

УДК 625.144.5 (088.8)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПИТАТЕЛЕЙ-ГРОХОТОВ ДЛЯ ГОРНО-МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ*

Ляшенко В.И.¹, к.т.н., начальник научно-исследовательского отдела,
старший научный сотрудник (vilyashenko2017@gmail.com)

Дятчин В.З.², к.т.н., доцент кафедры «Менеджмент и социальная работа» (dsveta49@mail.ru)

Франчук В.П.³, д.т.н., профессор кафедры «Горные машины и инжиниринг» (franchuk@nmu.org.ua)

¹ ГП «УкрНИПИПромтехнологии»

(52204, Украина, Днепропетровская обл., г. Желтые Воды, Бульвар Свободы, 37)

² Институт предпринимательства «Стратегия»

(52204, Днепропетровская обл., г. Желтые Воды, ул. Гагарина, 38)

³ Национальный технический университет «Днепропетровская политехника»

(49005, г. Днепр, пр. Дмитрия Яворницкого, 19)

Аннотация. Представлены основные научные и практические результаты совершенствования вибрационных питателей-грохотов для горно-металлургической промышленности на основе материалов динамического расчета вибрационного грохота-питателя с двумя разнонаправленными самобалансными вибраторами. Описаны методы теоретических обобщений с применением математической статистики, физическое и математическое моделирование, выполнение расчетов и технико-экономических обоснований, лабораторные и натурные экспериментальные исследования, промышленные испытания в условиях действующих предприятий по стандартным и новым методикам. Предложены математическое моделирование и расчет параметров вибрационного питателя типа ПВГ. Рекомендовано при выборе динамических параметров питателя использовать коэффициент вибротранспортирования, который принимают в пределах (1,5 – 3,5)g, а при тяжелых режимах нагружения – до 5g. Показано, что при приготовлении коксовой мелочи в корпусе дробления из его бункера поступает от 10 до 50 % мелкого материала крупностью 0 – 3 мм, который дополнительно переизмельчается, снижая качество кокса. Вибрационный питатель-грохот с пространственным колебанием рабочего органа позволит повысить эффективность грохочения материала на 15 – 20 %, улучшить самоочистку сита. Вынуждающие силы вибровозбудителей направлены под разными углами (15 и 45°) к просеивающей поверхности и приложены друг относительно друга на расстоянии, равном половине ширины короба, т.е. 600 мм. Установлено, что в резонансном режиме при постоянной амплитуде с ростом частоты коэффициент режима виброперемещения возрастает по квадратичной зависимости, при рабочей частоте 100 рад/с он также увеличивается от загрузочного края питателя к разгрузочному и от одного борта к другому, причем значения его изменяются в пределах 2,62 – 2,84.

Ключевые слова: горно-металлургическая промышленность, вибрационные питатели-грохоты, динамический расчет, эффективность работ.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-6-470-477

В горно-металлургической промышленности грохоты используются на обогатительных и агломерационных фабриках, закладочных комплексах для приготовления твердеющей закладки, в строительной индустрии и на металлургических заводах. Особенности свойств скальных сыпучих материалов (твердость, абразивность, форма кусков и др.) выдвигают повышенные требования к конструкциям вибрационных грохотов для разделения этих материалов на классы крупности в процессе обогащения или получения готового продукта [1]. С учетом разнообразия свойств перерабатываемого материала, условий использования оборудования и его назначения выдвигаются специфические требования к конструкциям. Поэтому совершенствование конструкций грохотов для горнорудной и металлургической промышленности с учетом конструкции короба, просеивающей поверхности, привода и упругих элементов, обеспечивающих высокую надежность

в работе, износостойкость, повышение эффективности грохочения материала, – важная научная и практическая задача, требующая решения [2].

Для решения поставленных задач были выполнены анализ литературных источников, методов теоретических обобщений с применением математической статистики, физическое и математическое моделирование, расчеты и технико-экономические обоснования, лабораторные и натурные экспериментальные исследования, промышленные испытания в условиях действующих предприятий по стандартным и новым методикам [3].

Для исследования были поставлены следующие задачи:

1. Выполнить математическое и физическое моделирование, а также расчет параметров вибрационного питателя-грохота типа ПВГ.

2. Разработать параметрический ряд комплексов вибрационных питателей-грохотов для горно-металлургической промышленности.

* В работе принимали участие И.К. Поддубный, В.Н. Платонов, А.Х. Дудченко, А.Г. Скотаренко и др.

3. Предложить новый комплекс грохочения, активации (за счет грохочения и подачи коксовой мелочи требуемого класса крупности в дробилку) питателем-грохотом типа ПГВ-3/15.

Питатели и грохоты-питатели со сложным движением рабочей поверхности применяются двух типов – с одним (установленным параллельно рабочей плоскости) и двумя двухвальными вибраторами (установленными под углом β_0 к рабочей поверхности и имеющими различное направление вектора возмущающего усилия). Изменение направления вектора осуществляется за счет разворота дебалансов одного вибратора друг относительно друга (рис. 1).

Сила инерции вибраторов определится из выражений

$$P_1 = 2m_0 r_1 \omega^2 \sin(\omega t + \xi_1), \quad P_2 = 2m_0 r_2 \omega^2 \sin(\omega t + \xi_2),$$

где ω – угловая частота вынужденных колебаний; ξ_1 , ξ_2 – углы разворота дебалансов относительно начального положения.

Вследствие разворота дебалансов появляется возмущающий момент вибраторов

$$M_1 = m_0 r_1 \omega^2 s \cos(\beta_1) \cos(\omega t + \xi_1),$$

$$M_2 = m_0 r_2 \omega^2 s \cos(\beta_2) \cos(\omega t + \xi_2).$$

Результирующая сила проходит через центр тяжести грохота. Прямолинейные колебания происходят в направлении осей x и z . Кроме того, питатель-грохот совершает поворотные колебания вокруг продольной, боковой и вертикальной осей φ_x , φ_y , φ_z . Масса грохота-

питателя с корпусами вибровозбудителей будет m , динамические моменты инерции вокруг трех осей грохота – соответственно I_x , I_y , I_z . Не вдаваясь в подробности определения жесткости других элементов, обозначим их жесткости в соответствии с направлением колебаний как c_x , c_z , c_{φ_x} , c_{φ_y} , c_{φ_z} .

Систему будем рассматривать без неупругих сопротивлений, которые согласно принципу Вольтерры будем учитывать в конце чисто упругого решения, приняв коэффициенты жесткости упругих связей в виде комплексного числа, в котором мнимая часть учитывает неупругие сопротивления в системе. Составим уравнения движения системы, пользуясь уравнением Лагранжа II рода, приняв в качестве обобщенных линейные координаты x и z , а в качестве поворотных φ_x , φ_y , φ_z . Кинетическая (T) и потенциальная (Π) энергия системы описывается следующими выражениями:

$$T = \frac{m\dot{x}^2}{2} + \frac{m\dot{z}^2}{2} + \frac{I_x \dot{\varphi}_x^2}{2} + \frac{I_y \dot{\varphi}_y^2}{2} + \frac{I_z \dot{\varphi}_z^2}{2} + \frac{2m_0 [\dot{x} - b_1 \dot{\varphi}_z + r_1 \omega \cos(\omega t + \xi_1) \cos(\beta_0 + \beta_1)]^2}{2} + \frac{2m_0 [\dot{z} - b_1 \dot{\varphi}_x + r_1 \omega \cos(\omega t + \xi_1) \sin(\beta_0 + \beta_1)]^2}{2} + \frac{2m_0 [\dot{x} + b_2 \dot{\varphi}_z + r_2 \omega \cos(\omega t + \xi_2) \sin(\beta_0 + \beta_2)]^2}{2} + \frac{2m_0 [\dot{z} + b_2 \dot{\varphi}_x + r_2 \omega \cos(\omega t + \xi_2) \sin(\beta_0 + \beta_2)]^2}{2};$$

$$\Pi = \frac{c_x x^2}{2} + \frac{c_z z^2}{2} + \frac{c_{\varphi_x} \varphi_x^2}{2} + \frac{c_{\varphi_y} \varphi_y^2}{2} + \frac{c_{\varphi_z} \varphi_z^2}{2}.$$

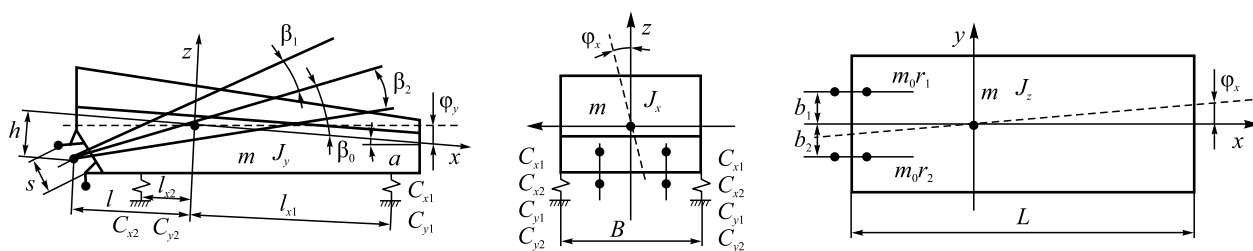


Рис. 1. Динамическая расчетная схема грохота с двумя разнонаправленными самобалансными вибровозбудителями:

h – расстояние от центра вращения дебалансных масс до центра масс грохота по высоте; b_1 и b_2 – расстояние центра вращения дебалансных масс вибровозбудителей по ширине грохота относительно центра его масс; β – базовый угол направления вынуждающей силы вибровозбудителя; β_1 и β_2 – исследуемые углы направления вынуждающих сил; l – расстояние от центра вращения дебалансных масс до центра масс грохота по его длине; C_{x1} , C_{y1} и C_{x2} , C_{y2} – жесткости упругих опор, соответственно, в передней и задней частях грохота; l_{x1} , l_{x2} , l_z – точки расположения упругих опор относительно центра масс грохота соответственно по его длине и ширине; φ_x , φ_y , φ_z – поворотные колебания корпуса относительно осей X , Y и Z ; $m_0 r_1$ и $m_0 r_2$ – кинестатические моменты первого и второго вибровозбудителей; s – расстояние между осями вращения дебалансных масс первого и второго вибровозбудителей

Fig. 1. Dynamic calculation scheme of the screen with two different-directional self-balancing vibrators:

h – distance from the rotation center of unbalanced masses to the center of mass of the screen in height; b_1 and b_2 – distance of the rotation center of unbalanced masses of vibrators in width of the screen relative to the center of its mass; β – basic angle of the excitatory force direction of the vibration exciter; β_1 and β_2 – investigated angles of forces direction; l – distance from rotation center of the unbalanced masses to the center of mass of the screen along its length; C_{x1} , C_{y1} and C_{x2} , C_{y2} – stiffness of elastic supports, respectively, in front and in rear of the screen; l_{x1} , l_{x2} , l_z – location points of the elastic supports in relation to the center of mass of the screen, respectively, along its length and width; φ_x , φ_y , φ_z – rotary oscillations of the box relative to the axes X , Y and Z ; $m_0 r_1$ and $m_0 r_2$ – kinetostatic moments of the first and second vibroexcluders; s – distance between the rotation axes of the unbalanced masses of the first and second vibroexcluders

Внешняя обобщенная сила запишется как

$$Q_{\varphi_y} = M_1 + M_2 = m_0 r_1 \omega^2 s \sin(\beta_1) \cos(\omega t + \xi_1) + m_0 r_2 \omega^2 s \sin(\beta_2) \cos(\omega t + \xi_2).$$

Используя уравнение Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = Q_j, \quad (1)$$

получим систему дифференциальных уравнений, описывающих движение системы, после преобразования которых будем иметь

$$\begin{aligned} (m + 2m_0)\ddot{x} + 2m_0(b_1 + b_2)\ddot{\varphi}_z + c_x x &= \\ = 2m_0\omega^2 [r_1 \cos(\beta_0 + \beta_1) \sin(\omega t + \xi_1) + & \\ + r_2 \cos(\beta_0 + \beta_2) \sin(\omega t + \xi_2)]; & \\ (m + 2m_0)\ddot{z} + 2m_0(b_1 + b_2)\ddot{\varphi}_x + c_z z &= \\ = 2m_0\omega^2 [r_1 \sin(\beta_0 + \beta_1) \sin(\omega t + \xi_1) + & \\ + r_2 \sin(\beta_0 + \beta_2) \sin(\omega t + \xi_2)]; & \\ [I_{\varphi_x} + 2m_0(b_1^2 + b_2^2)]\ddot{\varphi}_x + 2m_0(b_1 + b_2)\ddot{z} + c_{\varphi_x} \varphi_x &= \\ = m_0\omega^2 [b_1 r_1 \sin(\omega t + \xi_1) \sin(\beta_0 + \beta_1) + & \\ + b_2 r_2 \sin(\omega t + \xi_2) \sin(\beta_0 + \beta_2)]; & \\ [I_{\varphi_z} + 2m_0(b_1^2 + b_2^2)]\ddot{\varphi}_z + 2m_0(b_1 + b_2)\ddot{x} + c_{\varphi_z} \varphi_z &= \\ = m_0\omega^2 [b_1 r_1 \sin(\omega t + \xi_1) \cos(\beta_0 + \beta_1) + & \\ + b_2 r_2 \sin(\omega t + \xi_2) \cos(\beta_0 + \beta_2)]; & \\ I_{\varphi_y} \ddot{\varphi}_y + c_{\varphi_y} \varphi_y = m_0 r_1 \omega^2 s \sin \beta_1 \cos(\omega t + \xi_2) + & \\ + m_0 r_2 \omega^2 s \sin \beta_2 \cos(\omega t + \xi_2). & \end{aligned}$$

С целью упрощения дальнейших выкладок примем параметры грохота-питателя, какие обычно применяются на практике, а именно: $b_1 = -b_2 = b$; $r_1 = r_2 = r$; $\beta_2 = -\beta_1$.

Тогда уравнения значительно упростятся и примут вид

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c_x x &= 2m_0 r \omega^2 [\cos(\beta_0 + \beta_1) \sin(\omega t + \xi_1) + \\ + \cos(\beta_0 - \beta_1) \sin(\omega t + \xi_2)]; & \\ M\ddot{z} + c_z z &= 2m_0 r \omega^2 [\sin(\beta_0 + \beta_1) \sin(\omega t + \xi_1) + \\ + \sin(\beta_0 - \beta_1) \sin(\omega t + \xi_2)]; & \\ I_x \ddot{\varphi}_x + c_{\varphi_x} \varphi_x &= m_0 r b \omega^2 [\sin(\omega t + \xi_1) \sin(\beta_0 + \beta_1) - \\ - \sin(\omega t + \xi_2) \sin(\beta_0 - \beta_1)]; & \\ I_z \ddot{\varphi}_z + c_{\varphi_z} \varphi_z &= m_0 r b \omega^2 [\sin(\omega t + \xi_1) \cos(\beta_0 + \beta_1) - \\ - \sin(\omega t + \xi_2) \cos(\beta_0 - \beta_1)]; & \\ I_{\varphi_y} \ddot{\varphi}_y + c_{\varphi_y} \varphi_y &= m_0 r s \omega^2 \sin \beta_1 \times \\ \times [\cos(\omega t + \xi_1) - \cos(\omega t + \xi_2)], & \end{aligned}$$

где $M = m + 4m_0$, $I_x = I_{\varphi_x} + 4m_0 b^2$, $I_z = I_{\varphi_z} + 4m_0 b^2$, $I_y = I_{\varphi_y} + 4m_0 (h^2 + l^2)$ – приведенные масса и моменты инерции грохота-питателя.

Принимая во внимание, что $\xi_1 = -\beta_1$, $\xi_2 = -\beta_2 = \beta_1$, получим уравнения, описывающие движения системы, в виде

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c_x x &= R_x \sin(\Psi_x); \\ M\ddot{z} + c_z z &= R_z \sin(\Psi_z); \\ I_x \ddot{\varphi}_x + c_{\varphi_x} \varphi_x &= R_{\varphi_x} \sin(\Psi_{\varphi_x}); \\ I_z \ddot{\varphi}_z + c_{\varphi_z} \varphi_z &= R_{\varphi_z} \cos(\Psi_{\varphi_z}); \\ I_y \ddot{\varphi}_y + c_{\varphi_y} \varphi_y &= R_{\varphi_y} \sin(\omega t), \end{aligned} \quad (2)$$

где

$$\begin{aligned} R_x &= 2m_0 r \omega^2 \sqrt{[\cos(\beta_0) \cos(\beta_1)]^2 + [\sin(\beta_0) \sin(\beta_1)]^2}; \\ R_z &= 4m_0 r \omega^2 \sqrt{[\sin(\beta_0) \cos(\beta_1)]^2 + [\cos(\beta_0) \sin(\beta_1)]^2}; \\ R_{\varphi_x} &= \sqrt{2} m_0 r b \omega^2 \cos(\beta_0) \sin(2\beta_1); \\ R_{\varphi_z} &= \sqrt{2} m_0 r b \omega^2 \sin(\beta_0) \sin(2\beta_1); \\ R_{\varphi_y} &= 2m_0 r s \omega^2 [\sin(\beta_1)]^2 - \end{aligned}$$

приведенные возмущающие силы и моменты сил; $\Psi_x = \omega t + \theta_x$; $\Psi_z = \omega t + \theta_z$; $\Psi_{\varphi_x} = \omega t + \theta_{\varphi_x}$; $\Psi_{\varphi_z} = \omega t + \theta_{\varphi_z}$ – фазы колебаний.

В свою очередь $\theta_x = \arctg \left[\frac{\sin(\beta_0) \sin(\beta_1)^2}{\cos(\beta_0) \cos(\beta_1)^2} \right]$, $\theta_z = \arctg \left[\frac{\cos(\beta_0) \sin(\beta_1)^2}{\sin(\beta_0) \cos(\beta_1)^2} \right]$, $\theta_{\varphi_x} = -\pi/4$, $\theta_{\varphi_z} = -\pi/4$ – сдвиг фаз, вызванных особенностью конструкции привода.

Уравнения (2) являются независимыми. Принимая, как указывалось ранее, упругие элементы в виде комплексных чисел [4], где комплексная составляющая учитывает неупругие сопротивления, приведем систему (2) к виду

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + \bar{c}_x x &= R_x \sin(\Psi_x); \quad M\ddot{z} + \bar{c}_z z = R_z \sin(\Psi_z); \\ I_x \ddot{\varphi}_x + \bar{c}_{\varphi_x} \varphi_x &= R_{\varphi_x} \sin \Psi_{\varphi_x}; \quad I_z \ddot{\varphi}_z + \bar{c}_{\varphi_z} \varphi_z = R_{\varphi_z} \cos \Psi_{\varphi_z}; \\ I_y \ddot{\varphi}_y + \bar{c}_{\varphi_y} \varphi_y &= R_{\varphi_y} \sin(\omega t), \end{aligned} \quad (3)$$

где эквивалентные упругие связи и неупругие сопротивления представлены в виде соотношений

$$\begin{aligned} \bar{c}_x &= c_x (1 + i\psi); \quad \bar{c}_z = c_z (1 + i\psi); \quad \bar{c}_{\varphi_x} = c_{\varphi_x} (1 + i\psi); \\ \bar{c}_{\varphi_z} &= c_{\varphi_z} (1 + i\psi); \quad \bar{c}_{\varphi_y} = c_{\varphi_y} (1 + i\psi). \end{aligned}$$

Параметр ψ определяется как круговой коэффициент поглощения энергии в упругих связях. Грохоты-перегрузатели работают длительное время, поэтому, пренебрегая переходными процессами, решение уравнений принимаем в виде

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \bar{a}_x \sin \Psi_x; \quad \bar{z} = \bar{a}_z \sin \Psi_z; \quad \bar{\varphi}_x = \bar{\varphi}_x \sin \Psi_{\varphi_x}; \\ \bar{\varphi}_z &= \bar{\varphi}_z \cos \Psi_{\varphi_z}; \quad \bar{\varphi}_y = \bar{\varphi}_y \sin(\omega t). \end{aligned} \quad (4)$$

Подставляя решение (4) в уравнения (3), получим значения амплитуд перемещений в комплексном виде

$$\begin{aligned} \bar{a}_x &= \frac{R_x}{\bar{c}_x - M\omega^2}; \bar{a}_z = \frac{R_z}{\bar{c}_z - M\omega^2}; \bar{\varphi}_x = \frac{R_{\varphi x}}{\bar{c}_{\varphi x} - I_x}; \\ \bar{\varphi}_z &= \frac{R_{\varphi z}}{\bar{c}_{\varphi z} - I_z}; \bar{\varphi}_y = \frac{R_{\varphi y}}{\bar{c}_{\varphi y} - I_y}. \end{aligned} \quad (5)$$

Принимая амплитуду перемещений как модуль комплексного числа, а сдвиг фаз как его аргумент, из выражений (5) будем иметь значения амплитуд колебаний

$$\begin{aligned} a_x &= \frac{R_x}{M\sqrt{(p_x^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_x^2)^2}}; \\ a_z &= \frac{R_z}{M\sqrt{(p_z^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_z^2)^2}}; \\ \varphi_x &= \frac{R_{\varphi x}}{I_x\sqrt{(p_{\varphi x}^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_{\varphi x}^2)^2}}; \\ \varphi_z &= \frac{R_{\varphi z}}{I_z\sqrt{(p_{\varphi z}^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_{\varphi z}^2)^2}}; \\ \varphi_y &= \frac{R_{\varphi y}}{I_y\sqrt{(p_{\varphi y}^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_{\varphi y}^2)^2}} \end{aligned} \quad (6)$$

и сдвига фаз

$$\begin{aligned} \vartheta_x &= \arctg \frac{-\psi p_x^2}{p_x^2 - \omega^2}; \vartheta_z = \arctg \frac{-\psi p_z^2}{p_z^2 - \omega^2}; \\ \vartheta_{\varphi x} &= \arctg \frac{-\psi p_{\varphi x}^2}{p_{\varphi x}^2 - \omega^2}; \vartheta_{\varphi z} = \arctg \frac{-\psi p_{\varphi z}^2}{p_{\varphi z}^2 - \omega^2}; \\ \vartheta_{\varphi y} &= \arctg \frac{-\psi p_{\varphi y}^2}{p_{\varphi y}^2 - \omega^2}. \end{aligned} \quad (7)$$

Амплитуды линейных и поворотных колебаний при частотах, близких к резонансу системы, резко возрастают (рис. 2).

В рабочем диапазоне частот ($\omega = 100 - 150$ рад/с) амплитуда колебаний по всем координатам стабилизируется, т.е. работа грохота-питателя будет более устойчивой. Зависимость фазы от частоты колебаний изменяется от нуля до $-\pi/2$ в дорезонансном и резонансном режимах, в районе рабочих частот колебаний она составляет $-\pi$. С учетом конструктивных сдвигов фаз, суммарная фаза в рабочем диапазоне частот составляет около нуля для линейных перемещений и порядка 2 рад для поворотных колебаний. Движение грохота-питателя в установившемся режиме описывается следующими зависимостями:

$$\begin{aligned} x &= a_x \sin(\omega t + \theta_x + \vartheta_x); z = a_z \sin(\omega t + \theta_z + \vartheta_z); \\ \varphi_x &= \varphi_x \sin(\omega t + \theta_{\varphi x} + \vartheta_{\varphi x}); \varphi_z = \varphi_z \sin(\omega t + \theta_{\varphi z} + \vartheta_{\varphi z}); \\ \varphi_y &= \varphi_y \sin(\omega t + \theta_{\varphi y} + \vartheta_{\varphi y}). \end{aligned}$$

В рабочем диапазоне частот колебания имеют сдвиг фаз, показанный на рис. 2, з, по своему назначению их можно отнести на перемещения, влияю-

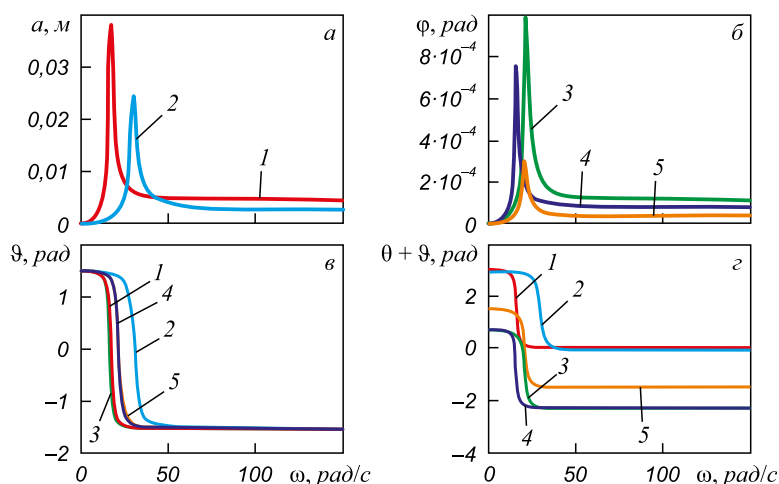


Рис. 2. Амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики грохота-питателя:

a – линейные перемещения вдоль рабочей поверхности (1) и по нормали к рабочей поверхности (2); *б* – поворотные колебания вокруг оси *x* (3); оси *z* (4); оси *y* (5); *в* – фазо-частотные характеристики грохота-питателя; *г* – суммарный сдвиг фаз, конструктивный и режимный (номера кривых соответствуют указанным перемещениям)

Fig. 2. Amplitude-frequency and phase-frequency characteristics of the feeder-screen:

a – linear displacements along the working surface (1) and along the normal to the working surface (2); *б* – rotary oscillations around *x* axis (3); *z* axis (4); *y* axis (5); *в* – phase-frequency characteristics of the feeder-screen; *г* – total phase shift, constructive and regime (curve numbers correspond to the indicated displacements)

щие на вертикальные колебания (рис. 3, а, кривая 2, рис. 3, б, кривые 3, 5), на перемещения продольные (рис. 3, а, кривая 1) и влияющие на поперечные перемещения (рис. 3, б, кривая 4). Коэффициент режима вибротранспортирования зависит от амплитуды нормальных колебаний к рабочей поверхности. Суммарные перемещения любой точки рабочей поверхности в нормальном направлении составят $Z_n = z + X\varphi_y + Y\varphi_x$, где $-l \leq X \leq L - l$; $-B/2 \leq Y \leq B/2$ – координаты точки на рабочей поверхности, отсчитанные от центра тяжести грохота-питателя.

Амплитуда результирующих вертикальных колебаний определится как

$$Z_n = a_z [\sin(\omega t) \cos(\theta_z + \vartheta_z) + \cos(\omega t) \sin(\theta_z + \vartheta_z)] + X\varphi_y [\sin(\omega t) \cos(\vartheta_{\varphi_y}) + \cos(\omega t) \sin(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})] + Y\varphi_x [\sin(\omega t) \cos(\vartheta_{\varphi_x}) + \cos(\omega t) \sin(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})].$$

Складывая гармоники колебаний, получим $Z_n = A_n \times \sin(\omega t + \Theta_n)$, где

$$A_n = \sqrt{[a_z \cos(\theta_z + \vartheta_z) + X\varphi_y \cos(\vartheta_{\varphi_y}) + Y\varphi_x \cos(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})]^2 + [a_z \sin(\theta_z + \vartheta_z) + X\varphi_y \sin(\vartheta_{\varphi_y}) + Y\varphi_x \sin(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})]^2} \quad (8)$$

$$\Theta_n = \arctg \left[\frac{a_z \sin(\theta_z + \vartheta_z) + X\varphi_y \sin(\vartheta_{\varphi_y}) + Y\varphi_x \sin(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})}{a_z \cos(\theta_z + \vartheta_z) + X\varphi_y \cos(\vartheta_{\varphi_y}) + Y\varphi_x \cos(\theta_{\varphi_x} + \vartheta_{\varphi_x})} \right]$$

– результирующая амплитуда нормальных колебаний и сдвиг фаз.

По известной амплитуде и частоте нормальных колебаний коэффициент режима вибротранспортирования определится как [5]

$$\Gamma = \frac{A_n \omega^2}{g \cos \alpha}; \quad (9)$$

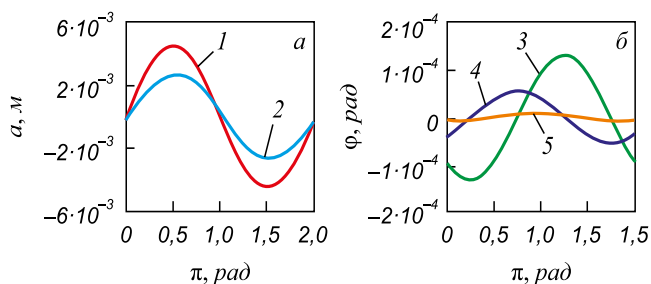


Рис. 3. Осциллограммы движения грохота-питателя: а – линейные перемещения по оси х (1) и по оси z (2); б – поворотные колебания вокруг осей х, z, у

Fig. 3. Oscilloscopes of of the feeder-screen motion: а – linear movements along x (1) axis and along z (2) axis; б – turning oscillations around x, z, y axes

здесь g – ускорение свободного падения, α – угол наклона рабочей поверхности к горизонту.

Амплитуда продольных колебаний по длине грохота-питателя остается постоянной, т.е. скорость движения материала в продольном направлении также будет постоянной. Что же касается поперечных колебаний, то, как следует из выражения $y = X\varphi_z$, они зависят от положения по длине грохота-питателя и даже меняют направление. Благодаря этому нарушается упорядоченное движение материала и улучшаются условия прохождения мелких фракций через колосниковую решетку.

При выборе динамических параметров питателя (расчете и выборе параметров привода) обычно ориентируются на коэффициент вибротранспортирования, который принимают в пределах $\Gamma = (1,5 - 3,5)g$, при тяжелых режимах нагружения принимают $\Gamma = 5g$. Обычно назначается частота колебаний ω (по скорости асинхронного двигателя), и по выбранному коэффициенту виброперемещения находится требуемая величина кинетостатического момента. Работа грохота-перегрузателя в рабочем, далеко зарезонансном режиме, характеризуется высокой стабильностью колебаний и тем, что углы сдвига фаз, зависящие от режима работы грохота-перегрузателя ϑ , очень близки к $-\pi$. Тогда, пренебрегая частотой собственных колебаний по сравнению с вынуждающей частотой и неупругими сопротивлениями в уравнениях (6), преобразуя уравнения (8) и (9), получим приближенное значение кинетостатического момента

$$m_0 r = \frac{Mg \Gamma \cos \alpha}{4r\omega^2 \sqrt{[\sin(\beta_0) \cos(\beta_1)]^2 + [\cos(\beta_0) \sin(\beta_1)]^2}}.$$

По найденному кинетостатическому моменту $m_0 r$ определяются размеры дебалансов [6].

Рассмотрим комплекс грохочения и подачи коксовой мелочи в дробилку питателя-грохота типа ПГВ-3/15.

Основной причиной переизмельчения коксовой мелочи является попадание в дробилку мелкой фракции материала 0 – 3 мм. Для исключения указанного недостатка необходимо отсеивать мелкую фракцию кокса при выпуске его из бункера и подавать в дробилку только крупные куски. Отсеянную коксовую мелочь, минуя дробилку, необходимо подавать на нижний ленточный конвейер, соединив ее с дробленым материалом, полученным после прохождения его через дробилку. Исходя из требований технологического процесса в корпусе дробления кокса (производительность питания дробилки 15 т/ч, крупность дробленого кокса 3 мм, его влажность в бункере до 17 %) разработан новый комплекс механизмов для выпуска материала из бункера, отсева мелкой фракции (0 – 3 мм), сбора ее и подачи на нижний конвейер, а также формирование потока крупной фракции и подачи ее в дробилку.

Комплекс грохочения представляет собой одно-массную колебательную систему зарезонансного типа, которая включает (рис. 4): короб (рабочий орган), вибровозбудитель, упругую систему, элементы подвески, электропривод, эластичные решетки, раму электропривода, опорный кронштейн вибролотка.

Питатель-грохот может компоноваться с одним или двумя вибровозбудителями, соответственно он оснащается таким же количеством электродвигателей. Короб представляет собой сварную металлоконструкцию со сплошным основным днищем в загрузочной и разгрузочной частях и просеивающей поверхностью в средней части. С целью расширения технологических возможностей устройства оно снабжено дополнительной сплошной рабочей поверхностью, расположенной под просеивающей поверхностью. На разгрузочном участке рабочего органа расположена воронка для приема подрешетного продукта, при этом угол наклона дополнительной сплошной рабочей поверхности (α_2) больше, чем наклон площадок каскадов просеивающей поверхности (α_1).

В качестве возбудителя колебаний рабочего органа используются двухвальные вибровозбудители с направленной вынуждающей силой. Упругая система питателя-грохота состоит из четырех цилиндрических амортизаторов переменной жесткостью по высоте. В результате вибрационного воздействия рабочего ор-

гана на находящийся на нем сыпучий материал происходит выпуск материала из бункера, просеивание его мелкой фракции и транспортирование крупных кусков в дробилку. Созданный вибрационный комплекс приготовления коксовой мелочи установлен в корпусе дробления Криворожского металлургического комбината, (ОАО «Арселор Миттал Кривой Рог») и внедрен с положительными результатами работы. Так, приемное устройство подрешетного продукта с наклонными внутренними площадками и с наклонным днищем доставочного устройства снижает переизмельчение мелкой фракции материала и обеспечивает самотечное движение потока подрешетного продукта в приемный конвейер дробленого материала; вибралоток для подачи крупных кусков кокса в дробилку снижает износ рабочей поверхности лотка за счет движения материала по нему с подбрасыванием и уменьшает металлоемкость конструкции.

Новые научные и практические результаты работ по созданию и внедрению вибрационных питателей-грохотов (ГПВ-350, ГПВ-100, ППВГ-40/400, ППВГ-200/400) внедрены на горных предприятиях Украины, Балаклавского рудоуправления, ОАО «Приаргунское горно-химическое объединение» и ПО «Уралзолото» (Российская Федерация) и др. [7].

Разработчиками технической документации и изготовителями вибрационных питателей-грохотов яв-

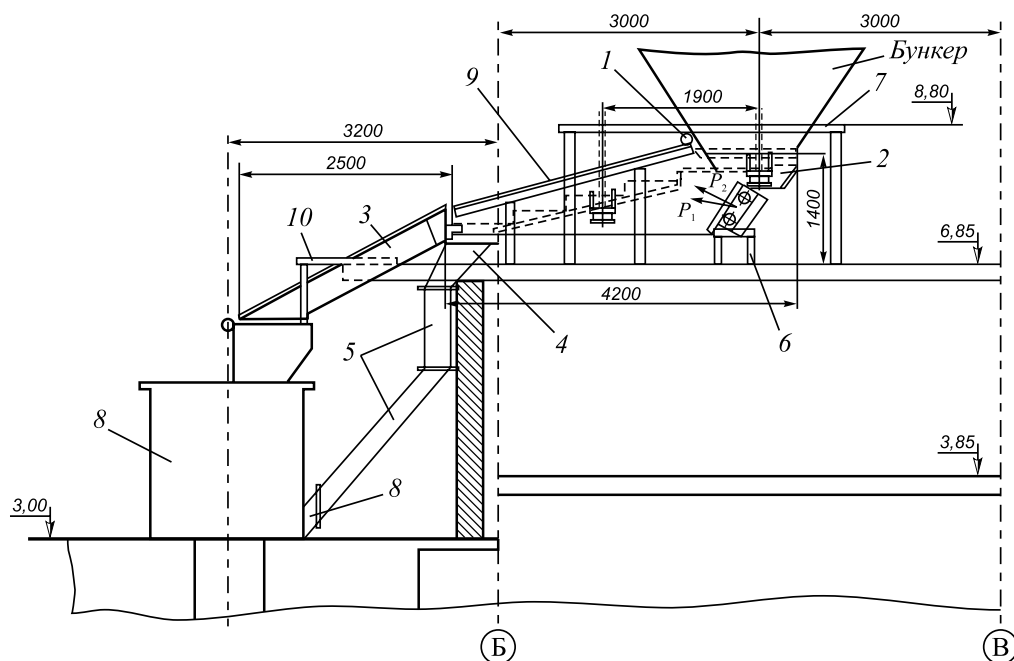


Рис. 4. Комплекс грохочения и подачи коксовой мелочи в дробилку:

1 – механизм регулирования слоя материала; 2 – вибративный питатель-грохот ППВ-3/15; 3 – вибралоток; 4 – приемное устройство; 5 – устройство доставки подрешетного продукта; 6 – опорная рама электродвигателя; 7 – опорная рама питателя-грохота; 8 – дробилка; 9 – укрытие; 10 – кронштейн; Б, Б – обозначение осей корпуса дробления

Fig. 4. Complex of screening and feeding of breeze coke into a crusher:

1 – mechanism of the material layer regulation; 2 – vibrating feeder-screen PPGV-3/15; 3 – vibrating tray; 4 – receiver; 5 – delivery device of the sublattice product; 6 – reference frame of the electric motor; 7 – support frame of the feeder-screen; 8 – crusher; 9 – shelter; 10 – bracket; Б, Б – denote axes of the crushing body

ляются украинские НИИ и промышленные предприятия [8 – 11], а также специализированные организации развитых горнодобывающих стран [12 – 22].

Выводы. В процессе проведения экспериментальных исследований показано, что при изготовлении коксовой мелочи в корпусе дробления из его бункера поступает от 10 до 50 % мелкого материала крупностью 0 – 3 мм, который дополнительно переизмельчается, снижая качество кокса. Вибрационный питатель-грохот с пространственным колебанием рабочего органа позволит повысить эффективность грохочения материала на 15 – 20 %, улучшить самоочищение сита. Установлено, что в зарезонансном режиме при постоянной амплитуде с ростом частоты коэффициент режима виброперемещения возрастает по квадратичной зависимости, при рабочей частоте 100 рад/с он также увеличивается от загрузочного края питателя к разгрузочному и от одного борта к другому, причем значение его изменяется в пределах 2,62 – 2,84. Обосновано, что при выборе динамических параметров питателя (расчете и выборе параметров привода) используют коэффициент вибротранспортирования, который принимают в пределах $\Gamma = (1,5 - 3,5)g$, а при тяжелых режимах нагружения – $\Gamma = 5g$. Частота колебаний назначается по скорости асинхронного двигателя; по выбранному коэффициенту виброперемещения находится требуемая величина кинестатического момента.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Справочник по горнорудному делу / Под ред. В.А. Гребенюка, Я.С. Пыжьянова, И.Е. Ерофеева. – М.: Недра, 1983. – 816 с.
- Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. – М.: Недра, 1986. – 144 с.
- Вибродоставочные комплексы в технологиях разработки рудных месторождений / В.Н. Потураев, В.И. Дырда, И.К. Поддубный и др.; под ред. В.И. Белоброва. – Киев: Наукова думка, 1989. – 167 с.
- Добыча и переработка урановых руд / Под общей ред. А.П. Чернова. – Киев: «Адеф–Украина», 2001. – 238 с.
- Надутый В.П., Сухарев В.В., Белошин Д.В. Анализ ударного взаимодействия кусковой горной массы с рабочими поверхностями машин и оборудования // Геотехническая механика: Сб. науч. тр. – Днепропетровск : ИГТМ НАН Украины, 2012. Вып. 103. С. 152 – 159.
- Братухина Н.А., Плотников И.С., Демченко И.И. Выбор оптимальных значений параметров грохота с канатным движущимся полем // Изв. вуз. Горный журнал. 2015. № 3. С. 111 – 118.
- Юдин А.В. Оценка параметров свободных колебаний просеивающей поверхности грохота с консольно заземленными колебаниями // Изв. вуз. Горный журнал, 2016. № 5. С. 52 – 59.
- Ляшенко В.И., Дятчин В.З., Франчук В.П. Совершенствование конструкций вибрационных питателей-грохотов для горной промышленности // Горная промышленность. 2014. № 2. С. 100 – 102.
- Ляшенко В.И., Дятчин В.З., Франчук В.П. Создание и внедрение вибрационных питателей-грохотов для горной промышленности // Черная металлургия. Бюл. ин-та «Черметинформация». 2014. № 5. С. 72 – 80.
- Ляшенко В.И., Дятчин В.З., Франчук В.П. Технические средства для добычи и переработки рудных материалов. Сообщение 2 // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 4. С. 33 – 41.
- Ляшенко В.И., Дятчин В.З., Франчук В.П. Совершенствование конструкций грохотов для горнорудной и металлургической промышленности // Черная металлургия. Бюл. ин-та «Черметинформация». 2017. № 7. С. 22 – 30.
- Bruderlein O. Siebklassierung mit Gropsiebmaschinen // Aufbereitungstechnik. 1982. Bd. 23. No. 7. S. 353 – 358.
- Irvin R.A. Large vibrating screen design-manufacturing and maintenance consideration // Mining Engineering. 1984. Vol. 36. No. 9. P. 1341 – 1346.
- Algelsreiter J. Funktionsanalyse einer Siebmaschineneuer Bauart // TIZ-Fachber. 1985. Bd. 109. No. 11. S. 861 – 863.
- Singh B.K., Marx G., Dahm W. Hochgeschwindigkeitssiebung zur Heerstellung von mehreren Kornfraktionen auf einer Siebbahn // Aufbereitungstechnik. 1985. No. 7. S. 405 – 409.
- Crissman H. Vibrating screen selection // Pit and Quarry. 1986. Vol. 78. No. 12. P. 39 – 44.
- Kerlin H.-P. Hoshleistungssiebung mit einem Vibrations-Stangerizer // Aufbereit. Techn. 1986. Bd. 27. No. 6. S. 330 – 336.
- Bendzko J. Einsatz von Spezial-Gummisieb belagen bei der Klasiierung unter verschiedener Schuttguter im Mittel- und Feinkorbereich // Aufbereit. Techn. 1986. Bd. 27. No. 6. S. 337 – 345.
- Thormahlen P. Fine screening of hygroscopic materials with the Mogens Sizer // Aufbereitung-Technic. 1989. No. 11. S. 698 – 704.
- Banaszewski T., Schollbach A.E. Schwingungsanalyse von Maschinen mit selbstsynchronisierenden Unwuchterregern // Aufbereitungstechnik. 1998. Vol. 39. No. 8. S. 383 – 393.
- Hassani F.P., Benzaazoua M., Nokken M. Evaluation of the effect of sodium silicate addition to mine Backfill, Gelfill // 22nd World Mining Congress & Expo. Istanbul, 2011. Vol. 1. P. 317 – 324.
- Szponder D.K., Trybalski K. The determination of physico-chemical and mineralogical properties of fly ash used in mining industry // 22nd World Mining Congress & Expo. Istanbul, 2011. Vol. 2. P. 629 – 639.

Поступила 27 октября 2017 г.

IZVESTIYA VUZOV. CHERNAYA METALLURGIYA = IZVESTIYA. FERROUS METALLURGY. 2018. VOL. 61. NO. 6, PP. 470-477.

IMPROVEMENT OF VIBRATING FEEDERS-SCREENS FOR MINING AND METALLURGICAL INDUSTRY

V.I. Lyashenko¹, V.Z. Dyatchin², V.P. Franchuk³

¹State Enterprise “Ukrainian Research and Design and Exploration Institute of Industrial Technology”, Zhovti Vody, Dnipropetrovsk Region, Ukraine

²Institute of Entrepreneurship “Strategy”, Zhovti Vody, Dnipropetrovsk Region, Ukraine

³National Technical University “Dnipro Polytechnic”, Dnipro, Ukraine

Abstract. The main scientific and practical results of the improvement of vibrating feeders-screens for mining and metallurgical industry are presented on the basis of dynamic calculation of the vibrating feeder-screen with two differently directed self-balancing vibrators. Methods of theoretical generalizations are described using mathematical statis-

tics, physical and mathematical modeling, computation and feasibility studies, laboratory and full-scale experimental studies, industrial tests in the conditions of operating enterprises using standard and new methods. Mathematical modeling and calculation of the parameters of a vibrating feeder of the PVG type are proposed. It is recommended when choosing dynamic parameters of the feeder, to use the vibration transmission coefficient, which is taken within the limits (1.5 – 3.5)g, and in heavy loading modes, is up to 5g. It is shown that during preparation of breeze coke in the crushing body, from 10 to 50 % of fine material is received from its bunker with a particle size of 0 – 3 mm, which is additionally re-milled, reducing the quality of coke. A vibrating feeder-screen with a spatial oscillation of the working element will increase the efficiency of screening of the material by 15 – 20 % and will improve the self-cleaning of the screen. The driving forces of the exciters are directed at different angles of 15 and 45° to the screening surface and are attached from each other at a distance equal to half width of the box, i.e. 600 mm. It is established that in the resonance mode at a constant amplitude with increasing frequency the coefficient of the vibro-displacement regime increases according to a quadratic dependence, at a working frequency of 100 rad/s it also increases from the loading edge of the feeder to the unloading and from one side to another, the value of which varies within 2.62 – 2.84.

Keywords: mining and metallurgical industry, vibrating feeders-screens, dynamic calculation, work efficiency.

DOI: 10.17073/0368-0797-2018-6-470-477

REFERENCES

1. *Shravochnik po gornorudnomu delu* [Handbook of mining]. Grebenik V.A., Pyzh'yanov Ya.S., Erofeev I.E. eds. Moscow: Nedra, 1983, 816 p. (In Russ.).
2. Vaisberg L.A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibrating screens]. Moscow: Nedra, 1986, 144 p. (In Russ.).
3. Poturaev V.N., Dyrda V.I., Poddubnyi I.K. etc. *Vibrodostavochnye komplekсы v tekhnologiyakh rasrabotki rudnykh mestorozhdenii* [Vibrodelivery complexes in ore mining technologies]. Belobrov V.I. ed. Kiev: Naukova dumka, 1989, 167 p. (In Ukr.).
4. *Dobycha i pererabotka uranovykh rud* [Mining and processing of uranium ores]. Chernov A.P. ed. Kiev: Adef-Ukraina, 2001, 238 p. (In Ukr.).
5. Nadutyi V.P., Sukharev V.V., Belyushin D.V. Analysis of the impact interaction of lump rock mass with the working surfaces of machines and equipment. *Geotekhnicheskaya mekhanika: sb. nauchnykh tr.* Dnepropetrovsk: IGTM NAN Ukrainy, 2012, vol. 103, pp.152–159(In Ukr.).
6. Bratukhina N.A., Plotnikov I.S., Demchenko I.I. Selection of optimal values of the parameters of screen with a rope moving field. *Izv. VUZov. Gornyi zhurnal.* 2015, no.3, pp.111–118. (In Russ.).
7. Yudin A.V. Estimation of the parameters of free oscillations of screening surface of the screen with console-pinned oscillations *Izv. VUZov. Gornyi zhurnal.* 2016, no. 5, pp. 52–59.(In Russ.).
8. Lyashenko V.I., Dyatchin V.Z., Franchuk V.P. Improvement of vibration feeders-screens for the mining industry. *Gornaya promyshlennost'*. 2014, no. 2, pp.100–102. (In Russ.).
9. Lyashenko V.I., Dyatchin V.Z., Franchuk V.P. Creation and introduction of vibration feeders-screens for the mining industry. *Chernaya metallurgiya. Byul. in-ta "Chermetinformatsiya"*. 2014, no. 5, pp. 72–80. (In Russ.).
10. Lyashenko V.I., Dyatchin V.Z., Franchuk V.P. Technical means for extraction and processing of ore materials. Report 2. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*. 2017, no. 4, pp. 33–41. (In Russ.).
11. Lyashenko V.I., Dyatchin V.Z., Franchuk V.P. Improvement of screens for mining and metallurgical industry. *Chernaya metallurgiya. Byul. in-ta "Chermetinformatsiya"*. 2017, no. 7, pp. 22–30. (In Russ.).
12. Bruderlein O. Siebklassierung mit Gropsiebmaschinen. *Aufbereitung Technik.* 1982, bd. 23, no. 7, S. 353–358. (In Germ.).
13. Irvin R.A. Large vibrating screen design-manufacturing and maintenance consideration. *Mining Engineering.* 1984, vol. 36, no. 9, pp. 1341–1346.
14. Algelsreiter J. Funktionsanalyse einer Seibmaschinen neuer Bauart. *TIZ-Fachber.* 1985, bd. 109, no. 11, S. 861–863. (In Germ.).
15. Singh B.K., Marx G., Dahm W. Hochgeschwindigkeitssiebung zur Heerstellung von mehreren Kornfraktionen auf einer Siebbahn. *Aufbereitung Technik.* 1985, no. 7, S. 405–409. (In Germ.).
16. Crissman H. Vibrating screen selection. *Pit and Quarry.* 1986, vol. 78, no. 12, pp. 39–44.
17. Kerlin H.-P. Hoshleistungssiebung mit einem Vibrations-Stangensizer. *Aufbereit. Techn.* 1986, bd. 27, no. 6, S. 330–336. (In Germ.).
18. Bendzko J. Einsatz von Spezial-Gummisieb belagen bei der Klasierung unter verschiedener Schuttguter im Mittel – und Feinkorbereich. *Aufbereit. Techn.* 1986, bd. 27, no. 6, S. 337–345. (In Germ.).
19. Thormahlen P. Fine screening of hygroscopic materials with the Mogensen Sizer. *Aufbereit. Techn.* 1989, no. 11, pp. 698–704.
20. Banaszewski T., Schollbach A.E. Schwingungsanalyse von Maschinen mit selbstsynchronisierenden Unwuchterregern. *Aufbereit. Techn.* 1998, vol. 39, no. 8, S. 383–393. (In Germ.).
21. Hassani F.P., Benzaazoua M., Nokken M. Evaluation of the effect of sodium silicate addition to mine Backfill, Gelfill. *22nd World Mining Congress & Expo. Istanbul,* 2011, vol. 1, pp. 317–324.
22. Szponder D.K., Trybalski K. The determination of physico-chemical and mineralogical properties of fly ash used in mining industry. *22nd World Mining Congress & Expo. Istanbul,* 2011, vol. 2, pp. 629–639.

Acknowledgement. I.K. Poddubnyi, V.N. Platonov, A.H. Dudchenko, A.G. Skotareno, etc. participated in the work.

Information about the authors:

V.I. Lyashenko, Cand. Sci. (Eng.), Head of Research Division, Senior Researcher (vilyashenko2017@gmail.com)

V.Z. Dyatchin, Cand. Sci. (Eng.), Assist. Professor of the Chair "Management and social work" (dsveta49@mail.ru)

V.P. Franchuk, Dr. Sci. (Eng.), Professor of the Chair "Mining machines and engineering" (franchuk@nmu.org.ua)

Received October 27, 2017