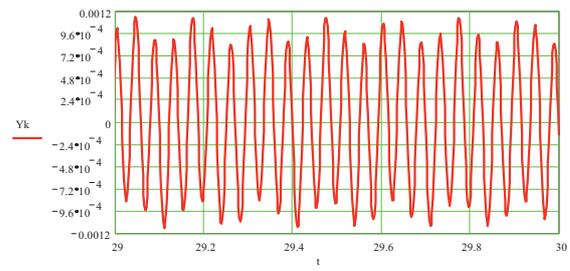


Рис. 7. Графік залежності вертикальної амплітуди робочої камери від часу для завантаження 120 кг

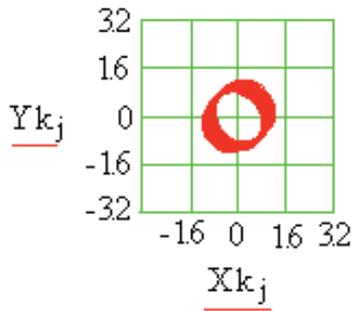


Рис. 8. Траєкторія руху центра робочої камери для завантаження 120 кг

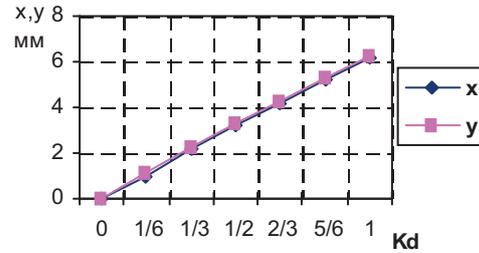


Рис. 9. Залежність амплітуди від K_d для завантаження 120 кг

Для завантаження контейнера масою 200 кг (коефіцієнт використання робочого середовища $\kappa_m=2$) і зміни збуджувальної сили (коефіцієнт, що враховує розташування дебалансів $\kappa_d=0\dots 1$).

Параметр, що враховує розташування дебалансів:

$$K_d := \frac{1}{6}$$

Коефіцієнт використання робочого середовища:

$$K_m := 2$$

Збуджувальна сила дебалансу:

$$F_d := 2 \cdot K_d \cdot M_d \cdot \omega^2 \cdot R_d \quad F_d = 5.373 \cdot 10^3 \cdot \text{kg} \cdot \text{m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Власна частота коливань системи:

$$W_0 := \sqrt{\left(\frac{C_x}{M}\right)} \quad W_0 = 37.529 \text{ s}^{-1}$$

Період власних коливань системи:

$$T_g := \frac{2 \pi}{W_0} \quad T_g = 0.167 \text{ s}$$

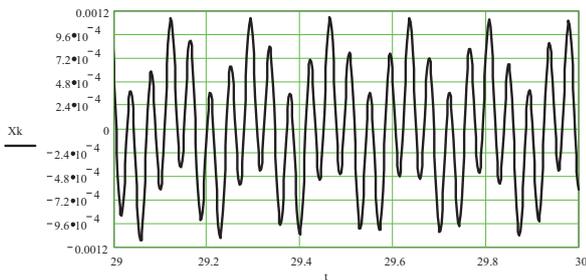


Рис. 10. Залежність горизонтальної амплітуди робочої камери від часу для завантаження 200 кг

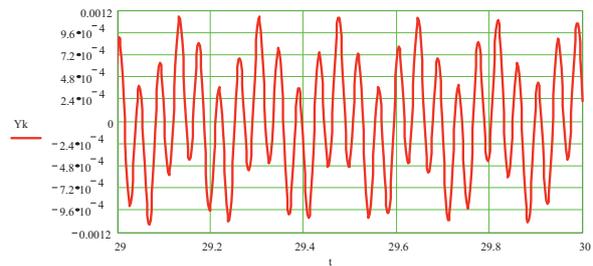


Рис. 11. Залежність вертикальної амплітуди робочої камери від часу для завантаження 200 кг

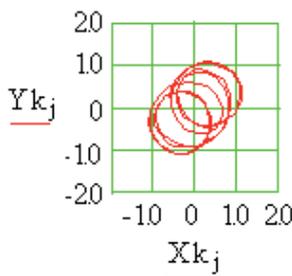


Рис. 12. Траєкторія руху центра робочої камери для завантаження 200 кг

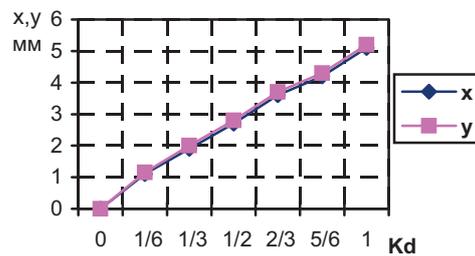


Рис. 13. Залежність амплітуди від K_d для завантаження 200 кг

Висновки. Застосування запропонованої методики розрахунку руху елементів вібраційної машини з врахуванням робочого середовища дасть змогу спростити розрахунок динамічної моделі та на етапі проектування визначити її основні характеристики. За отриманими даними можна зробити висновок, що рівняння достатньо точно описують рух контейнера і деякі гармоніки кратні власним частотам коливань, що пояснюється коливанням характеристичних рівнянь x і y .

Цю методику розрахунку можна застосувати для розрахунку та конструювання вібраційних машин з дебалансним приводом, що дасть змогу ефективно підбирати параметри машин та інтенсифікувати технологічний процес.

1. Бабичев А.П. и др. *Физико-технологические основы методов обработки: Учеб. пособие / ДГТУ. Изд. центр Ростов-на-Дону, 2003. – 315 с.* 2. Карташов И.Н., Шаинский М.Е., Власов В.А. *Обработка деталей свободными абразивами в вибрирующих резервуарах. – К.: Вища шк., 1975. – 188 с.* 3. Боровець В.М., Кломісць В.О., Гаврильченко О.В. *Динаміка моделі робочого середовища у вібраційній машині об'ємної обробки деталей // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів, 2001. – Вип. 36. – С. 74–81.* 4. Субач А.П. *Динамика процессов и машин объемной обработки. – Рига: Зинатне, 1991. – 392 с.*

УДК 621.867

В.М. Боровець, А.Л. Беспалов, В.С. Шенбор
Національний університет “Львівська політехніка”,
кафедра механіки та автоматизації машинобудування

ПІДВИЩЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ І ТОЧНОСТІ СОРТУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИМИ СЕПАРАТОРАМИ

© Боровець В.М., Беспалов А.Л., Шенбор В.С., 2010

Розглянуто комплекс елементів, що впливають на продуктивність та ефективність роботи вібраційних сепараторів з електромагнітними приводами, запропоновано нові конструкції та параметри цих елементів.

Considered complex elements that affect the productivity and effectiveness of vibratory separators with magnetic actuator, is proposed new construction and parameters of these elements.

Вступ. Під час інкасації та обліку монет або жетонів часто виникає необхідність розділити їх суміш на фракції за номіналами (діаметрами). Широкого застосування для здійснення даної операції набули вібраційні сепаратори, що приводяться у дію електромагнітними вібророзбудниками. Ці пристрої можуть також бути використані для сортування дрібних деталей або виробів, що мають форму дисків (шайб, ронделів тощо).

Постановка проблеми. Існуючі конструкції вібраційних пристроїв для сортування дископодібних деталей мають низьку продуктивність, а також достатньо велику похибку сортування. Для підвищення продуктивності процесу та зменшення похибки сортування необхідно змінити деякі елементи пристрою, а також внести до конструкції нові елементи.

Аналіз останніх досліджень. Аналізом літературних джерел [1, 2] виявлено, що існуючі конструкції вібраційних сепараторів не дасть змогу забезпечити високу точність сортування при високій продуктивності процесу, а також за допомогою цих пристроїв неможливо розділяти суміш, що складається з більш ніж двох компонентів. Одним з пристроїв для розділу такої суміші є пристрій для сортування виробів [3], що являє собою бункер, який складається з вібророзбудника і чаші, на боковій поверхні якої вздовж гвинтового лотка є вихідні вікна, що мають форму деталей, які мають відділятися. Недоліками цього пристрою є низька продуктивність та невисока надійність