

# СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОСЕИВАЮЩЕЙ ПОВЕРХНОСТИ И ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗДЕЛЕНИЯ ГОРНОЙ МАССЫ НЕПОДВИЖНЫХ ГРОХОТОВ

Аркадий Васильевич Юдин,  
Виктор Степанович Шестаков,  
Shestakov.v.s@mail.ru  
Магомед Казбекович Абдулкаримов

Уральский государственный горный университет  
Россия, Екатеринбург

**Актуальность** работы обусловлена потребностью предприятий строительной отрасли в более качественной подготовке сырья, в повышении эффективности работы оборудования. Проблемой, с которой сталкиваются на предприятиях, является разделение на фракции заглинистой горной массы. Установленные грохоты забиваются и перестают выполнять свою функцию.

**Цель работы:** анализ рабочего процесса неподвижного колосникового грохота и разработка технических предложений по повышению эффективности грохочения трудногрохотимой горной массы.

**Методология исследования:** моделирование рабочего процесса неподвижного колосникового грохота.

**Результаты.** В технологических комплексах неподвижные грохоты выполняют операции предварительного разделения горной массы (часто перед первичным дроблением). При простоте конструкции они имеют низкую эффективность грохочения, требуют повышенной площади просеивающей поверхности, имеют значительные высотные габариты. Опыт эксплуатации показал, что просеивающая поверхность колосниковых грохотов с открытой шелью часто забивается и требует чистки. При расстоянии между колосниками 40–50 мм разделение заглинистой горной массы особенно затруднительно. Одной из причин этого обстоятельства является отсутствие методики выбора параметров грохота. Практически основное исполнение неподвижных грохотов выполняется в двухопорном варианте с поперечным расположением связь-балок и с заниженной высотой колосников. Просеивающие поверхности выполняются линейными.

**Выводы.** Рассмотренные в статье математическая модель и методика позволяют определять основные параметры неподвижных грохотов. Предложен вариант совершенствования неподвижных грохотов путем изменения конструкции ПП и придания ей свободных и вынужденных разноамплитудных колебаний, это позволит повысить эффективность разделения трудногрохотимой горной массы на 5–10 %, расширить область применения грохотов для разделения глинистых фракций 40–100 мм; снизить строительную высоту и угол установки грохота на 20 %.

**Ключевые слова:** грохот; бортовина; просеивающая поверхность; колосник; балка; шарнир; упругая опора; мотор-вибратор; математическая модель; амплитуда; частота колебаний.

**В**ведение  
Исследования по совершенствованию конструкций грохотов проводятся уже длительное время [1–8], но выпускаемые в настоящее время недостаточно эффективны для всех условий эксплуатации. На кафедре горных машин и комплексов УГУ проводятся исследования по совершенствованию конструкций грохотов и по определению их параметров для условий эксплуатации с трудногрохотимым материалом [9–11]. Рассмотрены две схемы усовершенствования неподвижных грохотов.

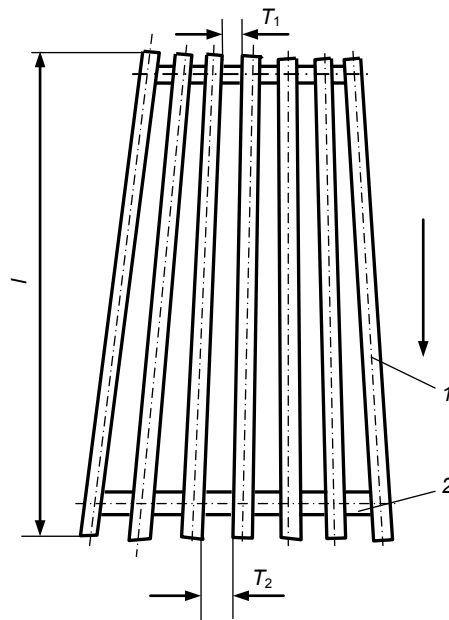
Неприводные колосниковые грохоты применяются для предварительного грохочения. Они представляют собой набор колосников, устанавливаемых под углом к горизонту. Для условий загрузки грохотов из транспортных сосудов в карьерах или шахтах расстояние между колосниками  $T_i$  выбирается в зависимости от требований технологии. Колосниковая просеивающая поверхность (ПП) показана на рис. 1 [9]. Щели колосниковой решетки до хода движения горной массы постепенно увеличиваются от значения  $T_1$  на загрузочном конце грохота до  $T_2$  – на разгрузочном конце. Угол наклона колосников составляет 45–50° для сухих руд и пород. Исследования грохочения руд Криворожского бассейна показали, что на жестких двухопорных грохотах руда устойчиво движется при угле наклона не менее 35°. При наличии в руде или породе повышенного количества влаги и возможности слипания кусков угол наклона увеличивается на 5–10°. На грохотах с жестким двухопорным закреплением колосников при расстоянии между колосниками до 0,05 м перерабатывать влажные и липкие материалы практически невозможно.

Неподвижные колосниковые грохоты, загружаемые при помощи питателей, на практике получили самое широкое применение. Общий недостаток работающих на предприятиях двухопорных грохотов – это застревание кусков клинообразной формы над поперечными связь-балками. Если застрявшие куски не удалить сразу, при дальнейшей работе происходит полная забутовка межколосникового пространства, снижается эффективность работы грохота. Основная причина отмеченного недостатка заключается в том, что в практике горного машиностроения не отработана методика проектирования и расчета ПП колосникового типа. Некоторые рекомендации по расчету параметров колосниковых ПП неподвижных и вибрационных грохотов приведены в работе [2, 3, 5, 8].

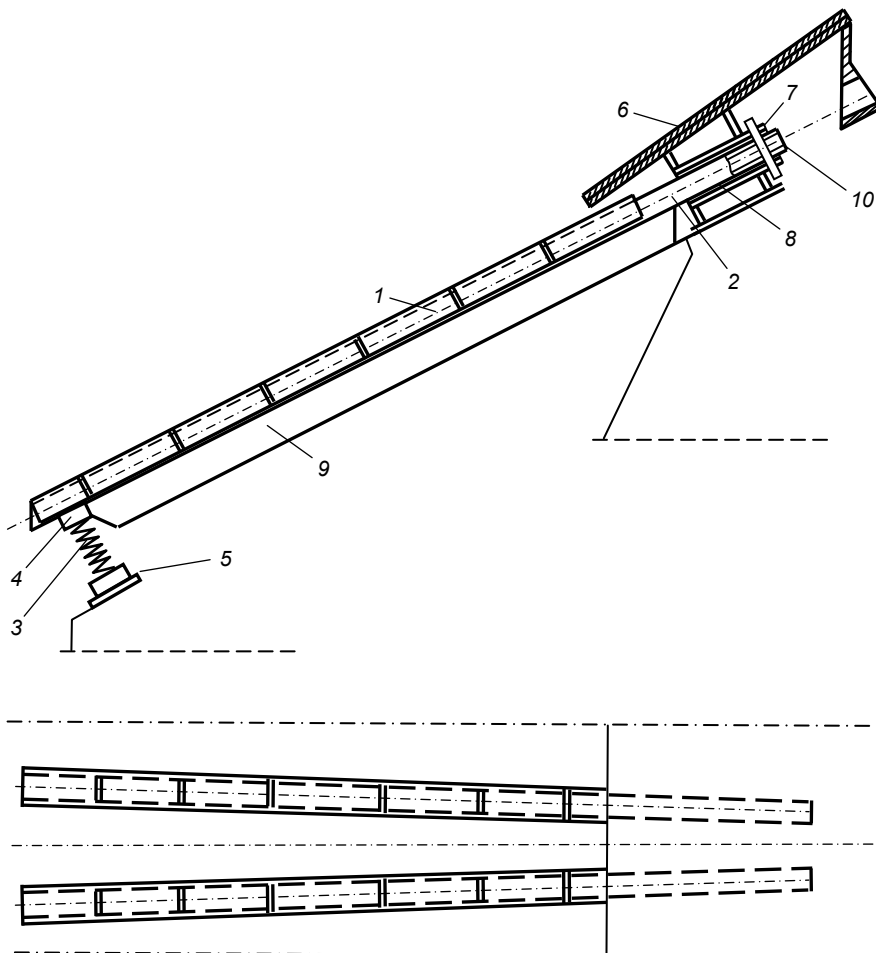
В результате исследований нами выявлена наиболее рациональная конструкция неприводных колосниковых грохотов – консольные и подпружиненные грохоты [9].

Конструкции консольных подпружиненных грохотов имеют преимущества перед грохотами с жестким закреплением колосников – выше на 15–20 % эффективность разделения, в 2–2,5 раза меньше динамические нагрузки и соответственно ударно-абразивный износ колосников. Промышленная эксплуатация новых конструкций грохотов на шахтах Кривбасса и на карьерах горно-обогатительных комбинатов ИНГОКа и НКГОКа (Украина) показала их более высокую пропускную способность.

На рис. 2 приведена конструкция грохота, ПП которого выполнена с подпружиненными колосниками. Грохот разработан ИГТМ (Украина) и был применен на НКГОКе перед конусной дробилкой. Отличием грохота является то, что его ПП сформирована с веерообразным расположением колосников, колосники 2 выполнены из толстостенной трубы диаметром 0,152 м, длиной около 9 м и усилены продольным ребром жесткости. Футеровка 1 колосников имеет капле-



**Рисунок 1. Колосниковая просеивающая поверхность грохота. 1 – колосник; 2 – поперечная связь-балка; 3 – стойка колосника; 4 – головка колосника; 5 – футеровочная накладка;  $T_1, T_2$  – расстояние между колосниками в загрузочной и разгрузочной части грохота.**  
**Figure 1. Grate sifting surface of the screen. 1 – bar; 2 – cross-beam; 3 – bar support; 4 – bar head; 5 – lining;  $T_1, T_2$  – distance between bars in the loading and unloading parts of the screen.**



**Рисунок 2. Подпружиненный колосниковый грохот. 1 – футеровка; 2 – колосник трубчатого сечения; 3 – пружина винтовая цилиндрическая; 4 – стакан пружины; 5 – опора пружины; 6 – приемная плита; 7 – вертикальная ось; 8 – обойма крепления колосника; 9 – стойка колосника; 10 – пазы.**  
**Figure 2. Spring-loaded bar screen. 1 – lining; 2 – bar of tubular section; 3 – cylindrical helical spring; 4 – spring cup; 5 – spring support; 6 – receiving plate; 7 – vertical axis; 8 – bar clamping collar; 9 – bar support; 10 – grooves.**

видную форму и крепится на колосниках при помощи горизонтальных болтов. В передней части трубы снизу каждого колосника приварены стаканы 4, в которые вставляются цилиндрические винтовые пружины 3 диаметром 0,16 м. Другим концом пружина 3 насажена на наконечник опоры 5. Второй опорой колосников является обойма 8. В концах труб колосников 2 выполнены пазы под ось 7, которые позволяют поворачиваться колосникам как в вертикальной, так и в горизонтальной плоскостях. Грохот оборудован приемной плитой 6. Крепежные элементы и обойма 8 позволяют устанавливать колосники веерообразно с различным расстоянием между колосниками.

Характеристика грохота: производительность по исходной ГМ составляет 1500 т/ч; одно место разгрузки автосамосвалов; наибольший размер принимаемого куска равен 1 м; размеры в плане 9,9 × 4,5 м; длина грохотильной секции равна 7 м; угол наклона колосников 31°; общая масса 5 т.

Для повышения эффективности и совершенствования неподвижных грохотов в УГГУ разработано техническое решение грохота, который классификационно можно характеризовать как неподвижный грохот с каскадной и колеблющейся ПП. Ввиду новизны решения в статье дано только реферативное описание конструкции грохота, приведена методика расчета параметров ПП.

Грохот загружается питателем. Просеивающая поверхность грохота включает два или несколько каскадов и размещается между бортовинами. Каждый каскад опирается на связь-балки и включает два типа смежных колосников: двухопорные – опираются на обе связь-балки, консольные – закреплены только на задней связь-балке. Концы связь-балок вынесены за пределы бортовин, задняя – неподвижна и через шарнир опирается на раму, передняя связь-балка подвижна и опирается на упругую опору, закрепленную на раме. Таким образом, колосники ПП имеют возможность взаимного перемещения. При ударном взаимодействии с горной массой (ГМ) смежные колосники совершают свободные вертикальные колебания с различной амплитудой. При взаимном перемещении смежных колосников проявляется эффект изменения щели между колосниками, что способствует условиям выделения «трудных» фракций в подгрохотный продукт и увеличению эффективности грохочения, снижает вероятность забиваемости ПП.

При разделении трудногрохотимой ГМ появляется необходимость придания ПП дополнительных колебаний с заданной амплитудой [10–12]. Для получения дополнительных колебаний предлагается устанавливать на концах передних связь-балок каждого каскада синхронизирующие мотор-вибраторы с обеих сторон грохота. При этом двухопорные колосники совместно с передней связь-балкой выполняют расчетные вынужденные колебания в зарезонансном режиме, эффект изменения щели между смежными колосниками усиливается, следовательно, эффект грохочения возрастает.

В соответствии с предлагаемой методикой расчета определяются параметры ПП (площадь грохочения, объемная производительность, параметры колосниковой ПП, частоты собственных и вынужденных колебаний каскадов, амплитуда колебаний колосников и др.).

Если подача ГМ на грохот осуществляется питателем тяжелого типа (пластинчатыми, вибрационными, качающимися), то ширина грохота  $B$  определяется шириной рабочего органа питателя  $B_p$  и составляет

$$B = B_p + (0,3-0,5) \text{ м}; B > (2,0-2,5)D_{\max},$$

где  $D_{\max}$  – наибольший размер куска.

Ширину грохота в карьерных условиях при загрузке автосамосвалами определяют в зависимости от ширины кузова автосамосвала  $B_a$  и количества мест разгрузки  $Z$ . При  $Z = 1$  ширина грохота составит, м:

$$B = B_a + (1,5-2,0).$$

При принятой ширине должно соблюдаться условие  $B > 4D_{\max}$ .

Площадь грохота  $F$  определяется в зависимости от необходимой производительности и эффективности грохочения. В. А. Олевским предложена формула определения объемной производительности неприводного колосникового грохота [1]:

$$Q_o = q_o F = q_1 T F, \quad (1)$$

где  $q_1$  – объемная нагрузка,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$  на 1 мм щели;  $T$  – расстояние между колосниками, мм;  $F$  – площадь колосниковой решетки,  $\text{м}^2$ ;  $q_o$  – удельная объемная производительность,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ,  $q_o = q_1 T$ .

Формула (1) справедлива при условии, что питание грохота осуществляется непрерывным потоком и ширина питателя не превышает 2,0–2,5 м. Например, при загрузке грохота шириной  $B = 2,5$  м и длиной  $l = 7,5$  м при помощи питателя с полотном шириной 2,4 м часовая производительность грохота при  $T = 0,2$  м,  $q_o = 38 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$  и насыпной плотности материала 1,6 т/м<sup>3</sup> по формуле (1) составит 1140 т/ч.

В условиях загрузки грохота из транспортных сосудов, например, из автосамосвалов, подача материала осуществляется порциями. Время подъема кузова большегрузных автосамосвалов колеблется от 24 до 27 с, а время опорожнения кузова составляет не более 8–12 с. Таким образом, на грохот в течение 10 с поступает объем материала, соответствующий вместимости кузова автосамосвала: для БелАЗ-7540 – 19 м<sup>3</sup>, для БелАЗ-7548 – 26 м<sup>3</sup>. Период поступления ГМ на грохот составляет от 90 до 120 с. Установлено, что объемная нагрузка на площадь грохота превышает расчетную по выражению (1) более чем в 10 раз.

При порционной загрузке грохота автосамосвалами производительность рекомендуется рассчитывать по формуле [1]

$$Q_o = \frac{1}{K^*} q_o F,$$

где  $K$  – коэффициент, характеризующий увеличение площади грохота при порционной загрузке автосамосвалами,  $K = 6,0-8,0$ ;  $q_0$  – удельная объемная производительность,  $\text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$ ,  $q_0 = 16$  при расстоянии между колосниками  $0,05$  м,  $q_0 = 38$  при расстоянии между колосниками  $0,2$  м.

Площадь колосниковой решетки грохота  $F$  для грохотов с ограниченной производительностью и расстоянием между колосниками  $T = 0,05-0,06$  м может быть определена по эмпирической формуле [3]:

$$F = \frac{Q_0}{2,4T_{\text{cp}}},$$

где  $T_{\text{cp}}$  – среднее расстояние между колосниками.

К основным параметрам ПП относятся: среднее расстояние между колосниками  $T_{\text{cp}}$ , ширина колосников  $b$ , количество колосников  $n$ , длина колосника  $l$ , расстояние между бортовинами грохота  $B$  и др.

Количество колосников  $n$  определяется в зависимости от ширины рабочего органа грохота  $B$  при задаваемых значениях параметрам  $b$  и  $T_{\text{cp}}$ :

$$n = \frac{B - T_{\text{cp}} - 2B_0}{b + T_{\text{cp}}},$$

где  $B_0$  – размер бортового бруса.

Колосниковые ПП набирают из отдельных колосников, связанных между собой поперечными связями или жестко защемленных одним концом, а другой конец осуществляет колебания. Сечение колосников выполняется самой разнообразной формы (рис. 1).

Для ПП наиболее целесообразное сечение колосника  $T$ -образной формы. При такой форме исключается заклинивание кусков между стойками колосников. Соотношение ширины головки колосника к толщине стойки  $B_1/B_2 = 2,5-4$ . Наибольшее соотношение следует принимать при значительных расстояниях между колосниками –  $T_{\text{cp}}$ . Во избежание заклинивания кусков щели просеивающей поверхности должны быть полностью открытыми. Расстояния между колосниками  $T_i$  и от верхнего края головки колосника до поперечных связей колосниковой решетки  $h$  должно быть выбрано из соотношения  $T : h = 1 : (2,5-2,0)$ . Несоблюдение этого соотношения при эксплуатации неизбежно приводит к полному забиванию щели просеивающей поверхности грохота. Для расчета размера  $h$  рекомендуется формула

$$h = 2(T_i + 0,017 l_i),$$

где  $T_i, l_i$  – текущие координаты параметров.

Расстояние  $T_{\text{cp}}$  между колосниками зависит от заданного размера выхода подколосниковых фракций, от свойств перерабатываемой ГМ, от принятой конструкции ПП. Показатель характеризуется как вероятностный процесс. Рекомендации по определению параметра  $T_{\text{cp}}$  в увязке со средним размером куска приведены в работе авторов [1].

В ПП с консольными колосниками их свободные затухающие колебания возникают при ударном воздействии ГМ.

Свободные колебания консольного колосника постоянного поперечного сечения рассматриваются как колебания стержня с одним заделанным и другим свободным концом (рис. 3, а) [7, 10]. На рис. 3, а показана первая (основная) из трех форм колебаний, которая принята для расчета параметров ПП. Круговая частота собственных колебаний  $\rho$  и соответствующий период колебаний  $\tau$  определяются по формулам [4, 7, 13-15]:

$$\rho = \left( \frac{1,875}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJg}{A\gamma}}; \quad \tau = \frac{2\pi l^2}{3525} \sqrt{\frac{A\gamma}{EJg}}, \quad (2)$$

где  $l$  – длина каскада грохота;  $\gamma$  – плотность материала, из которого изготовлен колосник;  $A$  – площадь поперечного сечения колосника,  $A = bh$  ( $b$  – ширина просеивающей поверхности,  $h$  – длина просеивающей поверхности);  $E$  – модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^6$  кг/см<sup>2</sup>;  $J$  – осевой момент инерции;  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>-2</sup>.

Круговая частота собственных колебаний:

$$\rho = \left( \frac{1,875}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EJg}{A\gamma}}.$$

Соответствующий период колебаний равен

$$\tau = \frac{1}{f} = \frac{2\pi l^2}{3525} \sqrt{\frac{A\gamma}{EJg}}.$$

Из выражения (2) видно, что частота собственных колебаний колосника в соответствии со схемой на рис. 3, а зависит от параметров  $b, h$  и от длины консоли  $l$ ; меняя значения этих параметров, можно подобрать требуемое значения частоты для соответствующей горной массы.

Для определения амплитуды колебаний колосника при падении горной массы применима формула, составленная для консольной балки определения прогиба по длине от единичной силы. Получив амплитуду для единичной силы и умножив ее на силу тяжести кусков горной массы в соответствующей точке, получим фактический прогиб и соответственно амплитуду. Прогиб для консольной балки меняется по длине, зависит точки приложения силы и будет равен [5]:

$$y_i = \frac{a}{6EJ}(3x_i - a) \quad \text{при } a \leq x_i \leq l,$$

где  $x_i$ ,  $a$  – расстояние от закрепленного конца колосника до  $i$ -го сечения и до точки приложения единичной силы соответственно.

Частота собственных колебаний консольной системы зависит не только от параметров колосника (2), но и от располагаемых на нем дополнительных грузов. На рис. 3, б приведена расчетная схема для вывода частоты с учетом массы груза. На свободном конце консоли закреплена масса  $m_p$ , изгибная жесткость колосника  $EJ$ , длина консоли  $l$ , масса единицы длины колосника  $m_0$ .

Если не учитывать массу колосника, то частота собственных колебаний рассчитывается по формуле:

$$\rho = \sqrt{\frac{3EJ}{m_0 l^3}}.$$

Прогиб колосника с учетом массы при колебаниях можно представить в виде решения системы

$$y(t, x) = y_1(x) \sin \rho t.$$

где  $x$  – расстояние от начала колосника до рассматриваемого сечения;  $t$  – текущее время.

Для колосника грохота текущий прогиб  $y_1(x)$  можно определить из уравнения прогибов колосника под действием некоторой силы  $Q$ , приложенной к массе  $m_p$ . Выражение прогиба  $y_1(z)$  принимает вид [8]:

$$y_1(z) = \frac{Ql^3}{3EJ} \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^3 \right].$$

По методу Релея, приравнивая максимальные значения кинетической и потенциальной энергии, для консервативной системы получили выражение для расчета частоты собственных колебаний системы:

$$\rho = \sqrt{\frac{C}{m_p + \mu m_0 l}},$$

где  $m_p$ ,  $m_0$  – масса груза и единицы длины колосника;  $C$  – жесткость колосника;  $\mu$  – коэффициент приведения массы,

$$\mu = \frac{1}{l} \int_0^l \left[ \frac{3}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^2 - \frac{1}{2} \left( \frac{x}{l} \right)^3 \right] dx = \frac{33}{140}.$$

В процессе исследования вынужденных колебаний при использовании вибратора было выявлено, что воздействие на шарнирную опору поперечной связью-балки, к которой консольно закреплены колосники, может быть уменьшено подбором параметров.

Рассмотрим устройство и процесс колебаний двухопорных колосников. Неподвижная опора закреплена в шарнире, другая опора опирается на пружину с жесткостью  $C_{пр}$ . Масса подвижной части каскада равна  $m_n$ . На расстоянии  $l_b$  от оси вращения  $O$  на этой подвижной части каскада закреплён вибратор линейных колебаний с массой  $m_b$  и возмущающей силой, меняющейся по закону  $P(t) = P_{max} \cos \omega t$ , где  $P_{max}$  – амплитуда силы;  $\omega$  – частота вращения ротора вибратора;  $t$  – текущее время. Система под действием возмущающей силы совершает угловые колебания относительно оси неподвижного шарнира. Схема приведена на рис. 3, в.

Установим, при каких условиях возмущающая сила вибратора  $P_{max}$ , воздействующая на суммарную массу системы  $M = m_n + m_b$ , не передается на подшипниковый шарнир. Из теории удара известно, что если система имеет неподвижную ось вращения и если ударный импульс приложен в точку тела, именуемую «центром удара», то удар не оказывает действия на опору, в которой эта ось закреплена. Центр удара лежит на расстоянии  $l_y$  от оси вращения, которое определяется по формуле:

$$l_y = \frac{J_o}{Ml_{ц}} = l_{ц} + \frac{l_{ц}}{Ml_{ц}} = \frac{2}{3}l,$$

где  $J_o$ ,  $J_{ц}$  – моменты инерции относительно оси  $O$  и центральный момент инерции;  $l_{ц}$  – расстояние от оси  $O$  до центра тяжести системы при  $l_{ц} = l/2$ ;  $J_o = Ml^2/3$ ;  $J_{ц} = Ml^2/12$ .

Для уменьшения воздействия на опору требуется, чтобы возмущающая сила вибратора  $P_{max}$  была приложена на расстоянии  $2l/3$  от оси вращения  $O$ . Нужно, чтобы реакция на неподвижную опору была  $R = 0$ , для этого необходимо исключить влияние момента  $m_n g l_{ц}$  на значение реакции опоры  $R$ . Для этой цели целесообразно расстояние  $l_{ц}$  до центра тяжести совместить с расстоянием  $l_y$  до центра удара. Тогда

$$l_y = \sqrt{\frac{J_o}{M}} = \sqrt{\frac{l^2}{3}} = 0,57l.$$

Расчетная эквивалентная схема приводится к виду на рис. 3, з. Полагаем, что суммарная масса  $M$  системы сосредоточена в центре тяжести и располагается на расстоянии  $l_y$  от оси вращения  $O$ . Без учета возмущающей силы вибратора  $P(t)$  на движение системы оказывают действие сила тяжести  $Mg$  и восстанавливающая сила пружинной опоры  $C_{np} l_y^2 \varphi$ . Обе силы приложены в центре тяжести системы. Сумма моментов относительно оси  $O$  составит:

$$Mgl_y - C_{np} l_y^2 \varphi = 0. \tag{3}$$

Откуда

$$\varphi = \frac{Mg}{C_{np} l_y},$$

где  $C_{np}$  – коэффициент жесткости пружины.

При воздействии возмущающей силы вибраторов  $P(t)$  полный угол отклонения системы равен  $(\varphi + \varphi_1)$ , а полная восстанавливающая сила пружины равна  $C_{np} l_y (\varphi + \varphi_1)$ , дифференциальное уравнение системы записывается в виде:

$$Mgl_y - C_{np} l_y^2 \varphi - C_{np} l_y^2 \varphi_1 = J_0 \frac{d^2(\varphi + \varphi_1)}{dt^2}, \tag{4}$$

где  $J_0$  – момент инерции системы.

Согласно уравнению (3), сумма двух первых членов уравнению равна нулю. Тогда уравнение (4) примет вид

$$J_0 \ddot{\varphi}_1 + C_{np} l_y^2 \varphi = 0. \tag{5}$$

Уравнение (5) соответствует основному уравнению свободных колебаний консервативных систем типа  $aq + \ddot{b}q = 0$ , инерционный коэффициент  $a = J_0$ , коэффициент жесткости  $b = C_{np} l_y^2$ .

Частота собственных колебаний массы  $M$ :

$$\rho = \sqrt{\frac{C_{np} l_y^2}{J_0}} = \sqrt{\frac{C_{np} l_y^2}{(m_n + m_b) l_y^2}} = \sqrt{\frac{C_{np}}{m_n + m_b}}.$$

При приложении к массе  $M$  возмущающей силы, изменяющейся по гармоническому закону  $P(t) = P_{max} \cos \omega t$ , уравнение движения системы примет вид

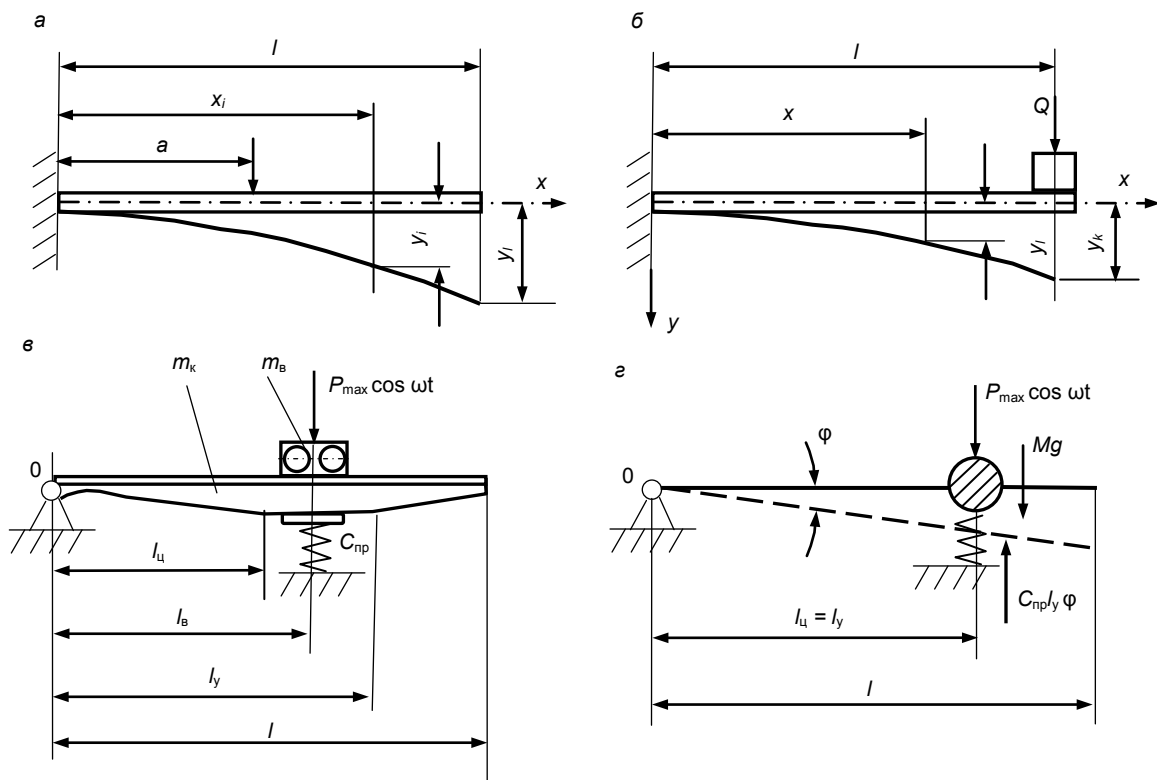


Рисунок 3. Схемы к расчету параметров колебаний просеивающей поверхности колосникового грохота. а – стержень с одним заделанным и другим свободным концом; б – то же с дополнительным грузом на свободном конце; в – вынужденные колебания двухмассовых колосников; г – то же, эквивалентная расчетная схема.

Figure 3. Scheme for calculating the parameters of oscillation of the sifting surface of the bar screen.

$$J_o \ddot{\varphi}_1 + C_{np} l_y^2 \varphi = P_{max} \cos \omega t,$$

или в общем виде

$$\ddot{\varphi}_1 + \rho \varphi = \frac{P_{max} \cos \omega t}{J_o}. \quad (6)$$

Амплитуда колебаний определяется решением уравнения (6):

$$\varphi = \frac{P_{max} \cos \omega t}{J_o |\rho^2 - \omega^2|} = \frac{P_{max}}{|C_{np} l_y^2 - J_o \omega^2|}, \quad (7)$$

где  $\omega$  – частота вынужденных колебаний вибратора.

Для анализа динамического процесса сравним амплитуду вынужденных колебаний с отклонением при статическом воздействии силы  $P_{max}$ . Для сравнения уравнение (7) представим в виде

$$\varphi = \mu \varphi_{ст},$$

где  $\mu$  – коэффициент динамичности системы, показывающий, во сколько раз амплитуда вынужденных колебаний больше отклонения  $\varphi_{ст} = P_{max} / C_{np}$ , вызываемого статическим приложением силы  $P_{max}$ ,

$$\mu = \left| 1 - \frac{\omega^2}{\rho^2} \right|^{-1}.$$

### Выводы

1. Методика позволяет определять основные параметры неподвижных грохотов.
2. Предложен вариант совершенствования неподвижных грохотов путем изменения конструкции ПП и придания ей свободных и вынужденных разноамплитудных колебаний.
3. Приведенные схемы и методика расчета позволяют определять параметры грохота с заземленными и двухопорными колосниками.
4. Реализация предложенного технического решения грохота позволит повысить эффективность разделения трудногрохотимой горной массы: на 5–10 % при обеспечении свободных разноамплитудных колебаний каскадных ПП с консольно заземленными колосниками; до 80–90 % при обеспечении вынужденных колебаний каскадных ПП двухопорного типа.
5. Обеспечение колебаний ПП позволит расширить область применения грохотов для разделения глинистых фракций 40–100 мм; снизить строительную высоту и угол установки грохота на 20 %.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Справочник по обогащению руд. Т. 1. Подготовительные процессы / под ред. В. А. Олевского. М.: Недра, 1972. 448 с.
2. Вайсберг Л.А., Коровников А.Н., Трофимов В.А. Модернизация технологических циклов грохочения на основе инновационного оборудования (к 100-летию института «Механобр») // Горный журнал. 2017. № 1. С. 11–17.
3. Картавый А. Н. Вибрационные агрегаты для переработки минерального сырья. Моделирование и элементы расчета по критериям энерго- и ресурсоэффективности. М.: МГГУ, 2013. 328 с.
4. Газалеева Г. И., Цыпин Е. Ф., Червяков С. А. Рудоподготовка, дробление, грохочение, обогащение. Екатеринбург, 2014. 914 с.
5. Назаров К. С., Фет Ш. Анализ современных конструктивных решений, повышающих эффективность виброклассификации трудногрохотимых материалов // ГИАБ. 2009. Т. 16. № 12. С. 383–393.
6. Волков Е. Б., Ляпцев С. А. Влияние угла наклона рабочей поверхности вибрационного грохота на эффективность грохочения // Современные проблемы науки и образования. 2013. № 4. С. 8. URL: [www.science-education.ru/110-9642](http://www.science-education.ru/110-9642)
7. Волков Е. Б., Ляпцев С. А. Компьютерное моделирование процесса грохочения // Международный журнал экспериментального образования. 2012. № 4. С. 49–50.
8. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.
9. Юдин А. В. Моделирование вынужденных колебаний просеивающей поверхности инерционного грохота с консольно заземленными колосниками // Изв. вузов. Горный журнал. 2016. № 6. С. 63–70.
10. Юдин А. В. Оценка параметров свободных колебаний просеивающей поверхности инерционного грохота с консольно заземленными колосниками // Изв. вузов. Горный журнал. 2016. № 5. С. 52–59.
11. Сладковский А. В., Юдин А. В., Комиссаров А. П., Лагунова Ю. А., Ахметова М., Столповских И. Н. Calculation of parameters and design of the movable transfer station with vibrating screen feeder for the conveyor system of deep queries. International journal of Engineering and Technology (UAE), 7(2). С.148–151.
12. Шишкин Е. А., Лебедев А. И. Исследование параметров вибрационного грохота с применением инструментов имитационного моделирования // Ученые заметки ТОГУ. 2016. Т. 7. С. 281–286. URL: <http://pnu.edu.ru/ru/ejournal/about/ejournal@pnu.edu.ru>
13. Ferrara G., Preti U., Schena G. D. Modelling of screening operations // International Journal of Mineral Processing. 1988. Vol. 22, № 1–4. P. 193–222.
14. Rumyantsev S., Tarasov D. Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently Rotating Vibration Exciters // Recent Advances in Applied Mathematics: Proceedings of the American Conference on Applied Mathematics (AMERICAN-MATH'10), Harvard University, USA, January 27–29, 2010. P. 191–194.
15. Subasinghe G. K. N. S., Schoap W., Kelly E. G. Modelling screening as a conjugate rate process // International Journal of Mineral Processing. 1990. Vol. 28. P. 289–300.

Статья поступила в редакцию 21 марта 2018 г.

# Improving the screening surface and the efficiency of the split rock mass of stationary screens

Arkadiy Vasil'evich Yudin,  
Viktor Stepanovich Shestakov,  
Shestakov.v.s@mail.ru  
Magomed Kazbekovich Abdulkarimov

Ural State Mining University  
Ekaterinburg, Russia

**The relevance of the work** is conditioned by the need of the construction industry in better preparation of raw materials, and to improve the equipment efficiency. The problem faced by enterprises is the division of the stale rock mass into fractions. The screens installed are clogged and cease to perform their function.

**The purpose of the work** is to analyze the working process of fixed grate screen and to develop technical proposals to improve the efficiency of the screening of hard rock mass.

**Research methodology:** workflow modeling of stationary bar screen.

**Results.** In technological complexes fixed screens perform operations of preliminary separation of rock mass (often before the primary crushing). With the simplicity of the design, they have a low efficiency of screening, they require an increased area of the sifting surface, have a significant high-altitude dimensions. Operating experience has shown that the sifting surface of grate screens with an open slit is often clogged and requires cleaning. At a distance between the screen 40–50 mm separation of the curved rock mass is particularly difficult. One of the reasons for this is the lack of methods for selecting the parameters of the screen. Practically the main execution of fixed screens is performed in a two-support version with a transverse arrangement of the connection-beams and with a low height of the screens. Sifting surfaces are made linear.

**Summary.** The mathematical model and technique considered in the article allow to determine the basic parameters of fixed screens. An option of improving fixed screens by changing the design of the PP gives it free and forced multi-amplitude oscillations. This will improve the efficiency of the separation of hard rock mass 5–10 %, expand the scope of screens for the separation of clay fractions 40–100 mm. This will also reduce the construction height and installation angle of the screen by 20 %.

**Keywords:** screen; side; the screening surface; a screen; a beam; a hinge; an elastic bearing; motor-vibrator; mathematical model; amplitude; oscillation frequency.

## REFERENCES

- 1972, *Spravochnik po obogashcheniyu rud. Tom 1. Podgotovitel'nyye protsessy. Pod. red. V. A. Olevskogo* [Guide to ore dressing. Vol. 1. Preparatory processes. Edited by V. A. Olevsky]. Moscow, 448 p.
- Vaisberg L. A., Korovnikov A. N., Trofimov V. A. 2017, *Modernizatsiya tekhnologicheskikh tsiklov grokhocheniya na osnove innovatsionnogo oborudovaniya (k stoletiyu instituta "Mekhanobr"* [Innovative re-equipment of screening circuits (to commemorate the 100th anniversary of the Mekhanobr Institute)]. *Gornyi zhurnal* [Mining journal], no. 1, pp. 11–17.
- Kartavyi A. N. 2013, *Vibratsionnyye agregaty dlya pererabotki mineral'noy i tekhnogennogo syr'ya. Modelirovaniye i elementy raschyota po kriteriyam ergo- i resursoeffektivnosti* [Vibration units for processing of mineral and man-made raw materials. Modeling and calculation elements according to the criteria of energy and resource efficiency]. Moscow, 328 p.
- Gazaleyeva G. I., Tsypin E. F., Chervyakov S. A. 2014, *Rudopodgotovka, drobleniye, grokhocheniye, obogashcheniye* [Ore preparation, crushing, screening and beneficiation]. Ekaterinburg, 914 p.
- Nazarov K. S. 2009, *Analiz konstruksiy vibratsionnykh grokhotov dlya klassifikatsii trudnogrokhotimyykh materialov* [Analysis of vibration screens structures for classification of hard materials]. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten* [Mining Informational and Analytical Bulletin], no. 6, pp. 383–393.
- Volkov E. B., Lyaptsev S. A. 2013, *Vliyaniye ugla naklona rabochey poverkhnosti vibratsionnogo grokhota na effektivnost' grokhocheniya* [Effect of angle of inclination of the working surface of the vibrating screen on the effectiveness of screening]. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], no. 4, p. 8. URL: [www.science-education.ru/110-9642](http://www.science-education.ru/110-9642)
- Volkov E. B., Lyaptsev S. A. 2012, *Kompyuternoye modelirovaniye protsessa grokhocheniya* [Computer simulation of the process of screening] *Mezhdunarodnyy zhurnal eksperimental'nogo obrazovaniya* [International journal of experimental education], no. 4, pp. 49–50.
- Weisberg L. A. 1986, *Proyektirovaniye i raschyot vibratsionnykh grokhotov* [Designing and calculation of vibrational screens], Moscow, 144 p.
- Yudin A. V. 2016, *Modelirovaniye vyzhdenykh kolebaniy proseivayushchey poverkhnosti inertsiionnogo grokhota s konsol'no zashchemlyonnymi kolosnikami* [Modeling forced vibrations of sifting surfaces of the inertial screen from the console caught in the grate]. *Izvestiya vuzov. Gornyi zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 6, pp. 63–70.
- Yudin A. V. 2016, *Otsenka parametrov svobodnykh kolebaniy proseivayushchey poverkhnosti inertsiionnogo grokhota s konsol'no zashchemlyonnymi kolosnikami* [Estimating the parameters of free vibrations of sifting surfaces of the inertial rumble from the console caught in the grate]. *Izvestiya vuzov. Gornyi zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 5, pp. 52–59.
- Sladkovskiy, Yudin A. V., Komissarov A. P., Lagunova Yu. A., Akhmetova M., Stolpovskikh I. N. Calculation of parameters and design of the movable transfer station with vibrating screen feeder for the conveyor system of deep queries. *International journal of Engineering and Technology (UAE)*, 7(2), pp. 148–151.
- Shishkin E. A., Lebedev A. I. 2016, *Issledovaniye parametrov vibratsionnogo grokhota s primeneniym instrumentov imitatsionnogo modelirovaniya* [Investigation of parameters of the vibrating screen using tools of simulation modeling]. *Uchyonyye zametki TOGU* [Scientists notes PNU], vol. 7, pp. 281–286. URL: <http://pnu.edu.ru/ejournal/about/ejournal@pnu.edu.ru>
- Ferrara G., Preti U., Schena G. D. 1988, Modeling of screening operations. *International Journal of Mineral Processing*, vol. 22, no. 1–4, pp. 193–222.
- Rumyantsev S., Tarasov D. 1990, Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently Rotating Vibration Exciters. *Recent Advances in Applied Mathematics: Proceedings of the American Conference on Applied Mathematics (AMERICAN-MATH'10)*, Harvard University, USA, January 27–29, 2010, pp. 191–194.
- Subasinghe G. K. N. S., Schoap W., Kelly E. G. 1990, Modeling screening as a conjugate rate process. *International Journal of Mineral Processing*, vol. 28, pp. 289–300.

The article was received on March 21, 2018