

Разработка и методика определения параметров вибрационного стенда с консольной просеивающей поверхностью

Аркадий Васильевич ЮДИН,
Магомед Казбекович АБДУЛКАРИМОВ,
Анатолий Григорьевич ПОПОВ,
Виктор Степанович ШЕСТАКОВ*

Уральский государственный горный университет, Россия, Екатеринбург

Актуальность работы обусловлена потребностью горной, строительной отрасли в качественной подготовке сырья, повышении выхода кондиционных фракций, снижении потерь полезных ископаемых при разработке карбонатных карьеров. Проблемой, с которой сталкиваются на сортировочных фабриках, является сложность разделения горной массы, содержащей глинистые включения. Серийные инерционные грохоты с колосниковой просеивающей поверхностью часто забиваются глиной и снижают свою эффективность.

Цель работы: совершенствование просеивающих поверхностей грохотов, повышающих эффективность грохочения, снижающих степень забиваемости глинистыми включениями при разделении трудногрохотимой горной массы; разработка вибрационного стенда для проверки теоретических положений по совершенствованию просеивающих поверхностей в экспериментальных условиях.

Методология исследования: разработка методики расчета параметров стенда на базе одномассной и двухмассной колебательной системы, выполнение проектного решения и подготовка методики измерения колебаний рабочего органа и просеивающей поверхности.

Результаты. Разработан вибрационный стенд с усовершенствованной просеивающей поверхностью. Стенд включает: рабочий орган, виброисполнители направленных колебаний, пружинные опоры, опорную раму, упругую лепестковую муфту, электропривод постоянного тока, пульт управления, измерительную аппаратуру привода, систему датчиков для измерения колебаний и регистрирующую аппаратуру. Особенностью стенда является то, что между бортовинами рабочего органа закреплены четыре опорных блока, на которых установлены консольные колосники с изменяющимися параметрами. Колосники образуют четырехкаскадную просеивающую поверхность.

Выводы. Разработана схема экспериментального стенда вибрационного грохота с усовершенствованной просеивающей поверхностью. Выдана гипотеза, что грохот с консольной просеивающей поверхностью правомерно рассматривать как двухмассную колебательную систему. Изложена методика расчета параметров такой системы. Для оценки методики разработана программа и выполнен анализ результатов. В качестве результата работы приведены характеристика стенда и основные расчетные параметры.

Ключевые слова: вибрационный стенд, грохот, бортовина, просеивающая поверхность, колосник, балка, шарнир, упругая опора, вибратор, модель, амплитуда, частота колебаний.

Введение
На кафедре горных машин и комплексов УГГУ проводятся исследования по совершенствованию конструкций грохотов и определению их параметров для условий эксплуатации с трудногрохотимым материалом. Теоретические исследования опубликованы в [1–5], а для проведения экспериментальных исследований на кафедре разработан вибрационный стенд. Исследования по повышению эффективности грохочения проводятся и другими научными и производственными коллективами [6–14].

Решение задач исследования

Предлагаемая нами методика исследований на разработанном стенде предусматривает два этапа. На первом этапе стенд обеспечивает исследования колебания одномассной системы с инерционным приводом и направленными колебаниями рабочего органа. На втором этапе – исследования двухмассной колебательной системы. Первая масса – колебание рабочего органа на основных упругих связях. Вторая масса – колебание консольных колосников за счет упругих свойств материала колосников.

Стенд предназначен для экспериментальных исследований вибрационного грохота с каскадной просеивающей поверхностью (ПП), колосники которой закреплены консольно. Назначение грохота – разделение трудногрохотимой горной массы (ГМ), например, содержащей глинистые включения, на фракции $\pm 0,04$ м с наибольшим размером загружаемого куска 0,1 м. На кафедре разрабатывается усовершенствованная конструкция на базе серийного грохота ГИТ-51, эффективность грохочения и будет исследована на стенде. Общий вид стенда показан на рис. 1.

Рабочий орган (РО) стенда включает две бортовины, связанные балками, посредством кронштейнов опирается на упругие пружинные опоры, установленные на опорной раме грохота.

Направленные колебания РО осуществляются двумя самобалансными вибраторами, связанными упругими муфтами общим валом. Вибраторы установлены на общей балке и закреплены с обеих сторон РО и приводятся во вращение электродвигателем П-42 постоянного тока с регулируемой частотой. Двигатель и РО связаны через упругую лепестковую муфту. Вибраторы имеют два дебалансных вала, установленных на сферических подшипниках в сварном корпусе, на концах расположены дебалансы. Валы смещены относительно друг друга при помощи зубчатой передачи с передаточным отношением, равным 1, что обеспечивает вращение их в противоположном направлении. Упругая система включает четыре опоры, в которых находятся восемь винтовых пружин. Стенд включает пульт управления, измерительную аппаратуру для пуска и регулирования частоты колебаний РО. Просеивающая поверхность закреплена внутри бортовин и представляет собой каскадную колосниковую решетку.

Движение РО на первом этапе исследований рассматривается как направленные колебания одномассной системы с резонансным режимом работы и с углом вибрации 30° . Параметры РО подобраны так, что коэффициент режима

* ✉ shestakov.v.s@mail.ru

🆔 <https://orcid.org/0000-0001-9468-6696>

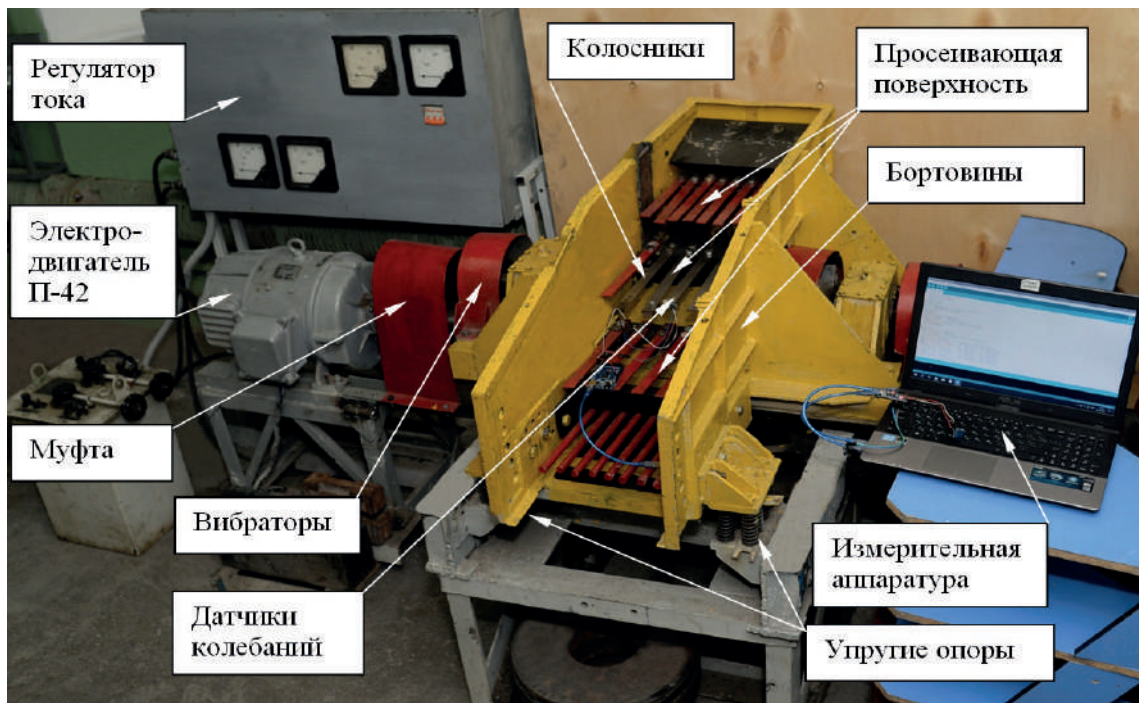


Рисунок 1. Общий вид стенда грохота.
Figure 1. General view of the screen stand.

Γ соответствует движению ГМ по ПП подбрасыванием. Частица ГМ будет иметь контакт с поверхностью до тех пор, пока составляющая силы инерции частицы, нормальная к поверхности, не превысит нормальную составляющую силы тяжести

$$MA_M \omega^2 \sin \beta \cdot \sin \omega t \geq G \sin \alpha, \quad (1)$$

где M – масса РО; G – сила тяжести частицы ГМ; $A_M \omega^2$ – амплитуда ускорения РО; β – угол вибрации; α – угол наклона РО к горизонту; ω – круговая частота вынужденных колебаний.

Поскольку в условии (1) левая часть уравнения имеет максимальное значение при $\omega t = \pi/2$, то отрыв частицы наступит тогда, когда коэффициент режима Γ будет больше 1:

$$\Gamma = \frac{A_M \omega^2}{g} \cdot \frac{\sin \beta}{\cos \alpha} > 1. \quad (2)$$

Из опыта работы грохотов известно, что необходимое по интенсивности встряхивание ГМ происходит, если угол вибрации β принят не менее 30° , а коэффициент режима Γ в диапазоне 2,7–3,0. По выбранным параметрам A_M , Γ , α , β и равенству (2), решенному относительно ω , определяется требуемая частота круговых колебаний РО:

$$\omega = \sqrt{\frac{\Gamma g \cos \alpha}{A_M \sin \beta}}.$$

Движение одномассной колебательной системы с инерционным приводом описывается приведенным дифференциальным уравнением

$$\ddot{y} + \frac{\mu C_r}{M + m_o} \dot{y} + \frac{C_r}{M + m_o} y = \frac{m_o}{M + m_o} r \omega^2 \sin \omega t, \quad (3)$$

где \ddot{y} , \dot{y} , y – перемещение, скорость и ускорение РО; C_r – коэффициент жесткости упругой системы грохота; μ – коэффициент внутренних сопротивлений в материале упругих связей (определяется экспериментально); m_o – величина массы дебалансов вибровозбудителей; r – расстояние от оси вращения до центра тяжести дебаланса.

Из (3) вычисляется амплитуда вынужденных колебаний грохота в установившемся режиме по формуле:

$$A_M = \frac{m_o r \omega^2}{\sqrt{C_r - (M + m_o) \omega^2 + \mu^2 C_r^2 \omega^2}}.$$

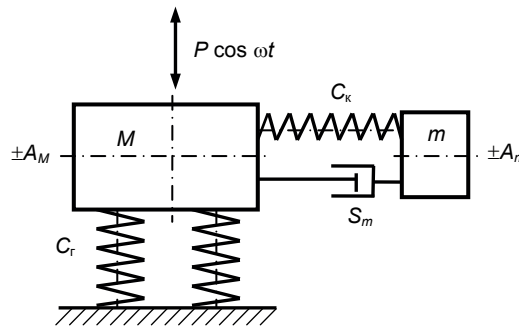


Рисунок 2. Динамическая расчетная схема грохота.
Figure 2. Dynamic design diagram of the screen.

Величина массы дебалансов m_0 с достаточной для практических расчетов точностью определяется из условия равновесия массы M , если ее рассматривать как свободно подвешенную в пространстве. При этом суммарная сила инерции, создаваемая вращением дебалансов с массой m_0 , составит $P = m_0 r \omega^2$, а инерционная сила от колебаний РО с амплитудой A_M и массой M составит $P_1 = M A_M \omega^2$. Приравняв выражения для сил P и P_1 и решив равенство относительно m_0 , получим $m_0 = M A_M / r$.

Одной из основных характеристик механической системы служит параметр – круговая частота собственных колебаний (ρ). В грохотах с инерционным приводом ρ определяется по выражению

$$\rho = \sqrt{\frac{C_r}{M + m_0}}$$

При инерционном возбуждении отношение ω/ρ рекомендуется принимать в интервале от 2 до 3. При таком соотношении сила, передаваемая на опорную раму грохота, составляет 15–35 % от величины возмущающей силы вибровозбудителей.

Опыт эксплуатации комплекса очистки известняка от глины на Чаньвинском карьере (Пермский край) показал, что колосниковые ПП виброгрохотов при разделении ГМ на фракции $\pm 0,04$ м часто забиваются глинистыми фракциями, при этом эффективность грохочения снижается [1]. Колосниковые ПП серийных грохотов осуществляют колебания совместно с РО, расстояние между колосниками всегда постоянно и не способствует интенсивному встряхиванию ГМ.

Анализ проблемной ситуации показал, что ПП колосниковых грохотов можно усовершенствовать, задавая смежным колосникам дополнительное движение в вертикальной плоскости относительно друг друга. Такое техническое решение можно реализовать, если колебания РО и ПП рассматривать как движение двухмассной колебательной системы: РО на своих упругих связях – первая масса; консольная колосниковая ПП за счет своей упругости и изгибной жесткости – вторая масса [2].

Просеивающая поверхность стэнда включает четыре каскада, закрепленных между бортовинами. Каждый каскад включает опорный блок, на котором посредством болтовых соединений закреплены консольные колосники. Предусмотрено использование отличающихся колосников по массе, жесткости, длине, а также установка на них грузов. Колосники набраны из пружинной листовой стали 65Г толщиной 1–3 мм.

Вторая фаза разработки стэнда направлена на реализацию сформулированной идеи, расчетная схема стэнда приведена на рис. 2.

Без учета неупругих сопротивлений в системе уравнения движения для масс M и m_{np} принимают вид:

$$\left. \begin{aligned} M \ddot{y}_M &= -C_r y_M + C_k (y_m - y_M) + P \cos \omega t \\ m_{np} \ddot{y}_m &= -C_k (y_m - y_M) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где y_M, \ddot{y}_M – перемещение и ускорение массы M ; y_m, \ddot{y}_m – перемещение и ускорение массы m ; m_{np} – приведенная масса колосников, учитывающая массу дополнительного груза G и массу единицы длины колосника, C_k – жесткость колосника; $P \cos \omega t$ – возмущающая сила привода.

Вводя обозначение $(C_r + C_k)/M = a$; $C_k/M = b$; $C_k/m_{np} = c$; $P/M = d$, уравнение (4) можно записать в компактной форме:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{y}_M + a y_M - b y_m &= d \cos \omega t \\ \ddot{y}_m &= -c y_m + c y_M \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Частное решение системы (5) имеет вид:

$$y_M = A_M \sin \omega t, y_m = A_m \sin \omega t.$$

Таблица 1. Исходные данные параметров станда для расчета.
Table 1. Initial data of stand parameters for calculation.

Параметр	Значение параметра
Размер РО в плане $L \times B$, м	1,2 × 3
Угол наклона РО α , град.	0
Угол вибрации β , град.	30
Частота вынужденных колебаний ω , кол/мин	0–1500
Амплитуда колебаний РО A_M , мм	3,0–4,0
Общий коэффициент жесткости упругих опор РО C_p , Н/м	533100
Возмущающая сила привода P , кН	6,5–8,5
Количество каскадов ПП N , шт.	4
Количество колосников (общее) N_k , шт.	32
Масса рабочего органа M , кг	300–350
Частота собственных колебаний РО ω_{PO} , 1/с	35–40
Длина консоли колосников l , м	0,25–0,3
Толщина колосника h , м	0,002; 0,003; 0,004
Вес дополнительного груза на колосниках G_p , Н	5; 10; 15

Таблица 2. Результаты численного моделирования колебаний двухмассной системы.
Table 2. Results of numerical simulation of oscillations of a dual-mass system.

Параметры станда				Расчетные параметры				
l	h	G_p	m	C_k	ω_r	ω_k	A_M	A_m
0,25	0,002	0,15	1,5	3276	354	476	-3,9	1,8
0,25	0,003	0,15	1,7	11 059	362	793	-15,5	187,9
0,25	0,004	0,15	2,0	26 214	362	1141	-3,3	-7,0
0,3	0,002	0,15	1,6	1896	314	395	-3,9	0,8
0,3	0,003	0,15	1,9	6400	357	586	-4,1	4,0
0,3	0,004	0,15	2,1	15 170	359	833	-0,3	-44,5

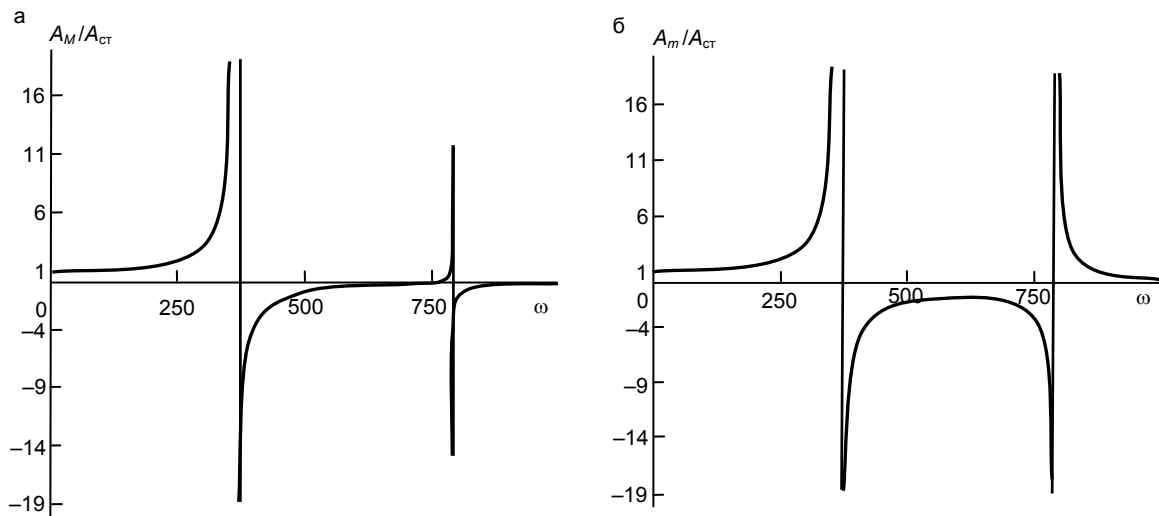


Рисунок 3. Амплитудно-частотная характеристика. а – рабочего органа; б – просеивающей поверхности; $A_{ст}$ – статическое перемещение просеивающей поверхности.

Figure 3. Amplitude frequency response. а – work tool; б – deck plate; A_{st} – static motion of the deck plate.

После подстановки $y_l, \ddot{y}_M, y_m, \ddot{y}_m$ в уравнение (5) получим систему для определения амплитуд колебаний A_M и A_m

$$\left. \begin{aligned} (a - \omega^2)A_M - bA_m &= d \\ cA_M + (c - \omega^2)A_m &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

где A_M, A_m – амплитуда колебаний просеивающей поверхности грохота и колосника.

Совместное решение уравнений (6) дает следующее значение амплитуд колебаний масс M и $m_{пр}$:

$$A_M = P(C_k / m_{пр} - \omega^2) / (MB); A_m = PC_k / (Mm_{пр}B), \quad (7)$$

где

$$B = \{[(C_r + C_k)/M][(C_k/m_{np}) - \omega^2] - C_k^2/(Mm_{np})\}. \quad (8)$$

Выражение (8), входящее в знаменатель выражения (7), представляет собой квадратичное уравнение относительно ω и определяет частотное уравнение системы (6). Решая частотное уравнение относительно ω^2 , определяют две собственные частоты всей системы ω_r и ω_k :

$$\omega_{r,k}^2 = 0,5[(C_r + C_k)/M] \pm \{1/4[(C_r + C_k)/M - C_k/m_{np}]^2 + C_k^2/(Mm_{np})\}^{0,5}. \quad (9)$$

Амплитуды A_M и A_m становятся бесконечно большими (если система не демпфирована), когда $\omega = \omega_r$ или $\omega = \omega_k$. Для системы с двумя степенями свободы существуют два условия резонанса, соответствующего каждой из двух частот собственных колебаний всей системы ω_r и ω_k .

Отношение амплитуд A_M и A_m вынужденных колебаний определяется из выражения (7)

$$\frac{A_M}{A_m} = [(C_k/m_{np}) - \omega^2]m_{np}/C_k. \quad (10)$$

В выражениях (7)–(10) значения параметров определены по формулам:

$$\rho_r = [(C_r/(M + m_o))]^{0,5}; \rho_k = [(C_k/m_{np})]^{0,5}; m_{np} = m + \mu m_k l;$$

$$C_k = 3EJ_x/l^3; C_r = \rho_r^2 M,$$

где ρ_r, ρ_k – частота собственных колебаний массы M и колосников; m_{np} – приведенная масса колосниковой ПП; μ – коэффициент приведения массы колосника, $\mu = 33/140$ [15]; l – длина консоли колосника; E – модуль упругости; J_x – момент инерции поперечного сечения колосника.

Разработке стенда предшествовали исследования поведения грохота как двухмассной колебательной системы на примере серийного вибрационного грохота типа ГИТ с измененной просеивающей поверхностью. Анализ и численное моделирование показали, что массы M и m выполняют разноамплитудные колебания A_M и A_m и отношение амплитуд A_M/A_m зависит в основном от параметров колосников и высшей частоты резонансных колебаний ω_k . Результаты анализа приведены в работе [1]. На следующем исследовании поставлена задача – проверить результаты экспериментально.

При рассмотрении модели стенда как двухмассной колебательной системы поставлена цель – подтвердить экспериментальным путем гипотезу, что при определенных соотношениях параметров $\omega, M, m_{np}, C_r, C_k$ и др. ПП с консольными колосниками будет совершать неавтономные колебания с амплитудой A_m , отличной от амплитуды A_M рабочего органа, и эти колебания зависят от межрезонансного расстояния частот собственных колебаний всей системы ω_r и ω_k .

Для моделирования параметров колебаний стенда в соответствии с предложенной методикой разработана компьютерная программа на алгоритмическом языке (фонд кафедры ГМК УГГУ). Исходные данные для расчета параметров стенда сведены в табл. 1.

В результате численного моделирования получены значения параметров экспериментального стенда. Фрагмент расчетных значений приведен в табл. 2. На рис. 3 показаны расположения резонансных кривых.

По результатам табл. 2 видно, что массы M и m совершают разноамплитудные колебания. При этом движение масс при различных параметрах колосников выполняется в виде синфазных и антифазных перемещений.

Заключение

Разработан вибрационный стенд для проведения экспериментальных исследований инерционного грохота с усовершенствованной просеивающей поверхностью для проверки гипотезы о возможности рассматривать процесс колебаний на основе двухмассной колебательной системы. Приведена методика расчета параметров стенда и выполнен анализ колебаний методом численного моделирования алгоритмической программой. Приведены результаты анализа. Показано, что разработанная методика расчета позволяет прогнозировать колебания рабочего органа и просеивающей поверхности, разработать диапазон варьируемых параметров колосниковой просеивающей поверхности в экспериментальных условиях на стенде (l, h, G_r, G_k).

ЛИТЕРАТУРА

1. Юдин А. В., Шестаков В. С., Абдулкаримов М. К. Численный анализ колебаний двухмассовой консервативной системы вибрационного грохота для трудногрохотимой горной массы // Изв. вузов. Горный журнал. 2018. № 5. С. 93–101.
2. Юдин А. В. Моделирование вынужденных колебаний просеивающей поверхности инерционного грохота с консольно защемленными колосниками // Изв. вузов. Горный журнал. 2016. № 6. С. 63–70.
3. Śladkowski A., Yudin A., Komissarov A., Lagunova Yu., Akhmetova M., Stolpovskikh I. Calculation of parameters and design of the movable transfer station with vibrating screen feeder for the conveyor of deer queries // International Journal of Engineering and Technology (IAE). 2018. Vol. 7. special issue, № 2. P. 148–151. <http://dx.doi.org/10.14419/ijet.v7i2.23.11904>
4. 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: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=9642>
5. Волков Е. Б., Ляпцев С. А. Компьютерное моделирование процесса грохочения // Международный журнал экспериментального образования. 2012. № 4. С. 49–50.
6. Вайсберг Л. А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.: Недра, 1986. 144 с.

7. Вайсберг Л. А., Коровников А. Н., Трофимов В. А. Модернизация технологических циклов грохочения на основе инновационного оборудования (к 100-летию института «Механообр») // Горный журнал. 2017. № 1. С. 11–17. <https://doi.org/10.17580/gzh.2017.01.02>
8. Картавий А. Н. Вибрационные агрегаты для переработки минерального и техногенного сырья. Моделирование и элементы расчета по критериям энерго- и ресурсоэффективности. М.: МГГУ, 2013. 328 с.
9. Газалеева Г. И., Цыпин Е. Ф., Червяков С. А. Рудоподготовка, дробление, грохочение, обогащение. Екатеринбург, 2014. 914 с.
10. Назаров К. С., Фет Ш. Анализ современных конструктивных решений, повышающих эффективность виброклассификации трудногροхотимых материалов // ГИАБ. 2009. Т. 16, № 12. С. 383–393
11. 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://ejournal.pnu.edu.ru/media/ejournal/articles-2016/TGU_7_48.pdf
12. Ferrara G., Preti U., Schena G. D. Modelling of screening operations // International Journal of Mineral Processing. 1988. Vol. 22, № 1/4. P. 193–222. [https://doi.org/10.1016/0301-7516\(88\)90064-6](https://doi.org/10.1016/0301-7516(88)90064-6)
13. 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). Cambridge: Harvard University, USA, January 27–29, 2010. P. 191–194.
14. 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. [https://doi.org/10.1016/0301-7516\(90\)90047-3](https://doi.org/10.1016/0301-7516(90)90047-3)
15. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле. М.: Физматгиздат, 1959. 439 с.

Статья поступила в редакцию 26 января 2019 г.

Development and methods for determining the parameters of a vibration stand with an open-end deck plate

Arkadiy Vasil'evich YUDIN,
Magomed Kazbekovich ABDULKARIMOV,
Anatoliy Grigor'evich POPOV
Viktor Stepanovich SHESTAKOV*

Ural State Mining University, Ekaterinburg, Russia

The relevance of the work is due to the need of the mining and construction industry in high-quality preparation of raw materials, increasing the yield of standard fractions, reducing the loss of mineral resources in the development of carbonate open pit. A problem of screening plants is the difficulty of separating rock mass containing clay inclusions. Serial inertial screens with a grizzly deck plate are often clogged with clay and reduce their effectiveness.

The purpose of the work: improvement of screens deck plates, increasing screening efficiency, reducing the degree of clogging by clay inclusions in the separation of a difficult-to-reach rock mass; development of a vibration stand for testing abstract theorems on the improvement of deck plates under experimental conditions.

Methodology of the research: development of methods for calculating the parameters of a stand on the basis of the vibration system, the implementation of the design solution and the preparation of methods for measuring the vibrations of the work tool and the deck plate.

Results. A vibration stand with an improved deck plate has been developed. The stand includes: work tool, controlled-angle vibration exciters, flexible support, supporting frame, spring petal coupling, DC electric drive, control board, measuring equipment of the drive, sensor system for measuring oscillations and recording equipment. The peculiarity of the stand is that there are four supporting blocks between the sides of the work tool on which open-end grizzlies are installed with varying parameters. Grizzlies form a four-stage deck plate.

Conclusion. A scheme has been developed for an experimental stand of avibrating grizzly with an improved deck plate. It is hypothesized that the screen with an open-end deck plate can be rightfully regarded as a dual-mass oscillatory system. The method of calculating the parameters of such a system is described. To evaluate the methodology, a program was developed and the results were analyzed. As a result of the work, the characteristics of the stand and the main design parameters are given.

Keywords: vibrating stand, screen, side, deck plate, grizzly, beam, hinge, elastic support, vibrator, model, amplitude, oscillation frequency.

REFERENCES

1. Yudin A. V., Shestakov V. S., Abdulkarimov M. K. 2018, Numerical analysis of oscillations of a dual-mass conservative vibrating screen system for a hard rock mass. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyi zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 5, pp. 93–101. (In Russ.)
2. Yudin A. V., 2016, Simulation of forced oscillations of a deck plate of an inertial screen with pinched grizzlies. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyi zhurnal* [News of the Higher Institutions. Mining Journal], no. 6, pp. 63–70. (In Russ.)
3. Sladkowski A., Yudin A., Komissarov A., Lagunova Yu., Akhmetova M., Stolpovskikh I. 2018, Calculation of parameters and design of the movable transfer station with vibrating screen feeder for the conveyor of deer queries. *International Journal of Engineering and Technology (IAE)*, vol. 7, no 2, pp. 148–151. <http://dx.doi.org/10.14419/ijet.v7i2.23.11904>
4. Volkov E. B., Lyaptsev S. A. 2013, The influence of the angle of inclination of the working surface of the vibrating screen on the efficiency of screening. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya* [Modern problems of science and education], no. 4, p. 8 (In Russ.). URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=9642>
5. Volkov E. B., Lyaptsev S. A. 2012, Computer simulation of screening process. *Mezhdunarodnyy zhurnal eksperimental'nogo obrazovaniya* [International journal of experimental education], no. 4, pp. 49–50. (In Russ.)
6. Weisberg L. A. 1986, *Proyektirovaniye i raschet vibratsionnykh grokhotov* [Design and calculation of vibration screens]. Moscow, 144 p.
7. Weisberg L. A., Korovnikov A. N., Trofimov V. A. 2017, Modernization of technological cycles of screening on the basis of innovative equipment (to the 100th anniversary of the Mekhanobr Institute. *Gornyy zhurnal* [Mining journal], no. 1, pp. 11–17. (In Russ.) <https://doi.org/10.17580/gzh.2017.01.02>
8. Kartaviy A. N. 2013, *Vibratsionnyye agregaty dlya pererabotki mineral'nogo i tekhnogennogo syr'ya. Modelirovaniye i elementy rascheta po kriteriyam energo- i resursoeffektivnosti* [Vibration units for the processing of mineral and man-made materials. Modeling and calculation elements according to the criteria of energy and resource efficiency]. Moscow, 328 p.
9. Gazaleeva G. I., Tsypin E. F., Chervyakov S. A. 2014, *Rudopodgotovka, drobleniye, grokhocheniye, obogashcheniye* [Ore preparation, crushing, screening, enrichment]. Ekaterinburg, 914 p.
10. Nazarov K. S., Fet Sh. 2009, Analysis of modern design solutions that increase the efficiency of vibration classification of hard-to-get materials. *Gornyye Informatsionno-Analiticheskiy Byulleten (nauchno-tekhnicheskii zhurnal)* [Mining Informational and Analytical Bulletin (scientific and technical journal)], vol. 16, no. 12, pp. 383–393. (In Russ.)
11. Shishkin E. V., Lebedev A. I. 2016, Study of parameters of the vibrating screen using tools of simulation modeling. *Uchenyye zametki TOGU* [Electronic scientific journal "Scientists notes PNU"], vol. 7, pp. 281–286 (In Russ.). URL: http://ejournal.pnu.edu.ru/media/ejournal/articles-2016/TGU_7_48.pdf
12. Ferrara G., Preti U., Schena G. D. 1988, Modelling of screening operations. *International Journal of Mineral Processing*, vol. 22, no. 1/4, pp. 193–222. [https://doi.org/10.1016/0301-7516\(88\)90064-6](https://doi.org/10.1016/0301-7516(88)90064-6)
13. Rummyantsev S., Tarasov D. 2010, 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)*. Cambridge, Harvard University, USA, January 27–29, pp. 191–194.
14. Subasinghe G. K. N. S., Schoap W., Kelly E. G. 1990, Modelling screening as a conjugate rate process. *International Journal of Mineral Processing*, vol. 28, pp. 289–300. [https://doi.org/10.1016/0301-7516\(90\)90047-3](https://doi.org/10.1016/0301-7516(90)90047-3)
15. Timoshenko S. P. 1959, *Kolebaniya v inzhenernom dele* [Oscillations in engineering]. Moscow, 439 p.

The article was received on January 26, 2019

* ✉ shestakov.v.s@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0001-9468-6696>