

## ОБЗОР И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ДОЛГОВЕЧНОСТИ И УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ УДАРНЫХ УЗЛОВ БУРИЛЬНЫХ МАШИН

А.В. Теплякова<sup>1</sup>, А.М. Азимов<sup>1</sup>, Л. Алиева<sup>1</sup>, И.А. Жуков<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия, e-mail: tmmiok@yandex.ru

**Аннотация:** Одним из способов повышения эффективности и экономичности бурильных машин является выбор и обоснование конструктивных параметров элементов ударных узлов с точки зрения требований технологичности и надежности. Ударный узел играет ответственную роль в качестве преобразователя энергии удара в полезную энергию ударного импульса, направленного непосредственно на разрушение какого-либо объекта. Лишь определенная геометрия соударяющихся элементов позволяет обеспечить оптимальный ударный импульс, наиболее эффективно соответствующий свойствам разрушаемого объекта, но ее подбор и обоснование должны включать в себя также отработку с точки зрения технологичности, что зачастую приводит к сложностям, а иногда и в принципе к невозможности использования соударяющихся элементов с геометрией сложнее цилиндра. Неотъемлемой частью ударной системы бурильной машины является породоразрушающий инструмент, конструкция которого также оказывает влияние на эффективность преобразования энергии ударного импульса в полезную энергию разрушения. Раскрываются возможности учета рациональных геометрических параметров ударных узлов в соответствии с требованиями технологичности их изготовления и приводятся варианты технических решений элементов ударных узлов машины, обеспечивающих не только повышение производительности буровых работ, но и сокращение затрат материала и средств на изготовление оборудования.

**Ключевые слова:** бурильная машина, удар, боек, волновод, ударный узел, геометрия ударника, буровой инструмент, буровая коронка, технологичность ударных узлов.

**Для цитирования:** Теплякова А. В., Азимов А. М., Алиева Л., Жуков И. А. Обзор и анализ технических решений для повышения долговечности и улучшения технологичности элементов ударных узлов бурильных машин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2022. – № 9. – С. 120–132. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2022\_9\_0\_120.

### Improvement of manufacturability and endurance of percussion drill assemblies: Review and analysis of engineering solutions

A.V. Teplyakova<sup>1</sup>, A.M. Azimov<sup>1</sup>, L. Alieva<sup>1</sup>, I.A. Zhukov<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russia, e-mail: tmmiok@yandex.ru

**Abstract:** One of the ways of improving performance and cost effectiveness of drilling machines is selection and justification of design parameters for the components of the percussion assemblies on the basis of the manufacturability and reliability standards. A percussive assembly

ly is a critical converter of the impact energy to the useful energy of an impact momentum aimed at destruction. Certain geometry of colliding elements can only ensure an optimum impact momentum to best conform with the properties of an object being fractured. The choice and justification of such geometry should involve, among other things, optimization of manufacturability, which often ends in complexity and sometimes impossibility of using colliding elements having geometry more complex than a cylinder. An integral part of an impact assembly of a drilling machine is a rock-breaking tool. The design of the latter also has an influence on the efficient conversion of the impact energy to the useful energy of fracture. This article describes potentiality of analyzing rational geometry of impact assemblies with regard to their manufacturability standards and offers optional engineering solutions on the impact assembly components capable to ensure both increased productivity of drilling and reduction in financial and material expenses connected with manufacturing.

**Key words:** drilling machine, impact, piston, waveguide, percussion assembly, piston geometry, drilling tool, drill bit, percussion assembly manufacturability.

**For citation:** Teplyakova A. V., Azimov A. M., Alieva L., Zhukov I. A. Improvement of manufacturability and endurance of percussion drill assemblies: Review and analysis of engineering solutions. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2022;(9):120-132. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2022\_9\_0\_120.

---

## Введение

Одним из наиболее широко применяемых способов бурения является механический, основанный на разрушении горного массива механическими усилиями, создаваемыми машиной и воздействующими на породу через специальный инструмент. При бурении как средних по крепости пород, так и для весьма крепких, применяется способ разрушения, основанный на ударном воздействии инструментом на породу [1–4], при котором ее разрушение происходит благодаря кратковременному, но достаточно большому усилию ударного характера, направленному по оси скважины в сторону забоя.

Оборудование для ведения буровых работ с применением удара представлено различными перфораторами, буровыми агрегатами с погружными или выносными пневмо- [5–7] и гидроударниками [8–13]. Выбор типа машины определяется заданными свойствами разрушаемой породы, географическим местоположением, размерами и направле-

нием скважин или шпуров [14]. Весьма существенного экономического эффекта можно добиться путем повышения надежности и срока службы машины [15].

Производительность машины, технологичность ее изготовления, долговечность и надежность обеспечиваются применением наиболее рациональной конструктивной схемы, обоснованной с точки зрения современных достижений науки и практики [16–18]. С точки зрения технологичности к конструкциям ударных машин предъявляются такие требования, как унификация и взаимозаменяемость составных деталей и узлов, применение прогрессивных технологий изготовления деталей и современных материалов [19, 20].

При ударном бурении усилия, необходимые для разрушения породы, создаются в ударных узлах машин в виде кратковременных импульсов упругой деформации, распространяющихся по элементам ударной системы от бойка к забою [21–23]. Ударный узел, являю-

щийся преобразователем энергии привода в энергию упругих импульсов деформации, обладает серьезным недостатком — малой износостойкостью соударяющихся деталей [24–26]. Проработка конструктивных элементов ударных узлов и машины в целом с точки зрения технологичности позволяет выявить эффективные и экономичные принципы их проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта в соответствии с заданными критериями надежности и долговечности.

### **Анализ конструкций элементов ударных узлов бурильных машин**

Решение проблемы повышения прочностных характеристик, показателей надежности и долговечности бурильных машин ударного действия и их элементов требует соблюдения при проектировании соударяющихся тел следующих основных требований.

1. В первую очередь необходимо обеспечить упрощение геометрических характеристик деталей с заданием плавных переходов от одних сечений к другим. Неудовлетворяющие данным требованиям детали считаются нетехнологичными, опасными с точки зрения динамической прочности. Плавные переходы между сечениями соседних участков необходимы для исключения концентраций напряжений, обусловленных взаимными повышениями или уменьшениями результирующей амплитуды прямых и отраженных волн. Это позволит повысить износостойкость деталей и сократить вероятность выхода оборудования из строя.

2. Элементы машины, нагруженные ударным импульсом, должны обладать необходимым запасом продольной устойчивости. Одной из составляющей ударного усилия, возникающего при механическом бурении горных пород, является радиальная нагрузка, появление

которой обусловлено несовершенством технологии изготовления деталей машин, которая накладывает ограничения и допущения на такие параметры деталей, как соосность, симметричность, перпендикулярность и др. Невозможность в силу названных причин осуществить строго центральный удар вызывает поперечные колебания деталей ударной системы, что становится причиной быстрого изнашивания рабочих поверхностей. В этой связи элементы ударной системы должны быть рассчитаны на продольную устойчивость и поперечную жесткость.

3. Специфические условия работы ударных машин требуют применения качественных высокопрочных материалов для изготовления деталей, а также тщательного подбора вида их термической и технологической обработки. В процессе преобразования энергии удара в полезную энергию разрушения неизбежно происходят потери, обусловленные возникновением дополнительных нагрузок в местах сопряжения поверхностей деталей машины, перемещающихся относительно друг друга. В связи с этим необходимо выбирать параметры соединений с учетом особенностей динамических волновых процессов в системе машины.

Обратимся к детальному анализу традиционно применяемых и новых разработок элементов ударных узлов бурильных машин.

При анализе технологичности узлов необходимо предусматривать простоту и удобство выполнения сборочных и монтажных операций, геометрическое очертание и размеры деталей должны соответствовать условиям наиболее экономичного получения заготовки, сокращения количества технологических операций, минимизации отходов производства. Строго соблюдая эти условия, большинство конструкций машин

ударного действия оснащаются ударниками самой простой формы — цилиндрической, и лишь в некоторых случаях цилиндрический боек выполняется многоступенчатым. Доказано, что рациональное проектирование бурильной машины ударного действия следует вести по принципу «от разрушаемой среды к параметрам машины» [27]. Анализ известных решений форм ударяющих тел бурильных машин еще в прошлом веке позволил утверждать [28, 29], что боек, формирующий ударный импульс, согласованный с механическими свойствами горной породы средней и высокой крепости, должен быть выполнен в виде тела вращения с криволинейной формой боковой поверхности, обращенной вогнутостью в сторону продольной геометрической оси бойка. Максимальное значение коэффициента усиления импульса, принимаемого за основной критерий эффективности импульса, достигает значения больше 2,1 для ударников с образующими, выполненными по гиперболе, квадратичной поллитропе, экспоненте, цепной линии и трактрисе.

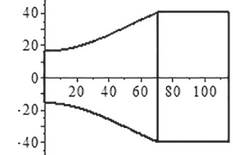
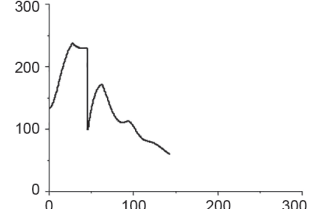
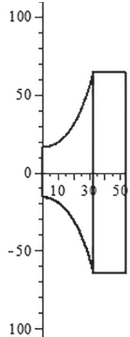
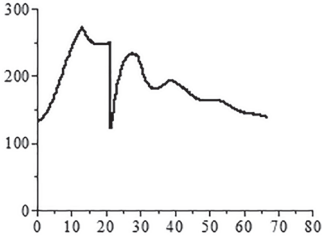
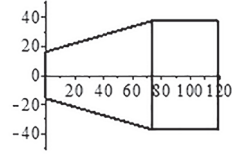
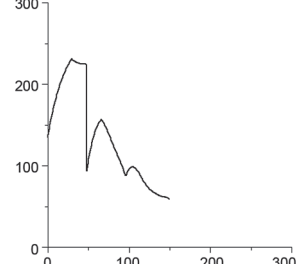
Однако вполне очевидным является тот факт, что масштабная эксплуатация такого вида бойков не может быть достигнута на том основании, что большинство машин имеет цилиндрические корпуса, в которых ударник совершает возвратно-поступательное движение, а следовательно, он должен иметь цилиндрическую форму или быть выполненным в форме многоступенчатого тела вращения, одной из ступеней которого будет цилиндр. Практическое применение бойков с криволинейной образующей боковой поверхности возможно лишь при выполнении в них центрального отверстия и наличия втулки или стержня, обеспечивающего возвратно-поступательное движение бойка. Однако такая конструкция не всегда подходит для бурильных машин.

Наиболее простым вариантом исполнения ударников, обладающих продольной устойчивостью и способных беспрепятственно встраиваться в корпуса бурильных машин, является их обеспечение дополнительной цилиндрической ступенью следом за криволинейной частью. При ударе подобными бойками первоначальная конфигурация импульса обусловлена только геометрией криволинейной ударной части, а наличие цилиндрической ступени способствует сохранению с незначительными потерями максимальной амплитуды импульса на некоторое время, обеспечивая тем самым аккумуляцию энергии, необходимой для создания наиболее эффективных условий разрушения горной породы. В таких ударниках при соблюдении отношения длины ударной криволинейной части бойка к цилиндрической ступени, равного 1,618 (число Фибоначчи), обеспечивается необходимая продольная устойчивость за счет расположения центра масс бойка в его цилиндрической ступени.

Анализ результатов исследований ударных процессов в системе «двухступенчатый боек — волновод» (табл. 1) позволил установить, что минимум уменьшения коэффициента усиления импульса соответствует двухступенчатым ударникам с образующей боковой поверхности криволинейной части, выполненной по синусоиде — 2,55%, цепной линии — 3,85%, наклонной прямой — 7,5%. При этом наблюдается увеличение энергии первой волны импульса с максимальным приростом для бойков, образованных по цепной линии — 24%. Полученные результаты позволяют назвать двухступенчатый цилиндро-полукатеноидальный боек наиболее рациональным с точки зрения оптимального увеличения энергии первой волны и уменьшения максимальной амплитуды импульса.

Таблица 1

**Ударные импульсы, генерируемые двухступенчатыми бойками**  
**Impact momentums generated by two-step pistons**

Вид бойка	Ударный импульс, $F = f(t)$ , кН·(мкс)
<p>Цилиндро-синусоидальный</p> 	
<p>Цилиндро-полукатеноидальный</p> 	
<p>Цилиндро-конический</p> 	

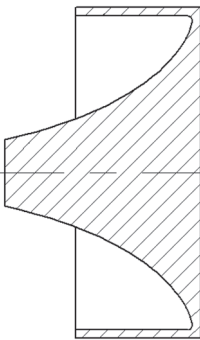


Рис. 1. Ударник с цилиндрической оболочкой  
 Fig. 1. Hammer with cylindrical shell

Еще одним практичным вариантом реализации ударников с криволинейной формой боковой поверхности является их оснащение цилиндрической оболочкой постоянной толщины (рис. 1), размеры которой определяются по результатам анализа на прочность конкретного типоразмера ударника. Такое исполнение бойка позволяет не только придать ему устойчивость при движении в корпусе машины, но и учесть эффект влияния на импульс всей части бойка криволинейной формы без потери величины коэффициента усиления импульса. При

изготовлении таких ударников из заготовок, получаемых методами точного литья, механическая обработка требуется только для торцевых и наружной цилиндрической поверхностей, что позволяет сократить затраты материала и труда на процесс производства.

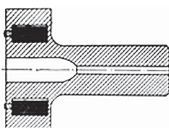
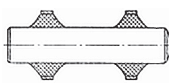
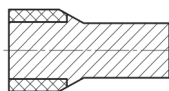
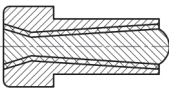
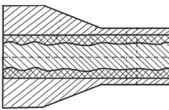
Наряду с приведенными весьма простыми вариантами решения проблемы встраивания в корпус машины бойков сложной геометрической формы существуют «экзотические» решения, основанные на выполнении ударника из составных частей (табл. 2) с материалами, различающимися по механическим свойствам.

Абсолютное большинство научно-практических методик моделирования ударных процессов основаны на условии абсолютно прямого, центрального продольного соударения деталей. Однако на практике изготовление и сборка

деталей с учетом допусков и посадок неизбежно приводит к смещению и перекосу осей и торцов соударяющихся деталей, а следовательно, к появлению изгибных деформаций, которые существенно сокращают срок службы изделий. При внецентренном ударе лишь 70% энергии удара сохраняется в полезном продольном импульсе. Проблема обеспечения центрального соударения деталей может быть решена путем выполнения ударного торца бойка выпуклым, но не каждая кривая для этого является подходящей. Наибольшая эффективность процесса передачи энергии удара достигается при условии высокой интенсивности роста площади поперечного сечения ударного торца. Этому условию удовлетворяет поверхность, получаемая вращением относительно геометрической оси цепной линии (рис. 2), описываемой уравнением

Таблица 2

**Примеры составных бойков**  
**Compound pistons**

№	Вид бойка	Схема	Сведения об авт. св-вах и патентах	Авторы
1	Ударник, снабженный камерами, заполняемыми текучим материалом		А.с. №300602, опубл. 07.04.1971	Шилов П.М., Шутько А.Ф., Метелин Е.П., Надольный Г.Е., Холоша В.И.
2	Боек с упругим элементом в форме гиперболоида вращения		А.с. №317503, опубл. 19.10.1971	Маслаков П.А., Клушин Н.А., Абраменков Э.А.
3	Поршень с металлическим сердечником и полимерной втулкой		А.с. №371342, опубл. 22.02.1973	Александров Е.В.
4	Ударник с металлическим корпусом и полимерной втулкой		А.с. №1445939, опубл. 23.12.1988	Абраменков Э.А., Надеин А.А., Проценко В.М.
5	Триплекс-бойк		Патент №2395383, опубл. 27.07.2010	Жуков И.А., Сараханова Е.В., Бурда А.Е.

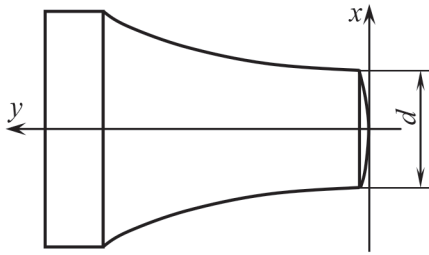


Рис. 2. Боек с выпуклым ударным торцом [30]  
Fig. 2. Piston with convex impact face [30]

$$y = \frac{a_k}{2} \left( e^{\frac{x}{a_k}} + e^{-\frac{x}{a_k}} \right) - a_k, \quad (1)$$

где параметр  $a_k$  для обеспечения требуемой интенсивности роста площади поперечного сечения выбирается из интервала (3... 20)d.

В результате испытаний было выявлено, что часть полезной энергии продольного ударного импульса передается от соударяющихся к сопряженным с ними деталям машины. Основные потери происходят при продвижении импульса по штанге-волноводу через микронеровности контактируемых поверх-

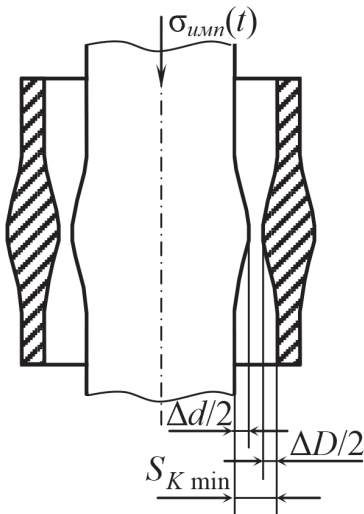


Рис. 3. Характер изменения зазора в соединении деталей, воспринимающих ударную нагрузку  
Fig. 3. Change in clearance of parts subjected to impact loading

ностей, а также посредством смазочного материала. В таком случае напряжения в поперечной волне определяются в зависимости от продольного импульса  $\sigma_{имп}(t)$  по формуле

$$\tau = \sigma_{имп}(t) \cdot \frac{2S_k \rho_c b}{S_k \rho_c b + S_B \rho_B a}, \quad (2)$$

где  $S_k$  — площадь контактируемых поверхностей, м<sup>2</sup>;  $S_B$  — площадь поперечного сечения волновода, воспринимающего удар от бойка, м<sup>2</sup>;  $\rho_B$ ,  $\rho_c$  — соответственно плотность материала волновода и соединенной с ним по посадке детали — корпуса или буксы, кг/м<sup>3</sup>;

$a, b = \sqrt{\frac{E}{2(1+\mu)\rho}}$  — соответственно скорости

распространения продольной и поперечной волн в материале (м/с) с модулем упругости  $E$  (Па), плотностью  $\rho$  (кг/м<sup>3</sup>) и коэффициентом Пуассона  $\mu$ .

В связи с этим сопряженные детали одновременно изменяют свои размеры пропорционально величине амплитуды волны деформации, что приводит к значительному изменению зазора между деталями в динамике (рис. 3).

Для обеспечения работоспособности подвижных деталей ударного узла следует заведомо устанавливать в соединении гарантированный минимальный конструктивный зазор  $S_{K\min}$ , величина которого будет больше суммарной диаметральной деформации волновода  $\Delta d$  и корпуса  $\Delta D$ :

$$S_{K\min} > \Delta d + \Delta D. \quad (3)$$

Предельные поперечные деформации буровой штанги-волновода определяются выражением

$$\Delta d = (0,26 \div 0,42) \frac{i}{\sqrt{\frac{J}{S_0}}} \frac{V_0}{a} \mu d_B, \quad (4)$$

где  $i$  — величина эксцентриситета между геометрическими осями штанги и корпуса, м;  $d_B$ ,  $J$ ,  $S_0$  — диаметр (м), момент

инерции ( $m^4$ ) и площадь ( $m^2$ ) поперечного сечения волновода соответственно;  $V_0$  — предупредительная скорость бойка (м/с).

Изменение  $D$  геометрии деталей, сопряженных с соударяющимися телами, определяется исключительно путем предварительного моделирования и расчета импульсной ударной системы.

Потери энергии удара происходят также в соединении штанги с буровым инструментом. Статистика наработки штыревых буровых коронок, оснащенных твердосплавными вставками — инденторами [31], свидетельствует о том, что наиболее часто остановка машины связана с выходом из строя коронки, а точнее, из-за поломки инденторов. В силу характера изменения зазора в соединении деталей, воспринимающих ударную нагрузку (см. рис. 3), замена бурового инструмента влечет за собой и смену штанги, что приводит к внеплановым простоям и увеличению стоимости буровых работ.

Новые типы буровых коронок должны соответствовать не только условиям динамической прочности, но и технологичности изготовления и ремонта:

- геометрические параметры бурового инструмента должны быть подобраны и рассчитаны в соответствии с условиями прочности и жесткости, обеспечивающими эксплуатацию без вынужденных перерывов и простоев;

- переходы между поперечными сечениями коронки должны обеспечивать наиболее эффективную передачу ударного импульса и, следовательно, низкую энергоемкость разрушения, обеспечивая, в том числе, беспрепятственную проходку при возникновении дефектов в горном массиве, а также достаточную и своевременную очистку забоя от выбуренной породы;

- рабочие элементы коронок — инденторы должны обладать высокой износостойкостью;

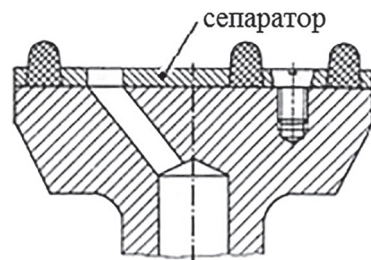


Рис. 4. Буровая коронка с сепаратором  
Fig. 4. Drill bit with separator

- соединение инструмента со штангой должно предусматривать быструю замену изношенной коронки или ее рабочих элементов.

Применение неразъемных соединений при изготовлении бурового инструмента исключает возможность замены инденторов по мере их износа, что снижает срок службы коронки. Демонтаж инденторов также следует предусматривать и в случае разрушения корпуса коронки, так как применяемый для их производства твердый сплав является дорогостоящим материалом. Относительно легкая замена инденторов, упрощение технологии изготовления и повышение надежности бурового инструмента могут быть достигнуты путем армирования коронки инденторами посредством промежуточного съемного элемента — сепаратора (рис. 4).

Сепаратор имеет достаточно простое крепление к корпусу, например, с помощью винтов. В теле коронки и в сепараторе выполнены каналы и отверстия, через которые осуществляется подача воздуха или жидкости для очистки забоя. Количество инденторов при таком варианте изготовления инструмента выбирается из условия обеспечения прочности не только по нормальным напряжениям, возникающим в результате ударных воздействий, но и по касательным напряжениям, которые появляются при наличии в машине вращательного режима бурения. Гнезда



под инденторы могут быть выполнены не только в сепараторе, но и в корпусе коронки, что обеспечивает передачу ударного импульса без особых потерь в случае несплошности контакта сепаратора и корпуса. Такой способ сборки позволяет также исключить операции пайки и запрессовки, повышая тем самым технологичность изготовления инструмента.

### **Выводы**

В результате анализа широко применяемых и новых типов элементов ударных узлов бурильных машин установлены технические решения, повышающие их долговечность и технологичность. Практическая реализация технических решений в конструкциях элементов ударных узлов бурильных машин обеспечивает:

- повышение эффективности передачи энергии удара от бойка к разрушаемому объекту;
- возможность реализации оптимальной геометрической формы удар-

ника, согласованной с механическими свойствами разрушаемой среды;

- возможность применения оптимальной схемы размещения инденторов на буровом инструменте;
- сокращение расходов на изготовление бойков сложной геометрической формы и безлезвийного бурового инструмента, способствующих повышению эксплуатационных характеристик машины.

Сформулированы основные требования для проектирования соударяющихся тел и буровых коронок, обеспечивающие повышение прочностных характеристик, показателей надежности и долговечности бурильных машин ударного действия и их элементов.

Главным преимуществом существования всевозможных вариантов конструкций элементов ударных узлов является возможность их рационального подбора в соответствии с техническими характеристиками машины, свойствами разрушаемой среды и условиями эксплуатации.

### **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Толстунов С. А., Половинко А. В. Определение эффективности применения машин ударного действия при добыче крепких горных пород // Записки Горного института. — 2013. — Т. 205. — С. 36–39.
2. Шадрин А. В., Саруев Л. А. Анализ и научное обобщение результатов исследований ударно-вращательного способа бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. — 2015. — Т. 326. — № 8. — С. 120–136.
3. Юнгмейстер Д. А., Исаев А. И., Ячейкин А. И., Соболева П. Д. Экспериментальные исследования погружного пневмоударника бурового станка // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 3. — С. 28–36. — DOI: 10.25018/0236-1493-2021-3-0-28-36.
4. Kenneth Omokhagbo Afebu, Yang Liu, Evangelos Papatheou Feature-based intelligent models for optimisation of percussive drilling // Neural Networks. 2022, vol. 148, pp. 266–284. DOI: 10.1016/j.neunet.2022.01.021.
5. Данилов Б. Б., Смоляницкий Б. Н., Чежин Д. О. Обоснование принципиальных схем отклоняющих устройств в установках горизонтального направленного бурения скважин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2015. — № 3. — С. 106–116.
6. Репин А. А., Тимонин В. В., Алексеев С. Е., Кокоулин Д. И., Попелюх А. И. Повышение мощности малогабаритных погружных пневмоударников // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2016. — № 6. — С. 86–93.

7. Данилов Б. Б., Речкин А. А., Чецин Д. О. Экспериментальное определение местоположения центра поворота корпуса управляемого пневмопробойника // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 7. — С. 116–123. — DOI: 10.25018/0236-1493-2018-7-0-116-123.

8. Сабитов А. Э., Уразбахтин Р. Ю. Исследование параметров перфораторов-ударников для проходческих комплексов при проведении специальных выработок / Инновации на транспорте и в машиностроении: Сборник трудов IV международной научно-практической конференции. — СПб.: НМСУ «Горный», 2016. — С. 48–51.

9. Родин М. С., Иванов С. Л. Обоснование и выбор параметров устройства для разрушения негабаритов в подземных условиях рудников компании «Де Бирс» // Записки Горного института. — 2009. — Т. 182. — С. 105–109.

10. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer // Advances in Engineering Software. 2019, vol. 131, pp. 102–115. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2018.12.001.

11. Керимов З. Э. Гидравлические машины ударного действия и их практическое применение // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. — 2019. — № 10. — С. 481–489.

12. Dong Ge, Zhongwei Suo, Jianming Peng, Kun Bo, Jingqing Cheng, Pengyu Zhang Dynamic responses of a fluidic hammer with hydraulic-damping-device // Journal of Petroleum Science and Engineering. 2021, vol. 200, article 108243. DOI: 10.1016/j.petrol.2020.108243.

13. Eremjants V. E., Niu V. V. About selection of parameters of hydraulic vibro-impact machines for surface cleaning // Journal of Advanced Research in Technical Science. 2016, no. 2, pp. 20–24.

14. Лагунова Ю. А., Митусов А. А., Решетникова О. С. Специфические особенности эксплуатации механизмов ударного действия // Актуальные проблемы повышения эффективности и безопасности эксплуатации горно-шахтного и нефтепромыслового оборудования. — 2016. — Т. 1. — С. 72–75.

15. Репин А. А., Алексеев С. Е., Попелюх А. И. Методы повышения надежности деталей ударных машин // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2012. — № 4. — С. 94–101.

16. Лазуткин С. Л., Лазуткина Н. А. Определение рациональных параметров исполнительных элементов ударной системы адаптивного ударного устройства // Современные наукоемкие технологии. — 2019. — № 5. — С. 58–63.

17. Lungmeister D. A., Korolev R. I., Karlov V. A. Improvement of shock system of hydraulic drill to increase drilling intensification // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2018, vol. 194, no. 3, article 032006. DOI: 10.1088/1755-1315/194/3/032006.

18. Павлов Е. В. Исследование конструкторско-технологических особенностей базовых деталей пневмоударников и породоразрушающего инструмента // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия: Техника и технологии. — 2013. — № 3. — С. 68–76.

19. Павлов Е. В. Обеспечение механических свойств ротационных деталей, работающих в условиях ударных нагрузок // Актуальные проблемы в машиностроении. — 2016. — № 3. — С. 324–329.

20. Попелюх П. А., Попелюх А. И. Повышение надежности деталей ударных машин с помощью изотермической закалки // Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты). — 2012. — № 4(57). — С. 79–82.

21. Кызыров К. Б., Митусов А. А., Решетникова О. С. Проектировочные исследования параметров гидромолота для горной и строительной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 9. — С. 220–226. — DOI: 10.25018/0236-1493-2018-9-0-220-226.

22. Гринько А. А., Сысоев Н. И., Гринько Д. А. Повышение эффективности процесса сколообразования при ударно-поворотном воздействии долота на горную породу // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2020. — № 9. — С. 102–115. — DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

23. Aldannawy H., Rouabhi A., Gerbaud L. Percussive drilling: Experimental and numerical investigations // *Rock Mechanics and Rock Engineering*. 2022, vol. 55, no. 3, pp. 1555–1570. DOI: 10.1007/s00603-021-02707-5.

24. Болобов В. И., Ле Тхань Бинь, Чупин С. А., Пляцинский В. А. Зависимость наработки пики гидромолота от износостойкости ее материала // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2020. — № 5. — С. 68–79. — DOI 10.25018/0236-1493-2020-5-0-68-79.

25. Болобов В. И., Ле Тхань Бинь Закономерности разрушения материала ударника при повторяющихся единичных ударах // Записки Горного института. — 2018. — Т. 233. — С. 525–533. DOI: 10.31897/PMI.2018.5.525.

26. Сысоев Н. И., Гринько А. А., Гринько Д. А. Обоснование структуры и рациональных конструктивных параметров перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2021. — № 7. — С. 113–124. — DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_7\_0\_113.

27. Жуков И. А., Смоляницкий Б. Н., Тимонин В. В. Повышение эффективности погружных пневмоударников на основе оптимизации формы соударяющихся деталей // Физико-технические проблемы разработки полезных ископаемых. — 2018. — № 2. — С. 37–42. — DOI: 10.15372/FTPRPI20180205.

28. Жуков И. А., Тимофеев Е. Г., Молчанов В. В. Моделирование продольных колебаний сложных бойков ударных систем // Научное обозрение. — 2015. — № 5. — С. 90–93.

29. Zhukov I. A., Repin A. A., Timofeev E. G. Automated calculation and analysis of impacts generated in mining machine by anvil blocks of complex geometry // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018, vol. 134, article 012071. DOI: 10.1088/1755-1315/134/1/012071.

30. Жуков И. А., Дворников Л. Т. Патент РФ № 2484944. Ударник бурильной машины. — 2013. — Бюл. № 17.

31. Караманиц Ф. И., Громадский А. С., Кузьменко Д. И. Создание и исследование новых коронок для бурения компенсационных шпуров и скважин в скальных породах // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2018. — № 2. — С. 175–184. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-175-184. **МИАБ**

## REFERENCES

1. Tolstunov S. A., Polovinko A. V. Determination of the effectiveness of the use of impact machines in the extraction of strong rocks. *Journal of Mining Institute*. 2013, vol. 205, pp. 36–39. [In Russ].

2. Shadrina A. V., Saruev L. A. Analysis and scientific generalization of the results of studies of the shock-rotational method of drilling small-diameter wells from underground mine workings. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*. 2015, vol. 326, no. 8, pp. 120–136. [In Russ].

3. Yungmeister D. A., Isaev A. I., Yacheikin A. I., Soboleva P. D. Field study of DTH hammer operation with rock drilling machines. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021, no. 3, pp. 28–36. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2021-3-0-28-36.

4. Kenneth Omokhagbo Afebu, Yang Liu, Evangelos Papatheou Feature-based intelligent models for optimisation of percussive drilling. *Neural Networks*. 2022, vol. 148, pp. 266–284. DOI: 10.1016/j.neunet.2022.01.021.

5. Danilov B. B., Smolyanitsky B. N., Cheshchin D. O. Substantiation of schematic diagrams of deflecting devices in installations of horizontal directional drilling of wells. *Fiziko-tekhnicheskiye problemy razrabotki poleznykh iskopayemykh*. 2015, no. 3, pp. 106–116. [In Russ].

6. Repin A. A., Timonin V. V., Alekseev S. E., Kokoulin D. I., Popelyukh A. I. Increasing the power of small-sized submersible pneumatic hammers. *Fiziko-tekhnicheskiye problemy razrabotki poleznykh iskopayemykh*. 2016, no. 6, pp. 86 – 93. [In Russ].

7. Danilov B. B., Rechkin A. A., Cheshchin D. O. Experimental positioning of controllable pneumatic piercing machine pivot, *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2018, no. 7, pp. 116 – 123. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-7-0-116-123.

8. Sabitov A. E., Urazbahtin R. Yu. research of the parameters of the hammers-strikers for the tunnel complexes during special workings. *Innovatsii na transporte i v mashinostroenii: Sbornik trudov IV mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Innovations in transportation and mechanical engineering: proceedings of the IV international scientific-practical conference], Saint-Petersburg, NMSU «Gornyy», 2016, pp. 48 – 51. [In Russ].

9. Rodin M. S., Ivanov S. L. The Rationale for the choice of parameters of the device for the destruction of lumps in the underground mines of the company De Beers. *Journal of Mining Institute*. 2009, vol. 182, pp. 105 – 109. [In Russ].

10. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer. *Advances in Engineering Software*. 2019, vol. 131, pp. 102 – 115. DOI: 10.1016/j.advengsoft.2018.12.001.

11. Kerimov Z. E. Hydraulic impact machines and their practical application. *Izvestiya Tula State University. Sciences of Earth*. 2019, no. 10, pp. 481 – 489. [In Russ].

12. Dong Ge, Zhongwei Suo, Jianming Peng, Kun Bo, Jingqing Cheng, Pengyu Zhang Dynamic responses of a fluidic hammer with hydraulic-damping-device. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021, vol. 200, article 108243. DOI: 10.1016/j.petrol.2020.108243.

13. Eremjants V. E., Niu V. V. About selection of parameters of hydraulic vibro-impact machines for surface cleaning. *Journal of Advanced Research in Technical Science*. 2016, no. 2, pp. 20 – 24.

14. Lagunova Yu. A., Mitusov A. A., Reshetnikova O. S. Specific features of the operation of impact mechanisms. *Aktual'nye problemy povysheniya effektivnosti i bezopasnosti ekspluatatsii gorno-shakhtnogo i neftepromyslovogo oborudovaniya*. 2016, vol. 1, pp. 72 – 75. [In Russ].

15. Repin A. A., Alekseev S. E., Popelyukh A. I. Methods of increasing the reliability of parts of impact machines. *Fiziko-tekhnicheskiye problemy razrabotki poleznykh iskopayemykh*. 2012, no. 4, pp. 94 – 101. [In Russ].

16. Lazutkin S. L., Lazutkina N. A. Determination of rational parameters of the executive elements of the shock system of an adaptive shock device. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*. 2019, no. 5, pp. 58 – 63. [In Russ].

17. Lungmeister D. A., Korolev R. I., Karlov V. A. Improvement of shock system of hydraulic drill to increase drilling intensification. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018, vol. 194, no. 3, article 032006. DOI: 10.1088/1755-1315/194/3/032006.

18. Pavlov E. V. Research of design and technological features of basic parts of pneumatic hammers and rock-breaking tools. *Izvestiya Yugo-Zapadnogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Tekhnika i tekhnologii*. 2013, no. 3, pp. 68 – 76. [In Russ].

19. Pavlov E. V. Ensuring the mechanical properties of rotary parts operating under shock loads. *Actual Problems in Machine Building*. 2016, no. 3, pp. 324 – 329. [In Russ].

20. Popelyukh P. A., Popelyukh A. I. Improving the reliability of parts of impact machines using isothermal hardening. *Obrabotka Metallov. Metal Working and Material Science*. 2012, no. 4(57), pp. 79 – 82. [In Russ].

21. Kyzzyrov K. B., Mitusov A. A., Reshetnikova O. S. Design research of parameters of hydraulic hammer for mining and construction. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2018, no. 9, pp. 220 – 226. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-9-0-220-226.

22. Grinko A. A., Sysoev N. I., Grinko D. A. Improving shearing efficiency of percussion rotary drill bits. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020, no. 9, pp. 102 – 115. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

23. Aldannawy H., Rouabhi A., Gerbaud L. Percussive drilling: Experimental and numerical investigations. *Rock Mechanics and Rock Engineering*. 2022, vol. 55, no. 3, pp. 1555 – 1570. DOI: 10.1007/s00603-021-02707-5.

24. Bolobov V. I., Le Thanh Binh, Chupin S. A., Plashchinsky V. A. Dependence of the lifelength of a hydraulic hammer pick on the wear resistance of its material. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2020, no. 5, pp. 68 – 79. [In Russ]. DOI 10.25018/0236-1493-2020-5-0-68-79.

25. Bolobov V. I., Le Thanh Binh Patterns of destruction of the drummer material with repeated single impacts. *Journal of Mining Institute*. 2018, vol. 233, pp. 525 – 533. DOI: 10.31897/PMI.2018.5.525.

26. Sysoev N. I., Grinko A. A., Grinko D. A. Justification of structure and rational design for hammer drills for helical milling. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2021, no. 7, pp. 113 – 124. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2021\_7\_0\_113.

27. Zhukov I. A., Smolyanitsky B. N., Timonin V. V. Improvement of down-the-hole air hammer efficiency by optimizing shapes of colliding parts. *Fiziko-tekhnicheskkiye problemy razrabotki poleznykh iskopayemykh*. 2018, no. 2, pp. 37 – 42. [In Russ]. DOI: 10.15372/FTPRI20180205.

28. Zhukov I. A., Timofeev E. G., Molchanov V. V. Modeling of longitudinal vibrations of complex strikers of shock systems. *Nauchnoe obozrenie*. 2015, no. 5, pp. 90 – 93. [In Russ].

29. Zhukov I. A., Repin A. A., Timofeev E. G. Automated calculation and analysis of impacts generated in mining machine by anvil blocks of complex geometry. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2018, vol. 134, article 012071. DOI: 10.1088/1755-1315/134/1/012071.

30. Zhukov I. A., Dvornikov L. T. *Patent RU 2484944*. 2013. [In Russ].

31. Karamanits F. I., Gromadskiy A. S., Kuzmenko D. I. Engineering and testing of new drill bits for compensatory drilling in hard rocks. *MIAB. Mining Inf. Anal. Bull.* 2018, no. 2, pp. 175 – 184. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2018-2-0-175-184.

## ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Теплякова Анна Васильевна<sup>1</sup> – студент,  
e-mail: teplyakovanu@mail.ru,

Азимов Амирхон Махмудалиевич<sup>1</sup> – аспирант,  
e-mail: amirkhon.azimov@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0002-4062-0584,

Алиева Лейла<sup>1</sup> – аспирант, e-mail: leylasha.1997@mail.ru

Жуков Иван Алексеевич<sup>1</sup> – д-р техн. наук,  
доцент, профессор, e-mail: tmmiok@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0001-9068-3201,

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский горный университет.

**Для контактов:** Жуков И.А., e-mail: tmmiok@yandex.ru.

## INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

A.V. Teplyakova<sup>1</sup>, Student, e-mail: teplyakovanu@mail.ru,  
A.M. Azimov<sup>1</sup>, Graduate Student, e-mail: amirkhon.azimov@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0002-4062-0584,

L. Alieva<sup>1</sup>, Graduate Student, e-mail: leylasha.1997@mail.ru,

I.A. Zhukov<sup>1</sup>, Dr. Sci. (Eng.), Assistant Professor,  
Professor, e-mail: tmmiok@yandex.ru,  
ORCID ID: 0000-0001-9068-3201,

<sup>1</sup> Saint-Petersburg Mining University, 199106, Saint-Petersburg, Russia.

**Corresponding author:** I.A. Zhukov, e-mail: tmmiok@yandex.ru.

Получена редакцией 25.03.2022; получена после рецензии 07.07.2022; принята к печати 10.08.2022.

Received by the editors 25.03.2022; received after the review 07.07.2022; accepted for printing 10.08.2022.