

© А.П. Шкут<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ ІНЕРЦІЙНОГО ГРОХОТУ З ДВОМА МОТОР-ВІБРАТОРАМИ

© A. Shkut<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

## RESEARCH ON THE DYNAMICS OF TRANSITIONAL REGIMES IN AN INERTIAL SCREEN WITH TWO MOTOR VIBRATORS

**Мета.** Аналіз математичних моделей вібраційного грохоту, використовуючи теорію коливань та математичне моделювання для вивчення впливу початкових параметрів пуску та динаміки перехідних процесів на роботу грохоту.

**Методологія.** Дослідження присвячено аналізу математичних моделей, які описують процес пуску та подальшої роботи вібраційного грохоту. Застосовуються методи теорії коливань, динаміки систем та математичного моделювання для аналізу вібраційних процесів грохотів. Особлива увага приділяється вивченню впливу початкових параметрів пуску на роботу грохоту, включаючи амплітуду, частоту та фазу коливань. У рамках роботи здійснюється побудова детальних графіків, що відображають переміщення різних точок конструкції, а також траєкторії їх руху в процесі експлуатації, за допомогою програмного забезпечення Mathcad.

**Результати.** Детально розглянуто перехідні режими запуску та сталого режиму роботи грохоту. Представлені та описані рівняння динаміки руху грохоту під час запуску та робочого режиму. Наведені графіки залежностей переміщення точок грохоту (кріплення амортизаторів та центру мас) від часу. Описані особливості зміни характеру руху вібраційного грохоту при різних режимах роботи.

**Наукова новизна.** Визначено математичну модель руху грохоту з двома мотор-вібраторами під час пуску та усталеного режиму роботи. Представлено графік залежності переміщень точок грохоту від часу, з моменту пуску до сталого режиму роботи, та показані траєкторії руху точок у залежності від режиму роботи. Це дослідження сприяє розвитку та вдосконаленню процесів класифікації матеріалів, допомагаючи оптимізувати робочі процеси та підвищити ефективність обладнання.

**Практичне значення.** Дослідження сприяє вдосконаленню процесів вібраційного сортування матеріалів. Розуміння динаміки руху грохоту при різних режимах роботи сприяє в оптимізації робочих процесів, зниженні енерговитрат та підвищенні ефективності сортування. Це також важливо для аналізу надійності обладнання та уникненню ймовірності поломок, що в підсумку може зменшити витрати на обслуговування та ремонт.

**Ключові слова:** грохот, пуск, робочий режим, перехідні процеси, математичне моделювання.

**Вступ.** Умовах інтенсивного розвитку промислових технологій та прагнення до підвищення ефективності виробничих процесів, особливе значення набуває завдання оптимізації роботи вібраційного обладнання, серед якого виділяються грохоти. Ці пристрої широко застосовуються в різних галузях промисловості для сортування та класифікації сипучих матеріалів, і їх ефективність

безпосередньо залежить від коректності вибору параметрів запуску та режимів роботи, виникає необхідність у проведенні ретельних розрахунків та побудові математичних моделей для адаптації грохотів до конкретних умов роботи.

Згідно з літературними джерелами [1, 2], найбільше поширення в промисловості отримали грохоти, що працюють у зарезонансному режимі. Таке обладнання має ряд значних переваг, які роблять його особливо привабливим для застосування.

Зарезонансний режим роботи дозволяє досягти високої ефективності розділення матеріалу за крупністю завдяки здатності генерувати інтенсивні коливання з високими амплітудами. Це забезпечує більш ефективне перемішування сипучого матеріалу, що сприяє поліпшенню якості та точності класифікації матеріалу. Енергетична ефективність є ще однією значною перевагою зарезонансного режиму, оскільки грохот використовує енергію коливань більш раціонально порівняно з іншими режимами роботи. Це досягається завдяки тому, що поблизу резонансної частоти система здатна підтримувати великі амплітуди коливань при значно менших енергетичних витратах.

Найбільшою перевагою роботи грохота у зарезонансному режимі є відносна простота налаштування та підтримання стабільних частот та амплітуд роботи. Цей режим найбільш стабільний для тривалої роботи машини, який також сприяє зниженню механічного навантаження на конструктивні елементи грохота, що веде до збільшення терміну його служби та зниження витрат на обслуговування.

Таким чином, зарезонансний режим роботи грохота представляє собою високоефективну та стабільну альтернативу для виробничих процесів, пов'язаних із класифікацією сипучих матеріалів, забезпечуючи високу продуктивність та зниження експлуатаційних витрат.

**Основна частина.** Для кращого розуміння важливості дослідження та математичного моделювання пуску вібраційної техніки, необхідно розуміти принцип роботи грохота, з урахуванням перехідних режимів, таких як пуск, сталий режим та зупинка. Ці режими включають в себе ряд особливостей, пов'язаних з динамікою системи та її реакцією на зміни робочих параметрів.

**Пуск грохота.** На етапі пуску грохота система переходить від спокою до робочого стану, що супроводжується поступовим наростанням амплітуди та частоти коливань. У цей період грохот повинен пройти через резонансну частоту, яка може супроводжуватися значним збільшенням амплітуди коливань. Це вимагає ретельного контролю параметрів пуску, щоб мінімізувати ризики, пов'язані з можливими механічними пошкодженнями обладнання.

**Сталий режим роботи.** Після успішного проходження через резонанс та досягнення необхідних параметрів коливань, грохот входить у сталий режим роботи. У цьому режимі амплітуда та частота коливань стабілізуються, після чого можна почати подачу матеріалу на просіювальну поверхню. Якість та продуктивність просіювання в стлому режимі багато в чому залежать від початкових умов пуску та точності підтримання робочих параметрів вібрації.

**Зупинка грохота.** Процес зупинки грохота також є важливим перехідним режимом, що вимагає уважного управління. Під час зупинки амплітуда та частота

коливань поступово знижуються, що може призвести до зміни умов просіювання та зміщення матеріалу на робочій поверхні. Важливо забезпечити плавне уповільнення системи, щоб мінімізувати можливі динамічні навантаження та запобігти скиданню непереробленого матеріалу з грохота.

Правильно спланований та контрольований процес пуску, роботи та зупинки допомагає підтримувати цілісність обладнання та готує систему до наступного циклу роботи. Контроль та управління перехідними режимами грохота вимагають глибокого розуміння динаміки системи та її реакції на зміну робочих параметрів. Ефективне управління цими процесами сприяє підвищенню продуктивності обладнання, збільшенню його надійності та продовженню терміну служби. У зв'язку з цим дослідження динаміки перехідних режимів грохотів є актуальною науково-технічною задачею.

Мета роботи: Дослідження математичних моделей вібраційного грохота з застосуванням теорії коливань і математичного моделювання для проведення аналізу початкових параметрів запуску та перехідних процесів, які впливають на ефективність роботи грохота.

В якості технічного об'єкту для дослідження перехідних процесів оберемо високочастотний грохот ГВЧ-2 з двома мотор-вібраторами.

Високочастотний грохот ГВЧ-2 складається з короба 1 (виконавчого органу), встановленого на основі за допомогою пружних амортизаторів 2. В коливальний рух короб приводиться за допомогою двох мотор-вібраторів 3 і 4, осі яких розташовані горизонтально, встановлених так, що лінія, яка проходить через середину і перпендикулярна лінії, що йде через центри обертання дебалансних вантажів, проходить через центр ваги грохота та спрямована під кутом  $\beta$  до горизонту. Розрахункова схема грохота представлена на рис. 1.

Грохот типу ГВЧ-2 відноситься до типу двоприводних високочастотних грохотів. Їх відмінність полягає в тому, що як привід у них використовуються мотор-вібратори з двигунами змінного струму, які мають синхронну частоту 1000, 1500 і 3000 об/хв. Завдяки високій стабільності їх параметрів при виготовленні, при даних частотах забезпечується синхронність та задовільна синфазність коливань пари мотор-вібраторів, що при протифазному обертанні двигунів дозволяє отримувати направлені рухи робочої поверхні грохота без жорсткого зв'язку між валами.

При включенні двигуни приводів грохота будуть набирати обороти від нуля до робочої швидкості за експоненціальним законом. Це означає, що швидкість обертання двигунів буде поступово зростати, починаючи від стану спокою, і досягати своєї максимальної швидкості згідно з експоненціальною кривою. Такий режим пуску важливий для забезпечення плавності процесу та запобігання механічним ударним навантаженням на конструкцію грохота і систему приводу. Це також сприяє забезпеченню синхронності та синфазності мотор-вібраторів, що є ключовим для правильного функціонування грохота.

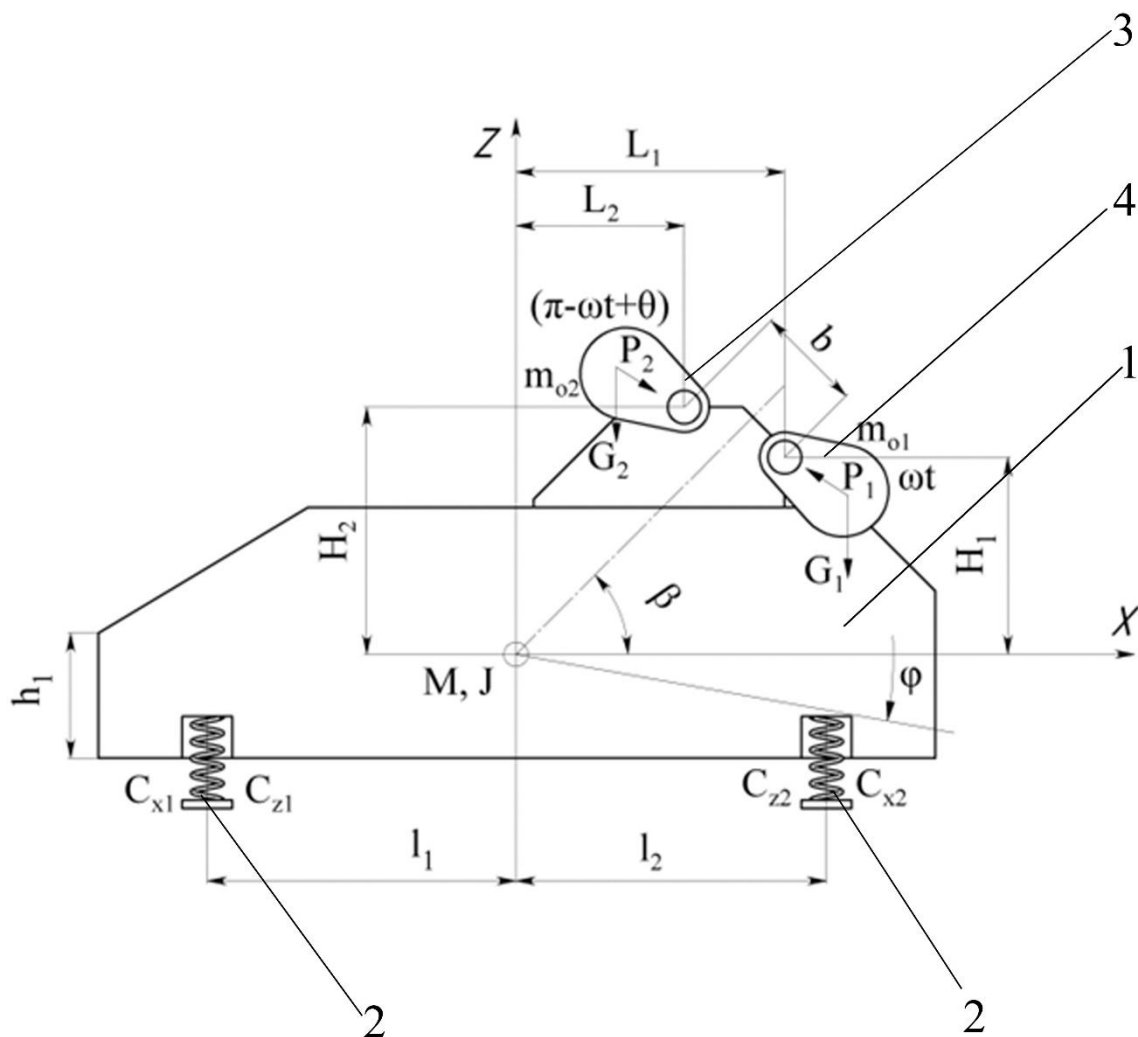


Рис. 1. Розрахункова схема ГВЧ-2.  $L_1, L_2, H_1, H_2$  – положення приводу від центру ваги;  $C_{x1}, C_{x2}$  – жорсткість пружин на стиск;  $C_{z1}, C_{z2}$  – жорсткість пружин на зсув;  $m_{01}, m_{02}$  – маса дебалансів;  $\omega t, \pi - \omega t + \theta$  – частоти вібробуджувачів;  $l_1, l_2$  – положення пружних елементів від центру ваги;  $M$  – маса грохоту;  $J$  – момент інерції грохоту;  $\beta$  – кут нахилу вібрацій;  $x, y, \phi$  – координатні осі

При включенні двигуни приводів грохота будуть набирати оберти від нуля до робочої швидкості за експоненціальним законом:

$$\omega(t) = \omega p (e^{-kt}) \quad (1)$$

де  $\omega p$  – робоча частота обертання приводів,  $k$  – коефіцієнт,  $t$  – час.

При цьому кут розбіжності синфазності приводів по мірі набору швидкості буде:

$$\theta(t) = -2 \arctg \left( \frac{g \sin \beta}{r_o \omega(t)^2} \right) \quad (2)$$

Виведення диференціальних рівнянь, що описують рух грохота, були представлені у статті [3]. Таким чином, використовуючи раніше виведені рівняння, отримаємо рівняння руху без урахування опорів.

$$\begin{aligned}\ddot{x}(t) &= w_{11}x(t) + w_{12}z(t) + w_{13}\phi(t) + w_{14}\sin(\omega t) + w_{15}\cos(\omega t), \\ \ddot{z}(t) &= w_{21}x(t) + w_{22}z(t) + w_{23}\phi(t) + w_{24}\sin(\omega t) + w_{25}\cos(\omega t), \\ \ddot{\phi}(t) &= w_{31}x(t) + w_{32}z(t) + w_{33}\phi(t) + w_{34}\sin(\omega t) + w_{35}\cos(\omega t)\end{aligned}\quad (3)$$

Далі розв'язуємо рівняння матричним методом у програмному забезпеченні MathCad, тоді коефіцієнти дорівнюють [4]:

$$\begin{aligned}w_{11} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{11} & u_{12} & u_{13} \\ q_{21} & u_{22} & u_{23} \\ q_{31} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{12} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{12} & u_{12} & u_{13} \\ q_{22} & u_{22} & u_{23} \\ q_{32} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{13} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{13} & u_{12} & u_{13} \\ q_{23} & u_{22} & u_{23} \\ q_{33} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; \\ w_{14} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{14} & u_{12} & u_{13} \\ q_{24} & u_{22} & u_{23} \\ q_{34} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{15} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{15} & u_{12} & u_{13} \\ q_{25} & u_{22} & u_{23} \\ q_{35} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{16} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} q_{16} & u_{12} & u_{13} \\ q_{26} & u_{22} & u_{23} \\ q_{36} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; \\ w_{21} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{11} & u_{13} \\ u_{21} & q_{21} & u_{23} \\ u_{31} & q_{31} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{22} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{12} & u_{13} \\ u_{21} & q_{22} & u_{23} \\ u_{31} & q_{32} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{23} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{13} & u_{13} \\ u_{21} & q_{23} & u_{23} \\ u_{31} & q_{33} & u_{33} \end{vmatrix}; \\ w_{24} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{14} & u_{13} \\ u_{21} & q_{24} & u_{23} \\ u_{31} & q_{34} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{25} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{15} & u_{13} \\ u_{21} & q_{25} & u_{23} \\ u_{31} & q_{35} & u_{33} \end{vmatrix}; w_{26} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & q_{16} & u_{13} \\ u_{21} & q_{26} & u_{23} \\ u_{31} & q_{36} & u_{33} \end{vmatrix}; \\ w_{31} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{11} \\ u_{21} & u_{22} & q_{21} \\ u_{31} & u_{32} & q_{31} \end{vmatrix}; w_{32} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{12} \\ u_{21} & u_{22} & q_{22} \\ u_{31} & u_{32} & q_{32} \end{vmatrix}; w_{33} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{13} \\ u_{21} & u_{22} & q_{23} \\ u_{31} & u_{32} & q_{33} \end{vmatrix}; \\ w_{34} &= \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{14} \\ u_{21} & u_{22} & q_{24} \\ u_{31} & u_{32} & q_{34} \end{vmatrix}; w_{35} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{15} \\ u_{21} & u_{22} & q_{25} \\ u_{31} & u_{32} & q_{35} \end{vmatrix}; w_{36} = \frac{1}{\Delta} \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & q_{16} \\ u_{21} & u_{22} & q_{26} \\ u_{31} & u_{32} & q_{36} \end{vmatrix}; \\ \Delta &= \begin{vmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} \end{vmatrix}.\end{aligned}\quad (4)$$

де:

$$\begin{aligned}u_{11} &= M; u_{12} = 0; u_{13} = -m_o(H_1 + H_2); \\ u_{21} &= 0; u_{22} = M; u_{23} = m_o(L_1 + L_2); \\ u_{31} &= -m_o(H_1 + H_2); u_{32} = m_o(L_1 + L_2); u_{33} = J.\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}
 q_{11} &= -(C_{x1} + C_{x2}); \quad q_{12} = 0; \quad q_{13} = -(C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2); \\
 q_{14} &= m_o r_o \omega^2 [\sin(\beta) + \sin(\beta - \theta)]; \quad q_{15} = m_o r_o \omega^2 [\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)]; \\
 q_{21} &= 0; \quad q_{22} = -(C_{z1} + C_{z2}); \quad q_{23} = -(C_{z1}l_1 + C_{z2}l_2); \\
 q_{24} &= m_o \left[ r_o \omega^2 (\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)) + g (\cos(\beta) + \cos(\beta - \theta)) \right]; \\
 q_{25} &= m_o \left[ r_o \omega^2 (\sin(\beta) - \sin(\beta - \theta)) - g (\sin(\beta) - \sin(\beta - \theta)) \right]; \quad (6) \\
 q_{31} &= -(C_{x1}h_1 + C_{x2}h_2); \quad q_{32} = (C_{y1}l_1 - C_{y2}l_2); \\
 q_{33} &= -(C_{x1}h_1^2 + C_{x2}h_2^2 + C_{y1}l_1^2 + C_{y2}l_2^2); \\
 q_{34} &= m_o \left[ r_o \omega^2 (-H_1 \sin \beta - H_2 \sin(\beta - \theta)) + L_1 \cos \beta + L_2 \cos(\beta - \theta) - g r_o (\sin \beta + \sin(\beta + \theta)) \right]; \\
 q_{35} &= -m_o \left[ r_o \omega^2 (H_1 \cos \beta + H_2 \cos(\beta + \theta)) + L_1 \sin \beta - L_2 \sin(\beta - \theta) + g r_o (\cos \beta - \cos(\beta + \theta)) \right].
 \end{aligned}$$

Згідно з принципом Вольтерра, непружні опори враховуються на кінці чисто пружного розв'язку. Відповідно до досліджень В.Н. Потураєва, з найпростіших і широко використовуваних гіпотез щодо врахування непружних опорів пружних зв'язків у діапазоні частот коливань вібраційних грохотів найстабільнішими є коефіцієнти, які враховують опори згідно з гіпотезою Бокка-Шліппе: непружні опори пропорційні першому степеню швидкості деформації пружних зв'язків і не залежать від частоти деформації. До таких же результатів приходять і згідно з Е.С. Сорокіним, який пропонує враховувати непружні опори як уявну частину комплексного модуля пружних зв'язків.

Використовуючи принцип Вольтерра та Бокка-Шліппе про врахування непружних опорів, отримаємо систему рівнянь для визначення переміщень грохота.

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}(t) &= w_{11}x(t) + w_{12}z(t) + w_{13}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{11}\dot{x}(t) + \\
 &+ \frac{\Psi}{\omega} w_{12}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{13}\dot{\phi}(t) + w_{14} \sin(\omega t) + w_{15} \cos(\omega t), \\
 \ddot{z}(t) &= w_{21}x(t) + w_{22}z(t) + w_{23}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{21}\dot{x}(t) + \\
 &+ \frac{\Psi}{\omega} w_{22}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{23}\dot{\phi}(t) + w_{24} \sin(\omega t) + w_{25} \cos(\omega t), \\
 \ddot{\phi}(t) &= w_{31}x(t) + w_{32}z(t) + w_{33}\phi(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{31}\dot{x}(t) + \\
 &+ \frac{\Psi}{\omega} w_{32}\dot{z}(t) + \frac{\Psi}{\omega} w_{33}\dot{\phi}(t) + w_{34} \sin(\omega t) + w_{35} \cos(\omega t).
 \end{aligned} \quad (7)$$

Лістинг розв'язку задачі у MathCad представлено на рис. 2.

Given

$$x''(t) = w_{11} \cdot x(t) + w_{12} \cdot z(t) + w_{13} \cdot \phi(t) + w_{14}(t) \cdot \sin(\omega(t) \cdot t) + w_{15}(t) \cdot \cos(\omega(t) \cdot t)$$

$$z''(t) = w_{21} \cdot x(t) + w_{22} \cdot z(t) + w_{23} \cdot \phi(t) + w_{24}(t) \cdot \sin(\omega(t) \cdot t) + w_{25}(t) \cdot \cos(\omega(t) \cdot t)$$

$$\phi''(t) = w_{31} \cdot x(t) + w_{32} \cdot z(t) + w_{33} \cdot \phi(t) + w_{34}(t) \cdot \sin(\omega(t) \cdot t) + w_{35}(t) \cdot \cos(\omega(t) \cdot t)$$

$$x(0) = 0 \quad x'(0) = 0 \quad z(0) = 0 \quad z'(0) = 0 \quad \phi(0) = 0 \quad \phi'(0) = 0$$

$$\begin{pmatrix} X \\ Z \\ \Phi \end{pmatrix} := \text{Odesolve} \left[ \begin{pmatrix} x \\ z \\ \phi \end{pmatrix}, t, 10 \right]$$

$$t := 0, 0.001 \dots 10$$

Рис. 2. Лістинг визначення параметрів пуску грохота в MathCad

Початкові умови прийняті нульовими. З розв'язку стають відомими переміщення за  $x$ ,  $z$  та  $\phi$  у функції часу  $t$ . Графіки переміщень грохота представлені на рис. 3.

Як впливає з рис. 3,а, у початковий період руху через розсинхронізацію приводів спостерігається певна хаотичність руху за всіма трьома координатами. У подальшому, зі збільшенням частоти коливань грохота, коливання за  $x(t)$  та  $z(t)$  поступово стабілізуються (рис. 3,б,в), хоча частота коливань ще не досягла свого межового (робочого) значення  $\omega_r$ . Що стосується обертових коливань грохота, то на них ще впливає гармоніка з частотою власних коливань. Можна зробити висновок, що при проходженні 8–10 секунд коливання за  $x(t)$  та  $z(t)$  повністю стабілізуються. За координатою  $\phi(t)$  присутні коливання, окрім вимушеної частоти, постійно присутні низькочастотні коливання, викликані різницею в жорсткості пружних зв'язків у напрямку  $x$  та  $z$ .

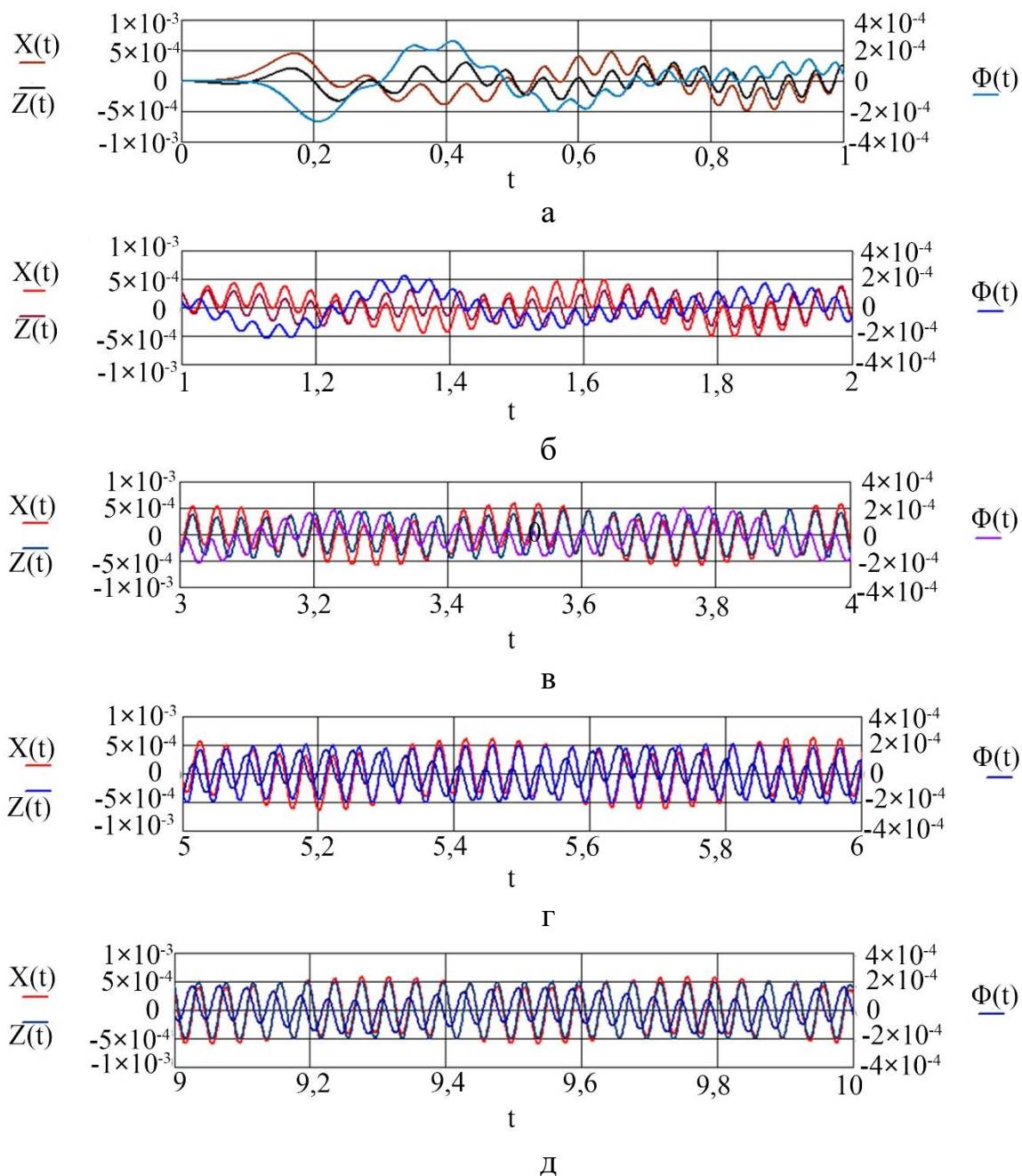


Рис. 3. Графіки переміщення грохота при запуску:

а – від 0 до 1 с; б – від 1 до 2 с; в – від 3 до 4с; г – від 5 до 6 с; д – від 9 до 10 с

Траєкторії руху грохота в усталеному режимі руху представлені на рис. 4. У період запуску амплітуди коливань грохота несуттєво відрізняються від амплітуд усталених коливань.

Траєкторії переміщення поверхні грохота при робочій частоті  $\omega=150$  рад/с у центрі ваги грохота (рис. 4,а) є прямолінійною, траєкторія грохота біля розвантажувального торця представляє собою видовжений еліпс, нахилений під кутом  $45^\circ$  у бік розвантаження (рис. 4,б), аналогічний еліпс і у завантажувального торця (рис. 4,в), але траєкторія його руху в протилежному напрямку. Різниця в русі точок робочої поверхні грохота призведе до певної різниці в швидкості руху матеріалу [5].



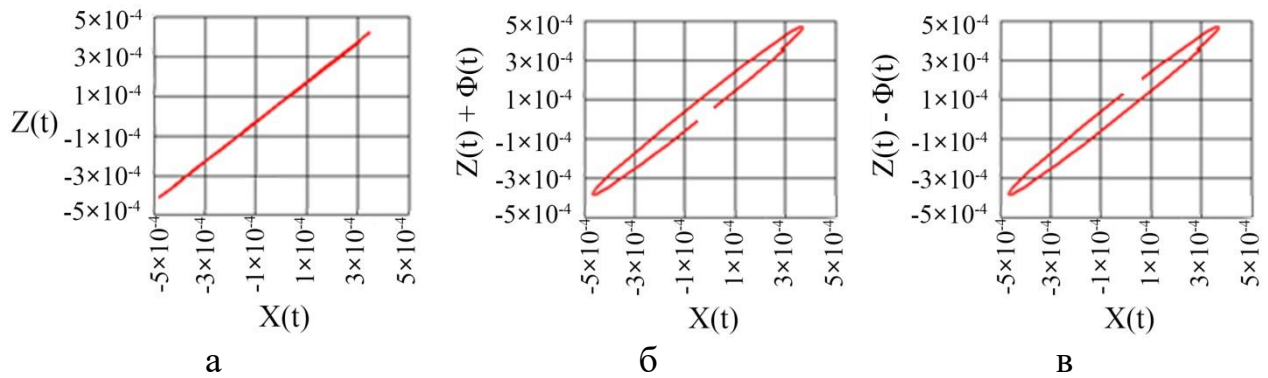


Рис. 4. Траєкторія руху грохота: а – у центрі ваги грохота, б – біля розвантажувального торця, в – біля завантажувального торця

Важливо знати переміщення грохота в точках з'єднання пружних елементів передньої та задньої підвіски, оскільки це пов'язано з надійністю кріплення грохота на основі. Для цього визначаються траєкторії руху в найбільш неблагополучні періоди руху [6].

Переміщення точки кріплення задніх амортизаторів:

$$X(t) = x(t) + h_1 \cdot \phi(t); Z(t) = z(t) + l_1 \cdot \phi(t). \quad (8)$$

Переміщення точки кріплення передніх амортизаторів:

$$X(t) = x(t) + h_2 \cdot \phi(t); Z(t) = z(t) + l_2 \cdot \phi(t). \quad (9)$$

На рисунку 5 зображені траєкторії початку руху грохота в точках кріплення амортизаторів та його центрі ваги. Як видно з графіків, траєкторії мають хаотичний характер, причому рух у напрямку осі z трохи більше, ніж у напрямку осі x, однак у всіх точках переміщення не перевищують значень у встановленому режимі.

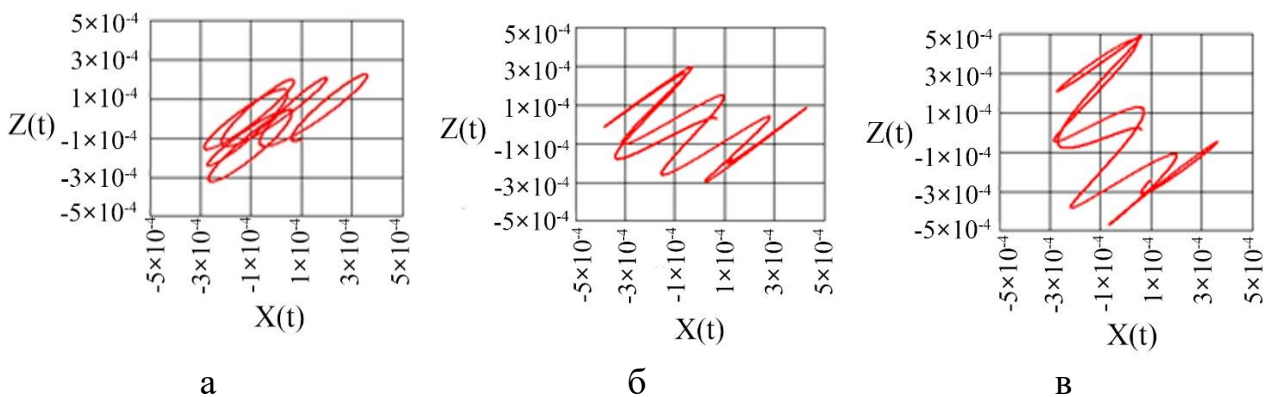


Рис. 5. Траєкторії грохота в період запуску: а – місце кріплення задніх амортизаторів, б – центр ваги грохота, в – місце кріплення передніх амортизаторів

До дев'ятої секунди режим руху грохота дещо стабілізується, коливання з власною частотою майже не відчуються (див. рис. 3,д), траєкторія руху в

центрі ваги стає прямолінійною (рис. 6,б), у той час як місця кріплення задніх і передніх амортизаторів здійснюють еліптичні траєкторії, причому їх переміщення спрямовані в протилежні сторони. Варто зазначити, що в даному режимі (частота вимушених коливань  $\omega = 150$  рад/с) кут розбіжності приводів складає  $\theta = 5,63 \times 10^{-3}$  рад/с, але обертальні коливання грохота будуть помітні через неспівпадіння його центру мас і центру пружності.

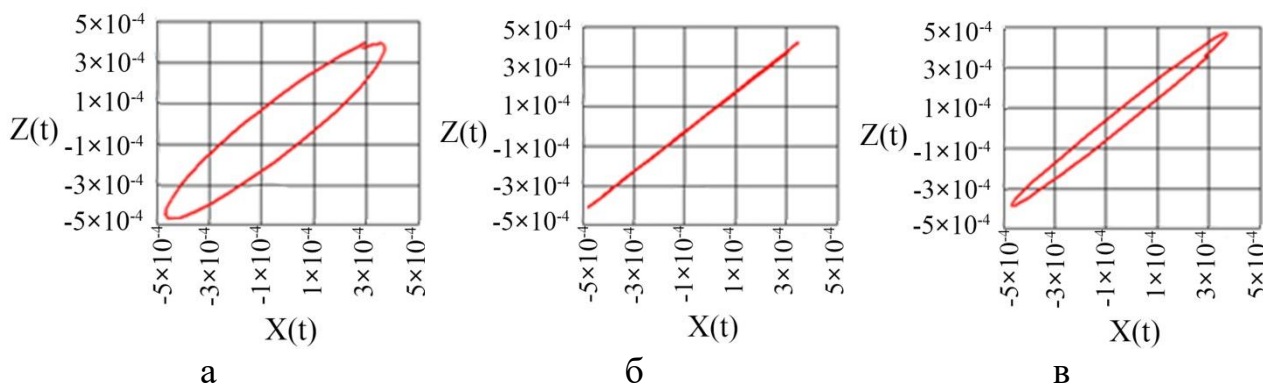


Рис. 6. Траєкторії грохота через 9 секунд після пуску: а – місце кріплення задніх амортизаторів, б – центр ваги грохота, в – місце кріплення передніх амортизаторів

**Висновки.** У цьому дослідженні вдалося досягти мети - аналізу динаміки перехідних процесів у двоприводних інерційних грохотах. Визначенні математичної моделі руху грохота, що дозволило детально візуалізувати динаміку його руху, особливу увагу приділивши режиму пуску та сталої роботи грохота. Представлено графіки, які показують зміну положення точок грохота (місць кріплення амортизаторів і центру мас) з часом. Охарактеризовано зміни в поведінці руху вібраційного грохота за різних умов експлуатації.

Виконання розрахунків математичних моделей і створення графіків проводилося за допомогою програми Mathcad, що гарантувало високу точність та продуктивність при аналізі інформації, уможлививши глибоке візуальне представлення та оцінку рухових процесів грохота в різноманітних умовах експлуатації.

#### Перелік посилань

1. Nadutyi, V., Chelyshkina, V., Sukhariev, V., & Haddad, J. (2020). Energy estimation of the interaction of a roller vibratory classifier's blade with crushed rock mass for solving design problems. *E3S Web of Conferences*, 168, 00058. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016800058>
2. Franchuk, V. P., & Antsyferov, O. V. (2022). Separation of bulk material under working surface vertical vibrations. *Fundamental and Applied Problems of Ferrous Metallurgy*, 36, 466–475. <https://doi.org/10.52150/2522-9117-2022-36-466-475>
3. Shkut, A. (2023). A methodological approach to assessing the durability of welded structures of screens using SolidWorks Simulation software. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 6, 79–85. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-6/079>

4. Zabolotnyi, K., Zhupiiiev, O., Panchenko, O., & Tipikin, A. (2020). Development of the concept of recurrent metamodeling to create projects of promising designs of mining machines. *E3S Web of Conferences*, 201, 01019. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202020101019>.
5. Nadutyi, V. P., Tytov, O. O., Kolosov, D. L., & Sukhariev, V. V. (2020). Influence of particle geometry on the efficiency of operation of quasistatic and inertial disintegrators. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 6, 21–27. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2020-6/021>
6. Franchuk, V. P., Fedoskina, O. V., Yu Svietskina, O., Fedoskin, V. O., & Yerisov, M. M. (2023). Prospects for the use of a vibratory jaw crusher with an inclined crushing chamber for processing of brittle materials. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 1254(1), 012049. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/1254/1/012049>

### ABSTRACT

**Purpose.** Analysis of mathematical models of vibrating screens, using the theory of oscillations and mathematical modeling to study the impact of initial start-up parameters and the dynamics of transient processes on the operation of the screen.

**Methodology.** This research is dedicated to the analysis of mathematical models that describe the startup process and subsequent operation of a vibratory screen. Methods of oscillation theory, system dynamics, and mathematical modeling are applied to analyze the vibratory processes of screens. Special attention is given to studying the impact of initial startup parameters on the operation of the screen, including amplitude, frequency, and phase of oscillations. Within the framework of this work, detailed graphs are constructed that reflect the displacement of different points of the structure, as well as the trajectories of their movement during operation, using the Mathcad software.

**Results.** Transitional modes of startup and steady operation are analyzed, with motion dynamics equations for both phases detailed. Displacement graphs for key screen points over time and changes in screen movement across operational modes are highlighted.

**Scientific novelty.** The study defines a mathematical model for the motion of a screen with two motor-vibrators during startup and steady operation. It introduces a graph showing the screen points' displacement over time, from startup to steady mode, and illustrates the trajectories of these points under various operational modes. This research advances material classification techniques, enhancing process optimization and equipment efficiency.

**Practical significance.** This research enhances vibratory material sorting by analyzing screen dynamics across operating modes, leading to optimized workflows, lower energy use, and improved sorting efficiency. It also bolsters equipment reliability and reduces the risk of failures, cutting down on maintenance and repair expenses.

**Keywords:** screen, start-up, operational mode, transient processes, mathematical modeling.