

© В.П. Франчук¹, О.В. Анциферов¹

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

РОЗРАХУНОК ВІБРОУДАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВІБРАЦІЙНОГО МЛИНА

© V. Franchuk¹, O. Antsiferov¹

¹Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

CALCULATION OF TECHNOLOGICAL MODES OF OPERATION OF VERTICAL VIBRATING MILL

Мета. Побудувати розрахункову схему взаємодії помольної камери і технологічного завантаження вертикального вібраційного млина. Отримати енергетичні залежності процесу подрібнення як функції від співвідношення мас робочий орган - завантаження з урахуванням використовуваного типу приводу. Провести аналіз отриманих залежностей з метою рекомендації раціональних технологічних режимів процесу подрібнення.

Методика. Проведено аналіз наукових досліджень даного напрямку. Запропоновано методику розв'язання поставленої задачі на основі запису диференціальних рівнянь руху системи камера - технологічне навантаження. Для їх розв'язання використовується метод Крилова-Боголюбова. При цьому розглядаються два типи приводів - інерційний спрямованої дії та жорсткий ексцентриковий. Порівняння проводиться за енергією взаємодії технологічного навантаження і помольної камери в моменти їхньої ударної взаємодії.

Результати. Для інтенсифікації процесу подрібнення матеріалу у вертикальному вібраційному млині з інерційним вібробудником необхідно збільшувати масу помольної камери. Але при цьому збільшується матеріаломісткість системи. У цьому випадку значні переваги мають млини з жорстким ексцентриковим вібробудником. Показано, що параметри руху технологічного навантаження та енергія його взаємодії з камерою не залежать від співвідношення їхніх мас.

Наукова новизна. Розроблена уточнена динамічна модель і записані диференціальні рівняння руху системи помольна камера - технологічне навантаження вертикального вібраційного млина. Отримані нові енергетичні залежності, що дозволили розрахувати параметри реалізації віброударної взаємодії елементів даної системи.

Практична значимість. Застосування результатів дослідження дасть змогу створювати раціональні конструктивні схеми вертикальних вібраційних млинів, а також уточнити технологічні режими подрібнення в існуючих на даний момент процесах з використанням млинів цього типу.

Ключові слова: вібраційний млин, вертикальні коливання, технологічне завантаження, помольна камера, співвідношення мас, інерційний привід, ексцентриковий привід, рівняння руху, енергетичні характеристики.

Аналіз стану розгляду питання. Для тонкого подрібнення міцних і абразивних матеріалів перспективним є використання вертикальних вібраційних млинів (МВМ), які забезпечують віброударний режим взаємодії технологічного навантаження з подрібнювальними тілами, кришкою і днищем камери. У цьому

разі підвищується ефективність руйнування твердих та абразивних матеріалів і зменшується зношування помольних тіл [1, 2].

Експериментальними дослідженнями встановлено, що віброударний спосіб подрібнення призводить до активації матеріалів. Це проявляється в набутті ними нових поліпшених властивостей [3]. Причиною даних механохімічних реакцій є температурні ефекти в точках ударної взаємодії куль із кристалічними частинками порошку [4].

Звідси важливого значення набуває задача розрахунку режимів роботи вертикального вібраційного млина, за яких реалізується віброударний спосіб навантаження.

На цей час більшість робіт присвячено дослідженням вібраційних млинів з інерційним приводом і горизонтальним розташуванням робочого органу. В цьому випадку особливої уваги набуває вплив потужності приводу на динаміку пуску і перехід машини через резонанс. Дане питання розглядається в [5].

Технологічне завантаження враховується як приведена маса, що змінюється в часі, а звідси змінюється і резонансна частота машини. Авторами розглянуте питання синхронізації впливу зовнішньої циклічної вимушуючої сили від інерційного віброзбудника на власні коливання млина. В результаті чого забезпечуючи постійний резонансний режим роботи вібраційної машини. Для даного випадку дослідниками запропоновано називати такий млин як «адаптований».

Продовження даного напрямку розглянуто в роботі [6]. Авторами досліджується динаміка пуску вібраційної машини з інерційним приводом. Встановлено, що за наявності в приводі вібромашини пружного елемента, до його критичних частот додаються частоти власних коливань вібромашини та частота струму у мережі живлення електродвигуна. Результати роботи дозволяють більш обґрунтовано вибирати параметри вібраційних машин з дебалансним приводом, що дозволить зменшувати амплітуди його коливань та динамічні навантаження.

Автором роботи [7] використані результати розглянутих вище робіт для розрахунку раціональних технологічних параметрів адаптивного вібраційного млина ВМ-400. Розроблені структура та двоконтурний принцип керування роботою даної вібромашини. Проведені дослідження показали зменшення енерговитрат завдяки постійному резонансному режиму роботи млина при наперед заданих технологічно оптимальних параметрах вібраційного поля помольної камери.

В розглянутих роботах технологічне завантаження враховується як приведена маса. Її вплив на коливання помольної камери враховують зміною резонансної частоти машини.

Для вертикальних вібраційних млинів основним є віброударний режим, тобто технологічне завантаження не може враховуватися як приведена маса. З огляду на те, що маса завантаження порівняна з масою робочого органу, істотних змін зазнають при цьому і розрахункові динамічні схеми. В них закладено не тільки конструктивні схеми машини, а й пружно дисипативну взаємодію технологічного навантаження з виконавчим органом [1]. Тут розрахункова схема вертикального вібраційного млина з технологічним завантаженням являє собою

нелінійну систему, що складається з дискретної маси (корпус млина з приводом) і системи з розподіленими параметрами (технологічне навантаження).

Конструктивно МВВ можна розділити на два типи: з інерційним і жорстким ексцентриковим приводами. У вертикальних вібраційних млинах, що працюють у віброударному режимі, визначальними є параметри руху технологічного навантаження. Ці параметри залежать не тільки від частоти й амплітуди коливань помольної камери, а й від її маси. При цьому істотний вплив може мати і тип приводу, який закладено в конструкцію млина.

Метою дослідження є побудова розрахункової схеми взаємодії помольної камери і технологічного навантаження вертикального вібраційного млина. На цій основі потрібно отримати енергетичні залежності процесу подрібнення як функції від співвідношення мас робочий орган - навантаження з урахуванням використовуваного типу приводу. Далі провести аналіз отриманих залежностей з метою рекомендації раціональних технологічних режимів процесу подрібнення.

Основна частина дослідження. У вертикальних вібраційних млинах висота помольної камери визначається висотою шару технологічного навантаження, що має бути меншою за чверть довжини хвилі її деформації при низькочастотних коливаннях [7]. Для збудження коливань таких млинів використовується інерційний віброзбудник спрямованої дії або жорсткий ексцентриковий.

Розрахункову схему МВВ з інерційним віброзбудником після приведення технологічного навантаження до системи з дискретними параметрами наведено на рис. 1, а. Тут технологічне навантаження за один період коливань двічі взаємодіє з робочим органом (днище і кришка).

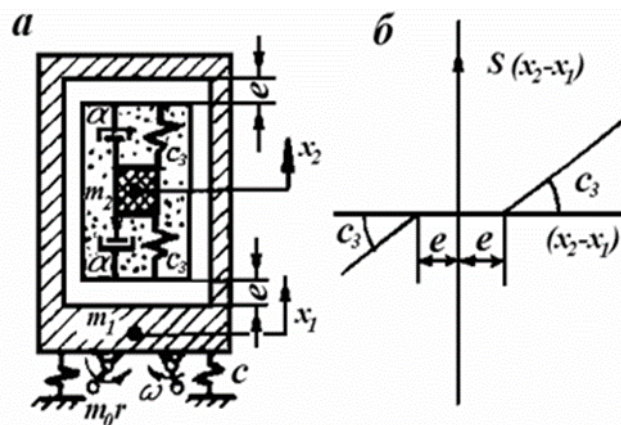


Рис. 1. Розрахункова динамічна схема МВВ з інерційним віброзбудником

За інтенсивних режимів коливань (амплітуда прискорень порядку $7g$) можна знехтувати зміщенням динамічного центру коливань системи від її геометричного центру. Тоді можна вважати, що характеристика наведеної пружної відновлювальної сили технологічного навантаження є кусочно-лінійною із симетричною нелінійністю (див. рис. 1, б). Вважаємо, що в усталеному режимі роботи млина зазор між технологічним навантаженням і днищем (або кришкою) помольної камери дорівнює половині зазору Δ між технологічним навантаженням і кришкою секції в статичному положенні млина, тобто $e = 0,5 \Delta$.

Диференціальні рівняння, що описують рух системи, можна подати як

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c x_1 + \varepsilon \mu c \dot{x}_1 + S(x_1 - x_2) + \varepsilon \alpha(x_1 - x_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t, \\ m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) - \varepsilon \alpha(x_1 - x_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

де ε – параметр, що вказує на малість члена, що стоїть при ньому;

$$\alpha(x_1 - x_2) = \begin{cases} \alpha_1 & \text{при } x_1 - x_2 > e \text{ и при } x_1 - x_2 < -e, \\ \alpha_2 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e. \end{cases} \quad (2)$$

Функція пружної відновлювальної сили технологічного навантаження $S(x_1 - x_2)$ графічно представлена на рис. 1, б. Аналітично вона може бути записана як

$$S(x_1 - x_2) = \begin{cases} 0 & \text{при } -e < x_1 - x_2 < e; \\ c_3(x_1 - x_2) - c_3 e & \text{при } e < x_1 - x_2 < \infty; \\ c_3(x_1 - x_2) + c_3 e & \text{при } -\infty < x_1 - x_2 < -e. \end{cases} \quad (3)$$

Вважаючи нелінійність малою і приймаючи функцію $c_3(x_1 - x_2)$ за основну, вираз (3) перепишемо у вигляді

$$S(x_1 - x_2) = c_3(x_1 - x_2) + \varepsilon f(x_1 - x_2). \quad (4)$$

Досліджується резонансний випадок, коли частота зовнішньої збурювальної сили дорівнює або близька до однієї з власних частот коливань. У таких випадках зазвичай приймають граничну частоту власних коливань, що має місце за нескінченно великої амплітуди, у цьому випадку робочою є друга частота. Унаслідок малості нелінійності приймаємо коливання такими, що відбуваються за гармонічним законом, тоді розв'язок системи матиме вигляд

$$\begin{aligned} x_1 &= \eta_1 x = \eta_1 [a \sin(\omega t + \phi)] = \eta_1 (a \sin \psi), \\ x_1 - x_2 &= x_{12} = \eta_{12} [a \sin(\omega t + \phi)] = \eta_{12} (a \sin \psi). \end{aligned} \quad (5)$$

Після підстановки (5) у рівняння (1) їх можна подати в більш зручному для аналізу вигляді

$$\begin{aligned} m_1 \eta_1 \ddot{x} + c \eta_1 x + \varepsilon \mu c \eta_1 \dot{x} + c_3 \eta_{12} x + \varepsilon f(\eta_{12} x) \eta_{12} \dot{x} &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t; \\ m_1 \eta_{12} \ddot{x} + (1+k) c_3 \eta_{12} x - \varepsilon \alpha(1+k) f(\eta_{12} x) + \varepsilon (1+k) \alpha(\eta_{12} x) \eta_{12} \dot{x} &+ \\ + c \eta_1 x + \varepsilon \mu c \eta_1 \dot{x} &= \varepsilon m_0 r \omega^2 \sin \omega t, \end{aligned} \quad (6)$$

де $k = m_1/m_2$.

Коефіцієнти величини і форми режимів коливань знайдуться як фундаментальні функції нетривіального розв'язку однорідних алгебраїчних рівнянь, отриманих із системи (6) за $\varepsilon = 0$

$$\begin{aligned} (c - m_1 p^2) \eta_1 + c_3 \eta_{12} &= 0; \\ c \eta_1 + [(1+k) c_3 - m_1 p^2] \eta_{12} &= 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Частота власних коливань «незбудженої» системи знайдеться з рівності нулю визначника системи (7)

$$p^2 = \frac{1}{2m_1} \left\{ c + (1+k) c_3 + \left[(c + (1+k) c_3)^2 - 4k c c_3 \right]^{0,5} \right\} \quad (8)$$

Це рівняння за симетричної характеристики пружної відновлювальної сили зручніше розв'язувати методом Крилова-Боголюбова. Тоді, множачи перше рівняння системи (6) на η_1 , друге – на η_{12} , складаючи їх після підстановки розв'язку (5) і дорівнюючи коефіцієнти при однакових гармоніках коливань, отримаємо залежності між амплітудою і частотою вимушених коливань і вираз для кута зсуву фаз

$$M^2 a^2 \left[(p_e^2(a) - \omega^2)^2 + 4\omega^2 \delta_e^2(a) \right] = \varepsilon^2 (M_0 r)^2 \omega^4, \quad (9)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left(- \frac{2\omega \delta_e(a)}{p_e^2(a) - \omega^2} \right). \quad (10)$$

де $M = (\eta_1^2 + \eta_{12}^2) m_1$, $M_0 = (\eta_1 + \eta_{12}) m_0$ – приведені маси,

$p_e^2(a) = p^2 + \frac{\varepsilon [(1+k)\eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12}]}{\pi a M} \int_0^{2\pi} f(a \sin \psi) \sin \psi d\psi$ – частота власних неліній-

них коливань системи,

$\delta_e^2(a) = \frac{\varepsilon [(1+k)\eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12}]}{2\pi a M r} \int_0^{2\pi} \alpha(a \sin \psi) (a \omega \cos \psi) \cos \psi d\psi + \frac{\varepsilon (\eta_1^2 + \eta_1 \eta_{12})}{2M} \mu$ – екві-

валентний декремент затухання системи.

Після підстановки $f(a \sin \psi)$, $\alpha(a \sin \psi)$, інтегрування та деяких перетворень отримаємо

$$p_e^2(a) = p^2 - \frac{c_3}{M} [(1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12}] \kappa(z), \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \delta_e^2(a) &= \frac{1}{2\eta_1 M a} [(\eta_1 + \eta_1 \eta_{12}) \mu c - (1+k) \eta_{12}^2 + \eta_1 \eta_{12}] \times \\ &\times [\alpha_1 - (\alpha_1 - \alpha_2) \kappa(z)]. \end{aligned} \quad (12)$$

В цих виразах функція $\kappa(z)$ визначається як

$$\kappa(z) = \frac{2}{\pi} \left(\arcsin z + z \sqrt{1-z^2} \right), \quad z = \frac{e}{\eta_{12} a}. \quad (13)$$

Аналіз залежності (9), розв'язаної щодо ω , показує, що вона має вигляд, типовий для систем із симетричною кусочно-лінійною жорсткою характеристикою

відновлювальної сили пружних зв'язків. Це вказує на можливість стабілізації динамічних параметрів млина при зміні величини технологічного навантаження.

У цьому дослідженні нас цікавить вплив співвідношення мас технологічного навантаження і помольної камери. Вважається, що інерційний віброзбудник підтримує постійною амплітуду і частоту помольної камери. Приймаючи $\eta_1 = 1$, параметр $m_0 r$ віброзбудника за заданої амплітуди a і частоти ω визначиться із залежності

$$m_0 r = \frac{M_0 r}{1 + \eta_{12}}. \quad (14)$$

У цій формулі $M_0 r$ визначиться як права частина виразу (9), віднесена до частоти ω , а η_{12} – з першого рівняння (7).

Порівняння будемо проводити за енергією взаємодії технологічного навантаження і помольної камери в момент зустрічі з днищем і кришкою секції. Кінетична енергія цих елементів в момент зіткнення буде

$$E_1 = 0,5 m_1 (a \omega \cos \psi_0)^2, \quad E_2 = 0,5 m_2 [a \omega (1 + \eta_{12}) \cos \psi_0]^2, \quad (15)$$

де
$$\psi_0 = \arcsin \frac{e}{\eta_{12} a}.$$

Повна енергія, що передається технологічному навантаженню

$$P_{\Pi} = \frac{1}{2\pi} a^2 \omega^2 [m_1 + m_2 (1 + \eta_{12})^2]. \quad (16)$$

У цьому плані важливим є також співвідношення витраченої на тертя енергії до корисної енергії, яка передається технологічному навантаженню.

Енергія, що втрачається на тертя в підшипникових вузлах віброзбуджувача в одиницю часу буде

$$P_T = \frac{1}{2\pi} f d m_0 \int_0^{2\pi} \{ [r \sin(\psi - \varphi) - a \sin \psi] [1 + r \cos(\psi - \varphi)] \} d\psi \quad (17)$$

На рис. 2 представлено графіки залежності енергії P_T , що передається технологічному навантаженню, і відносної енергії $\lambda = P_{\Pi} / P_T$ залежно від співвідношення мас помольної камери і технологічного навантаження. Як випливає з рис. 2, а, кількість переданої технологічному навантаженню енергії істотно зростає зі збільшенням маси помольної камери. При цьому, природно, зростають абсолютні значення втрат на тертя за (17), але відносні втрати на тертя в підшипникових вузлах віброзбуджувача знижуються за залежністю, близькою до експоненціальної (рис. 2, б).

У плані зниження матеріаломісткості та енергоємності значними перевагами володіють вібраційні млини з жорстким ексцентриковим віброзбуджувачем.

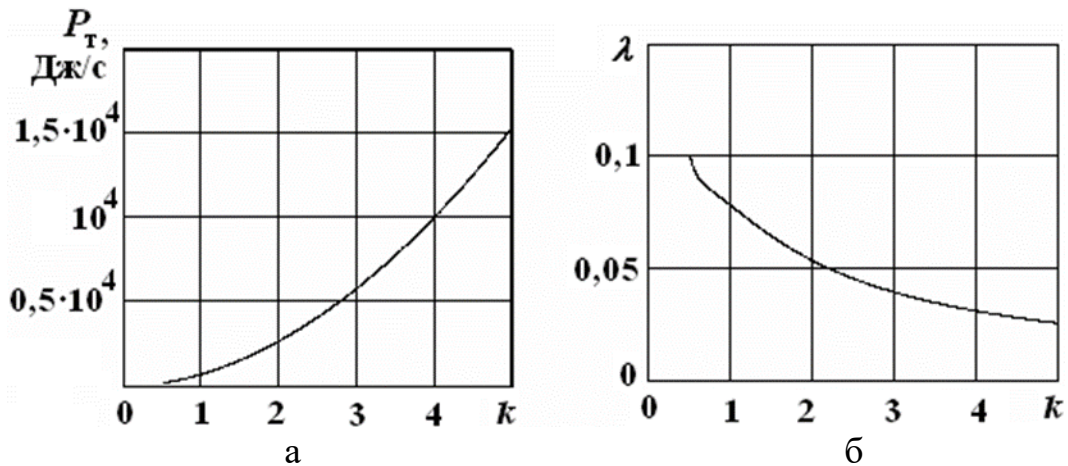


Рис. 2. Енергетичні характеристики процесу здрібнення

Для проведення аналізу, аналогічного попередньому, розглянемо розрахункову схему двокорпусного вертикального вібраційного млина врівноваженого типу (рис. 3).

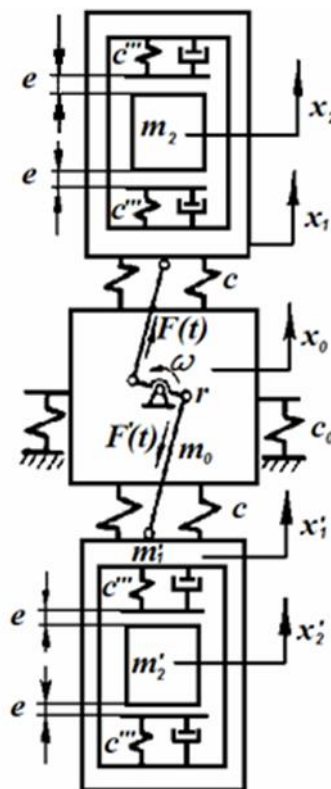


Рис. 3. Розрахункова схема врівноваженої МВВ

Характеристика відновлювальної сили під час взаємодії технологічного навантаження з помольною камерою матиме вигляд, представлений на рис. 1, б.

Використовуючи раніше прийняті припущення щодо технологічного навантаження і беручи до уваги симетричність за навантаженнями, рух такого млина може бути описано системою двох диференціальних рівнянь другого порядку

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + S(x_1 - x_2) + cx_1 + f(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 - S(x_1 - x_2) - f(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= 0. \end{aligned} \quad (18)$$

Оскільки закон переміщення виконавчого органу нам відомий, з рівнянь (18) залишається визначити переміщення технологічного навантаження x_2 і величину збурювальної сили $F(t)$ вібробудника.

Під час аналізу рівняння (1) для зручності було введено відносні значення переміщення технологічного навантаження (5). У цьому разі вводимо відносну координату $x = x_1 - x_2$, після чого вирази (18) можна подати в більш зручнішому вигляді

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_1 + k_1 S(x) + k_1 f_1(\dot{x}) + k_1 cx_1 &= k_1 F(t), \\ m_2 \ddot{x}_2 + (1 + k_1) S(x) + (1 + k_1) f_1(\dot{x}) + k_1 cx_1 &= 0, \end{aligned} \quad (19)$$

де k_1 – відношення мас технологічного навантаження і виконавчого органу.

Виключаючи із системи рівнянь (19) силу $F(t)$, і далі після підстановки $x_1 = r \sin \omega t$ отримуємо одне рівняння для визначення параметрів руху технологічного навантаження

$$m_2 \ddot{x} + S(x) + f'(\dot{x}) = -m_2 r \omega^2 \sin \omega t, \quad (20)$$

де $f'(\dot{x}) = \alpha(x) \dot{x}$.

Тут $S(x)$ має вигляд, аналогічний (3), а залежність $\alpha(x)$ визначається виразом (2).

Приймаємо рішення у вигляді $x = a \sin(\omega t + \varphi) = a \sin(\psi)$. Тоді після його підстановки у вираз (20) і перетворень, аналогічних попереднім, залежності для побудови амплітудно-частотної і фазо-частотної характеристики млина отримуємо у вигляді

$$\begin{aligned} \omega^2 &= \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right)^{-1} \left\{ p^2 \kappa(z) - \frac{1}{2} \mu^2 p^4 \kappa^2(z) \mp \right. \\ &\left. \mp \left[\left(p^2 \kappa(z) - \frac{1}{2} \mu^2 p^4 \kappa^2(z) \right)^2 - p^4 \kappa^2(z) \left(1 - \frac{r^2}{a^2}\right) \right]^{0.5} \right\}, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\phi = \arctg \left(\frac{-\mu^2 p^4 \kappa^2(z) \omega}{p^2 \kappa(z) - \omega^2} \right). \quad (22)$$

Тут $\kappa(z)$ визначається виразом (13), а частота власних коливань «незбудженої» системи $p = \sqrt{c''' / m_2}$.

Величина зовнішньої збурювальної сили з першого рівняння (19) визначається як

$$F(t) = \left(c - m_1 \omega^2 \right) r \sin \omega t + S(a \sin \psi) + f'(a \sin \psi) a \omega \cos \psi. \quad (23)$$

Підставляючи значення $S(a \sin \psi)$ і $f(a \sin \psi)$, а також використовуючи функцію Хевісайда, отримаємо вираз

$$F(t) = (c - m_1 \omega^2) r \sin(\psi) + m_2 a p^2 [\sin \psi - \sin \psi_e \operatorname{sign}(\sin \psi) + \mu \omega \cos \psi] \times H(a^2 \sin^2 \psi - e^2), \quad (24)$$

де $H = \begin{cases} 0 & \text{при } a^2 \sin^2 \psi - e^2 < 0, \\ 1 & \text{при } a^2 \sin^2 \psi - e^2 > 0. \end{cases}$ – одинична функція Хевісайда.

Порівняльний аналіз залежностей (9, 10) і (21, 22) показує, що закон руху технологічного навантаження і енергія, що передається йому, в млинах із жорстким ексцентриковим приводом не залежать від співвідношення мас навантаження і помольної камери. Деяко ускладнюється осцилограма зусилля в приводі (рис. 4) через вплив нелінійності, яку вносить технологічне навантаження.

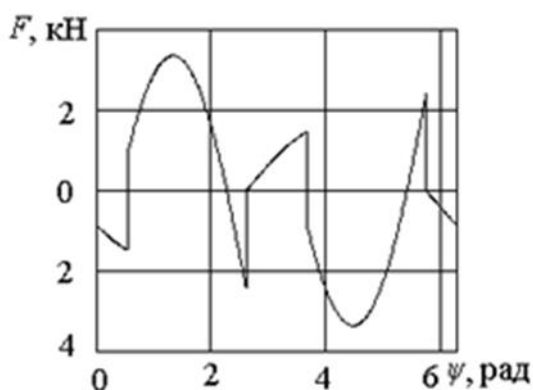


Рис. 4. Осцилограма зусилля в приводі

Також розрахунки показали, що питомі витрати енергії на тертя в підшипникових вузлах приводу (для співвідношення мас, наприклад, 1:1) для ексцентрикового вібробуджувача з жорстким шатуном становлять 0,011 замість 0,075 для інерційного вібробуджувача (див. рис. 2, б).

Висновки.

1. Вертикальні вібраційні млини мають спрямовані рухи помольних тіл, руйнування вихідного матеріалу в них здійснюється роздавлюванням (прямим ударом) за мінімального впливу зсувних (стираючих) навантажень. Це дає змогу ефективно руйнувати міцні й абразивні матеріали та отримувати матеріали з новими властивостями.

2. Для інтенсифікації технологічного процесу подрібнення матеріалу у вертикальному вібраційному млині з інерційним вібробудником необхідно збільшувати масу помольної камери. При цьому, природно, непродуктивно зростає кінетостатичний момент вібробудника (зростає матеріаломісткість конструкції), що пов'язано зі збільшенням втрат на тертя у підшипникових вузлах.

3. У вертикальному вібраційному млині з жорстким ексцентриковим вібробудником параметри руху технологічного навантаження і передана йому енергія не залежать від співвідношення мас технологічного навантаження і помольної

камери. Співвідношення мас позначається на величині зусилля у віброзбуднику, проте питомі витрати енергії на тертя в підшипникових вузлах менші, ніж в інерційного приводу, особливо якщо врахувати, що загальний об'єм млина розподіляється на дві помольні камери.

Перелік посилань

1. Poturaev, V.N., Nadutyi, V.P., & Franchuk, V.P. (2002). *Vibratsionnaia tekhnika i tekhnologii v enerhoemkikh proizvodstvakh*. NGA Ukrainy.
2. Antsiferov, A.V., & Savchenko, U.V. (2017). Perspektivi pererabotki tverdikh splavov. *Zbachennia korisnikh kopaln*, 67, 30–35.
3. Orfanova, M.M. (2019). Perspektivy vykorystannia metodu mekhanoaktyvatsii v tekhnologichnykh protsesakh naftogazovogo vyrobnytstva. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i gazovykh rodovishch*, 3(72), 76–82.
[https://doi.org/10.31471/1993-9973-2019-3\(72\)-76-82](https://doi.org/10.31471/1993-9973-2019-3(72)-76-82)
4. Franchuk, V.P., & Svetkina, E.U. (2003). Temperaturnie efekty pri vibronahruzhennii. *Naukovyi visnyk Natsionalnoho girnichoho universitetu*, 1, 70–72.
5. Chubyk, R.V., & Yaroshenko, L.V. (2008). Metod stabilizatsii tekhnologichno optimalnykh parametriv vibratsiinoho polia adaptyvnykh vibratsiinkh tekhnologichnykh mashyn. *Vibratsii v tehnitsi ta tekhnologiiakh*. 2(51), 57–60.
6. Yaroshevich, O.M., Zabrodets, I.P., Martinuk, V.L., & Yaroshevich, M. (2018). Kolyvannia pryvoda vibratsiinkh mashyn z debalansnymy zbudnykamy. *Avtomatyzatsiia vyrobnychyykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni*, 52, 114–128.
<https://doi.org/10.23939/istcipa2018.52.114>
7. Solona, O.V. (2020). Kerovanyi vibratsiinyi mlin dlia pomolu sypkoho seredovysycha. *Vibratsii v tehnitsi ta tekhnologiiakh*, 4(99), 11–20.

ABSTRACT

Purpose. To build the calculation scheme of interaction between grinding chamber and process load of vertical vibrating mill. To obtain energy dependences of the grinding process as a function of the mass ratio of the working body - load, considering the used type of drive. To analyze the obtained dependences in order to recommend rational technological modes of the grinding process.

The methods. Scientific research in this direction is analyzed. The methodology of solving the set problem on the basis of recording the differential equations of motion of the camera - technological load system is proposed. The Krylov-Bogolyubov method is used for their solution. Two types of drives are considered - inertial directional and rigid eccentric. The comparison is made by the interaction energy of the process load and grinding chamber at the moments of their impact interaction.

Findings. To intensify the process of material grinding in vertical vibrating mill with inertial vibrating exciter it is necessary to increase the mass of grinding chamber. However, the material intensity of the system increases. In this case mills with rigid eccentric vibrating exciter have significant advantages. It is shown that the motion parameters of the process load and the energy of its interaction with the chamber do not depend on the ratio of their masses.

The originality. The refined dynamic model is developed and differential equations of motion of the system grinding chamber - technological load of vertical vibrating mill are written down. New energy dependences have been obtained, which allowed to calculate the parameters of realization of vibration-impact interaction of elements of this system.

Practical implementation. Application of the research results will allow to create rational design schemes of vertical vibrating mills, as well as to specify technological modes of grinding in the currently existing processes with the use of mills of this type.

Keywords: *vibrating mill, vertical oscillations, process feed, grinding chamber, mass ratio, inertial drive, eccentric drive, equations of motion, energy characteristics.*