

Аналіз інерційних параметрів та методів віброізоляції вібраційної шокової дробарки

Міщук Є.О., Міщук Д.О.

Київський національний університет будівництва і архітектури, Київ, Україна

Анотація. З метою підвищення надійності та стабільності конструкції дробарки був проведений аналіз віброізоляції та інерційних параметрів дробарки. В роботі проведені розрахунки коефіцієнту передачі та коефіцієнту ефективності. Виконані порівняльні розрахунки сталевих та гумових віброізоляторів. Побудовані графіки залежностей пружності верхньої пружини від резонансної амплітуди коливань. Визначено раціональні значення координат центру мас, відповідні моменти інерції та сумарні обертові моменти інерції. Встановлено значення амплітуд коливань центру мас системи по відповідним осям координат та кутові коливання навколо цих осей. Розраховані сумарні жорсткості системи по відповідним координатним осям. Встановлено параметр, який характеризує швидкість наростання збудовального зусилля по i -й координаті та співвідношення резонансних амплітуд до амплітуд коливання в робочому режимі.

Ключові слова: амплітуда; вібрація; частота коливань; пружність; гумові опори.

При роботі вібраційної шокової дробарки, крім горизонтальних коливань виникають вертикальні коливання, які є не бажаними при розгляді самого процесу руйнування матеріалу в камерідроблення, проте позитивно впливають на продуктивність дробарки. Крім цього при роботі дослідної вібраційної шокової дробарки в околорезонансному режимі потрібно забезпечити належну віброізоляцію машини. Для цього треба ввести в коливальну систему додатковий пружний зв'язок, який буде перешкоджати передачі вібрації на фундамент [1],[2],[10].

При розрахунках віброізоляційної пружної системи дробарки потрібно ґрунтуватись на виконанні двох основних умов: забезпечення ефективної віброізоляції; забезпечення заданої амплітуди вертикальних коливань

Ефективність віброізоляції оцінюється коефіцієнтом передачі, який розраховується за наступною залежністю [4]:

$$k_{\pi} = \left(1 / \left(\omega / \omega_0 \right)^2 - 1 \right), \quad (1)$$

де: ω - змушуюча частота коливань, с^{-2} ; ω_0 - власна частота коливань, с^{-2} .

Степінь віброізоляції можна описати коефіцієнтом ефективності $k_{\text{еф}}$. Залежність коефіцієнта ефективності віброізоляції від безрозмірних параметрів $k_z = \omega / \omega_0$ та $k_v = b / (2\sqrt{c_{\text{із}}m})$ запишеться [4], [5]:

$$k_{\text{еф}} = \sqrt{\frac{1 + 4k_z^2 k_v^2}{(1 - k_z^2)^2 + 4k_z^2 k_v^2}}, \quad (2)$$

При цьому умовою ефективної віброізоляції є $k_{\text{еф}} \leq 1$.

Перевагою пружинних віброізоляторів є те що їх можна використовувати для ізоляції низьких та високих частот, вони довше зберігають пружні властивості та добре протистоять дії навколишнього середовища. Пружинні амортизатори доцільно використовувати при порівняно низькій частоті менше 33Гц і значній амплітуді коливань.

Серед пружинних віброізоляторів у машинах з вертикально направленими коливаннями широкого розповсюдження набули конструкції, які складаються з двох пружин. Для унеможливлення розкриття стику, при коливаннях машини, кожна з пружин попередньо затягується на розмір деформації. При розрахунках жорсткості спарених пружинних віброізоляторів користуються наступними залежностями [6]:

$$c_p = (c_{st}/2) + (m_n g / 2x_n); \quad c_p = (c / 2) - (m g / 2x), \quad (3)$$

де: c_1, c_t - пружність нижньої та верхньої пружини відповідно; $c_s = c_1 + c_t$ - загальна пружність одного пакета; $m_{\text{вир}} = m_{\text{пр}} / n$ - маса, яка припадає на один пакет пружин; $n_{\text{пр}}$ - кількість комплектів пружин; x_p - амплітуда коливань при резонансі.

Підбираючи пружності пружин потрібно враховувати, що $c_1/c_t = 3$ [6]. Аналізуючи залежності (3) стає зрозумілим, що при розрахунку пружності верхньої пружини можна отримати від'ємні значення. Таким чином для дослідної дробарки були побудовані графіки залежностей пружності верхньої пружини від резонансної амплітуди коливань рис.1 і рис.2.

Значення частоти коливань прийнято $\omega = 104,667$, як середнє значення в діапазоні ефективних частот.

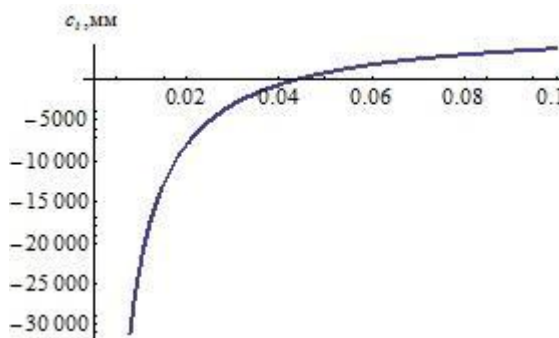


Рис.1. Залежність пружності від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 7$.

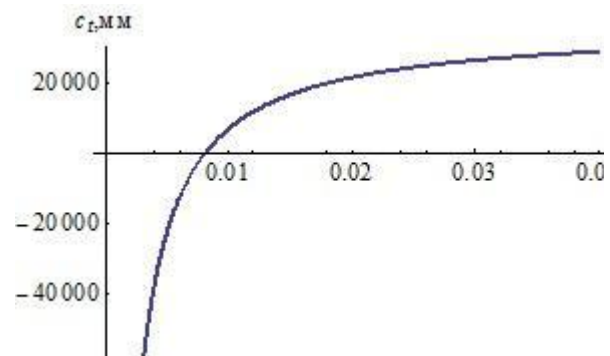


Рис.2. Залежність пружності від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 3$.

Як бачимо з графіка дійсні значення пружності верхньої пружини лежать в інтервалі резонансних амплітуд $x \in [0.044, \infty)$. Таким чином при входженні в резонанс система буде мати великі вертикальні переміщення, які є не бажаними в процесі дроблення матеріалу. За умови $\omega/\omega_0 = 3$, дійсні значення резонансних амплітуд знаходяться в інтервалі $x \in [0.008, \infty)$. В даному випадку значення амплітуди є набагато меншим, але за таких значеннях пружності знижується ефективності віброізоляції підібраних пружин.

Гумові віброізолятори в порівнянні з пружинними мають більший коефіцієнт втрат. В більшості випадків гумові віброізолятори використовують коли потрібно збільшити затухання власних коливань або зменшити амплітуди резонансних коливань в перехідних режимах.

Вихідними даними при розрахунку гумових віброізоляторів є: твердість гуми розрахункове статичне напруження, динамічний і статичний модуль пружності та коефіцієнти непружного опору [1], [7], [8].

Для забезпечення стійкості віброізоляції необхідним є виконання наступної умови:

$$1,5h_p \leq 1 \leq 8h, \quad (4)$$

де l_b – геометричний розмір віброізолятора, м.

Вплив типу гумового віброізолятора на амплітуду коливань визначимо враховуючи залежність $c_s = F/x$:

$$x = Fh_{ju}/E S . \quad (5)$$

Динаміка вібраційної щоквої дробарки тісно пов'язана з її інерційними параметрами і багато чому визначається ними.

Визначення інерційних параметрів почнемо з розрахунку моментів інерції елементів конструкції дробарки. Так на рис.3 представлена схема дослідної дробарки, елементи якої апроксимовані до простих геометричних фігур.

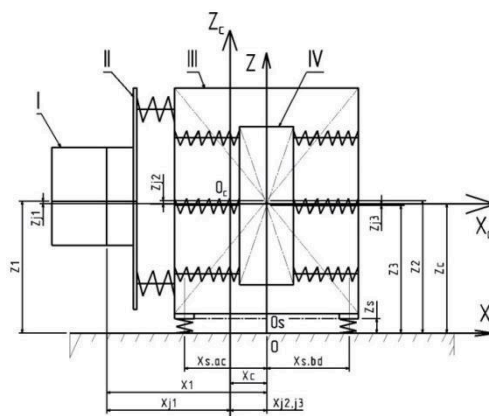


Рис. 3. Схема до розрахунку центру мас та центру жорсткості вібраційної щоквої дробарки

Визначаємо приближені значення амплітуд коливань центру мас системи по осям координат x, y, z та кутові коливання навколо цих осей $\theta_x, \theta_y, \theta_z$:

$$x_z = \frac{F_z}{m_{\text{заг}} \times \omega^2}; \quad x_y = 0; \quad x_x = \frac{F_x}{m_{\text{заг}} \times \omega^2}; \quad (6)$$

$$\theta_x = \frac{\sum M_x}{I_x \times \omega^2}; \quad \theta_y = \frac{\sum M_y}{I_y \times \omega^2}; \quad \theta_z = \frac{\sum M_z}{I_z \times \omega^2}, \quad (7)$$

де $\sum M_x, \sum M_y, \sum M_z$ - сумарні обертові моменти навколо осей x_c, y_c, z_c ; I_{xi}, I_{yi}, I_{zi} - моменти інерції i-го елемента відносно осей, що проходять через його центр мас паралельно осям x_c, y_c, z_c ; $F_x = F \times \cos[\omega \times t]$, $F_z = F \times \sin[\omega \times t]$ - збурювальне зусилля, яке діє по відповідним осям, $m_{\text{заг}}$ - загальна маса системи

Знаходимо потрібне значення співвідношення кутових частот $\omega/\omega_0 = k_n$ по відповідним напрямкам осей координат:

$$k_n = \sqrt{(1/k_n) + 1}, \quad (8)$$

де: $k_{ai} = 1/K$; $K_{ei} = x_i/X_n$ - коефіцієнт ефективності віброізоляції в напрямку відповідних осей; X_n - нормоване значення амплітуди переміщення центру мас дробарки; x_i - розраховане значення переміщення центру мас дробарки по відповідним осям координат.

Розраховуємо сумарну пружність системи по відповідним координатним осям:

$$c_{\text{вир}} = m_{0i} \times \omega^2, \quad (9)$$

Слід зазначити, що вплив непружних опорів не враховано внаслідок їхньої малості.

Для визначення максимальних амплітуд коливання центру мас в резонансних режимах знайдемо попередньо безрозмірний параметр Δ_i , який характеризує швидкість наростання збурювального зусилля по i -й координаті:

$$\Delta_x = \frac{\xi}{f_x^2}; \Delta_y = \frac{\xi}{f_y^2}; \Delta_z = \frac{\xi}{f_z^2}; \Delta_{\theta x} = \frac{\xi}{f_{\theta x}^2}; \Delta_{\theta y} = \frac{\xi}{f_{\theta y}^2}; \Delta_{\theta z} = \frac{\xi}{f_{\theta z}^2}. \quad (10)$$

Користуючись графіком [1], [2], [3] по розрахованій величині Δ_i та попередньо прийнятому значенні γ , визначаємо співвідношення резонансних амплітуд до амплітуд коливання в робочому режимі $X_{\text{рез}}/X_i$, в напрямку відповідних координат.

На основі вище проведених досліджень робимо наступні висновки.

Для забезпечення надійної роботи дробарки, при встановленні віброізоляторів потрібно забезпечити, щоб центри ваги та пружності системи розміщувались на одній вертикалі.

Пружинні віброізолятори є ефективними в плані віброізоляції, проте вони не забезпечують допустимих значень амплітуд коливання в резонансному режимі роботи дробарки.

Зменшення максимальних амплітуд коливань дробарки можна досягти зниження частоти власних коливань за рахунок поєднання пружинних віброізоляторів з демпферами в'язкого тертя. Іншим методом є гальмування обертальних деталей, тобто створення обертального моменту, який є протилежним по знаку моменту в робочому двигуну. Третій метод зменшення амплітуд коливань, полягає в застосуванні ударних гасителів.

Список літератури

1. Babaev R.M., Kazakov S. V., Tyahushev S. Yu. & Sablin R. A. (2008) Perspektivnye napravleniya sovershenstvovaniya konstrukcij vibracionnyh drobilok [Perspective methods for improving the design of vibratory crushers]. *Gornoe oborudovanie i jelektromehanika – Mining equipment and electromechanics, Vol. 5*, 11-14 [in Russian].
2. Vajsberg L.A., Zarogatskij L.P., Turkin V. Ja. (2004) Vibracionnye droblki. Osnovy rascheta, proektirovaniya i tehnologicheskogo primeneniya [Vibratory crushers. Basics of calculation, design and technological application.] - VSEGEI, [in Russian], p. 306.
3. Gladwell G.M.L., (2005) Inverse Problems in Vibration, Dordrecht/Boston/London, Kluwer Academic Publishers, 457 p.
4. Sablin R. A. (2008) Jeksperimental'nye issledovanija rezhima raboty vibracionnoj shhekovej drobilki s naklonnoj kameroj droblenija [Experimental studies of the operating mode of a vibratory jaw crusher with an inclined crushing chamber]. *Gornoe oborudovanie i jelektromehanika – Mining equipment and electromechanics, Vol. 6*, 53-55 [in Russian].
5. Wolny S. (2013) Dynamic behavior of a vibrating jaw crusher for disintegration of hard materials. *Archive of metallurgy and materials. Vol. 58*, 3, 1-4.
6. Назаренко І.І. Машина для виробництва будівельних матеріалів: Підпучник – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
7. Chubuk Ju.F., Nazarenko I.I., Garnec V.N. (1985) Vibracionnye mashiny dlja uplotnenie betonnih smesej [Vibratory Concrete Mixing Machines]. Vishha shkola, p.168.
8. Dyrda V.I., Lisitsa N.I., & Lisitsa N.N. (2013) Sozdanie vibroizoljatorov dlja gornyh mashin [Development of vibration isolators for mining machines]. *Geotekhnicheskaja mehanika - Geotechnical mechanics. Vol. 113*, 116-125. [in Russian].
9. Revnivcev V.I., Zarogatskij L.P. (1988) Selektivnoe razrushenie mineralov [Selective destruction of minerals]. Nedra. [in Russian].
10. Nazarenko I.I., & Mishchuk E.O. (2013) Doslidzhennja dynamichnyh parametriv vibracijnoi' shhokovoi' drobarky [Studies of the dynamic parameters of a vibrating jaw crusher]. Teorija i praktyka budivnytstva - Theory and practice of construction. Vol. 12, 36-41 [in Ukrainian].

ANALYSIS OF INERTIAL PARAMETERS AND METHODS OF VIBRATION ISOLATION OF A VIBRATING JAW CRUSHER

Yevhen Mishchuk, Dmitry Mishchuk

Abstract. *In order to improve the reliability and stability of the crusher structure, an analysis of the vibration isolation and inertial parameters of the crusher was carried out. The calculations of the transmission coefficient and the efficiency coefficient have been made. Comparative calculations of steel and rubber vibration isolators were performed. Graphs of dependence of elasticity of the upper spring on the resonance amplitude of oscillations are constructed. The rational values of the coordinates of the center of mass, the corresponding moments of inertia and the total torques of inertia are determined. The oscillation amplitudes of the center of mass of the system along the corresponding coordinate axes and the angular oscillations around these axes are determined. The total stiffness of the system along the corresponding coordinate axes is calculated. The parameter characterizing the rate of increase of the perturbation force along the i -th coordinate and the ratio of resonance amplitudes to oscillation amplitudes in the operating mode is established.*

Keywords: *amplitude; vibration; oscillation frequency; elasticity; rubber supports.*