ГИАБ. Горный информационно-аналитический бюллетень /
MIAB. Mining Informational and Analytical Bulletin, 2021;(7):113-124
ОРИГИНАЛЬНАЯ СТАТЬЯ / ORIGINAL PAPER

УДК 622.23.05 DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113

ОБОСНОВАНИЕ СТРУКТУРЫ И РАЦИОНАЛЬНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРФОРАТОРА С ВИНТОВЫМ РАБОЧИМ ХОДОМ БУРОВОГО ИНСТРУМЕНТА

Н.И. Сысоев[1], А.А. Гринько[1], Д.А. Гринько[1]

[1] Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия, e-mail: nextdingo@mail.ru

Аннотация: Представлен один из способов совершенствования принципа работы и конструкции перфоратора, который заключается в изменении траектории внедрения бурового инструмента в породный массив с осевой на винтовую. Внедряясь в породный массив с поворотом в сторону плоскости образования потенциально крупного скола, инструмент формирует в нем дополнительные растягивающие и сдвигающие напряжения, что позволяет более эффективно использовать энергию удара на отделение породы от массива. Представлена структурная и компоновочная схемы перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента, обеспечиваемого дополнительным храповым механизмом и хвостовиком бура с геликоидальной нарезкой. На основании ранее выполненных исследований и проведенных расчетов дополнительных элементов перфоратора определены кинематические и конструктивные параметры, обеспечивающие необходимые запасы прочности. Для выявления опасных сечений наиболее нагруженных деталей методом конечно-элементного анализа выполнен статический анализ напряжений. Представлен рабочий инструмент в виде однолезвийной буровой коронки с ассиметричной твердосплавной пластиной, обеспечивающей уменьшение энергоемкости разрушения породы в 1,15 раза, чем при использовании коронки с симметричной пластиной. Предлагаемая модернизация перфоратора не повлечет существенных изменений основных элементов и параметров серийно выпускаемых перфораторов.

Ключевые слова: перфоратор, структурная схема, компоновочная схема, дополнительный храповый механизм, буровой инструмент с симметричной и асимметричной твердосплавной пластиной, породный массив, энергоемкость разрушения, скол.

Благодарность: Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-35-90079.

Для цитирования: *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.

Justification of structure and rational design for hammer drills for helical milling

N.I. Sysoev[1], A.A. Grinko[1], D.A. Grinko[1]

[1] M.I. Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI), Novocherkassk, Russia, e-mail: nextdingo@mail.ru

© Н.И. Сысоев, А.А. Гринько, Д.А. Гринько. 2021.

Abstract: The article presents a method to improve the operation and design of a hammer drill by means of changing the drilling tool trajectory from axial to helical path. The tool penetrates rock mass while rotating toward the plane of a larger chip and induces additional tensile and shearing stresses in rocks, which enables more efficient use of the impact energy in rock fracture. The structure and design layout of a helical milling drill hammer, with additional locking pawl and helical drill shank. From the earlier research and calculations performed for the additional components of the hammer drill, the traveltime attributes and the design values capable to ensure the required factor of safety are determined. The static stress analysis with FEM is undertaken to reveal hazardous cross-sections of parts subjected to the highest loads. The article presents a drilling tool made as a single-flute drill bit with asymmetrical tungsten carbide plate to ensure reduction in energy input of rock fracture by 1.5 times as compared with the bit with the symmetric plate. This modification of the hammer drill involves no essential changes in the main components and parameters of series-production hammer drills.

Key words: hammer drill, structure diagram, design layout, additional locking pawl, drilling tool with symmetric and asymmetric tungsten carbide plate, rock mass, energy input of fracture, chip.

Acknowledgements: The study was supported by the Russian Foundation for Basic Research, Project No. 19-35-90079.

For citation: 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;(7):113-124. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_7_0_113.

Введение

Ударно-поворотный способ бурения достаточно изучен с точки зрения силового воздействия буровым инструментом на твердые и очень твердые породы [1—4]. Данный способ реализуется машинами ударного действия, к которым относятся перфораторы. Перфоратор — это одна их наиболее часто применяемых машин для проведения буровых работ в горной промышленности. Многолетний опыт эксплуатации перфораторов позволил разработать для них компактные, надежные и одновременно с этим достаточно мощные конструкции, обеспечивающие бурение шпуров в породах с различными физико-механическими характеристиками. Однако, как и любые другие машины, перфораторы продолжают развиваться и совершенствоваться специалистами [5, 6].

Современные тенденции совершенствования горных машин отражают несколько путей дальнейшего развития перфораторов: повышение надежности и энерговооруженности перфораторов, повышение механического КПД, снижение удельной массы, совершенствование существующих или использование новых способов силового (ударного) воздействия на буровой инструмент [5, 6]. Повышение надежности и энерговооруженности перфораторов возможно за счет применения новых или модернизированных конструктивных схем, а также более прочных и износостойких материалов. Повышение механического КПД на данный момент не имеет существенного потенциала роста, так как ранее уже предпринимались множественные попытки для его повышения, однако существенных результатов до-

стигнуть не удалось. Наиболее перспективным является направление совершенствования способов силового (ударного) воздействия на буровой инструмент.

Идея работы заключается во введении дополнительных элементов в конструкцию перфоратора, обеспечивающих винтовой рабочий ход бурового инструмента, что при эксплуатации позволит повысить эффективность бурения шпуров [7].

Цель работы

Обосновать рациональную структуру и определить основные конструктивные параметры перфоратора с винтовой траекторией рабочего хода.

Совершенствование принципа работы и конструкции перфоратора

Совершенствование способов силового (ударного) воздействия на буровой инструмент может быть достигнуто за счет использования известных физических принципов картины разрушения горных пород. Классическая конструкция перфоратора в процессе рабочего хода бурового инструмента предусматривает внедрение его в породу строго вдоль оси буримого шпура. В таком случае разрушение породы происходит в основном за счет одноосного сжатия с последующим дроблением на мелкие элементы. Общеизвестно, что предел прочности горных пород на сжатие в несколько раз больше пределов прочности на растяжение и сдвиг. Поэтому, если обеспечить внедрение бурового инструмента в горную породу не вдоль оси, а по винтовой траектории относительно оси шпура, то тем самым будут формироваться дополнительные растягивающие и сдвигающие напряжения в породном массиве. Было установлено, что при таком воздействии бурового инструмента на забой крупные сколы породы формируются чаще, а объем дробимой породы уменьшается [7, 8]. Это позволяет более эффективно использовать энергию удара на отделение породы от массива.

Разрушение горной породы крупными сколами позволит существенно снизить энергоемкость процесса бурения, так как энергоемкость зависит от соотношения дробимой и скалываемой породы, и уменьшить удельный расход инструмента, так как разрушение породы крупными сколами уменьшает путь трения инструмента о породу [7, 8].

Применительно к данному принципу внедрения инструмента в породу предлагается соответствующая конструкция перфоратора, обеспечивающего поворот бурового инструмента при его рабочем

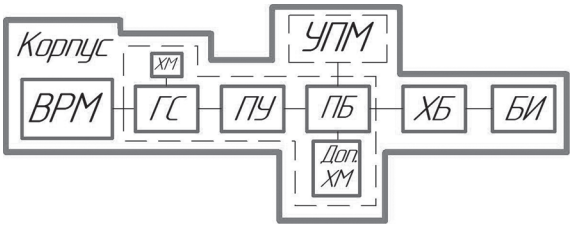

Рис. 1. Структурная схема перфоратора с винтовой траекторий бурового инструмента: ВРМ — воздухораспределительный механизм; ГС — геликоидальный стержень; ХМ — храповый механизм; ПУ — поршень ударник; ПБ — поворотная букса; Доп. ХМ — дополнительный храповый механизм; УПМ — ударно-поворотный механизм; ХБ — хвостовик бура; БИ — буровой инструмент

Fig. 1. Structural diagram of helical milling hammer drill tool: DVC — drill valve chest; HR — helical rod; LP — locking pawl, HM — hammering piston; RC — rotation chuck; ALP — additional locking pawl; RPM — rotary percussive mechanism; DS — drill shank; DT — drilling tool

ходе. Структурная схема такого перфоратора представлена на рис. 1. Перфоратор включает в себя корпус, воздухораспределительный механизм (ВРМ), геликоидальный стержень (ГС), на котором имеется храповый механизм, состоящий из храпового колеса, стопорной собачки и прижимающей ее упорной пружины, поворотной буксы (ПБ), оснащенной дополнительным храповым механизмом (Доп. ХМ), в состав которого входит храповое колесо, упорная пружина и стопорная собачка, хвостовик бура (ХБ) с буровым инструментом (БИ).

На основании структурной схемы (рис. 1) была разработана компоновочная схема перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента, которая изображена на рис. 2. Представленный механизм работает следующим образом. При рабочем ходе поршня-ударника *7* стопорные собачки *4* проскальзывают по зубьям храповой буксы *2* и не препятствуют повороту геликоидального стержня *3*, вследствие чего поршень двигается, не поворачиваясь.

При дальнейшем движении вправо поршень-ударник *7* совершает ударные воздействия по хвостовику бура *11*. При этом расположенный на поворотной буксе храповый механизм с храповыми собачками *9* и стержнями *10* запирают поворотную буксу *8*, что исключает проворачивание хвостовика бура *11* относительно поворотной буксы *8* во время рабочего хода и обеспечивает поворот по геликоидальной нарезке хвостовика бура *11* относительно поворотной буксы *8*. В результате этого буровой инструмент проникает в породный массив под действием ударной нагрузки по винтовой траектории, шаг которой должен составлять от 4 до 6 диаметров шпура [7].

$$S = (4 \div 6) \cdot D_ш,$$

где S — подача инструмента на оборот; $D_ш$ — диаметр шпура.

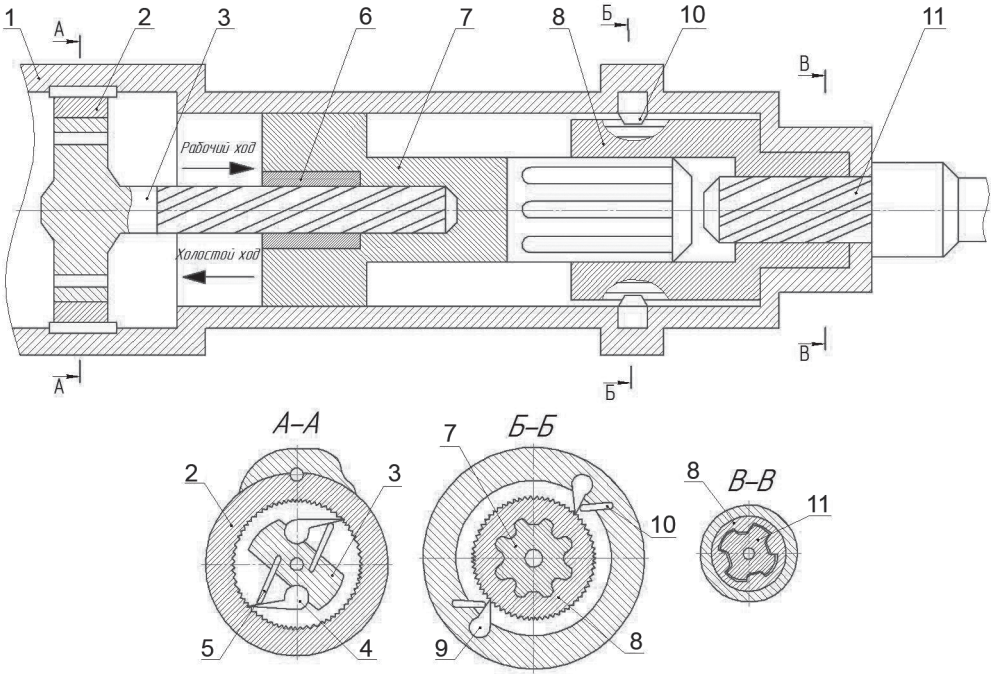

Рис. 2. Компоновочная схема перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента
Fig. 2. Design layout of helical milling hammer drill tool

Шаг винтовой нарезки на хвостовике бура *11*, который в результате приложения к нему ударной нагрузки движется по винтовой траектории, должен находиться в диапазоне от 4 до 6 диаметров буримого шпура, так как ранее экспериментально было подтверждено, что при таком шаге винтовой нарезки буровой инструмент будет воздействовать на разбуриваемую породу под углом, обеспечивающим наибольшую эффективность процесса сколообразования. Так как предел прочности пород на сдвиг и растяжение существенно меньше прочности пород на сжатие, то можно ожидать, что при такой картине силового воздействия бурового инструмента на породный массив формирование крупных сколов будет происходить чаще, следовательно, повышение эффективности сколообразования позволит улучшить показатели скорости бурения. При обратном ходе (холостой ход) собачки *4* стопорят геликоидальный стержень, что приводит к повороту поршня *7* по спиральным шлицам стержня вместе с поворотной буксой *8* и буровой штангой *11* на 10–15°. Храповый механизм на поворотной буксе *8* не препятствует этому. Далее цикл повторяется.

Расчет конструктивных параметров перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента

Расчет геликоидальной нарезки хвостовика бура

При рабочем ходе буровой инструмент внедряется в породный массив по винтовой траектории. Наиболее близким к такому силовому воздействию является вращательно-ударный и ударно-вращательный способы бурения. Авторами [1] были получены рациональные крутящие моменты M на буровом инструменте при бурении шпуров вращательно-ударным способом, изменяющиеся в зависимости от крепости f буримых пород. При бурении пород с коэффициентом крепости f = 16–18 на буровом инструменте образуется крутящий момент M = 70 Н·м.

Перфоратор ПП-63 предназначен для бурения шпуров на глубину до 5 м и диаметром 40–46 мм в горных породах с коэффициентом крепости f = 18 по шкале Протодьяконова. Примем в качестве исходной величины для расчета и обоснования конструкции перфоратора с винтовым рабочим ходом инструмента крутящий момент, равный M = 100 Н·м. В модернизируемой конструкции перфоратора опасными сечениями является хвостовик бура с геликоидальной нарезкой (рис. 2, поз. *8, 11*) и дополнительный храповый механизм с замыкающими собачками (рис. 2, поз. *8, 10*). Выполним прочностной расчет указанных узлов с дальнейшим определением оптимальных геометрических размеров деталей.

Геликоидальную пару хвостовик бура — поворотная букса представим в виде шлицевого прямобочного соединения. С помощью программного комплекса конечно-элементного анализа Abaqus/CAE был проведен статический анализ напряжений хвостовик бура (рис. 3, поз. *11*) [9 — 11].

Как видно из рис. 3, *а*, наибольшие значения контактных напряжений при смятии зубьев возникает на боковых поверхностях зубьев и на поверхности по наружному диаметру, а при срезе — на основании шлицевых зубьев. Крутящий момент, действующий на зубья шлицев, был равен 100 Н·м.

На рис. 4 представлена схема к расчету геликоидального соединения хвостовика бура.

Для определения допустимых геометрических размеров шлицевого (геликоидального) зацепления необходимо определить пределы прочности на смятие и срез. На основании методики [12]

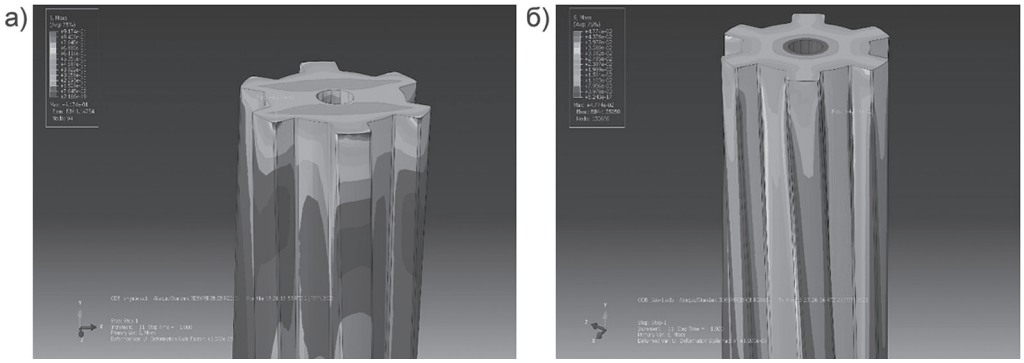

Рис. 3. Статический анализ напряжений хвостовик бура при смятии (а) и при срезе (б) зубьев шлицевого соединения

Fig. 3. Static stress analysis of drill shank in crumpling (a) and spline teeth in shearing (b)

для расчета шлицевых соединений были определены данные пределы прочности, которые составили $\sigma_{см}$ = 5,61 МПа и $\tau_{кр}$ = 8,3 МПа.

В табл. 1 представлены допускаемые напряжения на смятие боковых поверхностей зубьев шлицевых соединений [12]. Условия эксплуатации: а — тяжелые ус-

Таблица 1

Допускаемые напряжения на смятие боковых поверхностей зубьев шлицевых соединений

Allowable stresses in crumpling of spline tooth sides

Соединение	Условия эксплуатации	Специальная термообработка рабочих поверхностей зубьев	
		не производится	производится
		$[\sigma_{см}]$, МПа	
Подвижное под нагрузкой	а	—	3—10
	б	—	5—15
	в	—	10—20

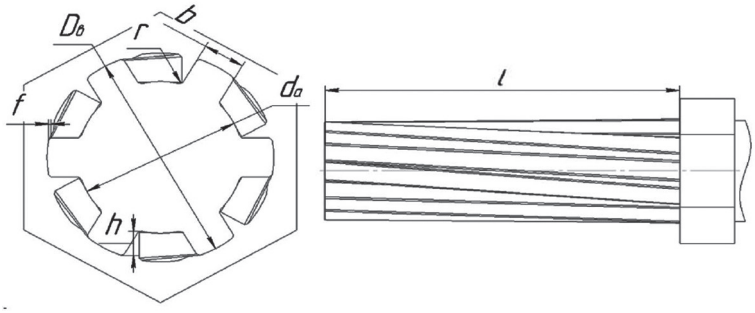

Рис. 4. Схема к расчету геликоидального соединения хвостовика бура: $D_в$ — наружный диаметр зубьев вала; $d_а$ — диаметр отверстия шлицевой втулки; h — рабочая высота зуба; f — размер фаски; r — радиус закругления; b — ширина зуба; l — рабочая длина зуба

Fig. 4. Design scheme for helical joint of drill shank: D_v — external diameter of shaft teeth; d_a — diameter of splined bush bore; h — working depth of tooth; f — facet size; r — rounded radius; b — tooth width; l — effective length of tooth

Таблица 2

Геометрические параметры геликоидального соединения
Geometrics of helical joint

$D_в$, мм	$d_а$, мм	*b*, мм	*f*, мм	*r*, мм	*z*	*l*, мм	*F*
40	30	7	2	1	6	113	12

ловия эксплуатации: нагрузка знакопеременная с ударами в обоих направлениях, вибрации большой частоты и амплитуды, условия смазки (для подвижных соединений) плохие; небольшая твердость деталей соединения; невысокая точность соосности ступицы и вала; б — средние условия эксплуатации; в — легкие условия эксплуатации.

С учетом тяжелых условий эксплуатации со знакопеременными ударными нагрузками в обоих направлениях, условие прочности на смятие $\sigma_{см}$, МПа шлицевых зубьев соблюдается:

$$\sigma_{см} = 5{,}61 \text{ МПа} \leqslant [\sigma_{см}] = 10 \text{ МПа}$$

Условие прочности на срез также соблюдается:

$$\tau_{кр} = 8{,}3 \text{ МПа} \leqslant [\tau_{кр}] = 100 \text{ МПа}$$

В качестве материала изготовления хвостовика бура примем Сталь 30.

В табл. 2 представлены геометрические параметры геликоидального соединения, полученные в результате расчетов. Полученные геометрические параметры соединения удовлетворяют пределам прочности на смятие и срез.

Расчет дополнительного храпового механизма

На основании методики [13] для расчета храповых механизмов, схема к расчету которых представлена на рис. 5, были определены геометрические параметры храпового механизма перфоратора и численные значения напряжения изгиба, действующего на стопорную собачку. В табл. 3 представлены геометрические параметры дополнительного храпового механизма.

Условие прочности на изгиб $\sigma_{из}$ замыкающей собачки:

$$\sigma_{из} = 1{,}3 \text{ МПа} \leqslant [\sigma_{из}] = 240 \text{ МПа}$$

В качестве материала изготовления храпового колеса и стопорной собачки был выбран материал Сталь 45.

Условие прочности на изгиб замыкающей собачки соблюдается.

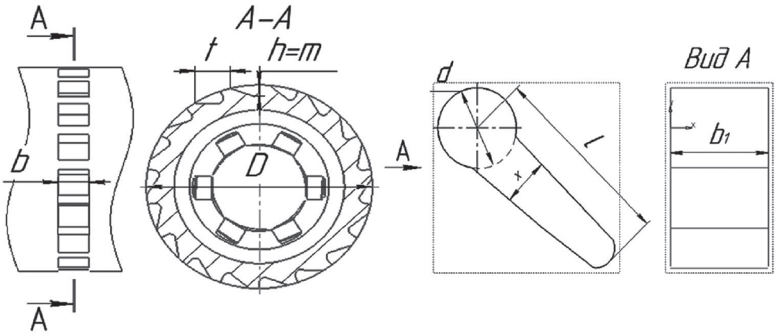

Рис. 5. Схема к расчету храпового колеса и замыкающей собачки: D — диаметр храпового колеса; *t* — шаг храпового колеса; *b* — ширина зуба; *d* — диаметр собачки; *l* — плечо изгиба собачки; *x* — высота собачки; b_1 — ширина собачки

Fig. 5. Design scheme for notched wheel and locking pawl: D — diameter of notched wheel; *t* — pitch of notched wheel; *b* — tooth width; *d* — diameter of locking pawl; *l* — shoulder of locking pawl; *x* — height of locking pawl; b_1 — width of locking pawl

Таблица 3

Геометрические параметры храпового колеса и стопорной собачки
Geometrics of notched wheel and locking pawl

z	*t*, мм	*m*, мм	*D*, мм	*q*, Н/мм	*b*, мм	*d*, мм	b_1, мм
18	12,5	4	72	400 (Сталь45)	10	8	10

На рис. 6 представлен статический анализ напряжений замыкающей собачки, возникающих при ее изгибе окружной силой *P* = 2,7 кН, которая была определена в соответствии с методикой [13]. Из рис. 6 видно, что наибольшие значения контактных напряжений возникает в местах перехода с круглого сечения на конусное [14 — 15].

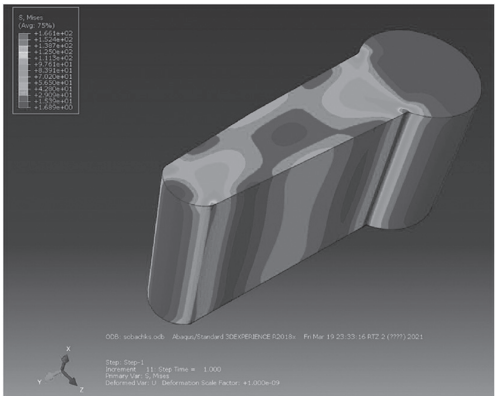

Рис. 6. Статический анализ напряжений замыкающей собачки
Fig. 6. Static stress analysis of locking pawl

На основании проведенных расчетов были получены следующие геометрические параметры храпового колеса и замыкающей собачки, представленные в табл. 3. Полученные геометрические параметры дополнительного храпового механизма перфоратора удовлетворяют запасу прочности.

Геометрические размеры спроектированных деталей (геликоидальный хвостовик бура, храповое колесо и стопорная собачка), принятые в прочностных расчетах, обеспечивают достаточный запас прочности для надежной работы перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента. Выполнение перфоратора с дополнительным храповым механизмом не повлечет за собой изменение конструктивных параметров

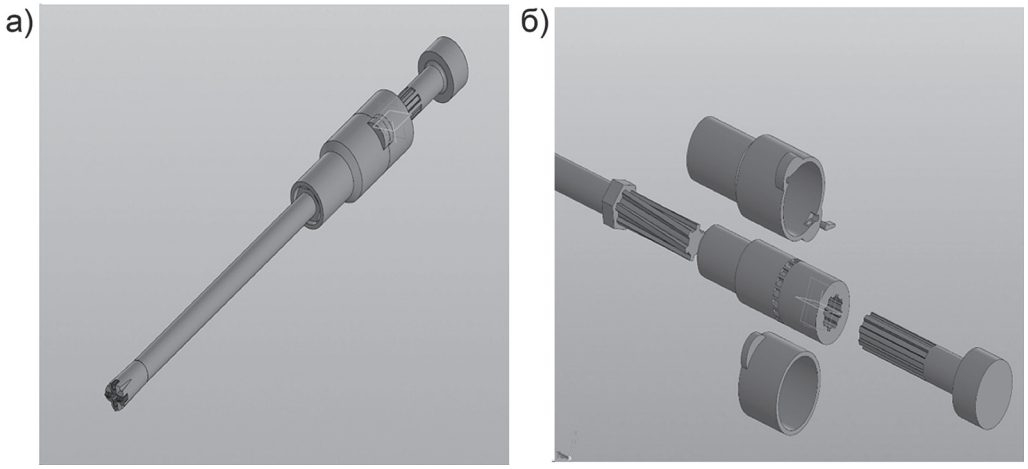

Рис. 7. Основные конструктивные элементы ударно-поворотного механизма пневматического перфоратора ПП-63М с винтовым рабочим ходом бурового инструмента в собранном (а) и разнесенном (б) видах
Fig. 7. Main structural components of rotary percussive mechanism of air hammer drill PP-63M with helical milling drill tool in the assembled condition (a) and in tear-down (b)

перфоратора. Однако для размещения стопорных собачек и подпирающих их пружин на корпусе перфоратора предусмотрены проушины.

Основные конструктивные элементы ударно-поворотного механизма пневматического перфоратора ПП-63М с винтовым рабочим ходом бурового инструмента представлены на рис. 7 в собранном (*а*) и разнесенном (*б*) видах.

Буровой инструмент

За довольно продолжительную историю развития бурения шпуров удалось разработать достаточно надежные и эффективные буровые инструменты, отвечающие современным требованиям, предъявляемым к горному оборудованию для добычи и выемки пород.

Одним из таких инструментов является однолезвийная буровая коронка для перфораторов, представленная на рис. 8, *а*. У такого бурового инструмента форма твердосплавной пластины представлена в виде симметричного клина с углом заострения 110°. Рабочие части пластины разделены пополам на одинаковые по величине углы заточки. По такой схеме выполнены конструкции бурового инструмента для бурения шпуров ударно-поворотным способом [3]. Так как в разработанной конструкции перфоратора предполагается внедрение инструмента по винтовой траектории, то необходимо использовать такой инструмент, геометрия которого оптимально соответствовала бы кинематике движения по винтообразной траектории и особенностям передаваемого силового воздействия на забой.

Исследованиями [16] было доказано влияние формы клина на энергоемкость разрушения при винтовой схеме ударного нагружения. Использование в качестве бурового инструмента клина асимметричной формы, у которого рабочая часть разделена пополам, а каждая половина имеет неодинаковые, но взаимно противоположные по величине углы заточки, позволяет уменьшить показатели энергоемкости разрушения породы в 1,15 раза в сравнении с клином симметричной формы. Это дает основание для изготовления буровых инструментов с асимметричной формой твердосплавных пластин. На рис. 8, *б*

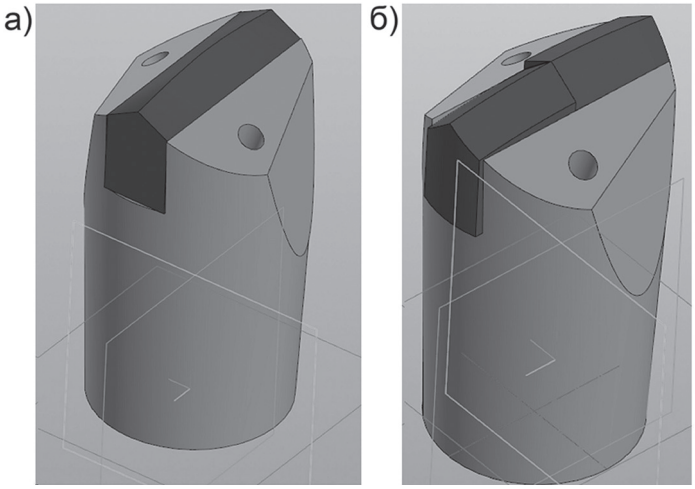

Рис. 8. Однолезвийная буровая коронка с симметричной (а) и асимметричной твердосплавной пластиной (б)

Fig. 8. Single-flute drill bit with symmetric (a) and asymmetric (b) tungsten carbide plate

представлена однолезвийная буровая коронка с асимметричной твердосплавной пластиной для винтовой схемы ударного нагружения. Угол наклона задней грани относительно оси клина составил 45°, а передней 35° [16].

Заключение

Представлен один из способов совершенствования принципа работы и конструкции перфоратора, заключающийся в изменении траектории внедрения бурового инструмента в породный массив с осевой на винтовую. Такое силовое воздействие позволит внедрять буровой инструмент в породный массив с поворотом в сторону плоскости образования потенциально крупного скола, тем самым эффективнее использовать энергию удара на отделение породы от массива за счет формирования в буримой породе дополнительных растягивающих и сдвигающих напряжений.

Обоснована структурная и компоновочная схемы перфоратора с винтовым рабочим ходом бурового инструмента. На основании выполненных исследований и расчетов определены конструктивные параметры перфоратора с винтовой траекторией рабочего хода, обеспечивающие необходимые запасы прочности. Методом конечно-элементного анализа проведен статический анализ вновь вводимых деталей перфоратора. Для эффективного бурения предложенным способом представлен буровой инструмент в виде коронки с ассиметричной твердосплавной пластиной, обеспечивающей уменьшение энергоемкости разрушения породы в 1,15 раза, чем при использовании коронки с симметричной пластиной. Предлагаемая модернизация перфоратора не повлечет существенных изменений основных элементов и параметров серийно выпускаемых перфораторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Алимов О. Д.*, *Дворников Л. Т.* Бурильные машины. — М.: Машиностроение, 1976. — С. 295.

2. *Лукьянов В. Г.*, *Крец В. Г.* Горные машины и проведение горно-разведочных выработок: учебник для СПО. — М.: Изд-во Юрайт, 2016. — 342 с.

3. *Крапивин М. Г.*, *Раков И. Я.*, *Сысоев Н. И.* Горные инструменты. 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Недра, 1990. — 256 с.

4. *Хазанович Г. Ш.* Актуальные направления научных исследований горнопроходческого оборудования // Горное оборудование и электромеханика. — 2018. — № 2(136). — С. 41—45.

5. *Юнгмейстер Д. А.*, *Уразбахтин Р. Ю.*, *Мельников Д. А.* Горные машины с модернизированными конструкциями ударных исполнительных органов / Технологическое оборудование для горной и нефтегазовой промышленности: сборник научных статей XV Международной научно-технической конференции. — 2017. — С. 124—128.

6. *Юнгмейстер Д. А.* Модернизация гидравлических бурильных головок // Горное оборудование и электромеханика. — 2017. — № 4. — С. 8—13. https://elibrary.ru/item.asp?id=29421819.

7. *Сысоев Н. И.*, *Гринько Д. А.*, *Гринько А. А.* Совершенствование ударно-поворотного способа бурения / Актуальные проблемы недропользования-2020: материалы международной научно-практической конференции. — Новочеркасск: ЮРГПУ (НПИ), 2021. — 276 с.

8. *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.

9. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. 8-е изд., перераб. и доп. / Под ред. И.Н. Жестковой. — М.: Машиностроение, 2001. — 912 с.

10. *Анурьев В. И.* Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. 5-е изд., перераб. и доп. — М.: Машиностроение, 1979. — 559 с.

11. *Nawar M. T., Arafa I. T., Elhosseiny O. M.* Numerical damage evaluation of perforated steel columns subjected to blast loading // Defence Technology. 2021. DOI: 10.1016/j.dt.2021.03.019.

12. *Liu S., Luo Y., Jia H.* Vibration mechanism and characteristics analysis of drill rod when drilling roof bolt hole // Journal of China University of Mining and Technology. 2016, vol. 45, pp. 893–900.

13. *Karasawa H., Ohno T., Miyazaki K., Eko A.* Experimental results on the effect of bit wear on torque response // International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences. 2016, vol. 84, pp. 1–9.

14. *Davide Piovesan, Phanindra Alladi* Analysis of an energy saving ratchet-based ankle exoskeleton / ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference IDETC2016. August 21—24, 2016, Charlotte, North Carolina.

15. *Wael Kassem* Strut-and-tie modelling for the analysis and design of RC beam-column joints // Materials and Structures. 2016, vol. 49, no. 8, pp. 3459—3476.

16. *Сысоев Н. И., Гринько А. А.* Повышение эффективности процесса сколообразования при ударно-поворотном воздействии клина на горную породу / Результаты исследований-2020: материалы V Национальной конференции профессорско-преподавательского состава и научных работников. — Новочеркасск: ЮРГПУ(НПИ), 2020. — 282 с. ГИАБ

REFERENCES

1. Alimov O. D., Dvornikov L. T. *Buril'nye mashiny* [Drilling machines], Moscow, Mashinostroenie, 1976, pp. 295.

2. Luk'yanov V. G., Krets V. G. *Gornye mashiny i provedenie gorno-razvedochnykh vyrabotok: uchebnik dlya SPO* [Mining machines and prospecting holes: vocational education. Textbook], Moscow, Izd-vo Yurayt, 2016, 342 p.

3. Krapivin M. G., Rakov I. Ya., Sysoev N. I. *Gornye instrumenty*. 3-e izd. [Mining instruments, 3rd edition], Moscow, Nedra, 1990, 256 p.

4. Khazanovich G. Sh. Actual directions of scientific research of mining equipment. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2018, no. 2(136), pp. 41—45. [In Russ].

5. Yungmeyster D. A., Urazbakhtin R. Yu., Mel'nikov D. A. Mining machines with modernized designs of percussion tools. *Tekhnologicheskoe oborudovanie dlya gornoy i neftegazovoy promyshlennosti: sbornik nauchnykh statey XV Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii* [Technological equipment for the mining and oil and gas industry: XV International scientific–technical conference proceedings], 2017, pp. 124—128. [In Russ].

6. Yungmeyster D. A. Modernization of hydraulic drill heads. *Mining Equipment and Electromechanics*. 2017, no. 4, pp. 8—13. [In Russ]. available at: https://elibrary.ru/item.asp?id=29421819.

7. Sysoev N. I., Grinko D. A., Grinko A. A. Improvement of the impact-rotary drilling method. *Aktual'nye problemy nedropol'zovaniya-2020: materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii* [Actual problems of subsurface use-2020: materials of the international scientific and practical conference], Novocherkassk, YuRGPU(NPI), 2021, 276 p. [In Russ].

8. 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. [In Russ]. DOI: 10.25018/0236-1493-2020-9-0-102-115.

9. Anur'ev V. I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya*. T. 2. 8-e izd. [Handbook of the designer-machine-builder, vol. 2, 8th edition], Moscow, Mashinostroenie, 2001, 912 p.

10. Anur'ev V. I. *Spravochnik konstruktora-mashinostroitelya*. T. 2. 5-e izd. [Handbook of the designer-machine-builder, vol. 2, 5th edition], Moscow, Mashinostroenie, 1979, 559 p.

11. Nawar M. T., Arafa I. T., Elhosseiny O. M. Numerical damage evaluation of perforated steel columns subjected to blast loading. *Defence Technology*. 2021. DOI: 10.1016/j.dt.2021.03.019.

12. Liu S., Luo Y., Jia H. Vibration mechanism and characteristics analysis of drill rod when drilling roof bolt hole. *Journal of China University of Mining and Technology*. 2016, vol. 45, pp. 893–900.

13. Karasawa H., Ohno T., Miyazaki K., Eko A. Experimental results on the effect of bit wear on torque response. *International Journal of Rock Mechanics and Mining Sciences*. 2016, vol. 84, pp. 1–9.

14. Davide Piovesan, Phanindra Alladi Analysis of an energy saving ratchet-based ankle exoskeleton. *ASME 2016 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference IDETC2016.* August 21 — 24, 2016, Charlotte, North Carolina.

15. Wael Kassem Strut-and-tie modelling for the analysis and design of RC beam-column joints. *Materials and Structures*. 2016, vol. 49, no. 8, pp. 3459 — 3476.

16. Sysoev N. I., Grinko A. A. Improvement of efficiency of the chip formation process under shock-turning influence of the wedge on the rock. *Rezul'taty issledovaniy-2020: materialy V Natsional'noy konferentsii professorsko-prepodavatel'skogo sostava i nauchnykh rabotnikov* [Research results-2020: materials of the V National Conference of Teaching Staff and Researchers], Novocherkassk, YuRGPU(NPI), 2020, 282 p. [In Russ].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Сысоев Николай Иванович[1] — д-р техн. наук, профессор,
e-mail: sysoevngmo@gmail.com,
Гринько Антон Александрович[1] — аспирант,
e-mail: nextdingo@mail.ru,
Гринько Дмитрий Александрович[1] — канд. техн. наук, доцент,
e-mail: dingo17@mail.ru,
[1] Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова.
Для контактов: Гринько А.А., e-mail: nextdingo@mail.ru.

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

N.I. Sysoev[1], Dr. Sci. (Eng.), Professor,
e-mail: sysoevngmo@gmail.com,
A.A. Grinko[1], Graduate Student, e-mail: nextdingo@mail.ru,
D.A. Grinko[1], Cand. Sci. (Eng.), Assistant Professor,
e-mail: dingo17@mail.ru,
[1] M.I. Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI),
346428, Novocherkassk, Russia.
Corresponding author: A.A. Grinko, e-mail: nextdingo@mail.ru.

Получена редакцией 04.04.2021; получена после рецензии 14.05.2021; принята к печати 10.06.2021.
Received by the editors 04.04.2021; received after the review 14.05.2021; accepted for printing 10.06.2021.