

УДК 621.928.23

DOI: 10.21440/0536-1028-2018-5-102-110

ИССЛЕДОВАНИЕ, ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МАЛОГАБАРИТНОГО ВИБРАЦИОННОГО ПИТАТЕЛЯ ДЛЯ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

ЛЯШЕНКО В. И., ДЯТЧИН В. З., ФРАНЧУК В. П.

Представлены основные научные и практические результаты исследования, динамического расчета и совершенствования малогабаритного вибрационного питателя для подземных горных работ и на его основе разработка технических средств для горнорудной промышленности. Описаны методы теоретических обобщений, 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 малогабаритного 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 по сравнению со скреперной доставкой горной массы применение питателя позволяет повысить производительность труда при погрузке в 3,5–5,0 раз и снизить себестоимость работ по выпуску и погрузке руды из рудоспусков на 35–40 %. Рекомендован параметрический ряд малогабаритных вибропитателей типа ПВГ, который охватывает широкий диапазон производительности погрузки от 150 до 1500 т/ч при длине транспортирования от 1,5 до 7,0 м с объемом выпуска горной массы с одного пункта погрузки от 50 до 1500 тыс. т.

Ключевые слова: подземные горные работы; выпуск руды; малогабаритные вибрационные питатели; эффективность работ.

Введение. Выпуск и доставка отбитой горной массы являются одними из наиболее трудоемких процессов технологии подземной добычи рудных полезных ископаемых. Трудоемкость выпуска и доставки руды составляет около 50 % общих трудозатрат по системе разработки. Применяемые ранее гравитационный выпуск и доставка руды скреперными лебедками и машинами с нагребающим погрузочным органом не в полной мере отвечает требованиям, предъявляемым к механизмам для выпуска кусковой руды, так как имеют ограниченную зону воздействия на откос и большое количество зависаний выпускаемой из дучек и других аккумулирующих емкостей руды. Существенное отличие вибровыпуска от гравитационного заключается в том, что применяемые машины активно воздействуют на горную массу, в результате чего она приобретает свойство текучести. Поэтому исследование и динамический расчет малогабаритного вибрационного питателя для подземных горных работ и на его основе разработка вибропитателей для горнорудной промышленности, обеспечивающих высокую надежность в работе, повышение эффективности выпуска и доставки руды – важная научная и практическая задача, требующая решения [1–8].

Ляшенко Василий Иванович – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, начальник научно-исследовательского отдела. 52204, Днепропетровская обл., г. Желтые Воды, пр. Свободы, 37, ГП «УкрНИПИИпромтехнологии». E-mail: ipt@iptzw.dp.ua

Дятчин Владимир Захарович – кандидат технических наук, доцент кафедры менеджмента и социальной работы. 52204, Днепропетровская обл., г. Желтые Воды, ул. Гагарина, 43, Институт предпринимательства «Стратегия». E-mail: dsveta49@mail.ru

Франчук Всеволод Петрович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры горных машин и комплексов. 49005, г. Днепр, пр. Дмитрия Яворницкого, 19, Национальный технический университет «Днепропетровская политехника». E-mail: franchuk@nmu.org.ua

Методика исследований. Для решения поставленных задач проведен анализ литературных источников, использованы методы теоретических обобщений с применением математической статистики, физическое и математическое моделирование, выполнены расчеты и технико-экономические обоснования, проведены лабораторные и натурные экспериментальные исследования, промышленные испытания в условиях действующих предприятий по стандартным и новым методикам.

Обсуждение результатов исследований. Исследованием вибровыпуска и созданием вибромашин для нужд горнодобывающей промышленности длительное время занималась лаборатория механизации производственных процессов ГП «УкрНИПИИПромтехнологии». За более чем сорокалетний период существования лаборатории создан параметрический ряд стационарных вибрационных питателей типа ПВГ, отвечающих основным горно-геологическим и горнотехническим условиям обработки месторождений подземным способом (таблица) [9].

Техническая характеристика малогабаритных вибрационных горных питателей

Показатель	Выпуск руды из рудоспусков и бункеров		
	ПВГ-1,0/2,2	ПВМ-1,0/2,3	ПВМ-1,0/1,5
Производительность, т/ч	400–600	250–350	150–250
Длина транспортирования, м	2,2	2,4	1,5
Ширина лотка, м	1,0	1,0	1,0
Частота колебаний, Гц	16	47	47
Вынуждающая сила, кН	28–38	16–30	16–30
Мощность привода, кВт	7,5	1,5	1,5
Габаритные размеры, м			
длина	2,3	2,3	1,5
ширина	1,4	1,2	1,2
высота	0,8	0,6	0,5
Масса, кг	1000	425	320
Объем выпуска руды одной машиной, тыс. т	250	50	50

Математическое моделирование и расчет параметров вибрационного питателя. Питатели со сложным движением рабочей поверхности применяются двух типов – с одним двухвальным вибратором, установленным параллельно рабочей плоскости, и двумя вибраторами, установленными под углом к рабочей поверхности и имеющими разное направление вектора возмущающего усилия (рис. 1).

Конструктивное исполнение вибратора таково, что он обеспечивает направленное возмущающее усилие P и возмущающий момент $M_{\text{пов}}$:

$$P = 2m_0 r \omega^2 \sin(\omega t); \quad M_{\text{пов}} = m_0 r \omega^2 B_1 \cos(\beta) \sin(\omega t),$$

где m_0 – масса дебалансного груза; r – расстояние от оси до центра тяжести дебалансного груза; ω – частота вынужденных колебаний; B_1 – расстояние между валами дебалансов; β – угол наклона вектора возмущающей силы к плоскости рабочей поверхности; t – время.

Под действием силы P , направленной через центр тяжести питателя под углом β к его рабочей поверхности и момента $M_{\text{пов}}$, питатель будет совершать прямолинейные колебания вдоль оси x и поворотные φ вокруг центра тяжести. Используя

принцип Даламбера, получим дифференциальные уравнения, описывающие линейные и поворотные колебания питателя:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + c_1x &= 2m_0r\omega^2 \sin \omega t; \\ I\ddot{\varphi} + c_1l^2\varphi &= m_0r\omega^2 B_1 \cos\beta \cos\omega t, \end{aligned} \quad (1)$$

где $M = m + m_0$ – приведенная масса рабочего органа и привода; m_0r – кинетостатический момент дебаланса; $l = l/2$ – расстояние от центра тяжести до упругой опоры.

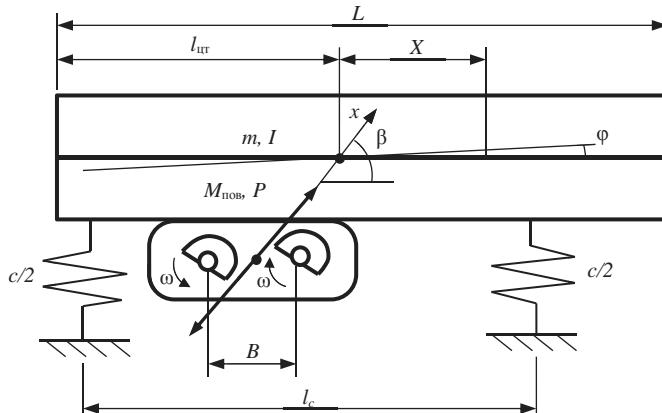


Рис. 1. Расчетная схема малогабаритного вибропитателя:
 I – момент инерции рабочего органа с учетом привода; m – масса рабочего органа и привода; β – угол направления линейных колебаний; ω – круговая частота вынужденных колебаний; x и φ – линейные и поворотные колебания рабочего органа; c – жесткость упругих связей; L – длина рабочего органа; X – расстояние от центра тяжести до искомой точки на рабочей поверхности питателя; $l_{ит}$ – расстояние от места загрузки до центра тяжести; l_c – расстояние между упругими опорами; B – расстояние между осями дебалансов

Диссипацию энергии будем учитывать по аналогии с [1] в виде комплексного числа, связанного с жесткостью упругих связей:

$$c_1 = c(1 + i\psi), \quad (2)$$

где c – суммарная жесткость упругих опор; ψ – коэффициент диссипации энергии, i – мнимая единица.

Подставляя значение c_1 из (2) в уравнения (1), разделив их соответственно на M и I , получим зависимости

$$\begin{aligned} \ddot{x} + p_x^2(1 + i\psi)x &= q_x\omega^2 \sin(\omega t); \\ \ddot{\varphi} + p_\varphi^2(1 + i\psi)\varphi &= q_\varphi\omega^2 \cos(\omega t), \end{aligned}$$

где p_x, p_φ – частоты собственных линейных и поворотных колебаний питателя:

$$p_x = \sqrt{c/M}; \quad p_\varphi = \sqrt{cl^2/I}, \quad (3)$$

q_x, q_φ – удельные коэффициенты возмущающих нагрузок:

$$q_x = \frac{2m_0 r}{M}; \quad q_\phi = \frac{m_0 r B_1 \cos \beta}{I}.$$

В установившемся режиме решение уравнений (3) в комплексном виде будет следующим:

$$\bar{x} = \bar{a} \sin(\omega t); \quad \bar{\phi} = \bar{\phi} \cos(\omega t),$$

$$\text{где } \bar{a} = \frac{q_x \omega^2}{p_x^2 - \omega^2 + i\psi p_x^2} = \frac{q_x \omega^2 ((p_x^2 - \omega^2) - i\psi p_x^2)}{(p_x^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_x^2)^2},$$

$$\bar{\phi} = \frac{q_\phi \omega^2}{p_\phi^2 - \omega^2 + i\psi p_\phi^2} = \frac{q_\phi \omega^2 ((p_\phi^2 - \omega^2) - i\psi p_\phi^2)}{(p_\phi^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_\phi^2)^2},$$

$\bar{\phi}$ – фазочастотные характеристики грохота-питателя.

Определяя модуль и аргумент комплексного числа, получим

$$a = \sqrt{[\operatorname{Re}(\bar{a})]^2 + [\operatorname{Im}(\bar{a})]^2}; \quad \mathcal{G}_x = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im}(\bar{a})}{\operatorname{Re}(\bar{a})};$$

$$\bar{\phi} = \sqrt{[\operatorname{Re}(\bar{\phi})]^2 + [\operatorname{Im}(\bar{\phi})]^2}; \quad \mathcal{G}_\phi = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{Im}(\bar{\phi})}{\operatorname{Re}(\bar{\phi})}.$$

Окончательно движение питателя с плоско установленным вибровозбудителем запишется как

$$x = a \sin(\omega t + \mathcal{G}_x); \quad \phi = \phi \cos(\omega t + \mathcal{G}_\phi); \quad a = \frac{q_x \omega^2}{\sqrt{(p_x^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_x^2)^2}};$$

$$\phi = \frac{q_\phi \omega^2}{\sqrt{(p_\phi^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_\phi^2)^2}}; \quad \mathcal{G}_x = \operatorname{arctg} \frac{-\psi p_x^2}{p_x^2 - \omega^2}; \quad \mathcal{G}_\phi = \operatorname{arctg} \frac{-\psi p_\phi^2}{p_\phi^2 - \omega^2}.$$

Амплитуда линейных и поворотных колебаний, сдвиг фаз показаны на рис. 2. Как видно из рис. 2, питатель совершает линейные и поворотные (галопирование) колебания по закону, типичному для линейных систем. В далеко зарезонансном режиме амплитуда линейных и поворотных колебаний становится практически постоянной, фаза колебаний стремится к -2π .

Колебание в любой точке поверхности питателя определится как сумма линейных и поворотных колебаний, т. е.

$$x_\Sigma = a \sin(\omega t + \mathcal{G}_x) + X \phi \cos(\omega t + \mathcal{G}_\phi),$$

где X – расстояние от центра тяжести до искомой точки на рабочей поверхности питателя.

Складывая гармоники колебаний, получим

$$x_\Sigma = A \sin(\omega t + \mathcal{G});$$

в свою очередь амплитуда перемещений в рассматриваемой точке

$$A = \sqrt{[a \cos(\mathcal{G}_x) - X \phi \sin(\mathcal{G}_\phi)]^2 + [a \sin(\mathcal{G}_x) + X \phi \cos(\mathcal{G}_\phi)]^2},$$

а фазный угол колебаний

$$\vartheta = \operatorname{arctg} \left[\frac{a \sin(\vartheta_x) + X \phi \cos(\vartheta_\phi)}{a \cos(\vartheta_x) - X \phi \sin(\vartheta_\phi)} \right].$$

Это в предположении, что колебания питателя имеют вид прямолинейных. На самом деле поверхность питателя имеет прямолинейные колебания только в центре тяжести, в остальных точках колебания будут эллиптическими. При расчете и выборе динамических параметров питателя используют параметр режима виброперемещения, который определяется для точки, соответствующей центру тяжести питателя. Для эллиптических колебаний при определении коэффициента виброперемещения обычно ориентируются на величину нормальных к рабочей поверхности перемещений.

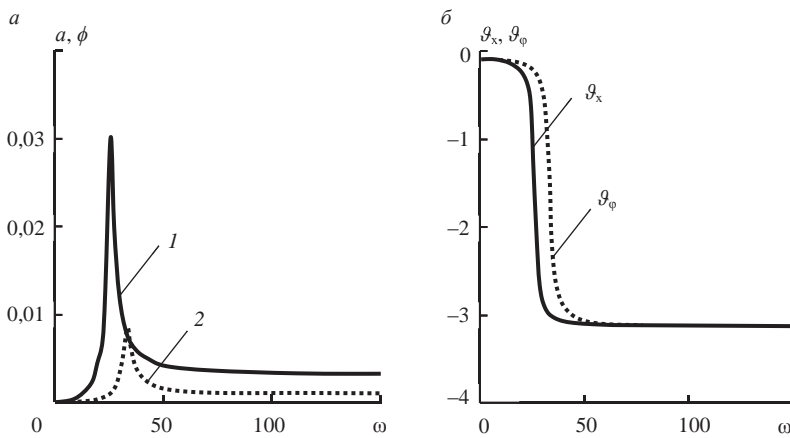


Рис. 2. Амплитудно-частотная и фазочастотная характеристики питателя: а – линейные перемещения; 1 – вдоль рабочей поверхности; 2 – по нормали к рабочей поверхности; б – фазочастотные характеристики грохота-питателя

Нормальные к рабочей поверхности питателя колебания в любой точке питателя

$$x_n = A_n \sin(\omega t + \vartheta_n),$$

амплитуда нормальных к рабочей поверхности колебаний

$$A = \sqrt{[a \cos(\vartheta_x) \sin \beta - X \phi \sin(\vartheta_\phi)]^2 + [a \sin(\vartheta_x) \sin \beta + X \phi \sin(\vartheta_\phi)]^2},$$

а угол сдвига фаз

$$\vartheta_n = \operatorname{arctg} \left[\frac{a \sin(\vartheta_x) \sin \beta + X \phi \sin(\vartheta_\phi)}{a \cos(\vartheta_x) \sin \beta - X \phi \sin(\vartheta_\phi)} \right],$$

где X – расстояние от центра тяжести до выбранной точки по оси питателя.

Тогда коэффициент режима виброперемещения в любой точке по длине питателя

$$\Gamma = \frac{A_n}{g \cos \alpha}.$$

Авторами установлена зависимость коэффициента режима виброперемещения для диапазона частот 0–150 рад/с (рис. 3) при $m_0r = 4 \text{ кг} \cdot \text{м}$, общей массе конвейера $M = 1400 \text{ кг}$, длине $L = 2 \text{ м}$ и рабочем режиме $\omega = 100 \text{ рад/с}$.

Как видно из рис. 3, в зарезонансном режиме с ростом частоты коэффициент плавно возрастает. При рабочей частоте он также увеличивается от загрузочного края питателя к разгрузочному. При выборе динамических параметров питателя (расчете и выборе параметров привода) обычно ориентируются на коэффициент вибротранспортирования, который принимают в пределах $\Gamma = (1,5\text{--}3,5)g$, при тяжелых режимах нагружения $\Gamma = 5g$. Обычно назначается частота колебаний ω (по скорости асинхронного двигателя), и по выбранному коэффициенту виброперемещения находится требуемая величина кинетостатического момента

$$m_0r = \frac{\Gamma_n g \cos \alpha}{\omega^2 \sqrt{Q_1 + Q_2}},$$

$$\text{где } Q_1 = \left[\frac{2\omega^2 \cos(\vartheta_x) \sin \beta}{M \sqrt{(p_x^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_x^2)^2}} - \frac{XB_1 \omega^2 \sin(\vartheta_\phi) \cos \beta}{I \sqrt{(p_\phi^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_\phi^2)^2}} \right]^2;$$

$$Q_2 = \left[\frac{2\omega^2 \sin(\vartheta_x) \sin \beta}{M \sqrt{(p_x^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_x^2)^2}} + \frac{XB_1 \omega^2 \cos(\vartheta_\phi) \cos \beta}{I \sqrt{(p_\phi^2 - \omega^2)^2 + (\psi p_\phi^2)^2}} \right]^2.$$

По найденному кинетостатическому моменту m_0r определяются размеры дебалансов [10].

Конструкции малогабаритного питателя. Питатель ПВГ-1,0/2,2 предназначен для выпуска и погрузки сыпучего материала (руды, породы и т. п.) крупностью до 650 мм из рудоспусков эксплуатационных блоков и других аккумулирующих емкостей при разработке маломощных и средней мощности рудных залежей, а также при обработке рудных тел слоевой системой и с магазинированием руды. Питатель представляет собой одномассную свободно колеблющуюся систему зарезонансного типа с направленными вынужденными колебаниями и состоит из грузонесущего органа, опирающегося на рамы через резинометаллические упругие опоры, и привода. Грузонесущий лоток выполнен в виде жесткой сварной металлоконструкции прямоугольного сечения, усиленной ребрами жесткости. Упругая система питателя состоит из основных резинометаллических элементов, работающих на сжатие в направлении колебаний лишь при нагружении лотка материалом. Рамы неподвижно крепятся к поддерживающим металлоконструкциям. На одной из рам устанавливается электродвигатель. Установка питателя на пункте погрузки может быть подвесной или опорной.

Вибровозбудитель с направленной вынуждающей силой жестко присоединен к фланцу грузонесущего органа с помощью болтов. Связь вибровозбудителя с электродвигателем осуществляется через эластичную муфту. Для защиты упругих опор и вибропривода от завала сыпучим материалом предусмотрено специальное ограждение. В процессе работы грузонесущему лотку сообщаются направленные колебания, которые вызывают поступательное движение материала, осуществляя принудительный выпуск руды из емкости. Питатель допускает раз-

рушение сводов равновесия руды в выпускной выработке взрывным способом с массой единичного заряда ВВ до 2 кг на высоте 2–3 м от днища лотка, а также дробление негабаритных кусков накладными зарядами ВВ массой до 600 кг. По сравнению со скреперной доставкой горной массы применение питателя ПВГ-1,0/2,2 позволяет повысить производительность труда при погрузке в 3,5–5 раз и снизить себестоимость работ по выпуску и погрузке руды из рудоспусков на 35–40 %.

Питатель и его параметрический ряд повсеместно эксплуатируются на предприятиях народного хозяйства и утверждены для серийного производства [9].

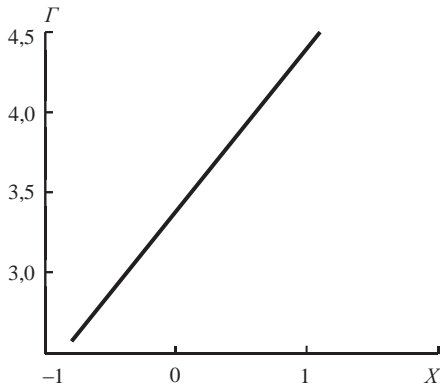


Рис. 3. Зависимость коэффициента режима виброперемещения от положения по длине конвейера на частоте 100 рад/с

$\Gamma = (1,5-3,5)g$, а при тяжелых режимах нагружения $\Gamma = 5g$. Частота колебаний назначается по скорости асинхронного двигателя и выбранному коэффициенту виброперемещения, находится требуемая величина кинетостатического момента.

Доказано, что малогабаритный питатель вибрационный горный типа ПВГ совершает линейные и поворотные (галопирование) колебания по закону, типичному для линейных систем. В далеко зарезонансном режиме амплитуда линейных и поворотных колебаний становится практически постоянной, фаза колебаний стремится к -2π .

Рекомендован малогабаритный питатель ПВГ-1,0/2,2 для выпуска и погрузки сыпучего материала (руды, породы и т.п.) крупностью до 650 мм из рудоспусков эксплуатационных блоков и других аккумулялирующих емкостей при разработке маломощных и средней мощности рудных залежей, а также при отработке рудных тел слоевой системой и с магазинированием руды.

Показано, что по сравнению со скреперной доставкой горной массы применение малогабаритного питателя позволяет повысить производительность труда при погрузке в 3,5–5 раз и снизить себестоимость работ по выпуску и погрузке руды из рудоспусков на 35–40 %. Питатель утвержден для серийного производства и успешно эксплуатируется на предприятиях народного хозяйства.

Предложен параметрический ряд вибропитателей типа ПВГ, который охватывает широкий диапазон производительности погрузки от 150 до 1500 т/ч при длине транспортирования от 1,5 до 7 м и объеме выпуска горной массы с одного пункта погрузки от 50 до 1500 тыс. т.

Авторы благодарят за помощь в работе Поддубного И. К., Дудченко А. Х., Рыгузова П. И., Скотаренко А. Г., Ткаченко А. А. и др.

Разработчик технической документации – ГП «УкрНИПИИпромтехнологии» (г. Желтые Воды, Украина). Изготовители: Криворожский рудоремонтный завод (КЦРЗ, г. Кривой Рог, Украина); Ремонтно-механический завод (РМЗ) ГП «ВостГОК» (г. Желтые Воды, Украина); Ремонтно-механические мастерские (РММ) карьеров, шахт, обогатительных фабрик, металлургических заводов и др. [11–14], а также специализированные организации в развитых горнодобывающих странах [15–18].

Выводы. Обосновано, что при выборе динамических параметров питателя (расчете и выборе параметров привода) используют коэффициент вибротранспортирования, который принимают в пределах

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Сорокин Е. С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. М.: Госстройиздат, 1960. 132 с.
2. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
3. Вибродоставочные комплексы в технологиях разработки рудных месторождений / В. Н. Потораев [и др.]. Киев: Наукова думка, 1989. 167 с.
4. Штокман И. Г., Мухопад Н. Д. Транспорт при строительстве подземных сооружений и шахт. М.: Недра, 1970. 232 с.
5. Подземный транспорт шахт и рудников: справочник / под ред. Г. Я. Пейсаховича, И. П. Ремизова. М.: Недра, 1985. 565 с.
6. Горные машины для добычи руд / отв. ред. А. П. Лысов. М.: Недра, 1968. 231 с.
7. Единые требования безопасности при разработке рудных, нерудных и россыпных месторождений подземным способом / отв. ред. Л. М. Чернявский. М.: Недра, 1972. 225 с.
8. Справочник по горнорудному делу / под ред. В. А. Гребенюка, Я. С. Пыжьянова, И. Е. Ерофеева. М.: Недра, 1983. 816 с.
9. Добыча и переработка урановых руд: монография / под ред. А. П. Чернова. Киев: Адеф-Украина, 2001. 238 с.
10. Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П. Совершенствование конструкций вибрационных питателей-грохотов для горной промышленности // Горная промышленность. 2014. № 2. С. 100–102.
11. Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П. Создание и внедрение вибрационных питателей-грохотов для горной промышленности // Черная металлургия. 2014. № 5. С. 72–80.
12. Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П. Повышение эффективности и надежности работы колосникового вибрационного грохота-перегрузателя типа ГПК для горной промышленности // Черная металлургия. 2015. № 3. С. 84–93.
13. Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П. Повышение эффективности и надежности работы вибрационных колосниковых грохотов-питателей и грохотов-перегрузателей типа ГПК для горной промышленности // ГИАБ. 2016. № 6. С. 34–49.
14. Ляшенко В. И., Дятчин В. З., Франчук В. П. Технические средства для добычи и переработки рудных материалов // ГИАБ. 2017. № 4. С. 33–41.
15. Algelsreiter J. Funktionsanalyse einer Seibmaschine neuer Bauart // TIZ-Fachber. 1985. Bd 109. No. 11. S. 861–863.
16. Crissman H. Vibrating screen selection // Pit and Quarry. 1986. Vol. 78, no. 12. P. 39–44.
17. Kerlin H.-P. Hoshleistungssiebung mit einem Vibrations-Stangensizer // Aufbereit. Techn. 1986. Bd 27. No. 6. S. 330–336.
18. Bendzko J. Einsatz von Spezial-Gummisieb belagen bei der Klasierung unter schiedlicher Schuttguter im Mittel – und Feinkorbereich // Aufbereit. Techn. 1986. Bd 27. No. 6. S. 337–345.

Поступила в редакцию 22 июня 2017 года

RESEARCH, DYNAMIC CALCULATION AND IMPROVEMENT OF A SMALL-SIZED VIBRATING FEEDER FOR UNDERGROUND MINING OPERATIONS

Liashenko V. I. – SE Ukr R&D Institute for IndTech, Zhovti Vody, Ukraine. E-mail: ipt@iptzw.dp.ua

Diatchin V. Z. – Institute of Business Strategy, Zhovti Vody, Ukraine. E-mail: dsveta49@mail.ru

Franchuk V. P. – The National Mining University, Dnepr, Ukraine.

The main scientific and practical results of research, dynamic calculation and improvement of a small-sized vibrating feeder for underground mining operations, and on its basis the development of technical facilities for the mining industry are introduced. The methods of theoretical generalizations are described, physical and mathematical modeling, calculations and technical-economic studies, laboratory and full-scale experimental studies, industrial tests in conditions of operating enterprises on standard and new methods. Mathematical modeling and calculation of parameters of a small-sized vibrating feeder of the PVG type are proposed. It is recommended to use the vibrotransportation factor when choosing the dynamic parameters of the feeder, which is taken within the limits (1.5–3.5) g, and for heavy loading regimes-up to 5g. It is shown that, in comparison with scraping delivery of rock mass, application of the feeder allows to increase labor productivity during loading by 3.5–5 times and to reduce the cost of works for the production and loading of ore from the ore discharges by 35–40 %. A parametric series of small-sized vibrating feeders of the PVG type is recommended, which covers a wide range of loading capacity from 150 to 1500 t/h with a transportation length of 1.5 to 7 m and a rock output from one loading point from 50 to 1500 thousand tons.

Key words: underground mining; ore output; small-sized vibrating feeders; work efficiency.

REFERENCES

1. Sorokin E. S. *K teorii vnutrennego treniia pri kolebaniakh uprugikh sistem* [To the theory of internal friction under elastic systems oscillations]. Moscow, Gosstroizdat Publ., 1960. 132 p.

2. Vaisberg L. A. *Proektirovanie i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibrating screens]. Moscow, Nedra Publ., 1986. 144 p.
 3. Poturaev V. N., and others. *Vibrodostavochnye komplekсы v tekhnologiiakh razrabotki rudnykh mestorozhdenii* [Vibrating delivery systems in the technologies of ore deposits exploitation]. Kiev, Naukova dumka Publ., 1989. 167 p.
 4. Shtokman I. G., Mukhopad N. D. *Transport pri stroitel'stve podzemnykh sooruzhenii i shakht* [Transport at the construction of underground structures and shafts]. Moscow, Nedra Publ., 1970. 232 p.
 5. *Podzemnyi transport shakht i rudnikov: spravochnik / pod red. G. Ia. Peisakhovicha, I. P. Remizova* [Underground transport for shafts and mines. Edited by G. Ia. Peisakhovich, I. P. Remizov]. Moscow, Nedra Publ., 1985. 565 p.
 6. *Gornye mashiny dlia dobychi rud / otv. red. A. P. Lysov* [Mining machines for ore production. Edited by A. P. Lysov]. Moscow, Nedra Publ., 1968. 231 p.
 7. *Edinye trebovaniia bezopasnosti pri razrabotke rudnykh, nerudnykh i rossypnykh mestorozhdenii podzemnym sposobom / otv. red. L. M. Cherniavskii* [Standard safety requirements under the exploitation of ore fields and nonmetallic deposits using the method of opencast mining. Edited by L. M. Cherniavskii]. Moscow, Nedra Publ., 1972. 225 p.
 8. *Spravochnik po gornorudnomu delu / pod red. V. A. Grebeniuka, Ia. S. Pyzh'ianova, I. E. Erofeeva* [Mining reference. Edited by V. A. Grebeniuk, Ia. S. Pyzh'ianov, I. E. Erofeev]. Moscow, Nedra Publ., 1983. 816 p.
 9. *Dobycha i pererabotka uranovykh rud: monografiia / pod red. A. P. Chernova* [Production and processing of atomic ore: monograph. Edited by A. P. Chernov]. Kiev, Adef-Ukraine Publ., 2001. 238p.
 10. Liashenko V. I., Diatchin V. Z., Franchuk V. P. [Improving the constructions of vibrating feeder-screens for mining industry]. *Gornaia promyshlennost' – Mining Industry Journal*, 2014, no. 2, pp. 100–102. (In Russ.)
 11. Liashenko V. I., Diatchin V. Z., Franchuk V. P. [Creation and implementation of vibrating feeder-screens for mining industry]. *Chernaia metallurgiiia – Ferrous Metallurgy*, 2014, no. 5, pp. 72–80. (In Russ.)
 12. Liashenko V. I., Diatchin V. Z., Franchuk V. P. [Improving the efficiency and reliability of a vibrating grizzly and GIC-type crane for mining industry]. *Chernaia metallurgiiia – Ferrous Metallurgy*, 2015, no. 3, pp. 84–93. (In Russ.)
 13. Liashenko V. I., Diatchin V. Z., Franchuk V. P. [Improving the efficiency and reliability of the vibrating grizzly feeders, screens and GIC-type cranes for mining industry]. *Gornyi informatsionno-analiticheskii biulleten' (nauchno-tekhnicheskii zhurnal) – Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*, 2016, no. 6, pp. 34–49. (In Russ.)
 14. Liashenko V. I., Diatchin V. Z., Franchuk V. P. [Hardware for ore materials mining and processing]. *Gornyi informatsionno-analiticheskii biulleten' (nauchno-tekhnicheskii zhurnal) – Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)*, 2017, no. 4, pp. 33–41. (In Russ.)
 15. Algelsreiter J. Funktionsanalyse einer Seibmaschine neuer Bauart. *TIZ-Fachber*, 1985, Bd 109, no. 11, ss. 861–863.
 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, ss. 330–336.
 18. Bendzko J. Einsatz von Spezial-Gummisieb belagen bei der Klasierung unter schiedlicher Schuttguter im Mittel – und Feinkorbereich. *Aufbereit. Techn.*, 1986, Bd 27, no. 6, ss. 337–345.
-