

УДК 621.926.085:62-868

ВПЛИВ МАСИ ПАСИВНОЇ ЩОКИ ВИБРАЦІЙНОГО ПОДРІБЮВАЧА НА РЕЗОНАНСНІ ЧАСТОТИ ЙОГО ЕЛЕМЕНТІВ

¹Федоскіна О.В.

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

ВЛИЯНИЕ МАССЫ ПАССИВНОЙ ЩЕКИ ВИБРАЦИОННОГО ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ НА РЕЗОНАНСНЫЕ ЧАСТОТЫ ЕГО ЭЛЕМЕНТОВ

¹Федоскина Е.В.

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка»

THE INFLUENCE OF PASSIVE CHEEK MASS IN THE VIBRATORY GRINDER ON RESONANCE FREQUENCIES OF ITS ELEMENTS

¹Fedoskina O. V.

¹National Technical University «Dnipro Polytechnic»

Анотація. Розвиток створення конструкцій подрібнювача з широкою можливістю керування дезінтеграційним процесом може бути здійснений на базі конструктивної схеми подрібнювача з похилою робочою камерою. Проте недостатній обсяг аналітичних і експериментальних досліджень, відсутність методів розрахунку такого класу машин стримує їх практичне застосування. Вібруючий подрібнювач з похилою робочою камерою включає основні елементи: пасивну щоку, розташовану на амортизаторах, активну щоку, шарнірно встановлену в корпусі і пов'язану з ним за допомогою пружних зв'язків, двохвальний інерційний віброзбуджувач. На підставі розробленої математичної моделі вібраційного подрібнювача, що описує рух його елементів в режимі холостого ходу і встановлює взаємозв'язок між динамічними і конструктивними параметрами, одержані амплітудно-частотні характеристики і визначені власні частоти його елементів. Досліджена поведінка резонансних частот при зміні маси пасивної щоки в границях 100 – 1000 кг. При цьому маса активної щоки залишалася незмінною і дорівнювала 100 кг. Показано, що найбільш інтенсивне зниження значень верхньої резонансної частоти відбувається до співвідношення мас активної і пасивної щоки 1:4. При співвідношенні мас 1:8 і більше, верхня резонансна частота практично не змінює свого значення. При незначній різниці мас активної і пасивної щоки резонансні частоти займають значний частотний діапазон збурювальної сили. Збільшення маси пасивної щоки приводить до зменшення резонансної зони і зміщення її в бік низьких частот. Зменшення діапазону резонансних частот, який впливає на перехідні процеси при пуску і зупинці подрібнювача, відбувається до співвідношення мас 1:2,5.

Проведені дослідження показують, що маса пасивної щоки є параметром, який дозволяє змінювати ширину області резонансних частот і здійснювати зсув цієї області за частотною віссю. При цьому існує граничне значення маси (для конкретних вихідних даних), збільшення якої не дає відчутних результатів у зміні амплітудно-частотної характеристики подрібнювача. Отримані результати дозволяють визначати мінімальну масу пасивної щоки.

Ключові слова: вібраційний подрібнювач, пасивна щока, частота, маса.

Вступ. Збільшення числа виробництв, в яких потрібне отримання дрібно-зернистих матеріалів в порівняно невеликих кількостях, потребує розробки ефективного устаткування для подрібнення з продуктивністю від десятків кілограмів до кількох тонн на годину.

Проведений у Національному технічному університеті «Дніпровська політехніка» великий обсяг досліджень дозволив вперше обґрунтувати можливість застосувати віброщоківу дробарку з вертикально розташованою камерою та маятниковим підвісом щік як самостійний подрібнюючий агрегат для отримання порошкових матеріалів, а також у виробничих процесах, що потребують спеціальних технологічних режимів [1, 2].

Реалізований в них високочастотний ударний характер навантаження матеріалу

дозволив знизити енергоспоживання і металоємність установки, підвищити ступінь дроблення. Однак, при даній конструктивній схемі обмежені можливості регулювання швидкості руху потоку матеріалу і його силового навантаження. Подальший розвиток створення конструкцій подрібнювача з широкою можливістю керування дезінтеграційним процесом може бути здійснений на базі конструктивної схеми подрібнювача з похилою робочою камерою, проте недостатній обсяг аналітичних і експериментальних досліджень, відсутність методів розрахунку такого класу машин стримує їх практичне застосування.

Теоретична частина. Незважаючи на те, що вібраційний подрібнювач є багатомасною віброударною системою, в ньому існує безударний режим - режим холостого ходу, який реалізується за відсутності подачі матеріалу і взаємодії між собою робочих поверхонь щік в момент їх найбільшого зближення. Такий безударний режим не є основним. Однак, проведеними дослідженнями [3, 4] доведено, що значний обсяг робіт можна досить просто і ефективно виконувати, розглядаючи систему в безударному режимі.

Вібраційний подрібнювач [5] з похилою робочою камерою включає в себе (рис. 1) пасивну щоку (корпус) 1, розташовану на амортизаторах 2; активну щоку 3, шарнірно встановлену в корпусі і пов'язану з ним за допомогою пружних зв'язків 4; двохвальний інерційний віброзбуджувач 5.

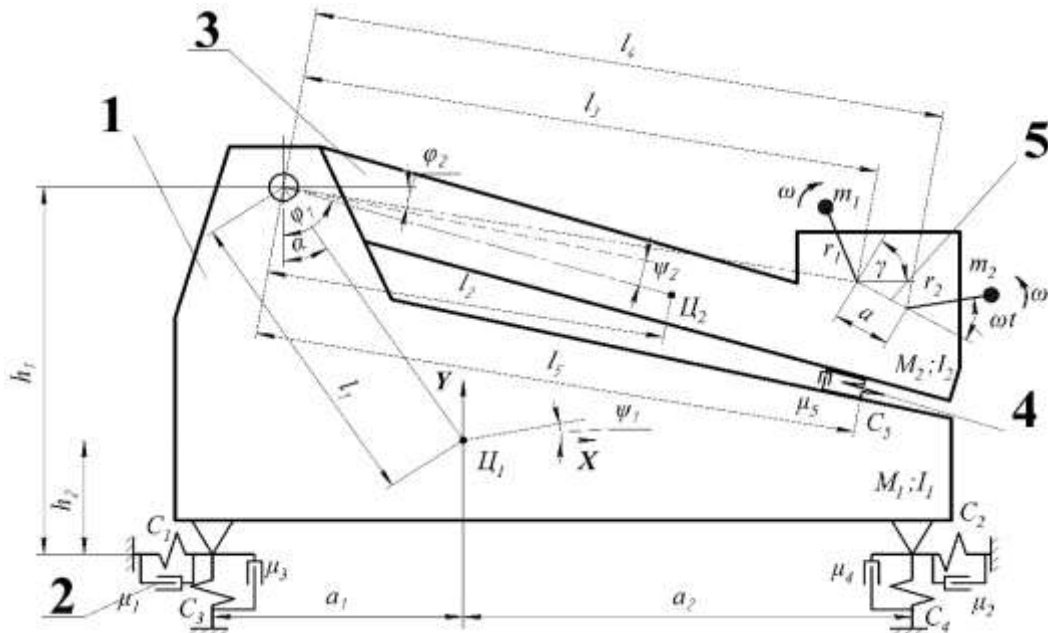


Рисунок 1 – Розрахункова схема вібраційного подрібнювача

На схемі позначено: M_1, I_1, M_2, I_2 - маса і момент інерції відповідно пасивної і активної щік подрібнювача; m_1, m_2 - маси неврівноважених частин дебалансних вантажів віброзбуджувача; a - відстань між осями обертання дебалансних валів; a_1, a_2 - відстані від центру мас пасивної щоки до місця

установки опорних амортизаторів; l_1, l_2, l_5, l_3, l_4 - відстань від осі підвісу активної щоки відповідно до центру мас пасивної щоки, активної щоки, місця кріплення пружних елементів, осі обертання дебалансних валів вібробудувача; h_1, h_2 - відстань від площини установки опорних амортизаторів відповідно до осі підвісу активної щоки, центру мас пасивної щоки; r_1, r_2 - відстані від центрів мас дебалансних вантажів до їх осей обертання; α - кут установки центра мас пасивної щоки; φ_1, φ_2 - кут установки відносно осі підвісу активної щоки відповідно до центру мас активної щоки та дебалансного валу вібробудувача; γ - кут установки вібробудувача відносно горизонтальної площини; ω - кутова швидкість обертання дебалансних валів; C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - коефіцієнти жорсткості опорних амортизаторів і пружних елементів; $\mu_1, \mu_2, \mu_3, \mu_4, \mu_5$ - коефіцієнти в'язкого опору амортизаторів і пружних елементів.

При складанні розрахункової схеми і рівнянь руху були прийняті наступні допущення:

1. Сили непружного опору пропорційні першому ступеню швидкості деформації пружних елементів.

2. Подрібнювач працює без навантаження, тобто вплив технологічного навантаження на параметри руху щік не враховується.

3. Коливання вважаємо малими: деформація пружних зв'язків відбувається в лінійних межах, а поворотні коливання такі, що можна вважати $\sin\psi_1 = \psi_1$; $\sin\psi_2 = \psi_2$.

Положення системи [6.7] визначається узагальненими координатами:

X - положення центру мас пасивної щоки в горизонтальному напрямку;

Y - положення центру мас пасивної щоки в вертикальному напрямку;

ψ_1 - кут повороту пасивної щоки щодо її центру мас;

ψ_2 - кут повороту активної щоки щодо осі підвісу.

Відповідно координати положення центру мас активної щоки X_1, Y_1 і дебалансних вантажів X_2, Y_2, X_3, Y_3 матимуть вигляд:

$$X_1 = X + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \cos\varphi_1 - \psi_1 \cdot l_6 \cdot \sin\alpha_1$$

$$Y_1 = Y + \psi_2 \cdot l_2 \cdot \sin\varphi_1 + \psi_1 \cdot l_6 \cdot \cos\alpha_1$$

$$X_2 = X + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \sin\varphi_2 - \psi_1 \cdot l_7 \cdot \sin\alpha_2 - r_1 \cdot \sin(\omega t - \gamma)$$

$$Y_2 = Y + \psi_2 \cdot l_3 \cdot \cos\varphi_2 - \psi_1 \cdot l_7 \cdot \cos\alpha_2 + r_1 \cdot \cos(\omega t - \gamma)$$

$$X_3 = X + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \sin\varphi_3 - \psi_1 \cdot l_8 \cdot \sin\alpha_4 + r_2 \cdot \sin(\omega t + \gamma)$$

$$Y_3 = Y + \psi_2 \cdot l_4 \cdot \cos\varphi_3 - \psi_1 \cdot l_8 \cdot \cos\alpha_4 - r_2 \cdot \cos(\omega t + \gamma)$$

З урахуванням прийнятих припущень, вирази для кінетичної, потенційної енергії і дисипативної функції будуть мати вигляд:

$$T = \frac{1}{2}M_1(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) + \frac{1}{2}I_1\dot{\psi}_1^2 + \frac{1}{2}M_2 \left[\left(\dot{X} - \dot{\psi}_1 \cdot l_6 \sin \alpha_1 + \dot{\psi}_2 l_2 \sin \varphi_1 \right)^2 + \left(\dot{Y} + \dot{\psi}_1 l_6 \cos \alpha_1 + \dot{\psi}_2 l_2 \sin \varphi_1 \right)^2 \right] +$$

$$\frac{1}{2}I_2(\dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_2)^2 + \frac{1}{2}m_1 \left[\left(\dot{X} - \dot{\psi}_1 l_7 \sin \alpha_2 + \dot{\psi}_2 l_3 \sin \varphi_2 + r_1 \omega \cos(\omega t - \gamma) \right)^2 + \left(\dot{Y} - \dot{\psi}_1 l_7 \cos \alpha_2 + \dot{\psi}_2 l_3 \cos \varphi_2 - r_1 \omega \sin(\omega t - \gamma) \right)^2 \right] + \quad (1)$$

$$\frac{1}{2}m_2 \left[\left(\dot{X} - \dot{\psi}_1 l_8 \sin \alpha_4 + \dot{\psi}_2 l_4 \sin \alpha_3 + r_2 \omega \cos(\omega t + \gamma) \right)^2 + \left(\dot{Y} - \dot{\psi}_1 l_8 \cos \alpha_4 + \dot{\psi}_2 l_4 \cos \alpha_3 + r_2 \omega \sin(\omega t + \gamma) \right)^2 \right]$$

$$\Pi = \frac{1}{2}(X + h_2 \psi_1)^2 (C_1 + C_2) + \frac{1}{2}(Y - a_1 \psi_1) C_3 + \frac{1}{2}(Y + a_2 \psi_1)^2 C_4 + \frac{1}{2} \psi_2^2 C_5 l_5^2 \quad (2)$$

$$D = \frac{1}{2} \mu (C_1 + C_2) (\dot{X} + h_2 \dot{\psi}_1)^2 + \frac{1}{2} \mu C_3 (\dot{Y} - a_1 \dot{\psi}_1) + \frac{1}{2} \mu C_4 (\dot{Y} + a_2 \dot{\psi}_1)^2 + \frac{1}{2} \mu C_5 \dot{\psi}_2^2 l_5^2 \quad (3)$$

Підставляючи отримані вирази (1, 2, 3) в рівняння Лагранжа другого роду, і виконавши необхідні перетворення, отримуємо систему лінійних неоднорідних диференціальних рівнянь, що описують рух подрібнювача в безударному режимі:

$$\begin{aligned} b_1 \ddot{X} - b_2 \ddot{\psi}_1 + b_3 \ddot{\psi}_2 + b_4 \mu \ddot{X} + b_{15} \mu \dot{\psi}_1 + b_4 X + b_{15} \psi_1 &= Q_1 \\ b_1 \ddot{Y} + b_5 \ddot{\psi}_1 + b_6 \ddot{\psi}_2 + b_7 \mu \ddot{Y} + b_{16} \mu \dot{\psi}_1 + b_7 Y + b_{16} \psi_1 &= Q_2 \\ -b_2 \ddot{X} + b_5 \ddot{Y} + b_9 \ddot{\psi}_1 + b_{10} \ddot{\psi}_2 + b_{15} \mu \ddot{X} + b_{16} \mu \ddot{Y} + b_{11} \mu \dot{\psi}_1 + b_{15} X + b_{16} Y + b_{11} \psi_1 &= -Q_3 \\ b_{12} \ddot{X} + b_6 \ddot{Y} + b_{10} \ddot{\psi}_1 + b_{13} \ddot{\psi}_2 + b_{14} \mu \dot{\psi}_2 + b_{14} \psi_2 &= Q_4 \end{aligned} \quad (4)$$

де $b_1 = M_1 + M_2 + m_2$; $b_2 = M_2 l_6 \sin \alpha_1 + m_1 l_7 \sin \alpha_2 + m_2 l_8 \sin \alpha_4$;

$$b_3 = M_2 l_2 \cos \varphi_1 + m_1 l_3 \sin \varphi_2 + m_2 l_4 \sin \alpha_3; \quad b_4 = C_1 + C_2;$$

$$b_5 = M_2 l_6 \cos \alpha_1 + m_1 l_7 \cos \alpha_2 + m_2 l_8 \cos \alpha_4;$$

$$b_6 = M_2 l_2 \sin \varphi_1 + m_1 l_3 \cos \varphi_2 + m_2 l_4 \cos \alpha_3; \quad b_7 = C_3 + C_4;$$

$$b_8 = 0; \quad b_9 = I_1 + I_2 + m_1 l_7^2 + m_2 l_8^2 + M_2 l_6^2;$$

$$b_{10} = M_2 l_2 l_6 \sin(\varphi_1 - \alpha_1) + I_2 + m_1 l_3 l_7 \cos(\varphi_2 + \alpha_2) + m_2 l_4 l_8 \cos(\alpha_3 + \alpha_4);$$

$$b_{11} = C_4 a_2^2 + C_3 a_1^2 + (C_1 + C_2) h_2^2; \quad b_{12} = M_2 l_2 \cos \varphi_1 + m_1 l_3 \sin \varphi_2 + m_2 l_4 \sin \alpha_3;$$

$$b_{13} = M_2 l_2^2 + I_2 + m_1 l_3^2 + m_2 l_4^2; \quad b_{14} = C_5 l_5^2; \quad b_{15} = h_2 (C_1 + C_2); \quad b_{16} = a_2 C_4 + a_1 C_3;$$

$$Q_1 = S_1 \sin \omega t + T_1 \cos \omega t; \quad S_1 = (m_2 r_2 - m_1 r_1) \omega^2 \cos \gamma;$$

$$T_1 = (m_2 r_2 + m_1 r_1) \omega^2 \sin \gamma; \quad Q_2 = S_2 \sin \omega t + T_2 \cos \omega t$$

$$S_2 = (m_2 r_2 + m_1 r_1) \omega^2 \sin \gamma; \quad T_2 = (m_1 r_1 - m_2 r_2) \omega^2 \cos \gamma;$$

$$Q_3 = S_3 \sin \omega t + T_3 \cos \omega t; \quad S_3 = -m_1 r_1 l_7 \omega^2 \sin(\alpha_2 - \gamma) - m_2 r_2 l_8 \omega^2 \sin(\alpha_4 - \gamma);$$

$$T_3 = m_1 r_1 l_7 \omega^2 \cos(\alpha_2 - \gamma) - m_2 r_2 l_8 \omega^2 \cos(\alpha_4 - \gamma);$$

$$Q_4 = S_4 \sin \omega t + T_4 \cos \omega t; \quad S_4 = m_1 r_1 l_3 \omega^2 \sin(\varphi_2 - \gamma) + m_2 r_2 l_4 \omega^2 \sin(\alpha_3 + \gamma)$$

$$T_4 = m_1 r_1 l_3 \omega^2 \cos(\varphi_2 - \gamma) + m_2 r_2 l_4 \omega^2 \cos(\alpha_3 + \gamma)$$

Рішення системи рівнянь приймаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} X &= A_X \sin \omega t + B_X \cos \omega t \\ Y &= A_Y \sin \omega t + B_Y \cos \omega t \\ \psi_1 &= A_{\psi_1} \sin \omega t + B_{\psi_1} \cos \omega t \\ \psi_2 &= A_{\psi_2} \sin \omega t + B_{\psi_2} \cos \omega t \end{aligned} \quad (5)$$

Підстановка рішення (5) в (4), з урахуванням перетворень, дозволяє отримати систему неоднорідних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned} (b_4 - b_1 \omega^2) A_X + (b_2 \omega^2 + b_{15}) A_{\psi_1} - b_3 \omega^2 A_{\psi_2} - b_4 \mu \omega B_X - b_{15} \mu \omega B_{\psi_1} &= S_1 \\ (b_7 - b_1 \omega^2) A_Y + (b_{16} - b_5 \omega^2) A_{\psi_1} - b_6 \omega^2 A_{\psi_2} - b_7 \mu \omega B_Y - b_{16} \mu \omega B_{\psi_2} &= S_2 \\ (b_{15} + b_2 \omega^2) A_X + (b_{16} - b_5 \omega^2) A_Y + (b_{11} - b_9 \omega^2) A_{\psi_1} - b_{10} \omega^2 A_{\psi_2} - b_{15} \mu \omega B_X - b_{16} \mu \omega B_Y &= S_3 \\ -b_{12} \omega^2 A_X - b_6 \omega^2 A_Y - b_{10} \omega^2 A_{\psi_1} + (b_{14} - b_{13} \omega^2) A_{\psi_2} - b_{14} \mu \omega B_{\psi_2} &= S_4 \\ (b_4 - b_1 \omega^2) B_X + (b_2 \omega^2 + b_{15}) B_{\psi_1} - b_3 \omega^2 B_{\psi_2} + b_4 \mu \omega A_X + b_{15} \mu \omega A_{\psi_1} &= T_1 \\ (b_7 - b_1 \omega^2) B_Y + (b_{16} - b_5 \omega^2) B_{\psi_1} - b_6 \omega^2 B_{\psi_2} + b_7 \mu \omega A_Y + b_{16} \mu \omega A_{\psi_1} &= T_2 \\ (b_{15} + b_2 \omega^2) B_X + (b_{16} - b_5 \omega^2) B_Y + (b_{11} - b_9 \omega^2) B_{\psi_1} - b_{10} \omega^2 B_{\psi_2} + b_{15} \mu \omega A_X + \\ b_{16} \mu \omega A_Y &= T_4 \\ -b_{12} \omega^2 B_X - b_6 \omega^2 B_Y - b_{10} \omega^2 B_{\psi_1} + (b_{14} - b_{13} \omega^2) B_{\psi_2} + b_{14} \mu \omega A_{\psi_2} &= T_4 \end{aligned} \quad (6)$$

Прирівнявши до нуля визначник (6), отримаємо рівняння частот, із вирішення якого визначаються власні частоти подрібнювача [3].

З позицій конструктивного виконання пасивної щоки, її маса може прийматися від десятків до сотень кілограм, що зумовило виконання досліджень в широкому діапазоні зміни її значень.

На рис. 2 показані амплітудно-частотні характеристики коливань елементів подрібнювача при масі пасивної щоки 100 кг (рис. 2,а) і 1100 кг (рис.2,б). При цьому маса активної щоки була фіксованою і дорівнювала 100 кг.

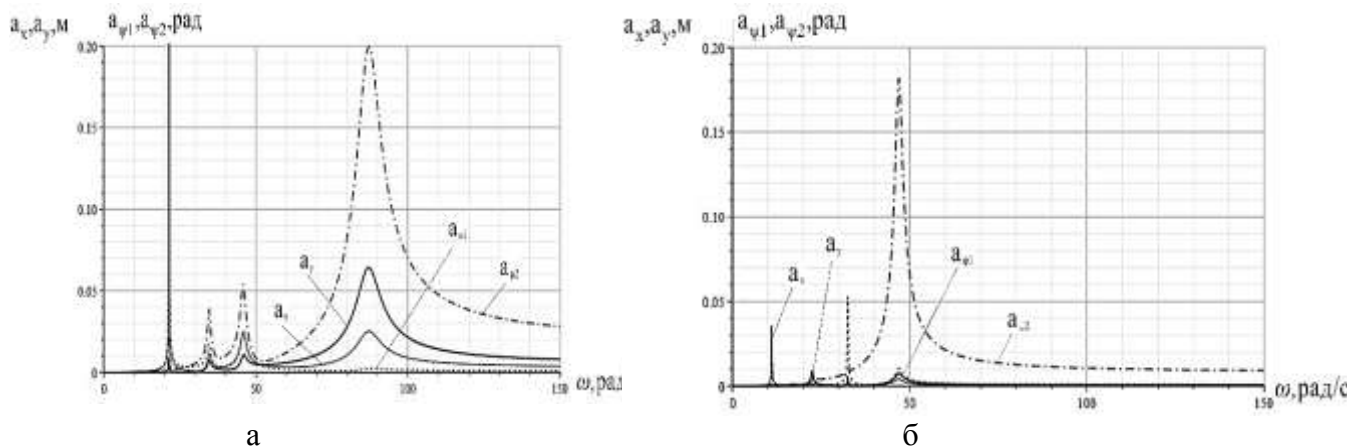


Рисунок 2 – Амплітудно-частотні характеристики подрібнювача при масі пасивної щоки 100 кг (а) і 1100кг (б)

На графіках позначено: a_x , a_y - криві зміни амплітуди коливань центру мас пасивної щоки подрібнювача в горизонтальному і вертикальному напрямках; $a_{\psi 1}$ - крива зміни амплітуди поворотних коливань пасивної щоки подрібнювача щодо центру мас; $a_{\psi 2}$ - крива зміни амплітуди поворотних коливань активної щоки щодо осі підвісу. Отримані графічні залежності мають, згідно з прийнятими узагальненими координатами, чотири власних частоти. При незначній різниці мас активної і пасивної щоки (рис.2,а) резонансні частоти займають значний частотний діапазон ($\Delta\omega=64 \text{ c}^{-1}$) збурювальної сили.

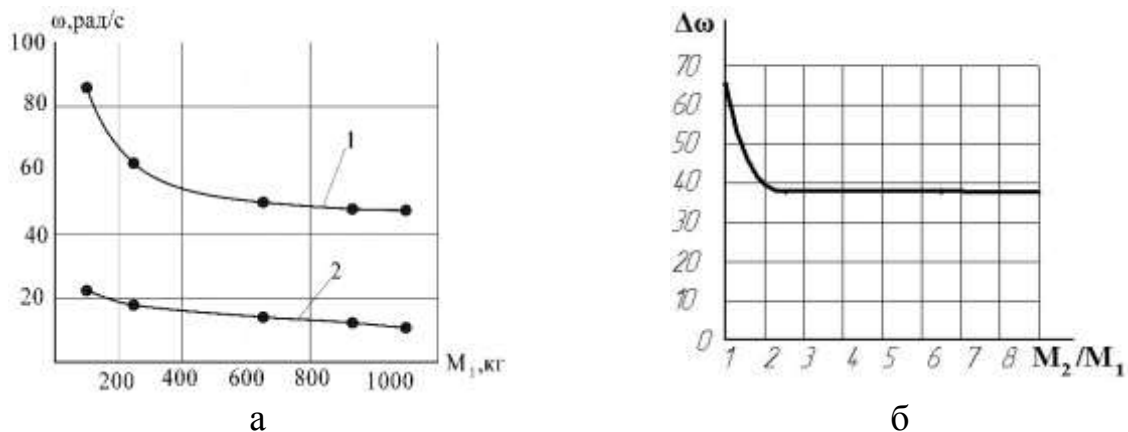
$$\Delta\omega = \omega_в - \omega_н$$

де $\omega_в$ - верхня резонансна частота; $\omega_н$ - нижня резонансна частота

Враховуючи, що раціональна робоча частота коливання щік становить 15-25Гц., при такому співвідношенні мас активної і пасивної щоки, режим роботи подрібнювача буде нестійким.

При збільшенні маси пасивної щоки подрібнювача до 1000 кг (рис. 2,б), діапазон резонансних частот ($\Delta\omega = 37 \text{ c}^{-1}$) звужується, а максимальні значення ($\omega = 48 \text{ c}^{-1}$) зміщуються в область більш низьких частот. Робочі частоти подрібнювача розташовуються в зарезонансній зоні.

На підставі отриманих залежностей визначена інтенсивність зміни (рис. 3,а) значень резонансних частот.



1 - верхня резонансна частота; 2. - нижня резонансна частота

Рисунок 3 - Інтенсивність зміни значень резонансної частоти(а) і діапазону резонансних частот (б) елементів подрібнювача

Найбільша інтенсивність має місце при збільшенні маси пасивної щоки до 400кг., що відповідає співвідношенню мас активної M_2 і пасивної M_1 щоки 1:4. При співвідношенні мас 1:8 (маса дорівнює 800кг) і більше, верхня резонансна частота практично не змінює свого значення. Це співвідношення дозволяє визначити мінімальну масу пасивної щоки.

Зменшення діапазону резонансних частот, який впливає на перехідні процеси при пуску і зупинці подрібнювача, (рис.3,б) відбувається до співвідношення мас 1:2,5. Виходячи із співвідношення мінімальної маси пасивної щоки, діапазон резонансних частот завжди буде мати мінімальну

величину.

Якісна картина зберігається при всіх розглянутих масах пасивної щоки подрібнювача. Кількісно, для прийнятих вихідних даних, резонансна область скоротилася на 36%, верхня частота змістилася на 40% в сторону низьких частот.

Висновки.

Проведені дослідження показують, що маса пасивної щоки є параметром, який дозволяє змінювати ширину області резонансних частот і здійснювати зсув цієї області за частотною віссю. При цьому існує граничне значення маси (для конкретних вихідних даних), збільшення якої не дає відчутних результатів у зміні амплітудно-частотної характеристики подрібнювача.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Франчук В.П. Дробление аглошихты в вибрационной щековой дробилке / В.П.Франчук, В.А.Федоскин, А.А.Томурко, А.А.Сула // Обогащение полезных ископаемых: Науч.-тех. сб. / "Техніка" - Киев, 1981. – вип.29 – С.28-31.
2. Франчук В.П. Перспективы применения вибрационных щёковых дробилок для измельчения ферроматериалов / В.П. Франчук, В.А.Федоскин, В.В. Плахотник // Обогащение полезных ископаемых: Науч.-тех. сб. / "Техніка" - Киев, 1990. – Вип. 40. – С.3 – 6
3. Федоскин В.А. Динамика и разработка методов расчёта виброизмельчительных машин виброударного действия: Автореф. дис. канд. техн. наук – Тбилиси, 1982. – 24с.
4. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчёта, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин.- СПб:ВСЕГЕИ,2004. - 306с.
- 5 Пат.№ 89439С2 UA МПК В02С 1/00 Вібраційна щокова дробарка / В.П. Франчук, О.В. Федоскіна; заявл. і патентовл. Державний ВНЗ «НГУ» - а200805585; заявл. 29.04.2008; опубл.25.01.2010, Бюл. №2.
6. Cole E.B. The theory of vibrations for engineers. London, 1957.- 359 p.
7. Бабаков И.М. Теория колебаний. М Дрофа, 2004. – 591с.

REFERENCES

1. Franchuk V.P., Fedoskin V.A., Tomurco A.A. and Sula A.A. (1981), "Crushing of aggregate charge in vibratory jaw crusher", *Obogashcheniye poleznykh iskopayemykh*, no.29, pp. 28-31.
2. Franchuk V.P., Fedoskin V.A. and Plakhotnik V.V. (1990), "Prospects for the use of vibratory jaw crushers for grinding ferromaterials", *Obogashcheniye poleznykh iskopayemykh*, no. 40, pp. 3- 61.
3. Fedoskin V.A. (1982), Dynamics and development of methods for calculating vibration-shredding machines of vibro-impact action: Author's abstract. Dis. Cand. tech. Sciences, Tbilisi, Georgia.
4. Vaisberg L.A., Zarogatskiy L.P. and Turkin V.J. (2004), *Vibracionnie dробилки. Osnovi rascheta, proektirovaniya i technologicheskogo primeneniya* [Vibratory crushers. Bases of calculation, design and technological application.], VSEGEI, St.Petersburg, Russia.
5. Franchuk V.P. and Fedoskina O.V., State HEI "National Mining University", Dnipro, Ukraine (2008), *Vibracijna shchokova dробarka* [Vibratory jaw crusher], State Register of Patents of Ukraine, Kiev, UA, Pat. № 89439.
6. Cole E.B. (1957) *The theory of vibrations for engineers*. London, UK.
7. Babakov I.M. (2004), *Teoriya kolebanij*. [Theory of oscillations.] Drofa, Moscow, Russia.

Про автора

Федоскіна Олена Валеріївна, кандидат технічних наук, асистент кафедри основ конструювання машин і механізмів, Національний технічний університет «Дніпровська політехніка» (НТУ «ДП») Дніпро, Україна fedoskina.ev@gmail.com

About the author

Fedoskina Olena Valeryevna, Candidate of Technical Sciences (Ph.D), Assistant in the Department of the Fundamentals of Designing Machines and Mechanisms, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine, fedoskina.ev@gmail.com

Аннотация. Развитие создания конструкций измельчителя с широкой возможностью управления дезинтеграционным процессом может быть осуществлено на базе конструктивной схемы измельчителя с наклонной рабочей камерой. Однако недостаточный объем аналитических и экспериментальных исследований, отсутствие методов расчета такого класса машин сдерживает их практическое применение. Вибрационный измельчитель с наклонной рабочей камерой включает основные элементы: пассивную щеку, расположенную на амортизаторах, активную щеку, шарнирно установленную в корпусе и связанную с ним при помощи упругих связей, двухвальный инерционный вибровозбудитель. На основании разработанной математической модели

вибрационного измельчителя, описывающей движение его элементов в режиме холостого хода и устанавливающей взаимосвязь между динамическими и конструктивными параметрами, получены амплитудно-частотные характеристики и определены собственные частоты его элементов. Исследовано поведение резонансных частот при изменении массы пассивной щеки в границах 100 - 1000 кг. При этом масса активной щеки оставалась неизменной и равнялась 100 кг. Показано, что наиболее интенсивное снижение значений верхней резонансной частоты происходит до соотношения масс активной и пассивной щеки 1: 4. При соотношении масс 1: 8 и более, верхняя резонансная частота практически не меняет своего значения. При незначительной разнице масс активной и пассивной щеки, резонансные частоты занимают значительный частотный диапазон возмущающей силы. Увеличение массы пассивной щеки приводит к уменьшению резонансной зоны и смещению ее в сторону низких частот. Уменьшение диапазона резонансных частот, который влияет на переходные процессы при пуске и остановке измельчителя, происходит до соотношения масс 1: 2,5.

Проведенные исследования показывают, что масса пассивной щеки является параметром, который позволяет изменять ширину области резонансных частот и осуществлять сдвиг этой области по частотной оси. При этом существует предельное значение массы (для конкретных исходных данных), увеличение которой не дает ощутимых результатов в изменении амплитудно-частотной характеристики измельчителя. Полученные результаты позволяют определять минимальную массу пассивной щеки.

Ключевые слова: вибрационный измельчитель, пассивная щека, частота, масса.

Annotation Creation of grinder design with a wide possibility of controlling the disintegration process can be carried out on the basis of the constructive scheme of the grinder with inclined working chamber. However, insufficient amount of analytical and experimental researches, absence of methods for calculating such class of machines hinders their practical application. The vibratory grinder with an inclined working chamber includes the following main elements: passive cheek on the shock absorbers, active cheek pivotally mounted in the body and connected with it by means of elastic connections, two-shaft inertial vibration exciter. On the basis of the developed mathematical model of vibratory grinder, which describes movement of its elements in idle mode and establishes the relationship between dynamic and design parameters, the amplitude-frequency characteristics are obtained and natural frequencies of its elements are determined. The behavior of resonant frequencies was studied when mass of the passive cheek varied within 100 kg - 1000 kg. At the same time, mass of the active cheek remained unchanged and made 100 kg. It is shown that the most intensive decrease of the upper resonant frequency values occurs with the mass ratio of active and passive cheeks 1: 4. With mass ratio of 1: 8 or more, the upper resonance frequency practically does not change its value. With a slight difference in the masses of the active and passive cheeks, resonant frequencies cover a significant frequency range of the disturbing force. An increase of passive cheek mass leads to decrease of resonant zone and its shifting towards low frequencies. Range of resonant frequencies, which affects the transient processes at the start and stop of the grinder, decreases to mass ratio of 1: 2.5.

The studies show that passive cheek mass is a parameter that allows changing width of the resonant frequency region and shifting this region along the frequency axis. At the same time, there is a limiting value of mass (for specific initial data), the increase of which does not give tangible results in the variation of the amplitude-frequency characteristic of the grinder. The results obtained allow determining minimum mass of the passive cheek.

Keywords: vibratory grinder, passive cheek, frequency, mass.

Стаття надійшла до редакції 8.05.2018

Рекомендовано до друку д-ром техн. наук В.П.Надутим