

**АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

**Аннотация:** Рассмотрена силовая импульсная система гидравлических машин ударного действия. Проанализированы подходы, допущения и методы решения поставленной задачи теории упругости. Намечены пути ее решения при дальнейших исследованиях. Представлен анализ результатов исследований по взаимодействию ударного инструмента с горным массивом. Отмечены недостатки существующих методов к его решению. Предложены подходы к совершенствованию теории разрушения горных пород ударным инструментом на основе численных методов и в динамической постановке. Проанализированы методы расчета показателей для процесса разрушения горных пород ударным инструментом.

**Ключевые слова:** ударный инструмент, силовая импульсная система, поршень-боек, машины ударного действия, стержень. схема разрушения, горные породы, напряжения, деформации.

**Информация о статье:** принята 1 июля 2020 г.  
DOI: 10.26730/1816-4528-2020-3-49-54

Основным элементом силовой импульсной системы гидравлических машин ударного действия является ударник, предназначенный для преобразования энергии потока рабочей жидкости в механический импульс [1]. Поршень-боек гидроударника под действием давления рабочей жидкости, подаваемой от внешней насосной установки, движется с ускорением в направлении рабочего инструмента и наносит удар по его торцу. В момент удара энергия, накопленная поршень-бойком в процессе разгона, формирует в инструменте импульс, который передается объекту разрушения.

Ударная система технологической машины представляется цилиндрическими стержнями, соотношения длин и сечений которых зависят от конкретных конструктивно-технологических особенностей исполнительного органа. В соответствии с этим Л.С. Ушаков с соавторами [1] для представления качественной картины процесса энергопередачи рассмотрели соударение двух стержней, являющихся бойком и волноводом (инструментом), а массив также заменили цилиндрическим стержнем со свойствами, характерными для горной породы и имеющим массу  $m_3 \gg m_1 + m_2$  (рис. 1).

При этом принимались следующие допущения. При деформировании стержней поперечные их сечения остаются плоскими и нормальными к

оси  $Ox$ . Деформации стержней так малы, что можно пренебречь изменениями поперечных размеров стержней. Силами инерции, соответствующими движению частиц стержней в поперечных направлениях, можно пренебречь.

Соударение стержня 1 (бойка) и стержня 2 (волновода-инструмента) – абсолютно упругое, длины их  $l_1 \approx l_2$ . Соударение стержней 2 и 3 (порода) – упруго-пластическое. Кривая деформации не зависит от скорости деформирования. Стержни 1 и 2 сделаны из одного и того же материала, имеют одинаковые диаграммы растяжения и сжатия, предел их текучести существенно выше предела текучести материала стержня 3 (порода). Считается, что длина стержня 3 стремится к бесконечности.

В результате рассмотрения этой задачи авторы записали дифференциальные уравнения и граничные условия. Выполнен 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 по моделированию механизма передачи энергии удара в массив, ни тем более каких-либо результатов расчетов в работе [1] нет.

Отмечается только, что представленная качественная картина изменения напряжений в

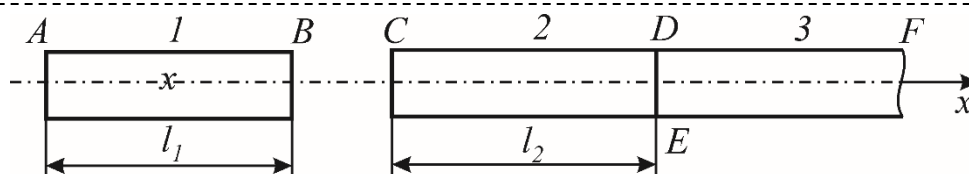


Рис. 1. Расчетная схема ударной системы

элементах ударной системы характеризует основные закономерности передачи энергии удара в массив. И далее сообщается, что ввиду сложности учета всех факторов, влияющих на параметры волн напряжений в ударной системе, на современном этапе экспериментальные методы их определения являются предпочтительными, так как разрешающая способность современной измерительно-регистрирующей аппаратуры позволяет решить эту задачу более точно.

Учитывая вышесказанное, для дальнейших исследований, по существу, необходимо принять ту же самую расчетную схему, при которой ударная система машины моделируется цилиндрическими стержнями. При этом, однако, следует предположить упрощение, позволяющее построить эффективный алгоритм численного решения задачи. Оно должно заключаться в отказе от моделирования горного массива стержнем. Это следует сделать по двум причинам.

Первая причина – это то, что геометрически массив даже отдаленно не напоминает стержень. Если уж его моделировать упругой или упруго-пластической средой, следует выбрать более реалистическую конфигурацию. Это, конечно, резко усложняет задачу.

Вторая причина – это то, что моделирование деформирования массива на основе модели упруго-пластического тела может быть 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 так называемое «ядро сжатия», состоящее из частиц разрушенного материала породы. Это ядро обуславливает нелинейность зависимости «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 таком направлении дополняют монографию [1] в решении поставленной в ней задачи.

Проведенные экспериментальные исследования показали [1,2], что эффективность воздействия породоразрушающего инструмента на забой зависит от многих факторов, в том числе от способа передачи энергии удара в массив.

Для решения проблемы повышения КПД передачи удара авторами работ [2,3] была предложена новая конструкция ударной системы, заключающаяся в ведении между бойком 1 и инструментом 2 (см. рис. 1) дополнительного тела – бойка малой массы. В такой системе в ходе

ударного взаимодействия ударника с инструментом боек совершает серию повторных, все учащающихся микро-соударений, возникает «дребезг» бойка, тем самым увеличивая пластичность удара без изменения физических свойств материалов. Реализуется квазистатический удар [4]. КПД передачи удара в таком случае значительно выше.

Усовершенствованная конструкция позволяет получить ряд экспериментально установленных эффектов, улучшающих работу ударника сразу по нескольким показателям [5]:

- реализуется квазистатический удар, упомянутый выше – это ведет к увеличению скорости отбойки глин на 15%;

- благодаря «дребезгу» бойка возникает ударный импульс сложной формы, семейство «Л-образных» импульсов вместо одиночного колоколообразного импульса. Это приводит к более эффективному разрушению горной породы, тем самым увеличивается скорость отбойки;

- реализуется эффект демпфирования отраженных от забоя волн, благодаря чему снижается уровень вибрации и шума при работе ударника.

Необходимо отметить, что эффективность такой трех массовой ударной системы была установлена только при разрушении кембрийских глин, прочность на сжатие которых составляет в среднем 15 МПа. Что касается прочных горных пород и пород средней крепости с пределом прочности на сжатие более 60 МПа, то такие эксперименты не проводились, и вопрос остается открытым. К сожалению, серийные образцы ударников с указанной ударной системой до настоящего времени неизвестны. Поэтому самой распространенной, наиболее изученной и надежной по-прежнему остается ударная двухмассовая система поршень-бок – инструмент (волновод).

Процесс разрушения горных пород ударом исследовался многими учеными, среди которых Остроушко И.А., Царицын В.В., Гуськов В.А., Успенский Н.С., Коняшин Ю.Г. Пашков А.Д., Ушаков Л.С., Каманин Ю.Н., Шрейнер Л.А., Александров Е.В. и другие. Например, в работах [6,7] при описании процесса хрупкого разрушения было отмечено, что при небольших величинах нагрузки испытуемый материал полностью находится в зоне упругости и после снятия нагрузки никаких видимых следов удара не наблюдалось.

В рассмотренных работах [8-12] при описании процесса взаимодействия породоразрушающего инструмента (пики, коронка, долото) с массивом горных пород отмечается, что при ударе породе передается определенное количество энергии, в результате чего перед инструментом образуется ядро уплотнения, которое распространяется в направлении, перпендикулярном к вектору скорости инструмента и производит разрушение породы. В пластичных породах (глины,

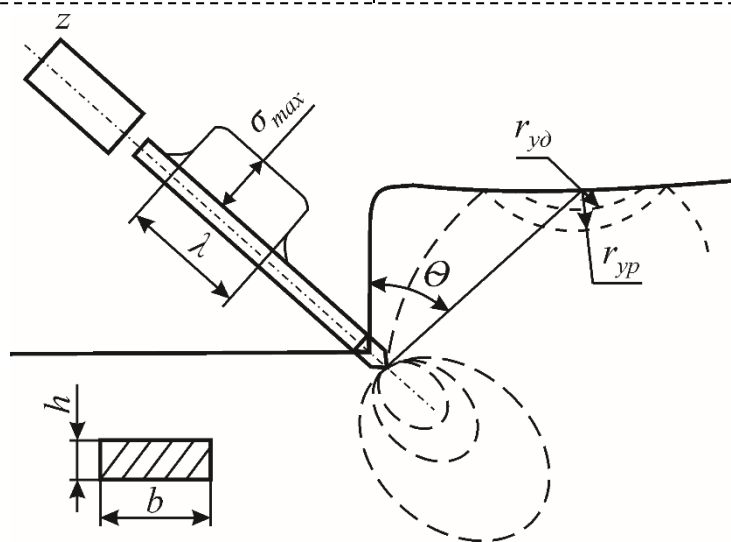


Рис.2. Схема взаимодействия породоразрушающего инструмента с массивом:  $b$ ,  $h$  - соответственно ширина и высота сечения инструмента;  $\lambda$  - длина волны напряжений;  $\sigma_{max}$  - амплитуда импульса напряжений;  $\theta$  - угол отражения продольной волны;  $r_{yp}$  и  $r_{yo}$  - радиусы продольной и поперечной отраженных волн соответственно

суглинки) вся энергия удара расходуется на пластическую деформацию, порода сминается благодаря пористости, и при многократных ударах она отделяется.

Механизм формирования поля напряжений в массиве при ударе с аналитической точки зрения более подробно рассмотрен в работе [1]. На рис. 2 представлена схема взаимодействия породоразрушающего инструмента с массивом.

По инструменту, как по волноводу, подводится импульс напряжений, амплитуда которого превышает прочность породы на сжатие. Под действием падающего импульса сжимающего напряжения вблизи лезвия инструмента формируется некоторая зона локального разрушения, представляющая собой некоторое сильно измельченное «пылевидное ядро» с большим сопротивлением сжатию («ядро сжатия») [1]. Скорость формирования его одного порядка со скоростью распространения волн в породе, то есть, по крайней мере, на порядок больше скорости внедрения инструмента в массив. Поэтому за один цикл внедрения инструмента в породу «ядро сжатия» формируется и сопровождает его дальнейшее внедрение. При этом оно работает как центр расширения. Характерный размер «ядра сжатия» должен определяться из условия прочности на сжатие. Считается, что в рассматриваемом случае имеется осевая симметрия, поэтому задача рассматривается в цилиндрической системе координат, предполагая, что реализуется плоское деформированное состояние массива.

С использованием закона Гука и теории распространения волн получены зависимости, позволяющие рассчитывать напряженное состояние и массовую скорость в любой момент развития процесса и в любой точке среды при распространении прямой волны, а также отраженной продольной и отраженной поперечной волн.

Определяя количественные значения суммарного тензора напряжений для каждой точки рассматриваемого сечения уступа массива, представляется возможным устанавливать линии максимальных растягивающих (сжимающих) напряжений, в зоне которых происходит раскрытие разрушающей трещины.

Таким образом, теоретическое исследование работы [1] основано на расчетной схеме (см. рис. 2) и допущении, что реализуется плоское деформированное состояние. Эти два положения справедливы и их следует придерживаться при дальнейшем развитии теории взаимодействия ударника с горным массивом.

Далее в монографии [1] на базе этих исходных предпосылок строится полуэмпирическая теория, позволяющая определить радиус «ядра сжатия». При этом без каких-либо обоснований вводится «аппроксимация» [1, с. 184, формулы (6.9)]. После этого вводится еще ряд допущений и в конце концов приводятся формулы для определения напряжений в горном массиве. В них фигурируют различные константы ( $T$  - период колебаний,  $\alpha_0$ ,  $\alpha_1$ ,  $\delta$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  и  $x_0$ ), формулы для определения которых отсутствуют. Не приводятся никакие примеры расчета. Сказано только, что метод количественной оценки параметров волнового поля напряжений в массиве может быть использован при выборе рациональных параметров и режимов разрушения минеральных сред ударными исполнительными органами технологических машин.

В изложенной в работе [1] теории не решаются дифференциальные уравнения движения массива, не рассматриваются граничные условия. Также не ясно, как использовать найденные значения напряжений для оценки прочности массива и определения объема разрушенного материала.

Что же касается «ядра сжатия», то его размеры соизмеримы с диаметром инструмента и во много раз меньше размеров разрушаемой области массива. Поэтому в дальнейших исследованиях «ядром сжатия» можно пренебречь.

Таким образом, следует сделать вывод, что теория, приведенная в работе [1], основана на верных предпосылках, но, в силу отказа от решения задачи динамической теории упругости для определения поля напряжений не может считаться приемлемой.

Для определения производительности или скорости отбойки породы в работах [5, 13] предлагается следующая формула:

$$V = \frac{4 \cdot A_{уд} \cdot F_{ц}}{\pi \cdot d^2 \cdot (tg(\alpha/2) + \mu) \cdot \sigma_{ск} \cdot K_{зат}}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{ск} = K_{\sigma} \cdot \sigma_{сж}$ , а  $K_{\sigma} = 0,25(1 - (\sigma_{ск} - 50)/1000)$ ,  $A_{уд}$  – энергия удара, Дж;  $\sigma_{сж} = 10 \cdot f$  ( $f$  – коэффициент крепости горной породы по шкале проф. М.М. Протодяконова;  $d$  – диаметр пики (долота), м;  $\alpha$  – угол заточки лезвия долота, град;  $\mu$  – коэффициент трения инструмента о породу;  $K_{зат}$  – коэффициент затупления лезвия долота;  $\sigma_{сж}$  – предел прочности горной породы на сжатие, Н/м<sup>2</sup>;  $F_{ц}$  – частота ударов ударника.

Анализ формулы (1) показывает, что она носит полуэмпирический характер и применима только для заостренного инструмента при  $180 < \alpha < 0$ . Так, например, при угле  $\alpha = 180$  град., скорость отбойки по формуле (1) будет  $\rightarrow 0$ .

Л.И. Барон и Н.С. Родионов рекомендуют определять механическую скорость отбойки  $V_T$  (мм/мин) гидро- и пневмоударниками по энергетической формуле [5]

$$V_T = K \cdot \frac{A \cdot n \cdot V^2}{D_k} \sqrt{V_m}, \quad (2)$$

где  $A$  – энергия удара;  $n$  – число ударов поршня-ударника в минуту;  $D_k$  – диаметр коронки, мм;  $V_m$  – показатель дробимости, характеризующий сопротивляемость пород динамическому разрушению, мм<sup>3</sup>;  $K$  – эмпирический коэффициент, выбирается в зависимости от свойств пород.

В этой формуле, как показывает анализ, сведения об инструменте отсутствуют, а входит диаметр буровой коронки. Следовательно, не имеет большого значения, каким инструментом оснащена коронка, и под каким углом он заточен.

В работе [1] авторы справедливо утверждают, что показателями процесса ударного разрушения являются объем разрушения и энергоемкость процесса. Объем разрушения породы  $V_p$  является функцией нескольких параметров:

$$V_p = f[P_{кд}; a_2; h(\text{или } \lambda); \varphi_2; m_1; m_2; \rho_3 c_3 / \rho_2 c_2; \sigma_2; \gamma_2; \gamma_3; E_2], \quad (3)$$

где  $P_{кд}$  – показатель контактной динамической прочности пород;  $a_2$  – геометрический параметр массива породы;  $\varphi_2$  – угол заострения лезвия инструмента;  $\gamma_2$  и  $\gamma_3$  – объемный вес материала инструмента и породы, соответственно;  $E_2$  – модуль упругости стали;  $m_1$  и  $m_2$  – масса бойка и инструмента, соответственно;  $h$  – расстояние до дополнительной обнаженной поверхности;  $\lambda$  –

размер элемента структурной неоднородности массива;  $\rho_3 c_3 / \rho_2 c_2$  – отношение акустической жесткости породы и материала инструмента;  $\sigma_2$  – напряжения в инструменте, возникающие в результате удара по нему бойка.

Воспользовавшись тремя теоремами подобия и моделирования, авторы получили окончательное критериальное уравнение ударного разрушения горных пород по схеме, представленной на рис. 2, которое имеет следующий вид:

$$\frac{V_p}{h^2 a_2} = f\left(\frac{\sigma_2}{P_{кд}}, \frac{a_2}{h}, \varphi_2, \frac{m_1}{m_2}, \frac{\rho_3 c_3}{\rho_2 c_2}, \gamma_2, \gamma_3, \frac{E_2}{P_{кд}}\right). \quad (4)$$

Как видно из выражения (4), в него входит угол заострения лезвия инструмента  $\varphi_2$ . Вместе с тем в результате проведения экспериментальных исследований были получены следующие регрессионные зависимости:

$$V_p = h^2 a_2 \left[ 0,2 \left(\frac{a_2}{h}\right)^2 + 0,3 \frac{a_2}{h} \cdot \frac{m_1}{m_2} + 2 \frac{\sigma_2}{P_{кд}} - 1,5 \frac{a_2}{h} + 0,2 \frac{m_1}{m_2} + 0,5 \right]; \quad (5)$$

$$A_w \times 10^{-6} = 3,1 \left(\frac{a_2}{h}\right)^2 + 0,1 \left(\frac{m_1}{m_2}\right)^2 - 5,2 \frac{\sigma_2}{P_{кд}} \varphi_2 + 1,55 \frac{\sigma_2}{P_{кд}} \frac{m_1}{m_2} - 0,4 \frac{a_2}{h} \cdot \frac{m_1}{m_2} - 0,9 \frac{\sigma_2}{P_{кд}} - 9,8 \frac{a_2}{h} + 2,4 \varphi_2 - 1,3 \frac{m_1}{m_2} + 12,6, \quad (6)$$

где  $A_w$  – удельные энергозатраты на разрушение.

Анализ формул (5) и (6) показывает, что в первую из них для определения объема разрушения угол заострения лезвия инструмента  $\varphi_2$  не входит, а во второй – для определения удельной энергоемкости разрушения, тем не менее, присутствует.

Анализируя данный факт, авторы, например, работы [14] считают, что влияние угла заострения на энергоемкость ощущается лишь в небольшой степени и им можно пренебречь. В то же время угол заострения, по мнению авторов работы [1], оказывает влияние на глубину внедрения инструмента, с увеличением угла глубина внедрения уменьшается.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ушаков Л.С. Гидравлические машины ударного действия / Л.С. Ушаков, Ю.Е. Котылев, В.А. Кравченко. М.: Машиностроение, 2000, 416 с.
2. Пивнев В.А. Модернизация конструкции перфоратора ПП-54 для условий рудников ОАО «Апатит» / В.А. Пивнев, Д.А. Юнгмейстер, С.А. Лавренко, А.Э. Сабитов // Горная промышленность. 2012. № 5. С. 75 – 78.
3. Пивнев В.А. Рудничные испытания модернизированного перфоратора ПП-54С2 / В.А. Пивнев, Д.А. Юнгмейстер, В.В. Максаров, М.Ю. Непран, С.А. Лавренко, А.И. Исаев, А.Э. Сабитов // Горное оборудование и электромеханика. 2013. № 11. С. 23 – 27.

4. Нагаев Р.Ф. Механические процессы с повторными затухающими соударениями/ М.: Наука, 1985. 200 с.

5. Лавренко С.А. Обоснование параметров исполнительных органов комплекса для проведения вспомогательных выработок в условиях кембрийских глин / Дисс...канд. техн. наук / С-Пб. 2014. С. 181.

6. Исследование взаимодействия инструмента и горной породы при ударном разрушении: отчет о НИР / Науч. рук. Е.В. Александров, В.Б. Соколинский/М.: 1967. 61 с.

7. Александров Е.В. Прикладная теория и расчеты ударных систем. М.: Наука, 1969. 199 с.

8. Шелковников И.Г. Использование энергии удара в процессах бурения. Л.: Недра, 1977. 159 с.

9. Подерни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – 7-ое изд., перераб. и доп. М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2011. 640 с.

10. Протасов Ю.И. Теоретические основы механического разрушения горных пород. М.: Недра, 1985. – 242 с.

11. Каманин Ю.Н. Распространение напряжений в массиве с уступом при приложении ударной нагрузки // Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Материалы III международного симпозиума. Орел, ОрелГТУ, 2006. С. 174-177.

12. Ушаков Л.С. Исследование напряженного состояния массива при ударе инструмента машины/ Л.С. Ушаков, Ю.Н. Каманин//Ударно-вибрационные системы, машины и технологии. Материалы III международного симпозиума. Орел, ОрелГТУ, 2006. С. 177-181.

13. Исаев А.И. Обоснование параметров сдвоенного ударного исполнительного органа проходческого комплекса для проведения вспомогательных выработок в кембрийских глинах. дис. канд. наук. СПб. РИЦ горного университета, 2015. 141 с.

14. Высокопроизводительные гидравлические ударные машины для прокладки инженерных коммуникаций / Д.Н. Ешуткин, Ю.М. Смирнов, В.И. Цой, В.Л. Исаев. М.: Стройиздат, 1990. 171 с.

Zhabin A.B., Dr. Sc. in Engineering, Professor, Kerimov Z.E., postgraduate

Tula State University, 300012, Russian Federation, Tula, Lenin Ave., 92

## DEVELOPMENT OF METHODS FOR DIAGNOSING EQUIPMENT OF ELECTRIC MINING SHOVELS

**Abstract:** The paper considers the power impulse system of hydraulic mining machines with percussion action. It also analyzes the approaches, assumptions and methods of solving the problem of elasticity theory for estimation of performance of the machines. Ways of its solution at further researches are outlined. The analysis of results of researches on interaction of the percussion tool with rock is presented. Shortcomings of existing solution methods are noted. Approaches to the improvement of the theory of rock destruction by a percussion instrument on the basis of numerical methods and in a dynamic formulation are proposed. The methods of calculating indicators for the destruction of rock by a percussion instrument are analyzed.

**Keywords:** percussion tool, power impulse system, piston-hammer, percussion machine, fracture pattern, rock, stress, strain.

**Article info:** received July 1, 2020

DOI: 10.26730/1816-4528-2020-3-49-54

### REFERENCES

1. Ushakov L.S. Gidravlicheskie mashiny udarnogo dejstviya / L.S. Ushakov, YU.E. Kotylev, V.A. Kravchenko. М.: Mashinostroenie, 2000, 416 s.

2. Pivnev V.A. Modernizatsiya konstrukcii perforatora PP-54 dlya usloviy rudnikov OAO «Apatit» / V.A. Pivnev, D.A. YUngmejster, S.A. Lavrenko, A.E. Sabitov // Gornaya promyshlennost'. 2012. № 5. S. 75 – 78.

3. Pivnev V.A. Rudnichnye ispytaniya modernizirovannogo perforatora PP-54S2 / V.A. Pivnev, D.A. YUngmejster, V.V. Maksarov, M.YU. Nepran, S.A. Lavrenko, A.I. Isaev, A.E. Sabitov//Gornoe

oboru-dovanie i elektromekhanika. 2013. № 11. S. 23 – 27.

4. Nagaev R.F. Mekhanicheskie processy s povtornymi zatuhayushchimi soudareniyami/ М.: Nauka, 1985. 200 s.

5. Lavrenko S.A. Obosnovanie parametrov ispolnitel'nyh organov kompleksa dlya provedeniya vspomogatel'nyh vyrabotok v usloviyah kembrijskih glin / Diss...kand. tekhn. nauk / S-Pb. 2014. S. 181.

6. Issledovanie vzaimodejstviya instrumenta i gornoj porody pri udarnom razrushenii: otchet o NIR / Nauch. ruk. E.V. Aleksandrov, V.B. Sokolinskij/М.: 1967. 61 s.

7. Aleksandrov E.V. Prikladnaya teoriya i raschety udarnykh sistem. M.: Nauka, 1969. 199 s.
8. Shelkovnikov I.G. Ispol'zovanie energii udara v processah bureniya. L.: Nedra, 1977. 159 s.
9. Poderni R.YU. Mekhanicheskoe oborudovanie kar'erov: Uchebnik dlya vuzov. – 7-oe izd., pererab. i dop. M.: Izd-vo «Majning Media Grupp», 2011. 640 s.
10. Protasov YU.I. Teoreticheskie osnovy mekhanicheskogo razrusheniya gornyh porod. M.: Nedra, 1985. – 242 s.
11. Kamanin YU.N. Rasprostranenie napryazhenij v massive s ustupom pri prilozhenii udarnoj nagruzki // Udarno-vibracionnye sistemy, mashiny i tekhnologii. Materialy III mezhdunarodnogo simpoziuma. Orel, OrelGTU, 2006. S. 174-177.

#### **Библиографическое описание статьи**

Жабин А.Б., Керимов З.Э. Анализ результатов исследований машин ударного действия // Горное оборудование и электромеханика – 2020. – № 3 (148). – С. 49-54.

12. Ushakov L.S. Issledovanie napryazhennogo sostoyaniya massiva pri udare instrumenta mashiny/ L.S. Ushakov, YU.N. Kamanin//Udarno-vibracionnye sistemy, mashiny i tekhnologii. Materialy III mezhdunarodnogo simpoziuma. Orel, OrelGTU, 2006. S. 177-181.
13. Isaev A.I. Obosnovanie parametrov sdvoennogo udarnogo ispolnitel'nogo organa prohodcheskogo kompleksa dlya provedeniya vspomogatel'nyh vyrabotok v kembrijskih glinah. dis. kand. nauk. SPB. RIC gornogo universiteta, 2015. 141 s.
14. Vysokoproizvoditel'nye gidravlicheskie udarnye mashiny dlya prokladki inzhenernykh kommunikacij / D.N. Eshutkin, YU.M. Smirnov, V.I. Coj, V.L. Isaev. M.: Strojizdat, 1990. 171 s.

#### **Reference to article**

Zhabin A.B., Kerimov Z.E. Analysis of research results for percussion machines. Mining Equipment and Electromechanics, 2020, no.3 (148), pp. 49-54.