

СНИЖЕНИЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ БУРЕНИЯ СКВАЖИН СТАНКАМИ УДАРНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ТИПА

¹Назаров А.Е., ²Ганкевич В.Ф., ²Пащенко А.А., ²Киба В.Я.

¹Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины, ²НТУ «Днепровская политехника»

ЗНИЖЕННЯ ЕНЕРГОЄМНОСТІ СВЕРДЛІННЯ СВЕРДЛОВИН СТАНКАМИ УДАРНО-ОБЕРТАЛЬНОГО ТИПУ

¹Назаров О.Є., ²Ганкевич В.Ф., ²Пащенко О.А., ²Киба В.Я.

¹Институт геотехнічної механіки ім. М.С. Полякова НАН України, ²НТУ «Дніпровська політехніка»

REDUCTION OF POWER-INTENSIVITY AT ROTARY-PERCUSSIVE DRILLING

¹Nazarov O.Ye., ²Gankevych V.F., ²Pashchenko O.A., ²Kiba V.Ya.

¹Institute of Geotechnical Mechanics named by N. Poliakov of National Academy of Sciences of Ukraine, ²National Technical University "Dnipro Politechnic"

Аннотация. В статье рассматриваются механизмы для ударно-вращательного бурения крепких горных пород, в частности погружные гидроударники. Выполнен обзор существующих конструкций гидроударников и указаны их недостатки. Рассмотрены требования, предъявляемые к гидроударникам и преимущества погружных гидроударников. Предложен новый способ улучшения работы гидроударников, который повышает коэффициент полезного действия гидроударников до 90-95 %. Показана новая конструкция погружного гидроударника двойного действия, реализующая новый способ его работы. Указано что преимущество данной конструкции гидроударника в том, что гидроудар принимается максимально возможной площадью детали ускорителя, занимающей все поперечное сечение гидроударника, которая расположена перпендикулярно набегающему потоку воды. Это позволяет максимально использовать энергию гидроудара для первичного разгона бойка. Также конструкция гидроударника позволяет выполнить дальнейший разгон бойка до необходимой скорости используя давление и расход воды, создаваемые насосной установкой путем вытеснения давлением жидкости хвостовика клапана из камеры высокого давления. Приведено подробное описание новой конструкции погружного гидроударника двойного действия на рисунках двух рабочих положений его деталей. Описаны процессы движения жидкости и перемещение деталей погружного гидроударника за один полный цикл его работы. Приведена общая методика математического расчета геометрических параметров данного погружного гидроударника двойного действия новой конструкции, в частности величина хода бойка, ускорителя и клапана ускорителя. Указаны преимущества новой конструкции погружного гидроударника и область его наиболее эффективного применения. Таким образом, разработанная конструкция погружного гидроударника двойного действия позволяет комплексно использовать энергию потока жидкости с последующим ее использованием для удаления продуктов разрушения. Это позволяет увеличить эффективность бурения погружными гидроударниками в 2-2,5 раза по сравнению с выносными гидроударниками и в 1,5-2 раза по сравнению с существующими погружными гидроударниками. Конструкция одинаково работоспособна при бурении вертикальных, горизонтальных и других скважин с произвольным углом наклона для пород любой крепости и рекомендуется для бурения скважин малого и среднего диаметра.

Ключевые слова: гидроударник, разрушение, бурение, скважина, энергоемкость, ударно-вращательное бурение.

Введение. Известно, что бурение скважин в крепких породах осуществляют способом ударно-вращательного бурения. Этот способ в 1,5-2 раза дешевле, чем бурение этих же пород шарошками или резцами. Для осуществления ударно-вращательного бурения используют пневмо- или гидроударники. И те, и другие имеют свои недостатки и достоинства. Так недостатками пневмоударников является их низкий к.п.д. использования энергии сжатого

воздуха – 18-20 % и его высокая стоимость. Гидроударники имеют значительно больший к.п.д. использования энергии сжатой жидкости – до 80 %, однако требуют для работы подачу воды в необходимом количестве.

Использование гидроударников особенно целесообразно для бурения скважин малого диаметра по крепким породам, где использование пневмоударников затруднено из-за недостаточной энергией их удара, так как в малых сечениях пневмоударника боек разгоняется малым давлением сжатого воздуха. Однако, несмотря на значительно больший к.п.д. гидроударников в настоящее время их применение ограничено по следующим причинам.

Обзор существующих гидроударников и их недостатки.

1. Погружные гидроударники, использование которых наиболее эффективно для бурения скважин используются только для бурения вертикальных скважин по породам средней крепости. Причиной тому есть несовершенство и недостатки существующих конструкций погружных гидроударников.

2. Ограничены возможности выносных гидроударников, которые используются для бурения горизонтальных скважин.

Погружные гидроударники бывают прямого, обратного и двойного действия. Недостатками погружных гидроударников прямого и обратного действия есть использование пружин для обратного или прямого хода бойка, что ограничивает их возможности по частоте и энергии удара, а так же снижает надежность их работы из-за поломки пружин, работающих в условиях высокой частоты ударов. Этому недостатка лишены выносные гидроударники двойного действия, но существующие конструкции не позволяют их использовать в скважине из-за больших размеров, а использование снаружи скважины уменьшает энергию удара по буровому долоту, которая гасится набором буровых штанг и значительно уменьшает их к.п.д. Исходя из этого, создание погружных гидроударников двойного действия эффективных конструкций есть важная научно-техническая задача. Недостатком известных конструкций гидроударников двойного действия является не полное использование энергии гидроудара, а так же, использование только энергии гидроудара для ускорения бойка. Поэтому задачей новой конструкции является полное использование для ускорения бойка энергии гидроудара, а так же энергии жидкости, подаваемой насосом для дальнейшего ускорения бойка.

Способ улучшения работы гидроударников.

Особенность таких гидроударников состоит в том, что движение обратного хода бойка определяет энергию гидроудара. Действительно, обратный ход бойка осуществляется подачей воды из магистрали высокого давления для наполнения ею камеры обратного хода. Давление и расход этой жидкости в камере обратного хода определяет движение обратного хода бойка, скорость движения жидкости на входе в гидроударник и энергию гидроудара после перекрытия подачи воды в камеру обратного хода. Поскольку поперечное сечение камеры обратного хода определяется соударяющимися поверхностями бойка и бурового долота (которые должны иметь достаточно большую площадь), скорость обратного хода бойка, и соответственно, толкающей его

жидкости не больше при данном расходе насоса. Увеличение расхода жидкости при том же ее давлении, потребует увеличение мощности насоса и приведет к снижению общего к.п.д. гидроударника. Поэтому целесообразно разделить ускорение бойка на два этапа.

1. Ускорение за счет гидроудара.

2. Дальнейший разгон бойка за счет давления и расхода жидкости насоса.

Для максимального использования энергии гидроудара необходимо его воздействие на максимально большую площадь поверхности детали в поперечном сечении гидроударника, которая разгоняет боек или на сам боек. Такой деталью может быть ускоритель бойка.

Новая конструкция гидроударника двойного действия, реализующая указанные требования представлена на рис. 1.

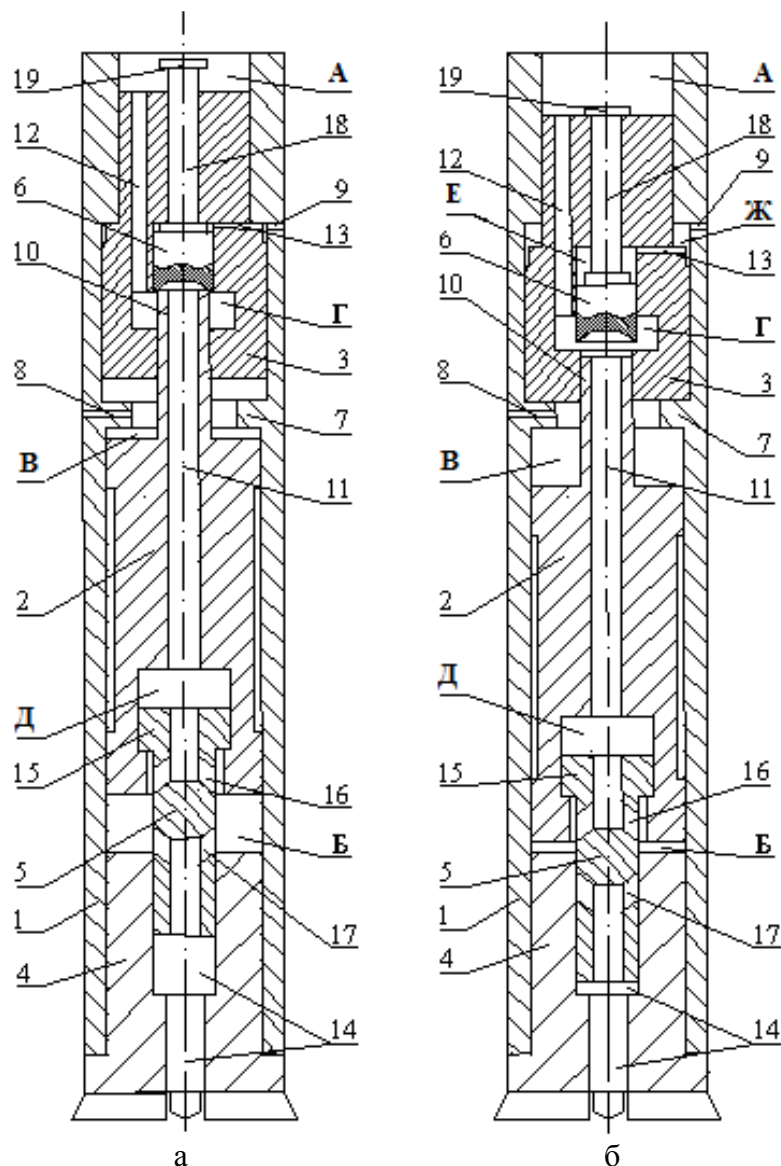


Рисунок 1 – Схема гидроударника: а – исходное положение; б – положение в момент удара

Гидроударник состоит из корпуса 1, бойка 2, ускорителя 3, бурового долота 4, запорной втулки 5, клапана ускорителя 6. Корпус 1 имеет упор 7,

разгрузочные отверстия 8, 9. Боек 2 имеет хвостовик 10 и осевой канал 11. Ускоритель 3 имеет входные каналы 12 и разгрузочный канал 13. В расточках ускорителя 3 находится клапан ускорителя 6. Буровое долото 4 имеет осевые каналы 14. Запорная втулка 5 имеет кольцевой выступ 15 входные отверстия 16 и выпускные отверстия 17. Клапан ускорителя 6 имеет хвостовик клапана 18 и упор клапана 19. Гидроударник имеет камеру высокого давления А, камеру обратного хода Б, камеру низкого давления В. Ускоритель 3 имеет полость Г. Боек 2 имеет полость Д. Верхняя часть расточки в ускорителе 3 под клапан ускорителя 6 образует камеру Е. Полость между уступом ускорителя 3 и корпуса 1 образует камеру Ж.

Гидроударник двойного действия (ГДД) работает следующим образом. В исходном положении запорная втулка 5 находится в крайнем нижнем положении рис. 1 б. Вода из камеры высокого давления А через входные каналы 12 ускорителя 3 попадает в полость Г и далее, через осевой канал 11 бойка 2 в полость Д, далее, через входные отверстия 16 втулки 5 попадает в камеру Б. Так как выход из камеры Б закрыт (перекрыты выпускные отверстия 17 запорной втулки 5), вода, которая прибывает в камеру Б создает там давление, и в результате разницы давлений между камерой Б и В (где давление равно атмосферному, так как камера В постоянно соединена с атмосферой разгрузочным каналом 8), боек 2 разгоняется в направлении камеры В, совершая движение обратного хода.

В это время из-за разности давлений в полости Г (где высокое давление) и камеры Е с тыльной стороны клапана ускорителя 6, которая соединена с атмосферой каналами 13 и 9 через камеру Ж, клапан ускорителя 6 перемещается в крайнее верхнее положение рис.1 а. Боек 2 двигаясь вверх, своим выступом в полости Д тянет за собой запорную втулку 5 за кольцевой выступ 15 и после достижения бойком 2 требуемой скорости обратного хода, открываются выпускные отверстия 17 запорной втулки 5 соединяя камеру обратного хода Б с атмосферой. В результате этого давление в камере обратного хода Б падает, а рабочая жидкость проходит через ударник на поверхность забоя. Небольшой остаток пути обратного хода боек 2 движется по инерции и далее своим хвостовиком 10 стыкуется с клапаном ускорителя 6. Подача воды в гидроударник резко прекращается, а движущийся поток воды тормозится у торцевой поверхности ускорителя 3 в камере высокого давления А, создавая там избыточно высокое давление т. е. гидроудар. Открытие выпускных отверстий 17, которые через осевой канал запорной втулки 5 и осевые каналы 14 буровой коронки 4 соединяют камеру Б с атмосферой, приводит к резкому падению давления рабочей жидкости в камере обратного хода Б и после стыковки бойка 2 с ускорителем 3 из-за разности давлений в камерах А и Г (где высокое давление) и камеры Б (где низкое давление) ускоритель 3 с бойком 2 и клапаном ускорителя 6 начинают двигаться вниз к буровой коронке 4. Вода из камеры Б, вытесняемая бойком 2 через выпускные отверстия 17 втулки 5 и выпускные каналы 14 бурового долота 4 выходит в атмосферу на поверхность забоя. Первоначально ускорение бойка 2

осуществляется ускорителем 3, далее, после остановки ускорителя 3 в упоре 7 корпуса 1 (рис. 1 б) ускорение бойка 2 продолжается при помощи клапана ускорителя 6 за счет давления и расхода воды подаваемой насосной установкой, которая выталкивая хвостовик клапана 18, продолжает разгон бойка. После остановки клапана ускорителя 6 упором клапана 19, боек еще небольшое расстояние (3-4 мм) движется по инерции. За 2-3 мм до столкновения бойка с буровым долотом 4 тыльной стенкой полости Д боек толкает запорную втулку 5, которая, приобретая скорость близкую к скорости бойка 2, и двигаясь по инерции в осевом канале 14 буровой коронки 4 перекрывает свои выпускные отверстия 17 рис. 1б сразу после удара бойка 2 по буровой коронке 4. Это позволяет свободно вытеснить воду из камеры обратного хода Б не уменьшая энергии удара бойка 2 на сжатие и вытеснение остатков воды в этой камере, что присутствует во многих других конструкциях гидроударников. После удара бойка 2 по буровой коронке 4 и закрытия выпускных отверстий 17 запорной втулки 5, вода из магистрали высокого давления поступает в камеру обратного хода Б и создавая в ней давление, разгоняет боек 2 в обратном направлении. Далее описанный выше цикл работы деталей гидроударника повторяется.

Преимущество данной конструкции гидроударника в том, что гидроудар воспринимается максимально возможной, для любой конструкции, площадью детали ускорителя 3 занимающей все поперечное сечение гидроударника, которая расположена перпендикулярно набегающему потоку воды. Это позволяет максимально использовать энергию гидроудара для первичного разгона бойка 2. Однако, поскольку, (как указывалось ранее), энергия гидроудара определяется скоростью обратного хода бойка, ее может быть не достаточно для разгона бойка 2 удара по буровой коронке 4 и разрушения крепких горных пород. Поэтому новая конструкция гидроударника позволяет выполнить дальнейший разгон бойка 2 до необходимой скорости используя давление и расход воды создаваемые насосной установкой путем вытеснения давлением жидкости хвостовика клапана 18 из камеры высокого давления А (рис. 1).

Расчет геометрических параметров погружного гидроударника производят исходя из требований процесса бурения скважины заданного диаметра и крепости буримых пород. Для этого задают диаметр скважины, энергию и частоту ударов (которые известны для данной породы), расход и давление промывочной жидкости, необходимые для удаления продуктов разрушения. Диаметры корпуса, бойка, буровой коронки, запорной втулки, ускорителя и других деталей, каналов и отверстий в них задаются конструктивно из условий гидродинамики и прочности деталей. Расчет линейных размеров и хода деталей гидроударников начинают с определения обратного хода бойка. Скорость обратного хода бойка определяется скоростью заполнения жидкостью камеры обратного хода Б гидроударника и давлением жидкости, которое развивает насос при заданном расходе жидкости. Исходя из этого

$$v_{\delta} = at \quad (1)$$

$$a = \frac{F}{m} \quad (2)$$

$$F = p \cdot S \quad (3)$$

где v_{δ} – скорость бойка 2; a – ускорение обратного хода бойка 2; m – масса бойка 2; F – сила, действующая на боек 2 со стороны жидкости; p – давление жидкости в камере высокого давления А; t – время движения бойка; S – площадь поперечного сечения торца бойка 2.

Поскольку боек 2 не может двигаться быстрее, чем пребывает жидкость, которая его толкает, скорость бойка на обратном ходе ограничена скоростью поступления жидкости в камеру обратного хода Б. Исходя из соотношения

$$q = v_{жк} \cdot S \quad (4)$$

где $v_{жк}$ – скорость жидкости в камере обратного хода Б; q – объемный расход жидкости.

Приравнивая $v_{\delta} = v_{жк}$ получим

$$\frac{q}{S} = at = \frac{pS}{m} \cdot t \Rightarrow t = \frac{qm}{pS^2} \quad (5)$$

$$l_0 = \frac{at^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{pS}{m} \cdot \left(\frac{qm}{pS^2} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{q^2 m}{pS^3}, \quad (6)$$

$$v_{\delta} = \frac{pS}{m} \cdot \frac{qm}{pS^2} = \frac{q}{S} \quad (7)$$

где l_0 – путь обратного хода бойка 2 до стыковки с клапаном ускорителя 6
Кинетическая энергия бойка 2 к концу рабочего хода равна

$$K = \frac{m_{\delta} \cdot v_{\delta}^2}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{\delta} \cdot q^2}{S^2} \quad (8)$$

После закрытия клапана ускорителя 6 боек 2 вместе с ускорителем 3 и клапаном ускорителя 6 полностью затормозится давлением встречного потока жидкости, и вся кинетическая энергия бойка перейдет в энергию сжатой жидкости, которая равна работе силы давления жидкости.

$$\frac{m_{\delta} \cdot v_{\delta}^2}{2} = \int_0^x F_{жс}(x) \cdot dx = \int_0^x p_y(x) \cdot S_y \cdot dx \quad (9)$$

где S_y – площадь поперечного сечения торца ускорителя; p_y – давления жидкости во время гидроудара; x – путь торможения бойка с ускорителем во встречном потоке жидкости.

Аналогично закону Гука для изменения линейного размера упругих тел (например стержня) под действием силы, относительное уменьшение объема сжимаемой жидкости $\frac{\Delta V}{V}$ связано с ее давлением зависимостью

$$\frac{\Delta V}{V} \cdot k = p_y(x) \quad (10)$$

$$\frac{\Delta V}{V} = \frac{S_y \cdot \Delta l}{S_y \cdot l_c} = \frac{\Delta l}{l_c} \quad (11)$$

где k – адиабатический модуль упругости жидкости; l_c – длина столба сжатой жидкости; Δl – величина сжатия столба жидкости.

Подставляем вместо соотношения объемов (11) соотношения длин в формулу (10) и, подставляя значение $p_y(x)$ из формулы (10) в формулу (9) получим

$$\frac{m_{\delta} \cdot v_{\delta}^2}{2} = \int_0^x k \cdot S_y \frac{\Delta l}{l_c} dx = \frac{k \cdot S_y}{l_c} \int_0^x \Delta l \cdot dx = \frac{k \cdot S_y}{l_c} \cdot \int_0^x x dx = \frac{k \cdot S_y}{l_c} \cdot \int_0^x x \cdot dx = \frac{k \cdot S_y}{l_c} \cdot \frac{1}{2} \cdot x^2$$

$$\frac{m_{\delta} \cdot v_{\delta}^2}{2} = \frac{k \cdot S_y \cdot x^2}{2l_c}$$

откуда

$$x = \sqrt{\frac{m_{\delta} v_{\delta}^2 \cdot l_c}{k \cdot S_y}} \quad (12)$$

В результате обратного воздействия сжатой жидкости на боек (гидроудар) с учетом потерь энергии гидроудара в конкретной конструкции, а также дополнительной энергии, переданной давлением жидкости в магистрали (за время гидроудара), боек 2 получит примерно такую же кинетическую энергию, как до гидроудара и, соответственно, такую же скорость но в обратном направлении. Однако этой скорости и кинетической энергии бойка 2 может быть не достаточно для разрушения крепких пород. Кроме того, из-за большого поперечного сечения торца ускорителя 3 (вся площадь внутри корпуса), скорость бойка 2 после гидроудара может быть больше, чем скорость поступления жидкости в сечении торца ускорителя 3 в камере высокого

давления А. Вследствие этого, может произойти отрыв торцевой стенки ускорителя от потока жидкости в трубопроводе и процесс кавитации. Для дальнейшего разгона бойка и предотвращения режима кавитации предусмотрен клапан ускорителя 6 в виде цилиндра, торцевая поверхность которого, хвостовик клапана 18, в камере высокого давления А значительно меньше торцевой поверхности ускорителя 3 и боек 2 продолжает разгоняться клапаном ускорителя 6. Сам ускоритель 3 после завершения гидроудара останавливается в упоре, пройдя расстояние x . Сам ускоритель 3 изготовлен из легких металлов (сплавов алюминия) и не имеет большой массы. Его столкновение с упором корпуса передает импульс на буровую коронку и ее зубцы, которые разрушая небольшие выступы породы (из-за недостатка энергии) фиксируются на поверхности забоя перед основным разрушающим ударом бойка. Дальнейший разгон бойка 2 продолжается путем вытеснения давлением жидкости хвостовика клапана 18 в камере высокого давления А до тех пор, пока боек 2 не достигнет требуемой скорости.

Расчет рабочего хода бойка ведется аналогично расчету обратного хода:

$$v_6 = v_0 t_1 + a_1 t_1 \quad a_1 = \frac{F}{m_1} \quad F = p \cdot S_k$$

где v_0 – скорость бойка после гидроудара (примерно равна скорости бойка до гидроудара); l_1 – путь бойка с клапаном ускорителя; a – ускорение рабочего хода бойка 2 и клапана ускорителя 6; t_1 – время движения бойка 2 и клапана ускорителя 6; S_k – площадь торца клапана ускорителя 6; m_1 – масса бойка 2 и клапана ускорителя 6; F – сила, действующая на боек 2 и клапан ускорителя 6 со стороны жидкости; p – давление жидкости в камере А высокого давления.

$$v_{жс} = \frac{q}{S_k} = v_6 \quad \frac{q}{S_k} - v_0 = a_1 \cdot t_1 \quad a_1 = \frac{p \cdot S_k}{m_1} \quad t_1 = \frac{q \cdot m_1}{S_k^2 \cdot p} - \frac{v_0 \cdot m_1}{p \cdot S_k}$$

$$l_1 = v_0 \cdot t_1 + \frac{a_1 t_1^2}{2} = \left(\frac{q \cdot m_1}{p \cdot S_k^2} - \frac{v_0 \cdot m_1}{p \cdot S_k} \right) \cdot v_0 + \left(\frac{q \cdot m_1}{p \cdot S_k^2} - \frac{v_0 \cdot m_1}{p \cdot S_k} \right)^2 \cdot \frac{p S_k}{2 m_1}$$

Таким образом, величина обратного хода $L_{обр.} = l_0 + x$, величина рабочего хода $L_{раб.} = l_1 + x$,

В случае, если величина $l_0 < l_1$, тогда ее увеличивают до величины l_1 , при этом конечная скорость бойка остается той же. В случае, если $l_0 > l_1$, тогда увеличивают длину клапана ускорителя и доводят l_0 до l_1 , при этом конечная скорость бойка так же остается без изменений.

Выводы. Решена проблема комплексного использования энергии потока жидкости, как в процессе гидроудара, так и в процессе нагнетания жидкости насосной установкой. Разработана новая конструкция погружного гидроударника двойного действия, которая комплексно использует энергию потока жидкости с последующим использованием ее для удаления продуктов

разрушения. Данная разработка позволяет увеличить эффективность бурения погружными гидроударниками в 2-2,5 раза по сравнению с выносными гидроударниками и в 1,5-2 раза по сравнению с существующими погружными гидроударниками. Разработанная конструкция погружного гидроударника двойного действия одинаково работоспособна при бурении вертикальных, горизонтальных и других скважин с произвольным углом наклона для пород любой крепости и рекомендуется для бурения скважин малого и среднего диаметра.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Різець кавітаційний для обертального буріння шпурів та свердловин у гірських породах середньої міцності : пат. 115203 UA / Васильев Л.М. та ін., № а 2016 08919; заявл. 19.08.2016; опубл. 25.09.17, Бюл. № 18. 6 С.
2. Красовський І.С. Пристрій для визначення сили удару при динамічних випробуваннях конструкцій // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. праць / ІГТМ НАНУ. Дніпропетровськ, 2016. № 129. С. 198 – 204.
3. Васильев Л.М., Демченко В.С. Параметры машин для вращательного бурения скважин малого диаметра : Монография. Днепропетровск : Лира, 2006. 47 С.
4. Жулай Ю.А. Гидродинамическая кавитация // Геотехническая механика: межвед. сб. науч. тр. / ИГТМ НАНУ. Днепропетровск, 2006. № 64. С. 142 – 149.
5. Пащенко О.А., Ганкевич В.Ф. Технологічні резерви зменшення енергоємності руйнування в умовах дії гідростатичного тиску // Збагачення корисних копалин: Наук.техн.зб., 2016 Вип.64(105) с.36-42.
6. Ганкевич В.Ф., Курнат Н.Л., Пащенко А.А., Кіба В.Я. О влиянии лазерного излучения на надежность режущего инструмента горных машин // Геотехнічна механіка: міжвід. зб. наук. праць / ІГТМ НАНУ. Дніпро, 2018. Вип.137, с.10-16.

REFERENCES

1. Vasilev L.M. [and others] (2017), *Rizets kavitatsiynui dlia obertalnogo burinnia shpuriv ta sverdlovyn u girskikh porodakh serednioi mitsnosti* [Cavitation cutter for rotary drilling of holes and wells in rocks of medium strength], Kyiv, UA, Pat. 115203 UA.
2. Krasovskiy I.S. (2016), "Device for determining the force of impact during dynamic tests of structures", *Geo-Technical Mechanics*, no. 129, Pp. 198 - 204.
3. Vasiliev L.M. and Demchenko V.S. (2006), *Parametry mashin dlia vrashchatelnogo bureniia skvazhin malogo diametra* [Parameters of machines for rotary drilling of small diameter wells], Lira, Dnipropetrovsk, UA.
4. Zhulay Yu.A. (2006), "Hydrodynamic cavitation", *Geo-Technical Mechanics*, no. 64, pp. 142 - 149.
5. Pashchenko O.A. and Gankevich V.F. (2016), "Technological reserves of energy exchange in the minds of a hydrostatic clutch", *Zbagachennia korysnykh kopalyn*, vyp. 64 (105), pp. 36-42.
6. Gankevich V.F., Kurmat N.L., Pashchenko O.A. and Kiba V.Ya. (2018), "On the effect of laser radiation on the reliability of the cutting tool of mining machines", *Geo-Technical Mechanics*, no. 137, pp. 10-16.

Об авторах

Назаров Александр Евгеньевич, аспирант в отделе управления динамическими проявлениями горного давления, Институт геотехнической механики им. М.С. Полякова НАН Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепр, Украина, al.nazarov@outlook.com

Ганкевич Валентин Феодосиевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, доцент кафедры инжиниринга и дизайна в машиностроении, Национальный технический университет «Днепропетровская политехника» (НТУ "ДП"), Днепр, Украина, gankevichv@nmu.org.ua

Пащенко Александр Анатольевич, директор Межотраслевого учебно-научного института непрерывного очно-дистанционного образования, кандидат технических наук, доцент кафедры нефтегазовой инженерии и бурения, Национальный технический университет «Днепропетровская политехника» (НТУ "ДП"), Днепр, Украина, pashchenkooa@nmu.one

Кіба Вячеслав Яковлевич, магистр, старший преподаватель кафедры теоретической и строительной механики, Национальный технический университет «Днепропетровская политехника» (НТУ "ДП"), Днепр, Украина

About the authors

Nazarov Aleksandr Yevhenovych, Doctoral Student in the Department of Pressure Dynamic Control in Rocks, Institute of Geotechnical Mechanics named by M. Poliakov NAS of Ukraine (IGTM, NAS of Ukraine), Dnipro, Ukraine, al.nazarov@outlook.com

Gankevych Valentyn Feodosiiovych, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Senior Researcher, Associate Professor of the Department of Engineering and Design in Mechanical Engineering, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine, gankevichv@nmu.org.ua

Pashchenko Aleksandr Anatoliiovych, Dnipro Polytechnic National Technical University, Director of the Interdisciplinary Educational and Scientific Institute of Continuing Full-time and Distance Education, Candidate of Technical Science (Ph.D.), Associate Professor of the Department of Oil and Gas Engineering and Drilling, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine, pashchenko.o.a@nmu.one

Kiba Viacheslav Yakovych, Master of Science, Senior Lecturer of the Department of structural and theoretical mechanics, National Technical University "Dnipro Polytechnic", Dnipro, Ukraine

Анотація. У статті розглядаються механізми для ударно-обертального буріння міцних гірських порід, зокрема заглибні гідроударники. Виконано огляд існуючих конструкцій гідроударників і вказані їх недоліки. Розглянуто вимоги, що пред'являються до гідроударників, і переваги заглибних гідроударників. Запропоновано новий спосіб поліпшення роботи гідроударників, який підвищує коефіцієнт їх корисної дії до 90-95%. Показана нова конструкція погрузного гідроударника подвійної дії, що реалізує новий спосіб його роботи. Зазначено, що перевага даної конструкції гідроударника полягає у тому, що гідроудар приймається максимально мож-можною площею деталі прискорювача, що займає весь поперечний переріз гідроударника, яка розташована перпендикулярно набігаючому потоку води. Це дозволяє максимально використовувати енергію гідроудару для первинного розгону бойка. Також конструкція гідроударника дозволяє виконати подальший розгін бойка до необхідної швидкості, використовуючи тиск і витрату води, створювані насосною установкою шляхом витіснення тиском рідини хвостовика клапана з камери високого тиску. Приведено докладний опис нової конструкції погрузного гідроударника подвійної дії на малюнках двох робочих положень його деталей. Описано процеси руху рідини і переміщення деталей погрузного гідроударника за один повний цикл його роботи. Наведено загальну методику математичних розрахунків геометричних параметрів даного погрузного гідроударника подвійної дії нової конструкції, зокрема величина ходу бойка, прискорювача і клапана прискорювача. Вказані переваги нової конструкції погрузного гідроударника і область його найбільш ефективного застосування. Таким чином, розроблена конструкція погрузного гідроударника подвійної дії дозволяє комплексно використовувати енергію потоку рідини з подальшим її використанням для видалення продуктів руйнування. Це дозволяє збільшити ефективність буріння зануреними гідроударниками в 2-2,5 рази у порівнянні з виносними гідроударниками, і у 1,5-2 рази в порівнянні з існуючими зануреними гідроударниками. Конструкція однаково працездатна при бурінні вертикальних, горизонтальних і інших свердловин з довільним кутом нахилу для порід будь-якої міцності і рекомендується для буріння свердловин малого та середнього діаметру.

Ключові слова: гідроударник, руйнування, буріння, свердловина, енерго-ємність, ударно-обертальне буріння.

Annotation. In the article, mechanisms for rotary-percussive drilling of hard rocks and submersible hydraulic hammers in particular are considered. The existing designs of hydraulic hammers are reviewed, and their disadvantages are specified. The requirements for hydraulic hammers and advantages of the submersible hydraulic hammers are considered. A new method for improving the performance of hydraulic hammers is proposed, which increases efficiency of hydraulic hammers up to 90-95%. A new design of a double-action submersible hammer is presented, which implements a new method of its operation. It is stated that advantage of this design of the hammer is that the shock is taken by maximum possible area of the accelerator part, which occupies the entire cross section of the hammer, and which is perpendicular to the oncoming water flow. This design allows using maximum of the hydroshock energy for the primary acceleration of the striker. Also, the designed hydraulic hammer makes it possible to further accelerate the striker to the required speed by using the water pressure and its flow rate created by the pump unit by way of displacing the valve liner out from the high-pressure chamber by the created liquid pressure. A detailed description of the new design of the double-action submersible hydraulic hammer is shown in the figures of working positions of its parts. Processes of fluid motion and movement of the details of the submersible hydraulic hammer for one full cycle of its operation are described. General methodology for the mathematical calculation of geometric parameters of the newly-designed double-action submersible hydraulic hammer is presented, in particular, stroke size of the striker, accelerator and accelerator valve. The advantages of the designed submersible hydraulic hammer and area of its most effective application are described. Thus, the double-action submersible hydraulic hammer makes it possible to comprehensively use energy of the fluid flow for removing destruction products as well. The design of the submersible hydraulic hammers increases drilling efficiency by 2-2.5 times in comparison with remote hydraulic hammers and by 1.5-2 times in comparison with existing submersible hydraulic hammers. This design is equally operable when drilling vertical, horizontal and other boreholes with arbitrary angle of inclination through the rocks of any hardness and is recommended for drilling boreholes with small and medium diameter.

Key words: hammer, destruction, drilling, borehole, power intensity, rotary-percussive drilling.

Стаття надійшла до редакції 15.02.2020

Рекоменовано до друку д-ром техн. наук С.П. Мінєєвим