

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ БОЙКА И ИНСТРУМЕНТА ПРИ УДАРНОМ РАЗРУШЕНИИ ГОРНЫХ ПОРОД

А.Б. Жабин¹, И.М. Лавит¹, А.В. Поляков¹, З.Э. Керимов¹

¹ Тульский государственный университет, Тула, Россия, e-mail: zhabin.tula@mail.ru

Аннотация: Обоснована расчетная схема, в которой ударная система машины моделируется продольно нагруженными упругими цилиндрическими стержнями при малых деформациях. Горный массив рассматривается как абсолютно твердая преграда. Боек и инструмент характеризуются длиной, площадью поперечного сечения, плотностью материала и модулем Юнга. Модель позволяет найти усилие (как функцию времени), с которым инструмент действует на массив. Считается, что перемещения и скорости стержней в поперечном направлении пренебрежимо малы по сравнению с продольным направлением, а внешние силы, отличные от реакций связей, на систему стержней не действуют. Составлено вариационное уравнение, выражающее принцип возможных перемещений. Вариации от времени не зависят. Рассмотрены начальные и граничные условия. Вариационное уравнение решалось методом прямых, при котором оператор дифференцирования по времени заменяется конечно-разностным оператором. Задача сводится к последовательно решаемым краевым задачам с переменной правой частью. Используемая конечно-разностная схема — это апробированная неявная схема Кранка-Николсон. Краевые задачи на каждом шаге интегрирования по времени решаются методом конечных элементов. В результате вариационное уравнение преобразуется к системе линейных алгебраических уравнений, приведенное решение которой определяет искомое усилие. Представлен пример расчета для гидравлической машины ударного действия G100 фирмы «Rammer» (Финляндия) в виде графической зависимости силы давления инструмента на массив от времени с шагом 0,1 мкс, а также его анализ. Относительная погрешность вычислений продолжительности удара и максимального (по модулю) значения силы не превосходит 0,1%.

Ключевые слова: горный массив, боек, ударный инструмент, математическая модель, усилие, скорость, перемещения, начальные и граничные условия, вариационное уравнение, оператор, матрица, время.

Благодарность: Результаты исследования опубликованы при финансовой поддержке ТулГУ в рамках научного проекта № НИР 2019-18.

Для цитирования: Жабин А.Б., Лавит И.М., Поляков А.В., Керимов З.Э. Математическая модель взаимодействия бойка и инструмента при ударном разрушении горных пород // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2020. – № 7. – С. 94–103. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-7-0-94-103.

Mathematical model of piston–tool interaction in rock fracture by impact

A.B. Zhabin¹, I.M. Lavit¹, A.V. Polyakov¹, Z.E. Kerimov¹

¹ Tula State University, 300012, Tula, Russia, e-mail: zhabin.tula@mail.ru

Abstract: The authors justify a computation model of a machine percussion system simulated by elastic cylindrical rods subjected to maximal axial load at minimal strain. Rock mass is assumed as a perfectly solid block. The piston and tool are described by the values of length, cross-section area, density and Young's modulus. The model determines the force applied by the tool on the rock as function of time. It is assumed that transverse displacements and velocities of the rods are negligible as compared with the axial displacements and velocities, while the rods are free from the action of the external forces different from the restraining forces. The variational equation expresses the principle of possible displacements. The variations are independent of time. The initial and boundary conditions are considered. The variational equation is solved using the method of straight lines, with replacement of a time differentiation operator by the finite difference operator. The problem reduces to the successive solving of boundary value problems with variable right-hand sides. The finite difference scheme is the approved implicit scheme of Crank–Nicolson. The boundary value problems are solved using the finite element method at each step of integrating. As a result, the variational equation transforms into a system of linear algebraic equations, and the reduced solution of this system yields the wanted force. The calculations are illustrated by the tool press force–time curve plotted with a step of $0.1 \mu\text{s}$ for hydropercussion machine G100 by Rammer, Finland. The relative calculation error of the impact duration and maximal force (in absolute magnitude) is not higher than 0.1%.

Key words: rock, piston, percussive tool, mathematical model, force, velocity, displacements, initial and boundary conditions, variational equation, operator, matrix, time.

Acknowledgements: The studies were supported by the Tula State University, R&D Project No. 2019-18.

For citation: Zhabin A. B., Lavit I. M., Polyakov A. V., Kerimov Z. E. Mathematical model of piston–tool interaction in rock fracture by impact. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020;(7):94–103. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-7-0-94-103.

Введение

Одним из перспективных способов разрушения горных пород повышенной прочности является механический удар (с использованием гидроударников), обеспечивающий высокую концентрацию нагрузки на локальном участке забоя и уступающий по энергоёмкости разрушения ($17 - 25 \text{ Дж/см}^2$) только взрыву (6 Дж/см^2) [1 – 8].

Ударная система технологической машины представляется цилиндрическими

стержнями, соотношения длин и сечений которых зависят от конструктивно-технологических особенностей исполнительного органа [8 – 12]. В соответствии с этим в наиболее авторитетной работе [8] для моделирования процесса энергопередачи рассмотрено соударение двух стержней, являющихся бойком 1 и волноводом (инструментом) 2. Разрушаемый массив также представлен цилиндрическим стержнем 3 со свойствами, характерными для горной по-

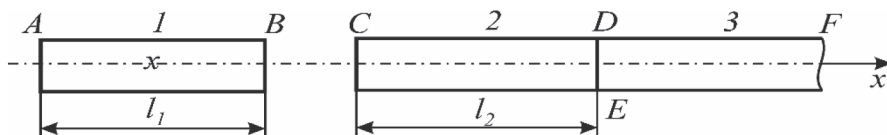


Рис. 1. Расчетная схема ударной системы

Fig. 1. Computational model of percussion system

роды, и имеющим массу $m_3 \gg m_1 + m_2$ (рис. 1).

В работе [8] приведены дифференциальные уравнения и граничные условия, а также качественный анализ решения, заключающийся в представлении волнового характера процесса, перечислении и обсуждении различных типов волн, распространяющихся в стержнях 1, 2 и 3 (см. рис. 1). Однако ни метода решения задачи, ни результатов расчетов в работе [8] нет. Отмечается только, что представленная качественная картина изменения напряжений в элементах ударной системы характеризует основные закономерности передачи энергии удара в массив.

В настоящей работе предпринята попытка дать количественный анализ процесса ударной передачи энергии в массив горной породы. Естественно принять убедительно обоснованную расчетную схему работы [8], в которой ударная система машины моделируется цилиндрическими стержнями. Однако от моделирования горного массива стержнем стоит отказаться. Это следует сделать по двум причинам.

Первая — это то, что геометрически массив даже отдаленно не напоминает стержень. Если уж его моделировать упругой или упругопластической средой, следует выбрать более реалистичскую конфигурацию. Но это чрезмерно усложняет задачу.

Вторая причина — это то, что моделирование деформирования массива на основе какой-либо модели деформируемого твердого тела всегда будет неадекватным. Дело в том, что крепкие горные породы деформируются упруго вплоть до разрушения. Но, с другой стороны, в узкой зоне, прилегающей к внедряемому инструменту, образуется из частиц разрушенного материала породы так называемое ядро сжатия. Это ядро обуславливает нелинейность зависимо-

сти сила-перемещение инструмента. Получить эту зависимость можно только экспериментально, но к настоящему времени какие-либо опытные данные отсутствуют.

С учетом сказанного, ради получения более простого и однозначного решения массив следует рассматривать как абсолютно твердую преграду. Это, конечно, внесет погрешность в расчет, так как уменьшится время удара. Однако главная величина, ради которой, собственно, и следует делать расчет — импульс, передаваемый породному массиву, — останется практически неизменным.

Таким образом, исследования в этом направлении дополняют монографию [1] в решении поставленной в ней задачи.

Расчетная схема

Несмотря на разнообразие конструкций ударных инструментов [2 — 12], принцип их действия одинаков: боек разгоняется до большой скорости, затем он ударяет по скальвающему инструменту, прижатому к разрушаемому массиву. Эффективность разрушения обусловлена динамичностью процесса разрушения. Расчетная схема работы инструмента представлена на рис. 2.

При этом инструмент может отличаться конструктивными параметрами, разрушать уступ различной высоты и располагаться под любым углом к нему. Боек также может иметь конструктивные отличия. Рассматривать взаимодействие всех трех объектов, изображенных на рис. 2, нет необходимости.

Горный массив 3 (см. рис. 2.) влияет на процесс взаимодействия бойка 1 и инструмента 2 только как ограничитель перемещений инструмента, подверженного действию бойка. Эти перемещения, конечно, отличны от нуля в силу упругости массива и возможного разрушения его материала непосредственно под инструментом. Однако они

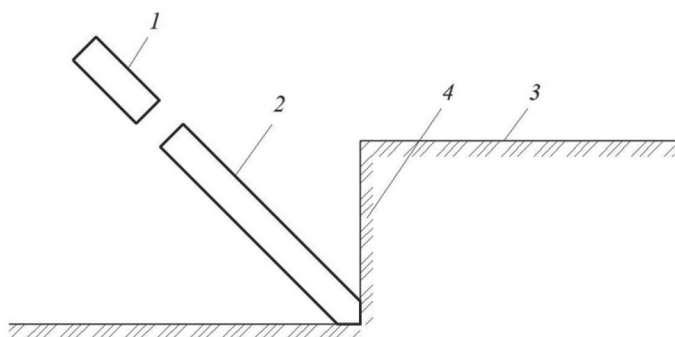


Рис. 2. Расчетная схема: 1 – боек; 2 – ударный инструмент; 3 – горный массив; 4 – скалываемый уступ

Fig. 2. Computational model: 1 – piston; 2 – percussive tool; 3 – rock mass; 4 – cut bench

малы и ясно, что без заметной погрешности их можно считать нулевыми. При этом математическая модель распадается на две модели.

Первая из них – это модель взаимодействия бойка 1 (см. рис. 2) и инструмента 2 при условии, что рабочий конец инструмента, контактирующий с массивом, неподвижен. Эта модель позволяет найти усилие (как функцию времени), с которым инструмент действует на массив.

Вторая математическая модель должна дать описание напряженного состояния массива в зависимости от времени. При включении в нее критерия прочности она позволит найти объем разрушаемого материала.

Объединение упомянутых моделей даст возможность установить влияние различных конструктивных и режимных параметров, а также прочности горного массива на объем разрушенного материала. В данной статье рассматривается первая математическая модель.

Согласно работе [8] боек и инструмент можно рассматривать как продольно нагруженные упругие стержни при малых деформациях. Будем считать, что координатная ось x совпадает с осями обоих взаимодействующих стержней (рис. 3).

Боек (стержень 1) характеризуется следующими величинами: l_1 – длиной; F_1 – площадью поперечного сечения; ρ_1 – плотностью материала; E_1 – модулем Юнга. Ударный инструмент характеризуется тем же набором параметров (они имеют индекс 2).

Для стержня перемещения и скорости в поперечном направлении пренебрежимо малы по сравнению с перемещениями и скоростями в продольном направлении. Учтем также то, что внешние силы, отличные от реакций связей, на систему стержней 1 и 2 (см. рис. 3) не действуют.

Пусть t – время. Введем в рассмотрение поле перемещений $u(t, x)$ и поле скоростей $v = \dot{u} = \partial u / \partial t$. В данном слу-

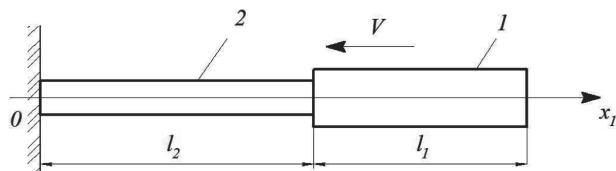


Рис. 3. Расчетная схема взаимодействия бойка и инструмента: 1 – боек; 2 – инструмент

Fig. 3. Computational model of piston-tool interaction: 1 – piston; 2 – tool

чае — при продольной деформации стержня — из всех компонент тензора напряжений отлична от нуля только одна. Обозначим ее через σ . Согласно закону Гука связь напряжения с продольной деформацией $\varepsilon = \partial u / \partial x$ дается формулой $\sigma = E\varepsilon$.

Вариационная постановка задачи

Так как задача решается численно, исходное соотношение удобно записать в вариационной формулировке. Вариационное уравнение, выражающее принцип возможных перемещений, применительно к данной задаче имеет вид

$$\int_0^l F \left(\rho \frac{\partial v}{\partial t} \delta u + \sigma \delta \varepsilon \right) dx = 0, \quad (1)$$

где символом δ обозначены вариации соответствующих величин. Вариации — это произвольные функции координат, ограниченные лишь одним требованием: на тех участках граничной поверхности, где заданы главные (кинематические) граничные условия (в данном случае при $x = 0$), вариации перемещений равны нулю. Вариации от времени не зависят.

Рассмотрим начальные и граничные условия задачи. В начальный момент $t = 0$ стержни составляют один стержень длиной $l = l_1 + l_2$ (см. рис. 3). Перемещения, деформации и напряжения в начальный момент равны нулю:

$$\begin{aligned} t = 0; x \in [0, l]: u = 0; \\ \varepsilon = 0; \sigma = 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Скорости точек инструмента в начальный момент равны нулю, скорости точек боя — равны $(-V)$. Это означает, что при $t = 0$ боек ударяет по инструменту:

$$t = 0: \begin{cases} x \in [0, l_2): v = 0; \\ x \in (l_2, l]: v = -V. \end{cases} \quad (3)$$

При $x = 0$ задается граничное условие:

$$x = 0: u = 0; v = 0.$$

Это условие является главным (кинематическим) условием. При $x = l$ задается естественное (динамическое) граничное условие:

$$x = l: \sigma = 0. \quad (4)$$

В процессе удара могут быть изменения в граничных условиях в зависимости от значения напряжения в точке $x = l_2$. Если в этой точке $\sigma < 0$ (сжатие), то это значит, что контакт между стержнями имеет место. Если же получается $\sigma \geq 0$, то это значит, что контакт отсутствует, то есть начинается отскок бойка. С этого момента рассматривается только стержень 2, то есть $x \in [0, l_2]$ (см. рис. 3) при граничном условии

$$x = l_2: \sigma = 0. \quad (5)$$

Таким образом, входящие в уравнение (1) величины l, ρ, F , а также модуль Юнга E определяются выражениями:

1. Стержни находятся в контакте:

$$\begin{aligned} l &= l_1 + l_2; \\ x \in (0, l_2): F &= F_2; \rho = \rho_2; E = E_2; \\ x \in (l_2, l): F &= F_1; \rho = \rho_1; E = E_1 \end{aligned}$$

2. Стержень 1 отскочил от стержня 2, но при этом стержень 2 прижат к массиву:

$$\begin{aligned} l &= l_2; \\ x \in (0, l): F &= F_2; \rho = \rho_2; E = E_2 \end{aligned}$$

Время удара определяется значением напряжения в точке $x = 0$. Если выполняется условие

$$x = 0: \sigma < 0, \quad (6)$$

то это значит, что стержень 2 (инструмент) прижат к массиву. Как только оно нарушится, удар завершается: инструмент отскакивает от массива.

Зависимость $\sigma(t)$ при $x = 0$ является основным результатом расчета. Величина

$$P(t) = -F\sigma(t)|_{x=0} \quad (7)$$

представляет собой усилие, с которым ударный инструмент действует на горный массив.

Метод решения задачи

Для решения уравнения (1) применим метод прямых [13]. Суть его состоит в том, что оператор дифференцирования по времени заменяется конечно-разностным оператором. Задача сводится к последовательно решаемым краевым задачам с переменной правой частью. Используемая в данной работе конечно-разностная схема — это апробированная неявная схема Кранка-Николсон [14].

Пусть Δt — шаг интегрирования по времени, а n — номер шага интегрирования. Конечно-разностное представление производной по времени от некоторой функции $y(t, x)$ на n -м шаге имеет вид

$$\frac{\partial y}{\partial t} = \frac{y^n - y^{n-1}}{\Delta t}, \quad (8)$$

где y^{n-1} и y^n — значения y на границах временного интервала. Величины, не содержащие производных по времени, представляются на n -м шаге интегрирования по времени в виде

$$y = \frac{1}{2}(y^n + y^{n-1}), \quad (9)$$

то есть как среднее арифметическое граничных значений. С использованием формул (8) и (9) конечно-разностное представление уравнения (1) записывается в виде

$$\left\{ \begin{aligned} \int_0^l F \left[\frac{\rho}{\Delta t} (v^n - v^{n-1}) \delta u + \frac{1}{2} (\sigma^n + \sigma^{n-1}) \delta \varepsilon \right] dx = 0, \\ \frac{u^n - u^{n-1}}{\Delta t} = \frac{1}{2} (v^n + v^{n-1}). \end{aligned} \right. \quad (10)$$

Величины с индексами $n-1$ известны из решения для предыдущего шага. Из системы (10) определяются величины с индексом n . Выразим из второго уравнения системы (10) величину v^n и подставим в первое уравнение:

$$v^n = \frac{2}{\Delta t} (u^n - u^{n-1}) - v^{n-1}; \quad (11)$$

$$\int_0^l F \left[\frac{4\rho}{(\Delta t)^2} u^n \delta u + \sigma^n \delta \varepsilon \right] dx = \int_0^l F \left[\frac{4\rho}{\Delta t} (u^{n-1} + v^{n-1}) \delta u - \sigma^{n-1} \delta \varepsilon \right] dx \quad (12)$$

Таким образом, система (10) распадается на два последовательно решаемых уравнения. Вначале из уравнения (12) определяются перемещения u^n , а затем из уравнения (11) — скорости v^n .

Краевые задачи [13] на каждом шаге интегрирования по времени решаются методом конечных элементов [14,15]. В результате вариационное уравнение (12) преобразуется к системе линейных алгебраических уравнений:

$$\mathbf{A}\mathbf{U}^n = \mathbf{B} \quad (13)$$

где \mathbf{U}^n — матрица-столбец узловых перемещений; \mathbf{B} — матрица-столбец правых частей (напомним, что узловые перемещения \mathbf{U}^{n-1} известны); \mathbf{A} — квадратная матрица коэффициентов системы уравнений. Матрицы \mathbf{A} и \mathbf{B} необходимо преобразовать с целью учесть главное граничное условие. Это делается следующим образом. Пусть перемещение k -го узла (в рассматриваемом случае $k = 1$) равно нулю. Обнуляется k -я строка и k -й столбец матрицы \mathbf{A} за исключением диагонального элемента. Обнуляется также k -й элемент матрицы \mathbf{B} .

После того как система уравнений (13) решена, необходимо найти реакцию связи в узле 1. Это сила, с которой инструмент воздействует на горный массив. Запишем первую строку матричного равенства (13)

$$A_{1i} U_i^n = B_1 + R. \quad (14)$$

Фигурирующие здесь элементы матриц \mathbf{A} и \mathbf{B} — это элементы непроброзованных матриц. Поэтому равенство возможно только при добавлении к правой части величины R . Это и есть реакция связи — сила, с которой массив действует на ударный инструмент. По

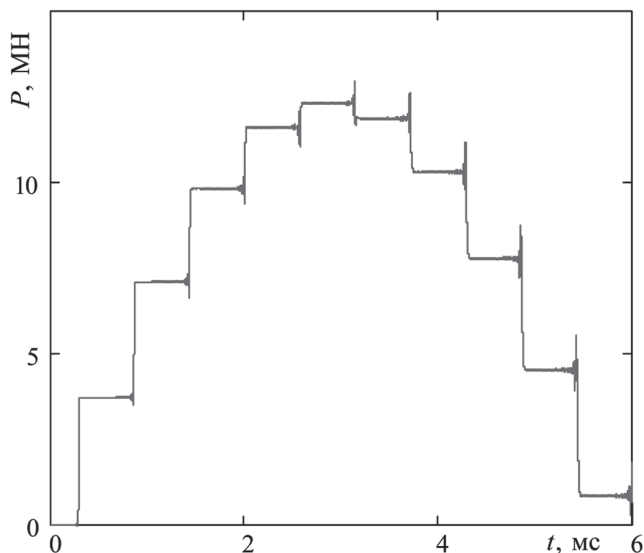


Рис. 4. Зависимость силы, действующей на массив, от времени

Fig. 4. Time curve of force applied to rock mass

третьему закону Ньютона инструмент действует на массив с силой минус R .

Пример расчета

В качестве примера расчета определим зависимость (7) для гидравлической машины ударного действия G100 фирмы «Rammer» (Финляндия) [8]. И боек, и инструмент изготавливаются из стали. Поэтому $E = E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^{11}$ Н/м²; $\rho = \rho_1 = \rho_2 = 7800$ кг/м³. Длины и площади поперечных сечений стержней: $l_1 = 2,9$ м, $l_2 = 1,45$ м, $F_1 = 0,168$ м² и $F_2 = 0,0227$ м². Скорость удара — $\mathcal{V} = 2,18$ м/с. Результаты расчета, представленные ниже, получены при шаге по времени $\Delta t = 0,1$ мкс. И боек, и инструмент разбивались на 500 конечных элементов. При этом, как показали сравнительные расчеты, относительная погрешность вычислений продолжительности удара и максимального (по модулю) значения силы P не превосходит 0,1%.

График зависимости силы давления инструмента на массив от времени представлен на рис. 4. Ступенчатый характер зависимости обусловлен распро-

странением упругих волн вдоль стержней. Скорость звука равна $c = \sqrt{E/\rho} = 5060$ м/с, время прохождения волны вдоль инструмента получается равным $l_2/c = 0,286$ мс, что согласуется с результатами, приведенными на рис. 4.

Остроугольные «высоки» амплитуды в зонах скачков функции, обусловленных приходом и отражением волн, представляют собой известное явление Гиббса [16], возникающее всегда при аппроксимации разрывных функций непрерывными. Они не вносят принципиальных изменений в результаты расчета.

Через 5,73 мс боек отскакивает от инструмента, но воздействие инструмента на массив продолжается. Оно заканчивается при 6,01 мс. Это и есть время удара. Максимальное значение силы давления инструмента на массив можно использовать для анализа прочности инструмента. В данном случае $P_{\max} = 12,9$ МН. При этом напряжение (сжимающее) в инструменте будет равно 568 Н/мм², что приблизительно в два раза меньше предела текучести типичной высокопрочной стали.

Заключение

При математическом моделировании взаимодействия бойка и инструмента необходимо рассматривать их как продольно нагруженные стержни, характеризующиеся длиной, площадью попе-

речного сечения, плотностью и модулем Юнга.

При неподвижной рабочей поверхности инструмента это позволяет определять усилие, с которым он действует на массив, как функцию времени.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кравченко В. А. Обоснование гидравлических устройств ударного действия с пониженной удельной металлоемкостью для разрушения горных пород. Автореф. дис. канд. техн. наук. — Орел, 2004. — 23 с.
2. Доброборский Б. С., Овчаров А. А. Исследования машины ударного действия с подвижным ударным механизмом // Современные проблемы науки и образования. — 2014. — № 5. URL: <https://science-education.ru/pdf/2014/5/468.pdf> (дата обращения: 24.09.2014).
3. Абраменков Д. Э., Абраменков Э. А., Дедов А. С., Крутиков Е. И. Пневматический ударный механизм с комбинированным воздухораспределением // Известия высших учебных заведений. Строительство. — 2014. — № 4. — С. 114—118.
4. Gorodilov L. V. Analysis of the dynamics of two-way hydropercussion systems. Part II: Influence of design factors and their interaction with rocks // Journal of Mining Science. 2013. Vol. 49. No 3. Pp. 465—474. DOI: 10.1134/S1062739149030143.
5. Oparin V. N., Timonin V. V., Karpov V. N., Smolyanitsky B. N. Energy-based volumetric rock destruction criterion in the rotary-percussion drilling technology improvement // Journal of Mining Science. 2017. Vol. 53. No 6. Pp. 1043—1064. DOI: 10.1134/S1062739117063114.
6. Redelin R. A., Kravchenko V. A., Kamanin Y. N., Panichkin A. V. and Bozhanov A. A. Study of effect of in-line hydropneumatic accumulators on output characteristics of hydraulic hammer // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 87. No 2. Article 022016. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022016.
7. Tian J., Yang Z., Li Y., Yang L. Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well // Journal of Mechanical Science and Technology. 2016. Vol. 30. No 6. Pp. 2443—2451. DOI 10.1007/s12206-016-0504-z.
8. Ушаков Л. С., Котылев Ю. Е., Кравченко В. А. Гидравлические машины ударного действия. — М.: Машиностроение, 2000. — 416 с.
9. Жуков И. А. Исходные основания к изучению влияния форм бойков на форму ударного импульса в машинах ударного действия // Вестник Кузбасского государственного технического университета. — 2014. — № 5 (105). — С. 25—27.
10. Еремьянц В. Э. К вопросу о рациональной форме бойков ударно-вращательных буровых машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2011. — № 5. — С. 74—82.
11. Авдеева А. И., Шадрин А. В., Саруев Л. А. Разработка методики расчета распространения продольных волн деформаций по буровому инструменту // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2014. — № 5. — С. 328—333.
12. Ветюков М. М., Юнгмейстер Д. А., Пивнев В. А. и др. Теоретические расчеты параметров ударных систем «поршень-боек-штанга» // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2010. — № 7. — С. 329—330.
13. Ладыженская О. А. Краевые задачи математической физики. — М.: Наука, 1973. — 408 с.
14. Стрэнч Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. — М.: Мир, 1977. — 349 с.
15. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. — М.: Мир, 1975. — 541 с.
16. Джексон Д. Ряды Фурье и ортогональные полиномы. — М.: ГИИЛ, 1948. — 260 с. **ГИАБ**

REFERENCES

1. Kravchenko V.A. *Obosnovanie gidravlicheskih ustroystv udarnogo deystviya s ponizhennoy udel'noy metalloemkost'yu dlya razrusheniya gornykh porod* [Feasibility study of hydraulic percussion machines of reduced steel intensity for rock fracture], Candidate's thesis, Orel, 2004, 23 p.
2. Dobroborskiy B.S., Ovcharov A.A. Analyses of percussive machines with mobile hammering mechanism. *Sovremennyye problemy nauki i obrazovaniya*. 2014, no 5, available at: <https://science-education.ru/pdf/2014/5/468.pdf> (accessed 24.09.2014).
3. Abramnikov D.E., Abramnikov E.A., Dedov A.S., Krutikov E.I. Air-driven percussion mechanism with composite air distribution. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Stroitel'stvo*. 2014, no 4, pp. 114 – 118. [In Russ].
4. Gorodilov L.V. Analysis of the dynamics of two-way hydropercussion systems. Part II: Influence of design factors and their interaction with rocks. *Journal of Mining Science*. 2013. Vol. 49. No 3. Pp. 465 – 474. DOI: 10.1134/S1062739149030143.
5. Oparin V.N., Timonin V.V., Karpov V.N., Smolyanitsky B.N. Energy-based volumetric rock destruction criterion in the rotary–percussion drilling technology improvement. *Journal of Mining Science*. 2017. Vol. 53. No 6. Pp. 1043 – 1064. DOI: 10.1134/S1062739117063114.
6. Redelin R.A., Kravchenko V.A., Kamanin Y.N., Panichkin A.V. and Bozhanov A.A. Study of effect of in-line hydropneumatic accumulators on output characteristics of hydraulic hammer. *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. 2017. Vol. 87. No 2. Article 022016. DOI: 10.1088/1755-1315/87/2/022016.
7. Tian J., Yang Z., Li Y., Yang L. Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30. No 6. Pp. 2443 – 2451. DOI 10.1007/s12206-016-0504-z.
8. Ushakov L.S., Kotylev Yu.E., Kravchenko V.A. *Gidravlicheskie mashiny udarnogo deystviya* [Hydropercussive machines], Moscow, Mashinostroenie, 2000, 416 p.
9. Zhukov I.A. Starting framework for the analysis of shape effect of pistons on impact pulse form in percussive machines. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2014, no 5 (105), pp. 25 – 27. [In Russ].
10. Erem'yants V.E. Efficient shape of pistons in rotary–percussive machines. *Fiziko-tekhnicheskie problemy razrabotki poleznykh iskopaemykh*. 2011, no 5, pp. 74 – 82. [In Russ].
11. Avdeeva A.I., SHadrina A.V., Saruev L.A. Calculation procedure of P-wave propagation along a drilling tool. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2014, no 5, pp. 328 – 333. [In Russ].
12. Vetyukov M.M., Yungmeyster D.A., Pivnev V.A. Theoretical design of percussive piston–tool–rod systems. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2010, no 7, pp. 329 – 330. [In Russ].
13. Ladyzhenskaya O.A. *Kraevye zadachi matematicheskoy fiziki* [Boundary values problems in mathematical physics], Moscow, Nauka, 1973, 408 p.
14. Strang G., Fix J. *Teoriya metoda konechnykh elementov* [Finite element method theory], Moscow, Mir, 1977, 349 p.
15. Zenkevich O. *Metod konechnykh elementov v tekhnike* [Finite element method in engineering], Moscow, Mir, 1975, 541 p.
16. Jackson D. *Ryady Fur'e i ortogonal'nye polinomy* [Fourier's series and orthogonal polynomials], Moscow, GIL, 1948, 260 p.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жабин Александр Борисович¹ – д-р техн. наук, профессор, e-mail: zhabin.tula@mail.ru,
Лавит Игорь Михайлович² – д-р физ.-мат. наук, профессор, e-mail: igorlavit@yandex.ru,

Поляков Андрей Вячеславович¹ — д-р техн. наук,
профессор, e-mail: Polyakoff-an@mail.ru,
Керимов Захит Эльдарович¹ — аспирант, e-mail: k-zahit94@mail.ru,
¹ Тульский государственный университет.
Для контактов: Жабин А.Б., e-mail: zhabin.tula@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

A.B. Zhabin¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: zhabin.tula@mail.ru,
I.M. Lavit¹, Dr. Sci. (Phys. Mathem.),
Professor, e-mail: igorlavit@yandex.ru,
A.V. Polyakov¹, Dr. Sci. (Eng.), Professor, e-mail: Polyakoff-an@mail.ru,
Z.E. Kerimov¹, Graduate Student, e-mail: k-zahit94@mail.ru,
¹ Tula State University, 300012, Tula, Russia.
Corresponding author: A.B. Zhabin, e-mail: zhabin.tula@mail.ru.

Получена редакцией 26.03.2020; получена после рецензии 21.04.2020; принята к печати 20.06.2020.
Received by the editors 26.03.2020; received after the review 21.04.2020; accepted for printing 20.06.2020.



РУКОПИСИ, ДЕПОНИРОВАННЫЕ В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ «ГОРНАЯ КНИГА»

ИНСТРУМЕНТАРИЙ ПРОГРАММНО-АНАЛИТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОПОТРЕБЛЕНИЕМ НА ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

(№ 1222/07–20 от 07.05.2020; 8 с.)

Карпенко Сергей Михайлович¹ — канд. техн. наук, доцент,
Безгинов Глеб Юзович¹ — аспирант,
¹ ГИ НИТУ «МИСиС».

Приведен анализ существующих способов контроля энергоресурсов, а также математических методов прогнозирования электропотребления на горных предприятиях. Проведен обзор современных программных продуктов и диспетчерских систем, используемых для обеспечения сбора и обработки информации, автоматизации, контроля и мониторинга различных параметров обследуемого объекта. Предложено создание на этой основе программно-аналитических комплексов для совершенствования управления электропотреблением и энергосбережением на горных предприятиях.

Ключевые слова: горные предприятия, электропотребление, контроль, моделирование, прогнозирование, инструментарий, программный пакет, программно-аналитическое управление.

TOOLS FOR SOFTWARE AND ANALYTICAL MANAGEMENT OF POWER CONSUMPTION AT MINING ENTERPRISES

S.M. Karpenko¹, Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
G.Yu. Bezginov¹, Graduate Student,

¹ Mining Institute, National University of Science and Technology «MISiS», 119049, Moscow, Russia.

The article presents an analysis of existing methods for controlling energy resources, as well as mathematical methods for predicting power consumption at mining enterprises. A review of modern software products and dispatcher systems used to ensure the collection and processing of information, automation, control and monitoring of various parameters of the object under investigation. It is proposed to create software and analytical complexes on this basis to improve the management of power consumption and energy conservation at mining enterprises.

Key words: mining enterprise, power consumption, control, modeling, forecasting, tools, software package, software and analytical management.