

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОГРУЖНОГО ГИДРОУДАРНИКА МАЛОГО ДИАМЕТРА ДЛЯ БУРЕНИЯ ДЕГАЗАЦИОННЫХ СКВАЖИН

Наведено огляд існуючих гідроударників та запропоновано нову конструкцію гідроударника.

DIPPING HYDRAULIC HAMMMER PARAMETERS CHOICE FOR SMALL DEGASATION BORES

The paper presents review of existent hydraulic hammers and proposes the new parameters choice of hydraulic hammer.

Для добычи угля высоконагруженными лавами из выработок в различных направлениях необходимо бурить дегазационные скважины. Данные скважины имеют большую длину и их проходят в основном по горным породам. Известно, что стоимость погонного метра пробуренной скважины увеличивается с увеличением диаметра скважины. В связи с этим экономически целесообразно бурение скважины малого диаметра.

В ряде случаев, бурение дегазационных скважин необходимо производить по крепким горным породам, что невозможно выполнить существующим оборудованием вращательного бурения. Бурение по крепким горным породам осуществляется ударно-вращательным способом и соответствующим для этого буровым оборудованием. Механизмами для создания удара по буровому инструменту, в основном, являются ударные системы (ударные механизмы) – пневмоударники или гидроударники. Наиболее эффективно, с точки зрения к.п.д. передачи ударной энергии, ударно-вращательное бурение осуществляемое погружными пневмо- или гидроударниками, однако до настоящего времени в горной промышленности не существует погружных гидро- или пневмоударников для бурения скважин диаметром менее 50 мм. Создание погружного пневмо- или гидроударника малого диаметра существенно снизит стоимость буровых работ по крепким породам.

Перед началом разработки гидроударника малого диаметра были рассмотрены существующие конструкции гидроударников, которые бывают трех видов [1, 2].

1. Гидроударники прямого действия (ГПД).

Их характерной особенностью является то, что обратный ход бойка обеспечивается пружиной сжатия, а в некоторых схемах второй пружиной обеспечивается и обратный ход клапана. Недостатками данных конструкций является потеря энергии бойка при его разгоне, которая затрачивается на сжатие пружин, из-за чего для достижения необходимой энергии удара требуется увеличить давление воды, подаваемой в гидроударник и мощность насосной установки. Кроме этого, цикличная работа пружины с высокой частотой при-

водит к быстрому ее разрушению и необходимости ее замены, остановке работ и соответственно увеличению стоимости 1 метра пробуренных скважин. Еще одним недостатком существующих конструкций (ГПД) является так же небольшая (относительно поперечного сечения корпуса ударника) площадь клапана с запираемой им поверхностью бойка, на которую воздействует давление воды и разгоняет боек. В результате этого, для достижения требуемой энергии удара бойка необходимо большее давление воды.

Использование известных схем (ГПД) для малых диаметров приведет к значительному увеличению рабочего давления воды и применения мощных насосных установок, что совместно с необходимостью частой замены пружины делает их применение для скважин малого диаметра экономически невыгодным.

2. Гидроударники обратного действия (ГОД).

Их работа основана на том, что рабочий ход бойка обеспечивает пружина сжатия, которую предварительно сжимает давление подаваемой в гидроударник воды. Из-за небольшой энергии удара, ограниченной параметрами пружины данный тип ударников не применяется.

3. Гидроударники двойного действия (ГДД).

В этих гидроударниках как рабочий, так и холостой ход бойка осуществляется давлением воды. Такой принцип работы наиболее эффективен, так как не ограничивается параметрами пружин. В некоторых ГДД пружина применена для работы клапана, а в остальных схемах клапан заменяет дроссельное отверстие. Недостатками таких конструкций являются:

- сложность и телескопическая размещённость деталей для конструкций с подпружиненным клапаном, которая не позволяет разместить конструкцию в малом диаметре с учётом величины поперечного сечения деталей и по условиям их прочности для применяемых материалов;

- существенное уменьшение скорости и энергии удара бойка (для ГДД с дроссельным отверстием) из-за большого гидравлического сопротивления, вытесняемой бойком воды, проходящей через дроссельное отверстие в накопитель на этапе разгона бойка;

- небольшая площадь запорного клапана с торцевой поверхностью бойка, на которую воздействует давление воды для разгона бойка.

Для ударников малого диаметра с дроссельным отверстием необходимо значительно увеличить давление подаваемой рабочей жидкости, чтобы получить энергию удара необходимую для бурения крепких пород.

Таким образом, в результате анализов известных конструкций гидроударников было определено, что создать гидроударник малого диаметра с энергией и частотой удара необходимых для бурения крепких пород простым пропорциональным уменьшением деталей конструкций известных схем гидроударников невозможно. В связи с этим, актуальной является задача разработки функциональной схемы (далее схема) погружного гидроударника малого диаметра для бурения крепких горных пород и далее разработка его конструкции. При разработке новой схемы гидроударника учитывались также и

другие недостатки гидроударников:

- удар движущихся частей гидроударника (бойка и клапана) по корпусу, что существенно снижает срок службы самого ударника и буровых станков для его вращения и подачи;

- невозможность регулирования частоты и энергии ударов при постоянном давлении рабочей жидкости;

- недолговечность и ненадежность конструкций, и др.

Разработанная конструкция погружного гидроударника двойного действия малого диаметра (для скважин диаметром 43-46 мм) должна обеспечивать требуемые параметры по энергии и частоте ударов для бурения по крепким горным породам. Представленный на рис. 1 гидроударник состоит из корпуса, внутри которого закреплена направляющая при помощи фиксатора, боек с запорной втулкой на нем, наковальня, ускоритель и жёстко соединённый с корпусом упор с клапаном и регулировочным винтом.

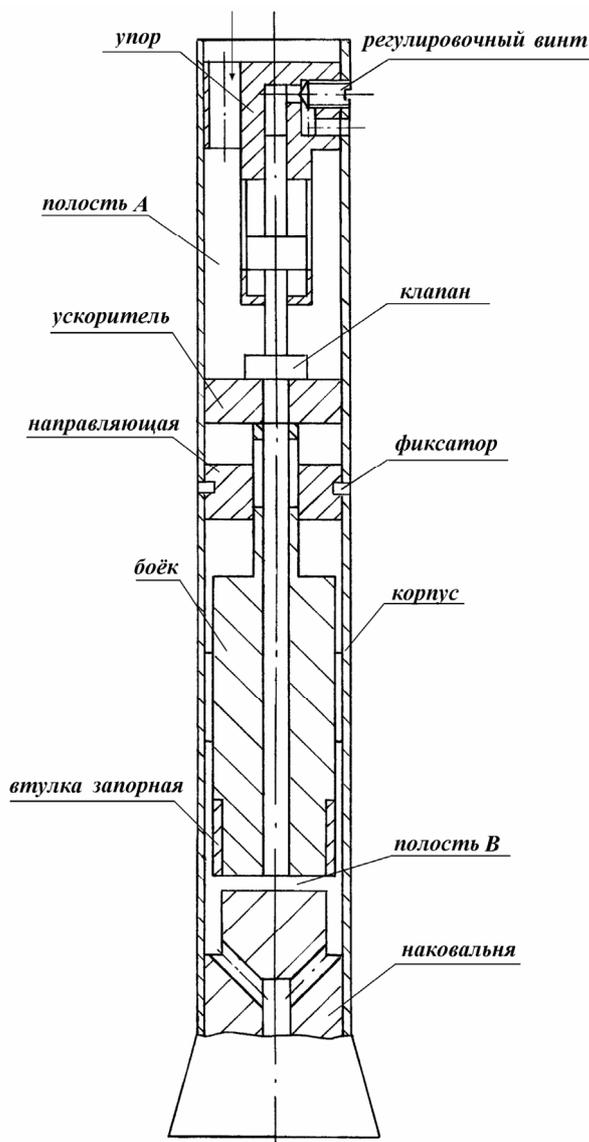


Рис. 1 – Схема гидроударника

Работа гидроударника осуществляется следующим образом: жидкость (вода) поступающая под давлением p в полость A через отверстия в упоре, прижимает клапан к ускорителю с бойком и разгоняет боёк до момента отсечки клапана. Клапан отсекается посредством его быстрого гидравлического торможения в полости упора. Далее боёк двигаясь по инерции наносит удар по наковальне, после чего запорная втулка на нём двигаясь по инерции перекрывает выход жидкости из ударника и таким образом обеспечивает давление жидкости поступающей в полость B под ударной поверхностью бойка и его движение в обратном направлении. Давление жидкости в гидроударнике приводит в движение клапан в направлении упора за счёт разности давлений между торцевой поверхностью его хвостовика (атмосферное давление через отверстия) и остальной поверхностью клапана за исключением поверхностей клапана уравновешенных давлением жидкости с противоположных сторон. Боёк, пройдя в обратном направлении заданное расстояние, захватывает запорную втулку и, перемещаясь далее, совместно с ней открывает выпуск жидкости из гидроударника. Давление жидкости под бойком падает и он совместно с ускорителем двигаясь по инерции догоняет клапан и стыкуется с ним перекрывая выход жидкости из ударника. Это приводит к повышению давления жидкости в полости A , торможению и остановке бойка с ускорителем и клапаном. Далее осуществляется их разгон в направлении наковальни и цикл повторяется.

Рассмотрим работу отдельных узлов и механизмов представленной схемы гидроударника.

1. Использование промежуточной детали – ускорителя между бойком и клапаном, увеличивает энергию удара бойка до максимально возможной для данного диаметра гидроударника.

Действительно, энергия удара бойка равна

$$E = \frac{mv^2}{2} = \int_0^x F_0 dx - \int_0^x F_c dx, \quad (1)$$

где F_0 - сила, обеспечивающая разгон бойка, F_c - сила сопротивления движению бойка.

$$F_0 = pS;$$

где p - давление в полости ударника; S – площадь ускорителя, используемая для разгона бойка;

Подставляя значение F_0 в формулу (1) получим

$$E = \frac{mv^2}{2} = \int_0^x pS dx - \int_0^x F_c dx$$

Поскольку $pS = const$ получим

$$E = pSx - \int_0^x F_{\bar{n}} dx. \quad (2)$$

Из последней формулы очевидно, что энергия удара бойка прямопропорциональна давлению p в полости A ударника, площади S на которую воздействует это давление и пройденному пути разгона x . Увеличение пути разгона увеличивает потери на сопротивление, поэтому, повышать энергию удара увеличивая путь разгона, нецелесообразно. Увеличение давления также не целесообразно, т.к. требует специальных насосных установок и большего расхода энергии. Исходя из этого, использование ускорителя в гидроударнике максимально увеличивает площадь бойка и обеспечивает передачу ему максимальной энергии удара. Движение бойка с ускорителем и клапаном описывается уравнением

$$M \frac{dv}{dt} = F_{\bar{a}} - F_c \quad (3)$$

где M – ускоряемая масса, равная; $F_{\bar{a}}$ – сила давления; F_c – сила сопротивления движению бойка.

$$M = m_{\bar{a}} + m_{\bar{e}} + m_{\bar{o}},$$

где $m_{\bar{o}}$ – масса бойка; $m_{\bar{y}}$ – масса ускорителя; $m_{\bar{k}}$ – масса клапана;

$$F_{\bar{a}} = pS_{\bar{a}}$$

где p – давление жидкости в полости A ; $S_{\bar{a}}$ – площадь, на которую действует давление жидкости для разгона бойка с ускорителем и клапаном;

$$F_{\bar{n}} = F_{\bar{o}} + F_{\bar{e}} + F_{\bar{r}},$$

где $F_{\bar{m}}$ – сила трения скольжения между движущимися деталями ударника с прослойкой воды между ними; $F_{\bar{n}}$ – лобовое сопротивление объекту, движущемуся в воде, $F_{\bar{n}}$ – сила противодействия воды, воздействующая на лобовые поверхности бойка, ускорителя и клапана, при вытеснении воды из полости гидроударника на этапе рабочего хода бойка.

$$F_{\bar{o}} = \mu \frac{v}{h} S_{\Sigma},$$

где $\mu = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ – динамическая вязкость воды при температуре 20°C ; v – скорость бойка с ускорителем и клапаном; h – зазор между движущимися де-

талями ударника; S_{Σ} – суммарная площадь боковой поверхности, которой соприкасаются движущиеся детали ударника;

$$F_{\dot{v}} = k \frac{\rho v^2}{2} S_{\dot{v}}$$

где k – коэффициент лобового сопротивления, в данном случае $k=1$; ρ – плотность воды; v – скорость бойка; S_{Σ} – суммарная площадь лобовой поверхности бойка, ускорителя и клапана.

$$F_{\dot{v}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} S_{\dot{v}}$$

где ξ – коэффициент сопротивления;

Подставляя значения сил в исходное уравнение, получим

$$M \frac{dv}{dt} = pS_{\dot{a}} - \mu \frac{v}{h} S_{\Sigma} - k \frac{\rho v^2}{2} S_{\dot{v}} - \xi \frac{\rho v^2}{2} S_{\dot{v}}$$

или, приведя подобные

$$\frac{dv}{dt} = \frac{pS_{\dot{a}}}{M} - \frac{\mu S_{\Sigma}}{hM} v - \frac{\rho S_{\dot{v}} (1 - \xi)}{2M} v^2. \quad (4)$$

Решив уравнение (2) относительно v получим зависимость скорости бойка от времени

$$v(t) = \frac{\sqrt{2 p S_{\dot{a}} \rho S_{\dot{v}} (1 - \xi) h^2 + \mu^2 S_{\Sigma}^2}}{\rho S_{\dot{v}} (1 - \xi) h} \cdot th \left[\frac{\sqrt{2 p S_{\dot{a}} \rho S_{\dot{v}} (1 - \xi) h^2 + \mu^2 S_{\Sigma}^2}}{2 M h} t + arth \left(\frac{\mu S_{\Sigma}}{\sqrt{2 p S_{\dot{a}} \rho S_{\dot{v}} (1 - \xi) h^2 + \mu^2 S_{\Sigma}^2}} \right) \right] - \frac{\mu S_{\Sigma}}{h \rho S_{\dot{v}} (1 - \xi)} \quad (5)$$

Далее, представив скорость бойка, как производную пути по времени получим дифференциальное уравнение

$$\frac{dx}{dt} = v(t). \quad (6)$$

Подставляя в него формулу (3) и интегрируя, получим зависимость пути, пройденного бойком на участке ускорения от времени

$$x(t) = \frac{2M}{\rho S_a (1-\xi)} \ln \left(\frac{ch \left(\frac{\sqrt{2\rho S_o \rho S_a (1-\xi)h^2 + \mu^2 S_\Sigma^2}}{2Mh} t + \operatorname{arth} \left(\frac{\mu S_\Sigma}{\sqrt{2\rho S_o \rho S_a (1-\xi)h^2 + \mu^2 S_\Sigma^2}} \right) \right)}{ch \left(\operatorname{arth} \left(\frac{\mu S_\Sigma}{\sqrt{2\rho S_o \rho S_a (1-\xi)h^2 + \mu^2 S_\Sigma^2}} \right) \right)} \right) - \frac{\mu S_\Sigma}{h\rho S_a (1-\xi)} t \quad (7)$$

Зная энергию удара, необходимую для бурения крепких пород (наиболее крепких из встречающихся в данной области), определяем необходимую скорость бойка из формулы $E = \frac{m_a v^2}{2}$.

$$v = \sqrt{\frac{2E}{m_a}} \quad (8)$$

Подставляя полученное по формуле (8) значение скорости в формулу (5), а также значения площадей деталей и рабочего давления воды, обеспечиваемого насосной установкой или шахтным водопроводом, получим время разгона бойка для получения необходимой энергии удара. Далее подставляя полученное значение времени в формулу (7), получим длину пути, необходимую для разгона бойка, что и определит, в основном, размеры конструкции гидроударника.

В заключение следует отметить, что разработанная схема решения позволяет успешно создать гидроударник малого диаметра с высокой энергией удара для бурения крепких горных пород.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ясов В.Г. Теория и расчет рабочих процессов гидроударника буровых машин. – М.: Недра, 1977. – с. 15-28.
2. Эпштейн Е.Ф., Ясов В.Г. Бурение скважин гидроударниками и пневмоударниками. – М.: Недра, 1977. – с. 79-88.