

Дослідження динаміки вібраційної шокової дробарки двосторонньої дії

Євген Міщук¹, Іван Назаренко²

Київський національний університет будівництва і архітектури,
03037, Повітрофлотський просп., 31, Київ, Україна,
¹jmishchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>
²ii_nazar@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>

Received: 10.03.2019; Accepted: 20.10.2019
<https://doi.org/10.32347/gbdmm2019.94.0101>

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Анотація. Внаслідок постійного розвитку будівельної галузі виникає питання про створення нових або модернізації старих зразків техніки. Застосування ударного характеру дії дробильних щік на матеріал є найбільш перспективним напрямком розвитку дробильних машин. Метою дослідження робочого процесу моделі вібраційного шокової дробарки для створення нової енергоефективної конструкції. В роботі представлено результати теоретичних та експериментальних досліджень робочого процесу резонансної вібраційної шокової дробарки. Створена фізична модель дробарки на основі якої складені рівняння руху, що включають три основні умови ефективної роботи. Побудовано амплітудно-частотні характеристики та визначені раціональні значення основних динамічних параметрів. Наведено натурна модель дослідної вібраційної шокової дробарки та експериментальні дані робочого процесу. Дано рекомендації по вибору ефективних частотних режимів.

В результаті дослідження були визначені прикладні рівняння, які дозволяють описати динаміку вібраційної шокової дробарки. Знання раціональних значень основних параметрів механічного режиму досліджуваної коливальної щелепної дробарки дає змогу визначити подальші оптимальні значення витрат електроенергії та продуктивності при дробленні матеріалів різної міцності.

Ключові слова: вібраційна шокова дробарка; резонанс; амплітуда; коефіцієнт пружності; степінь дроблення; енергоефективність, частота коливань, динаміка.

Основною складовою в промисловому та цивільному будівництві є бетонна суміш, де в свою чергу основним наповнювачем є щебінь. Щебінь отримують з природного каменю шляхом відділення масивних глиб від масиву, та при подальшому подрібненні та сортуванню на окремі фракції здрібнених частин масиву. До щебеню сьогодні висувають такі основні будівельні вимоги: потрібний гранулометричний склад, форма зерен, механічна міцність, адгезія [1]. Ці вимоги забезпечуються дробильно-сортувальними машинами, через які щорічно проходить велика кількість гірської маси, а також будівельні відходи, які потребують вторинної переробки або утилізації. Для забезпечення виконання цих вимог, а також з метою підтримання сталої ефективної роботи машин, щорічно витрачається близько 20% електроенергії, 2,5 % металу, від загального виробництва, а також більше 50 % експлуатаційних витрат, від їх загального обсягу в кар'єрах та на будівельних майданчиках, складають витрати на дробильно-сортувальну техніку [2]. Різні за властивостями матеріали та широкий спектр вимог в залежності від потреб сучасного будівництва, потребують раціонального підходу до процесу подрібнення, оптимізації та інтенсифікації процесу на кожній стадії. Тому актуальною є задача підвищення ефективності обладнання та зменшення енергоємності.

Основними машинами на першій стадії крупного і середнього дроблення є шокові

та конусні дробарки, які працюють за принципом періодичного навантаження матеріалу рухомими робочими органами. Дані машини характеризуються збільшеною енергоємністю робочого процесу та металоємністю обладнання.

Тому створення нового селективного, менш енергоємного методу руйнування, дослідження параметрів технологічного процесу, з урахуванням контактної взаємодії робочого органу і матеріалу, що подрібнюється, і створення на цій основі шоквої дробарки з активним приводом є актуальною задачею.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Розробка науково-обґрунтованих методів розрахунку основних параметрів дробарок з урахуванням напружено-деформованого стану оброблюваних матеріалів.

ВИКЛАД МАТЕРІАЛУ ДОСЛІДЖЕННЯ

При аналізі роботи вібраційної машини потрібно враховувати багато параметрів, такі як розміри окремих елементів конструкції, їх геометричну форму, величину сил тяжіння і положення. Для того щоб полегшити процес моделювання потрібно розглянути математичну модель.

При складанні рівнянь руху вібросистем використовуються в основному три методи: метод рівноваги сил, принцип можливих переміщень, варіаційний принцип Гамільтона [7], [8]. Нашій системі краще підходить варіаційний принцип Гамільтона. Цей принцип реалізується шляхом використання рівняння Лагранжа II роду.

Досліджувана шоква дробарка виконана у вигляді тримасової резонансної системи (Рис. 1). Віброзбудувач 1 з опорною плитою є першою або активною масою, рухомий корпус 3 – другою масою, середня плита з внутрішніми бронеми 5 – третя маса. Кожна маса здійснює горизонтальні коливання вздовж осі x за узагальненими координатами відповідно x_1, x_2 та x_3 , і має

свій інерційний параметр m_1, m_2 та m_3 .

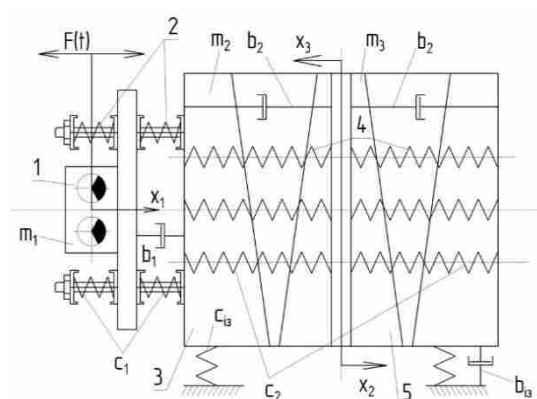


Рис. 1. Розрахункова модель тримасової вібраційної дробарки

Fig. 1. Computational model of the three-mass of a vibratory jaw crusher

Налаштування дробарки відбувається так, що під час роботи перша і третя маси коливаються у фазі, а друга – в протифазі. Всі маси дробарки попарно з'єднані між собою пружними системами 2 і 5 (Рис. 1) із жорсткостями c_1 та c_2 . Вібраційна машина ізольована від фундаменту за допомогою віброізоляторів із жорсткістю $c_{оп}$. Для спрощення розрахунків силами опору нехтуємо [6].

Тоді система диференціальних рівнянь руху для дослідної вібраційної шоквої дробарки з урахуванням граничних умов матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + 2x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \omega t; \\ (m_2 + km_m) \ddot{x}_2 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + \\ + 2c_2 x_2 - 2c_2 x_3 + x_2 c_{оп} = 0; \\ (m_2 + km_m) \ddot{x}_3 + 2c_2 x_3 - 2c_2 x_2 = 0; \end{cases} \quad (1)$$

$$\begin{cases} F_{оп} \leq c_2 x_n; \\ x_1 > 0; x_3 > 0; x_2 < 0; \\ x_2 + x_3 = \xi * D_{max}, \end{cases}$$

де m_1, m_2, m_3 – перша, друга та третя маси дробарки, кг; c_1, c_2 – жорсткість пружин, що з'єднують між собою маси дробарки; x_1, x_2 та x_3 – відповідні переміщення мас дробарки, мм; $c_{оп}$ – жорсткість зв'язків системи, яка з'єднує машину з фундаментом; $F_{др}$ – сила дроблення, Н; ξ – відносний стиск

матеріалу; D_{\max} – максимальний розмір дробленого матеріалу, мм.

Великий вплив на продуктивність дробарки має шлях, який встигає пройти матеріал за час відходу дробильних щік. При цьому кутова швидкість обертання дебалансного вала віброзбуджувача є обернено пропорційною до шляху матеріалу.

При умові, що дробильні щіки здійснюють зворотно – поступальний рух в горизонтальній площині, матеріал буде випадати з камери подрібнення завдяки силам тяжіння. На відміну від ексцентрикових дробарок у вібраційних дробарках потрібно враховувати вертикальні переміщення дробарки відносно випадуючого матеріалу. В такому випадку шлях, який пройде матеріал буде визначатись наступною залежністю [3], [4]:

$$l_1 = \frac{gt^2}{2} + \frac{F}{m_{\text{дроб}}\omega^2}, \quad (2)$$

де $t_{\text{вип}}$ – час за який матеріал проходить відстань h , або час відходу дробильних щік, с; $m_{\text{др}}$ – маса коливальних частин машини (маса дробарки).

Розглянемо детально процес переміщення матеріалу в камері дроблення дробарки.

При умові вільного скочування матеріалу по похилій поверхні рівняння для прискорення записується так:

$$a = g(\sin[\alpha] - \mu_T \cos[\alpha]), \quad (3)$$

де μ_T – коефіцієнт тертя.

Тоді шлях який проходить частинка за період відходу дробильної щіки:

$$l_1 = \frac{g(\sin[\alpha] - \mu_T \cos[\alpha])}{4f} + \frac{F}{m_{\text{дроб}}\omega^2}. \quad (4)$$

При відомій загальній довжині дробильної плити, знаходимо кількість циклів прикладання навантаження до матеріалу за час перебування його в камері дроблення $(h/l) = n_{\text{yd}}$, $(h/l_1) = n_{\text{yd}}$. Грунтуючись на зазначених вище залежностях можна розрахувати необхідне число циклів прикладання навантаження для руйнування матеріалу.

Дане число циклів розраховується за формулою [9]:

$$n'_{\text{yd}} = (\delta_p / \delta_e), \quad (5)$$

де δ_p – глибина входження дробильної плити в тіло дробленого матеріалу, при якій матеріал руйнується, м; δ_e – глибина входження дробильної плити в тіло матеріалу при заданій енергії одиничного удару. При цьому параметр δ_p повинен відповідати наступній умові – $\delta_p \geq \xi$.

Значення δ_e знаходиться із залежності [9]:

$$\delta_e = (2E_{\text{yd}}v) / (c_{\text{хв}}k_{\text{д}}S_{\text{к}}), \quad (6)$$

де $E_{\text{yd}} = \frac{mv^2}{2}$ – енергія удару, Дж; v – швидкість прикладання навантаження до матеріалу, м/с; $c_{\text{хв}}$ – швидкість розповсюдження хвилі м/с; $k_{\text{д}}$ – коефіцієнт динамічності; $S_{\text{к}}$ – площа контакту, м².

Енергія, що споживається електродвигуном витрачається на здійснення роботи дроблення матеріалу, на потенціальну енергію деформації пружної системи, на подолання сил тертя, на теплові втрати, на деформацію деталей дробарки та інші втрати.

Динамічний опір матеріалу визначаємо із залежності [9]:

$$k_{\text{д}} = \rho v + \varepsilon_{\text{д}}\sigma_{\text{д}}, \quad (7)$$

де ρ – густина матеріалу, кг/м³; $\sigma_{\text{д}}$ – напруження при динамічному руйнуванні, $\sigma_{\text{д}} = (1,36 \div 1,6)\sigma_{\text{ст}}$; $\varepsilon_{\text{д}}$ – деформація при динамічному навантаженні, $\varepsilon_{\text{д}} \approx (\sigma_{\text{д}} / E_{\text{д}})(1 - 2v^2 / (1 - v))$. Швидкість розповсюдження хвилі [9]:

$$c_{\text{хв}} = \sqrt{\frac{E(1-v)}{\rho(1-v-2v^2)}}. \quad (8)$$

Найбільше енерговитрати при роботі дробарки розтрачуються на дроблення ма-

теріалу, кінетичну енергію дробильних плит та потенціальну енергію деформації пружин. Отже, загальна енергія, яка витрачається дробаркою на процес дроблення матеріалу буде мати наступний вигляд:

$$E_{заг} = T + П, \quad (9)$$

де T – кінетична енергія руху мас дробарки; $П$ – потенціальна енергія деформації пружин.

Потрібну потужність двигуна визначаємо за формулою [6], [10], кВт:

$$N = (E_{заг} n) / (102 \times 60 \times \eta), \quad (10)$$

де η – ККД дробарки ($\eta = 0,8 \dots 0,85$); n – кількість обертів дебалансів, об/хв.

Дослідження впливу пружності на амплітуду. Пружність коливальної системи залежить від двох основних параметрів маси і частоти коливань. Маніпулюючи цими параметрами можна підібрати раціональне значення пружності для відповідних умов роботи.

Залежність для визначення жорсткості системи матиме вигляд [11], [12]:

$$c_{ij} = (\omega_0 n)^2 \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}, \quad (11)$$

де ω – власна кутова частота коливань (резонансна частота); n – коефіцієнт регулювання жорсткості по частоті.

На основі рівняння (11) отримуємо графіки залежності амплітуди від коефіцієнта n (Рис. 2), для відповідних частотних режимів.

З графіків на Рис. 2 можна зробити висновок, що раціональне значення коефіцієнта n знаходиться в межах $0,6 \leq n \leq 1$. При збільшенні значення коефіцієнту ($1 \leq n < 2,5$) ефективний діапазон роботи дробарки звужується та зміщується в сторону високих частот.

Дослідження впливу маси на амплітуду. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи дробарки (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас [10].

В досліджуваній дробильній установці безпосередньо з матеріалом взаємодіють маси 2 та 3, їх амплітуди повинні бути задані в строго визначених межах, з метою забезпечення дроблення матеріалу. Також зміною першої маси можна підсилювати або навпаки знижувати амплітуди коливання 2 та 3 маси.

Для введення в залежності рівнянь руху коефіцієнта співвідношення мас скористаємося наступними логічними перетвореннями [5]:

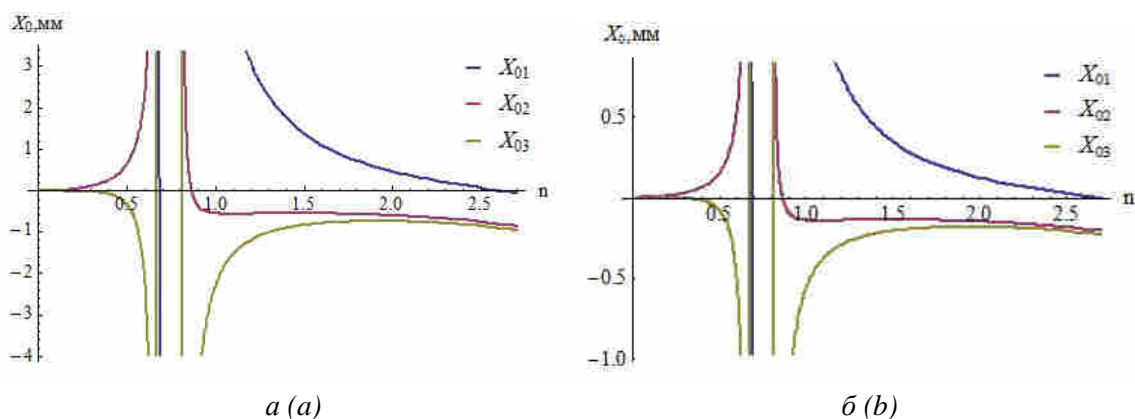


Рис. 2. Графік залежності амплітуди від коефіцієнта n , при: а) $\omega_0 = 157$ рад/с; б) $\omega_0 = 314$ рад/с

Fig. 2. Diagram of amplitude dependence on coefficient n at а) $\omega_0 = 157$ rad/s; б) $\omega_0 = 314$ rad/s

$$N_{ij} = m_i + m_j; k_{ij} = m_i/m_j. \quad (12)$$

Тоді

$$m_i = (N_{ij}k_{ij})/(1+k_{ij}); m_j = N_{ij}/(1+k_{ij}). \quad (13)$$

Слід зазначити, що сумарне значенням цих мас N_c визначає в яких межах будуть змінюватись дані маси.

На основі вище викладеного матеріалу були побудовані графіки залежності амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас при різних частотних діапазонах Рис. 3 та Рис. 4. Аналізуючи графіки можна зазначити наступне. Ефективне значення коефіцієнта k_{23} для резонансних кутових частот $\omega_0=75,36$ рад/с, $\omega_0=104,667$ рад/с, $\omega_0=157$ рад/с знаходиться в межах $0 < k_{23} \leq 2,5$, для $\omega_0=314$ рад/с – $1,5 < k_{23} \leq 2,45$. При резонансній частоті $\omega_0=157$ рад/с, максимальній амплітуді третьої маси відповідає значення коефіцієнта k_{23} в околі точки $k_{23}=1$, а максимальним значенням першої та другої маси відповідає значення коефіцієнта k_{23} в околі точки $k_{23}=0,75$.

З графіків (Рис. 4) зроблено наступні висновки. Найбільші значення амплітуди третьої маси для відповідних резонансних частот знаходяться в околі наступних точок $\omega_0=75,36$ рад/с – $0,1 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0=104,667$ рад/с – $0 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0=157$ рад/с $0,5 < k_{21} \leq 4$; $\omega_0=314$ рад/с – $2,5 < k_{21} \leq 4,5$.

Побудова амплітудно-частотних характеристик роботи вібраційної шоквої дробарки. Знаючи раціональні параметри рівнянь руху було побудовано графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збурювального зусилля (Рис. 5). Аналізуючи графіки було зроблено такі висновки:

1. Ефективний режим роботи дробарки реалізується в зоні другого резонансу та в діапазоні між другим та третім резонансом;
2. Рекомендованими частотними діапазонами є: $\omega_0=104,667$ рад/с – 97 рад/с $< \omega < 121$ рад/с, 129 рад/с $< \omega < 200$ рад/с; $\omega_0=157$ рад/с – 147 рад/с $< \omega < 175$ рад/с, 186 рад/с $< \omega < 234$ рад/с.
3. Найбільших переміщень друга та третя маси набувають в діапазоні $104,667$ рад/с $< \omega < 157$ рад/с.

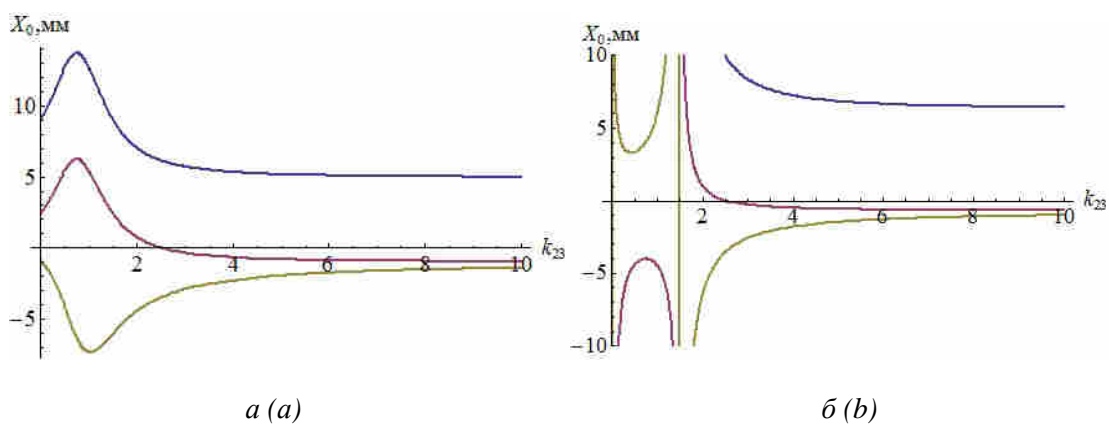


Рис. 3. Графіки залежності амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{23} , при:
а) $\omega_0=157$ рад/с; б) $\omega_0=314$ рад/с

Fig. 3. Diagram of amplitude dependence on coefficient of the mass ratio k_{23} at
а) $\omega_0=157$ rad/s; б) $\omega_0=314$ rad/s

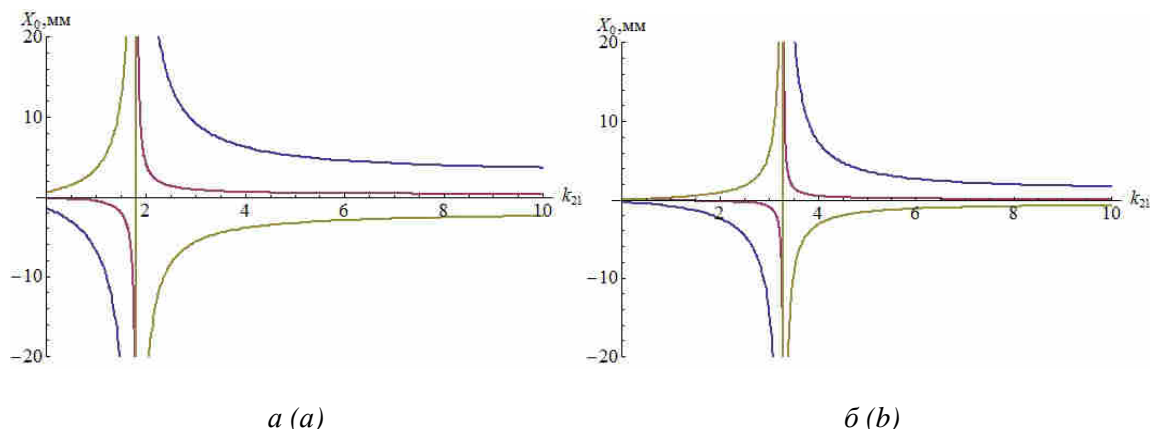


Рис. 4. Графіки залежностей зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{21} , при:
 а) $\omega_0=157$ рад/с; б) $\omega_0=314$ рад/с

Fig. 4. Diagram of amplitude dependence on coefficient of the mass ratio k_{21} at
 а) $\omega_0=157$ rad/s; б) $\omega_0=314$ rad/s

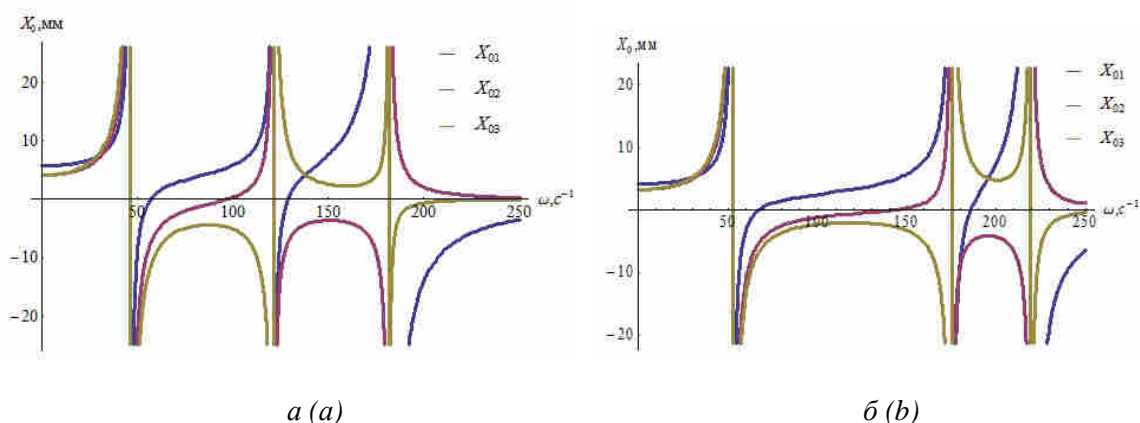


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки
 а) $\omega_0=104,667$ рад/с; б) $\omega_0=157$ рад/с

Fig. 5. Amplitude-Frequency response of the Vibrating Jaw Crusher
 а) $\omega_0=104,667$ rad/s; б) $\omega_0=157$ rad/s

4. Для забезпечення роботи дробарки при значеннях жорсткостей системи, які були розраховані за резонансних частотах власних коливань $\omega_0=104,667$ рад/с та $\omega_0=157$ рад/с, в діапазонах нижчих частот ω потрібно підвищувати маси коливальних частин машини.

5. При підвищенні розрахункового значення власної резонансної частоти колових коливань ω_0 діапазон ефективної роботи тримасової вібраційної щоквої дробарки

зміщується у бік збільшення вимушеної частоти коливань.

Експериментальні дослідження режимів роботи та параметрів тримасової вібраційної щоквої дробарки. Експериментальні дослідження проводились на фізичній моделі тримасової вібраційної щоквої дробарки, для якої були визначені коефіцієнти пропорційності з реальною дробаркою.

З врахуванням коефіцієнтів подібності та ґрунтуючись на поставлених задачах дослідження

ISSN 2312-6590. Mining, constructional, road and melioration machines, 94, 2019, 5-15

лідження була розроблена фізична модель тримасової вібраційної шокової дробарки, яка дозволяє проводити експериментальні дослідження (Рис. 6, а).

ворювачем 13 (DELTA-EL) через автоматичні вимикачі 14 номіналом 6А. Зі свого боку частотний перетворювач 13 з'єднується з однофазною мережею жив-

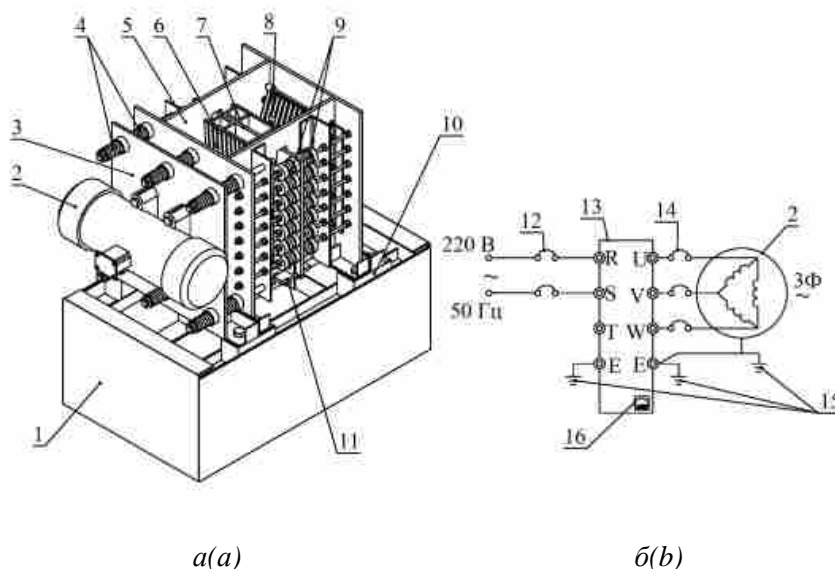


Рис. 6. Схема фізичної моделі тримасової вібраційної шокової дробарки:
а) 3D модель тримасової вібраційної дробарки; б) блок керування

Fig. 6. Schematic diagram of a physical model of a three-mass vibrating jaw crusher
а) 3D model of a three-mass vibrating crusher; б) control unit

Тримасова вібраційна шокова дробарка (Рис.6, а) складається з трьох мас, які попарно з'єднані пружними елементами 4 і 9. Перша маса дробарки включає в себе рухомих плиту 3 до якої жорстко прикріплений вібратор 2 (ІВ-104Б6).

Друга маса включає збірну раму 5 до якої жорстко або шарнірно кріпляться нерухомі дробильні плити 8. Рама 5 дробарки опирається на станину 1 через гумові пружні елементи 10. Третя маса (ударник) включає в себе рухомих плиту 7 до якої з обох боків жорстко кріпляться дробильні плити 6. Монтується третя маса в середині рами дробарки і опирається на спеціальні роликові опори 11.

Підключення вібратора 2 в мережу живлення зображено на Рис. 6, б. Контакти вібратора 2 з'єднуються за схемою трикутник внаслідок чого на кожній фазі виникає різниця потенціалів в 220В. Далі контакти вібратора з'єднуються з частотним перет-

лення (220В, 50 Гц), через автоматичні вимикачі 12 номіналом 16А. Частотний перетворювач має ethernet роз'єм 16, за допомогою якого він підключається до ПК. Вібратор 2 і частотний перетворювач 13 мають заземлення 15.

На основі схеми фізичної моделі (Рис. 6), було розроблено експериментальну установку (Рис. 7).

Вимірювання переміщень конструктивних елементів дробарки здійснювалось за допомогою пластин з наклеєними тензорезисторами. Для вимірювання динамічних навантажень, які виникають в матеріалі при його дробленні був створений датчик тиску, який є клином. Всі аналогові сигнали надходять на плату підсилення.

Після підсилення аналоговий сигнал надходить до системи збору даних (m-Daq14), де перетворюється в цифровий сигнал і передається на ПК.



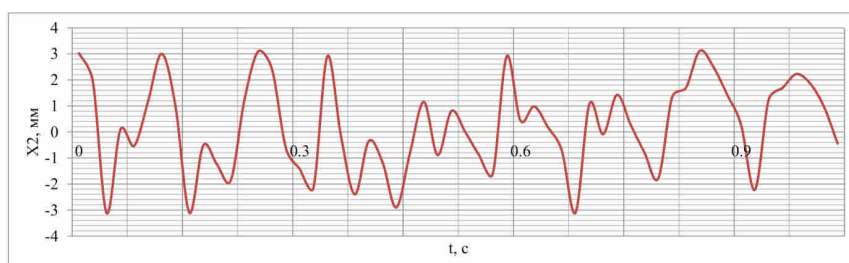
Рис. 7. Експериментальна установка вібраційної шоквої дробарки

Fig. 7. Experimental Construction of Vibrating Jaw Crusher

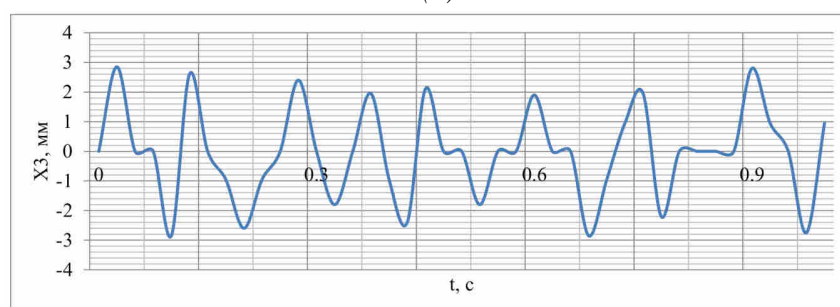
Віброграми коливання третьої маси дробарки за умови наявності матеріалу в камері дроблення зображені на Рис. 8 та Рис.9. Для дроблення використовувався матеріал середньої та низької міцності.

Проаналізувавши отримані графіки можна зазначити, що в частотному діапазоні $14,5 \text{ Гц} < f < 26 \text{ Гц}$ відбувається ефективно дроблення матеріалу. Ефективність дроблення дещо знижується при роботі дробарки в околі частоти 22 Гц . Це можна пояснити зниженням амплітуди коливання другої та третьої мас та зниженням вертикальних коливань корпусу дробарки, що збільшує час перебування матеріалу в камері дроблення. При частоті в околі точки $f=15 \text{ Гц}$ на розгорнутій віброграмі коливань мас спостерігається підвищення власних коливань дробарки на які накладаються високочастотні вимушені коливання, це також спостерігається візуально.

При дослідженні впливу пружності пружних систем c_1 та c_2 дробарки на процес дроблення були встановлені наступні особливості. При умові збільшення пружності системи c_2 ефективний діапазон роботи дробарки зміщується в сторону збільшення кутової частоти. Даний ефект можна помітити при аналізі експериментальних даних, де амплітуди при роботі дробарки на біль-



a(a)



b(b)

Рис. 8. Віброграми коливань мас дробарки ($\omega= 104,667 \text{ рад/с}$, $F=4111 \text{ Н}$, $c_2=219052 \text{ Н/м}$):
а) друга маса; б) третя маса

Fig. 8. Oscillation diagram of crusher mass ($\omega= 104,667 \text{ рад/с}$, $F=4111 \text{ Н}$, $c_2=219052 \text{ Н/м}$):
а) second mass; б) third mass

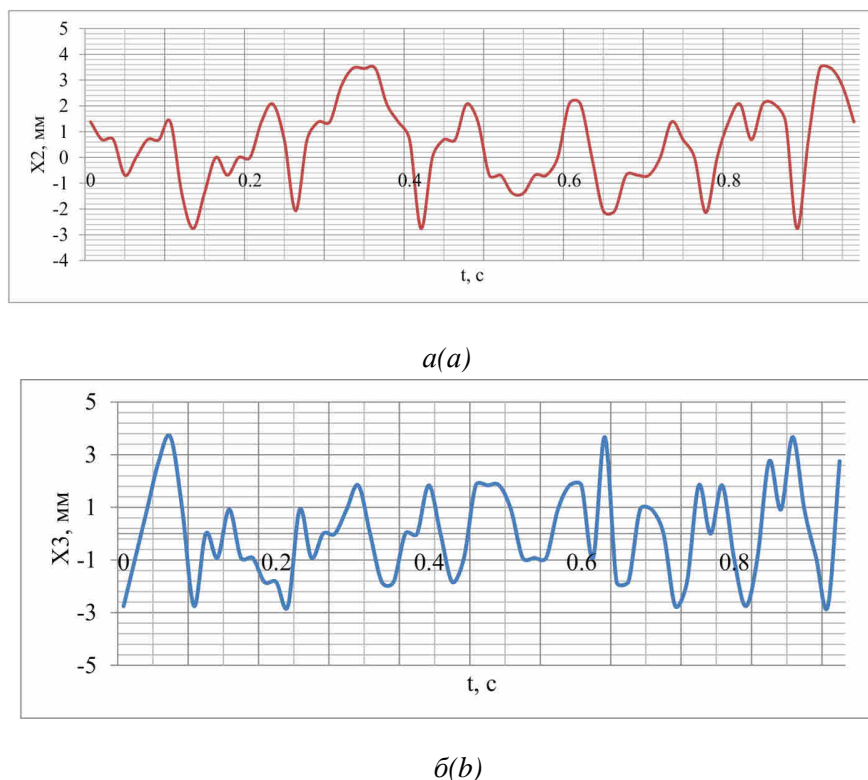


Рис. 9. Віброграми коливань мас дробарки ($\omega = 104,667$ рад/с, $F = 4111$ Н, $c_2 = 234438$ Н/м):
a) друга маса; *б)* третя маса

Fig. 9. Oscillation diagram of crusher mass ($\omega = 104,667$ рад/с, $F = 4111$ Н, $c_2 = 234438$ Н/м):
a) second mass; *b)* third mass

ших пружностях є також більшими. Це пояснюється зміщенням точки резонансу в сторону збільшення кутової частоти коливань дробарки. Дану властивість можна використати при створенні системи керування дробаркою. При занадто низьких пружностях погіршується ефективність передачі енергії від вібратора до третьої маси, про що свідчать експериментальні дані. За умови занадто великого збільшення пружності c_1 тримасова система перетворюється на двомасову. За умов занадто великого зменшення пружності система виходить із стану зрівноваженості, що має негативний вплив на процес дроблення.

ВИСНОВКИ

1. Обґрунтована розрахункова модель тримасової вібраційної шоккової дробарки; складені та розв'язані рівняння руху вібраційної дробарки, в яких на відміну від традиційних підходів матеріал враховується у

вигляді приєднаної маси, яка характеризує інерційний опір.

2. Отримані аналітичні залежності руху вібраційної дробарки дозволили визначити основні параметри механічного режиму при різних частотних режимах роботи та встановити основні закономірності руху вібраційної дробарки.

3. Розроблена фізична модель та створена експериментальна установка, що сконструйована за тримасовою схемою, реалізує вібраційний режим дроблення; розраховані коефіцієнти подібності та встановлені основні параметри натурної тримасової вібраційної дробарки.

4. Порівняння теоретичних та експериментальних даних свідчить про відхилення значень амплітуд коливань мас в межах 15...16 %, відхилення значень зусиль, що прикладаються до матеріалу подрібнення знаходяться в межах 6...7%.

5. На основі отриманих даних розроблено методику інженерних розрахунків

основних параметрів механічного режиму тримасової вібраційної щоккової дробарки та запропоновано рекомендації щодо методів керування робочим процесом.

ЛІТЕРАТУРА

1. **Баладінський В. Л., Абрашкевич Ю. Д.** Теорія руйнування робочих середовищ / В. Л. Баладінський, Ю. Д. Абрашкевич // Підручник. – Київ – КНУБА, 2000 р.
2. **Блехман И. И.** Вибрационная механика /И. И. Блехман// - М.: Физматлит, 1994. – 400 с.
3. **Блохин В. С., Большаков В. С., Малич Н. Г.** Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.I / В. С. Блохин, В. И. Большаков, Н. Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2006. – 404 с.
4. **Вайсберг Л. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я.** Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л. А. Вайсберг, Л. П. Зарогатский, В. Я. Туркин. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с.
5. **Дедов О. П.** Створення резонансної гідравлічної вібро-трамбівки для ущільнення ґрунтів: Дис. канд.тех.наук. / Дедов О. П. – Київ, 2009.
6. **Назаренко І. І.** Дослідження процесу руйнування в камері подрібнення вібраційної щоккової дробарки / І. І. Назаренко, Є. О. Міщук//Всеукраїнський збірник наукових праць «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини». – 2014. - №84. – С. 55-63.
7. **Міщук Є. О.** Теоретичні дослідження робочого процесу вібраційної щоккової дробарки / Є. О. Міщук // Збірник наукових праць. Серія галузеве машинобудування, будівництва. – 2014. - №3 (42). – С. 72-80.
8. **Назаренко І. І., Міщук Є. О.** Дослідження динамічних параметрів вібраційної щоккової дробарки. / І. І. Назаренко, Є. О. Міщук // Науково-технічний журнал «Теорія і практика будівництва». – 2013. – №12. – С. 36-41.
9. **Назаренко І. І.** Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) / І. І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
10. **Ревнивцев В. И., Гапонюк Г. В., Завгородний Л. П.** Селективное разрушение минералов / В. И. Ревнивцев, Г. В. Гапонюк, Л. П. Завгородний и др.// - М.: Недра, 1988. – 286 с.

11. **Ревнивцев В. И., Денисов Г. А., Зарогатский Л. П., Туркин В. Я.** Вибрационная дезинтеграция твердых материалов. / В. И. Ревнивцев, Г. А. Денисов, Л. П. Зарогатский, В. Я. Туркин// М.: Недра. 1992.
12. **Туркин В. Я., Тягушев М. Ю., Саблин Р. А.** Основные направления совершенствования вибрационных щековых дробилок / В. Я. Туркин, М. Ю. Тягушев, Р. А. Саблин // Записки горного института. 2007. – т. 170 (1). – С. 77-79.

REFERENCES

1. **Baladins'kyj V. L., Abrashkevych Ju. D.** (2000). Teorija rуйnuvannja robochyh seredovyshh [Theory of destruction of working environments]. Textbook, KNUCA. - (in Ukrainian).
2. **Blehman I. I.** (1994). Vibracionnaja mehanika [Vibrational mechanics]. Fizmatlit [physical and mathematical literature], 400. – (in Russian).
3. **Blohin V. S., Bol'shakov V. S., Malich N. G.** (2006). Osnovnye parametry tehnologicheskikh mashin. Mashiny dlja dezintegracii tverdyh materialov: posobie. ch.I [The main parameters of technological machines. Machines for the disintegration of solid materials: manual, part I.]. IMA-press publ., 404. – (in Ukrainian).
4. **Vajsberg L. A., Zarogatskij L. P., Turkin V. Ja.** (2004). Vibracionnye drobilki. Osnovy rascheta, proektirovaniya i tehnologicheskogo primenenija [Vibratory crushers. Fundamentals of calculation, design and technological application]. Izdatel'stvo VSEGEI [VSEGEI Publishing House], 306. - (in Russian).
5. **Djedov O. P.** (2009). Stvorennja rezonansnoi' gidravlichnoi' vibro-trambivky dlja ushil'nennja gruntiv: Dysertacija kandydata tehnichnyh nauk [Creation of resonant hydraulic vibration rammers for soil compaction: The dissertation of the candidate of technical sciences]. KNU-CA. - (in Ukrainian).
6. **Nazarenko I. I., Mishchuk Y. A.** (2014). Doslidzhennja procesu rуйnuvannja v kameri podribnennja vibracijnoi' shhokovoї drobarki [Investigation of the process of destruction in the crushing chamber of a vibrating jaw crusher]. Mining, construction, road and melioration machines, No.84, 55–63. – (in Ukrainian).
7. **Mishhuk Je. O.** (2014). Teoretychni doslidzhennja robochogo procesu vibracijnoi' shhokovoї drobarky [Theoretical studies of the working process of a vibrating crusher] Zbirnyk

- naukovykh prac'. Serija galuzeve mashynobuduvannja, budivnyctv [Collection of scientific works. Series industry engineering, construction.], Vol. 3 (42), 72-80. – (in Ukrainian).
8. **Nazarenko I. I., Mishhuk Je. O.** (2013). Doslidzhennja dynamichnyh parametriv vibracijnoi' shhokovoi' drobarky [Investigation of dynamic parameters of vibrating jaw crusher.]. Naukovo-tehnichnyj zhurnal «Teorija i praktyka budivnyctva» [Scientific and Technical Journal "Theory and Practice of Construction".], Vol. 12. 36-41. – (in Ukrainian).
 9. **Nazarenko I. I.** (2010). Prykladni zadachi teorii' vibracijnyh system. Navchal'nyj posibnyk (2-e vydannja) [Applied problems of the theory of vibration systems. Tutorial (2nd edition)] Vydavnychj Dim «Slovo» [Publishing House "Word"], 440. – (in Ukrainian).
 10. **Revnyvcev V. Y., Gaponjuk G. V., Zavgorodnyj L. P.** (1988). Selektivnoe razrushenie mineralov [Selective Destruction of Minerals]. Nedra [Moscow], 286. – (in Russian).
 11. **Revnivcev V. I., Denisov G. A., Zarogatskij L. P., Turkin V. Ja.** (1992). Vibracionnaja dezintegracija tverdyh materialov [Vibration disintegration of solid materials]. Nedra Publ. – (in Russian).
 12. **Turkin V. Ja., Tjagushhev M. Ju., Sablin R. A.** (2007). Osnovnye napravlenija sovershenstvovanija vibracionnyh shhekovyh drobilok [The main directions for improving vibratory jaw crushers]. Zapiski gornogo instituta [Notes of the Mining Institute], Vol. 170 (1). 77-79. – (in Russian).

Research of the dynamics of a vibratory jaw crusher of bilateral action

Yevhen Mischuk¹, Ivan Nazarenko²

*Kyiv National University of
Construction and Architecture*

Abstract. Problem. As a result of continuous development of the construction industry there is a question of creating new or upgrading old equipment models. Application of impact nature of crushing jaws on material is the most available direction for the development of crushing machines. Purpose. Study of the working process of a model of a vibrating crusher to create a new energy efficient design. Method / methodology. This paper presents the results of theoretical and experimental studies of the working process of the resonant vibratory jaw crusher. The physical model of the crusher was created, on the basis of which the equations of motion were compiled, including three basic conditions of effective work. Amplitude-frequency characteristics are constructed and rational values of the main dynamic parameters are defined. The full-scale model of the research vibratory jaw crusher and experimental data of the working process are given. The recommendations on the choice of effective frequency modes are given. Originality / cost. As a result of the study, practical equations have been defined that allow us to describe the dynamics of the vibratory jaw crusher. Further development. The knowledge of rational values of the main parameters of the mechanical mode of the investigated vibratory jaw crusher makes it possible to define further optimum values of expenses of the electric power and productivity at crushing of materials of various durability.

Keywords: vibratory jaw crusher; resonance; amplitude; coefficient of elasticity; crushing degree; energy efficiency, vibration frequency, dynamics.