

Выводы

Анализ работы алмазных резцов однослойных коронок и выполненные расчеты показывают, что при бурении алмазы первого рабочего ряда сектора коронки испытывают сопротивление вдвое большее, чем остальные алмазы. Для уравнивания сил сопротивления на эти алмазы необходимо применение в первом рабочем ряду каждого сектора более крупных алмазов, установленных с одинаковым выпуском, или же уменьшать выпуск используемых в коронке алмазов одинакового размера для первого рабочего ряда. Кроме того, возможен вариант оснащения первого рабочего ряда более прочными алмазами по сравнению с остальными. Все это даст возможность обеспечить более равномерное нагружение и уменьшить износ алмазных резцов в процессе бурения.

У статті розглянуті питання уточнення моделі взаємодії алмазних різців з вибоєм свердловини при експлуатації одношарових алмазних бурових коронок.

Ключові слова: алмазні одношарові коронки, взаємодія з вибоєм свердловини.

The article reviews ways of refinement of the model of diamond cutter interaction with borehole bottom during operation of single-layer diamond drill bit.

Key words: single-layer diamond drill bit, interaction with borehole bottom.

Литература

1. Корнилов, Н. И., Буровой инструмент для геологоразведочных скважин: Справочник / Н. И. Корнилов, Н. Н. Бухарев, А. Т. Киселев и др. Под ред. Н. И. Корнилова. – М.: Недра, 1990. – 395 с.
2. Чихоткин, В. Ф. Исследование техники и технологии бурения геолого-разведочных скважин и разработка нового поколения алмазного породоразрушающего инструмента / В. Ф. Чихоткин. – М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 1997. – 241 с.
3. Соловьев, Н. В. Ресурсосберегающая технология алмазного бурения в сложных геологических условиях / В. Ф. Чихоткин, Р. К. Богданов, А. П. Загора. – М.: ОАО «ВНИИОЭНГ», 1997. – 332 с.
4. Зыбинский, П. В. Сверхтвердые материалы в геологоразведочном бурении: Монография / Р. К. Богданов, А. П. Загора, А. М. Исонкин. – Донецк: Норд-Пресс, 2007. – 244 с.
5. Цыпин, Н. В. Износостойкость композиционных алмазосодержащих материалов для бурового инструмента / Н. В. Цыпин. – К.: Наук. думка, 1983. – 191 с.

Поступила 06.07.11

УДК 622.24

А. А. Каракозов, канд. техн. наук, **С. Н. Парфенюк**, инж.

Донецкий национальный технический университет, г. Донецк, Украина

О ВЛИЯНИИ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СОПРОТИВЛЕНИЙ НА ВПУСКНОМ КЛАПАНЕ НА РАБОЧИЙ ЦИКЛ ГИДРОУДАРНИКА ДВОЙНОГО ДЕЙСТВИЯ С ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМ ПОРШНЕМ

В статье представлены результаты аналитических и экспериментальных исследований влияния гидравлических сопротивлений на впускном клапане на параметры рабочего цикла гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем.

Ключевые слова: гидроударник, гидравлические сопротивления.

Гидроударники двойного действия с дифференциальным поршнем достаточно широко применяются как при бурении скважин, так и при ликвидации прихватов бурового снаряда [1 – 3].

При анализе рабочего цикла гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем при рассмотрении хода бойка вниз обычно считают, что давление в верхней и нижней полости цилиндра гидроударной машины равны между собой, т.е. пренебрегают потерями давления на впускном клапане [3 – 6]. Поэтому при создании практических конструкций гидроударников для

бурения скважин вопросу влияния гидравлических сопротивлений на впускном клапане на протекание рабочего цикла и на энергетические параметры устройства уделяется мало внимания.

При разработке гидроударника диаметром 108 мм для бурения гидрогеологических скважин на этапе стендовых испытаний выявилось несоответствие между расчётными и фактическими значениями скорости бойка. Детальный анализ показал, что единственным объяснением этого факта могут быть повышенные потери давления на впускном клапане, обуславливающие значительное снижение силы, действующей на боёк при его ходе вниз, а, следовательно, и снижение скорости бойка.

Схема размещения впускного клапана в клапанной коробке гидроударника исходной конструкции показана на рис. 1 а. При этом тарелка клапана центрируется в вертикальной расточке клапанной коробки. По этой схеме жидкость при открытии впускного клапана протекала через него только по щелям, образующимся на контакте клапана с радиальными каналами клапанной коробки, общей площадью 192 мм².

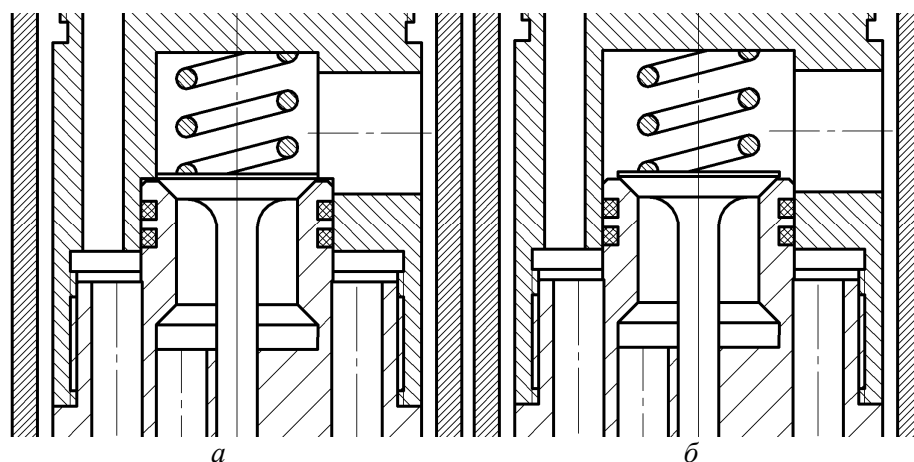


Рис. 1. Расположение впускного клапана в клапанной коробке гидроударника: а – исходная конструкция; б – конструкция со сниженными гидравлическими сопротивлениями

Для снижения гидравлических сопротивлений предполагалось увеличить диаметр расточки таким образом, чтобы жидкость перетекала через впускной клапан гидроударника по всему периметру его тарелки (рис. 1 б). При этом клапан относительно своего седла центрируется только за счёт штока. Эта мера позволяет увеличить площадь сечения потока через клапан до 360 мм², что почти вдвое превышает площадь потока в исходной конструкции.

Моделирование течения жидкости через впускной клапан гидроударника, проведенное для обеих схем, показывает следующее. Уже при подаче жидкости 180 л/мин перепад давления на клапане, а, следовательно, и разница давлений в нижней и верхней полости цилиндра для исходной конструкции составляет около 0,8 МПа, а при увеличенной площади проходного сечения – около 0,35 МПа (рис. 2).

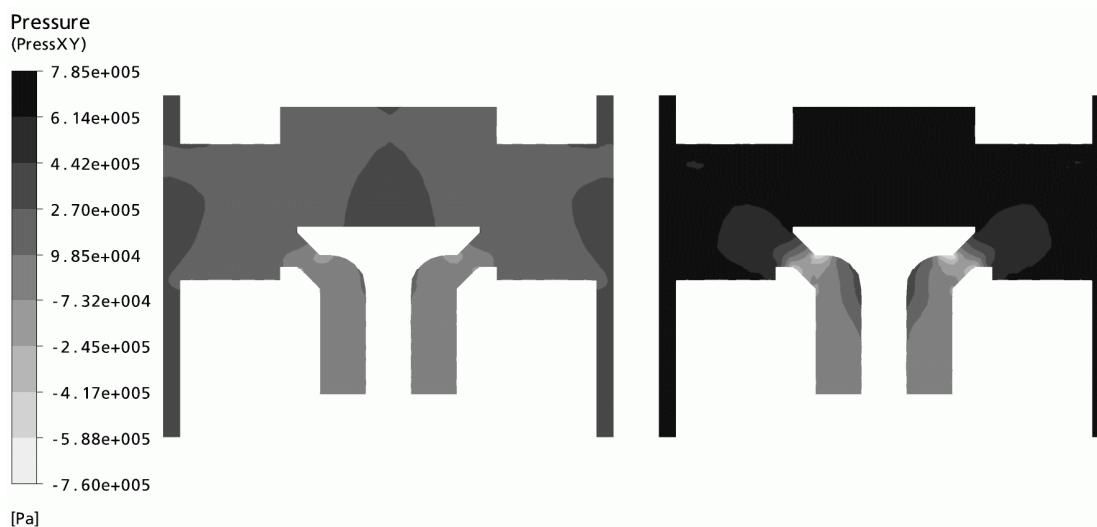


Рис. 2. Результаты моделирования течения жидкости через впускной клапан: слева – поле давлений для конструкции с увеличенным сечением потока, справа – для исходной конструкции

Поскольку при разгоне бойка на ходе вниз используется схема дифференциального поршня, то при рабочем давлении 3 МПа среднее усилие, разгоняющее боёк на рабочем ходе, составляет для данной конструкции 2,2 кН (46% от теоретической величины 4,7 кН) для исходной схемы и 3,6 кН (76% от теоретической величины) для схемы с уменьшенными гидравлическими сопротивлениями, т.е. усилие возрастает примерно в 1,65 раза (однако не достигает теоретического значения).

Результаты моделирования дают основания предположить о правильности принятого решения по увеличению площади потока через впускной клапан гидроударника. Однако для окончательной проверки результатов моделирования проведены экспериментальные работы по определению скорости бойка гидроударника на протяжении рабочего цикла для обеих схем обтекания клапана. Осциллограммы снимались при одинаковом рабочем давлении, при этом расход жидкости в случае новой схемы был выше на 5-8%.

По осциллограммам, приведенным на рис. 3, видно, что уменьшение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволило увеличить максимальную скорость бойка на ходе вниз в 1,75 раза (2,1 м/с против 1,2 м/с).

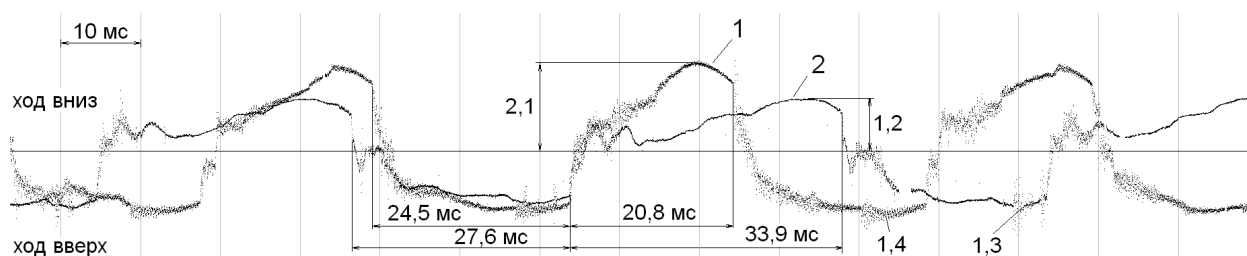


Рис. 3. Сравнение осциллограмм рабочих циклов гидроударников: 1 – после увеличения сечения потока; 2 – для исходной конструкции

При этом продолжительность цикла уменьшилась с 61,5 мс до 45,3 мс, что привело к увеличению частоты ударов с 16,3 до 22,1 Гц (в 1,36 раза). Таким образом, снижение гидравлических сопротивлений на впускном клапане позволило значительно улучшить энергетические показатели гидроударника.

Выводы

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости обязательного учёта гидравлических сопротивлений на впускном клапане при описании рабочего цикла гидроударника двойного действия. Гидравлические сопротивления на впускном клапане могут существенно (на 25-50%) снизить усилие, разгоняющее боёк на ходе вниз, а, соответственно, и энергетические показатели гидроударника. Поэтому в процессе проектирования гидроударных машин этого типа необходимо стремиться к минимизации гидравлических сопротивлений, причём оценку их величины достаточно проводить путём численного моделирования течения жидкости в клапанной коробке методом конечных элементов.

У статті представлені результати аналітичних і експериментальних досліджень впливу гідрравлічних опорів на впускному клапані на параметри робочого циклу гідроударника подвійної дії з диференціальним поршнем.

Ключові слова: гідроударник, гідрравлічні опори.

The article presents the results of studies of the effect of hydraulic resistance on the inlet valve on the parameters of work cycle of double-acting down the hole hydraulic hammer with a differential piston.

Key words: hydraulic hammer, hydraulic resistance.

Литература

1. Коломеец А. В. Предупреждение и ликвидация прихватов в разведочном бурении. – М.: Недра, 1985. – 226 с.
2. Применение погружных автономных установок для однорейсового бурения подводных скважин / О. И. Калиниченко, А. В. Коломеец, Е. В. Квашин и др. // Техн. и технол. геол.развед. работ; орг.пр-ва. Обзор. – М.: ВИЭМС, 1988. – Вып. 2. – 46 с.
3. Калиниченко, О. И. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе / О. И. Калиниченко, П. В. Зыбинский, А. А. Каракозов. – Донецк: «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.

4. Неудачин, Г. И. Теоретический анализ работы гидроударных механизмов / Г. И. Неудачин, А. В. Коломоец, В. Г. Абатуров // Труды МИНХиГП. – 1967. – № 63. – С. 19–25.
5. Калиниченко О. И., Русанов В. А., Рязанов А. Н. Методика проектирования конструктивных и рабочих параметров забойных гидроударных машин. // Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые. Межвуз. научн. темат. сб. – Екатеринбург, 1993. – с. 97-102.
6. Калініченко О. І., Каракозов А. А. Вибійні бурові машини. – Донецьк: ДонДТУ, 1997. – 125 с.

Поступила 14.07.11

УДК 622.24.05

А. М. Исонкин, канд. техн. наук

Институт сверхтвердых материалов им. В. Н. Бакуля НАН Украины, г. Киев

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ АДГЕЗИОННО-АКТИВНЫХ СВЯЗОК В КАЧЕСТВЕ МАТЕРИАЛА МАТРИЦ АЛМАЗНЫХ БУРОВЫХ КОРОНОК

Приведены результаты исследований возможности эффективного использования адгезионно-активных связей в качестве материала матриц алмазных буровых коронок.

Ключевые слова: буровая коронка, матрица, адгезионно-активная связка.

Работоспособность алмазных буровых коронок существенно зависит от способности металлической связки их матриц прочно удерживать алмазы и противостоять абразивному воздействию частиц шлама разрушенной горной породы. При этом отмечается прямая связь между прочностью закрепления алмазов в матрице алмазного абразивного инструмента и его эксплуатационными показателями [1–3].

Эффективное использование алмазного породоразрушающего инструмента затрудняется тем, что его работоспособность изменяется в зависимости от условий применения. Это объясняется, с одной стороны, сложной зависимостью износостойкости композиционного алмазосодержащего материала матрицы от физико-механических свойств и соотношения его структурных составляющих, с другой – различием абразивных свойств горных пород, режимов изнашивания и главным образом динамического воздействия инструмента на горную породу [4; 5].

Большинство фирм производят алмазный буровой инструмент с широкой гаммой матриц различной твердости, что позволяет добиться его оптимальной износостойкости при бурении в породах различной степени абразивности и прочности [6].

Некоторые исследователи считают, что твердость матрицы только косвенно служит критерием оценки качества изготовления (пропитки, спекания) инструмента. Конкретные критерии оценки свойств матрицы, кроме твердости и рекомендуемых областей применения, в нормативно-технической документации не отражены.

Использование положений термодинамики сложных систем с применением в качестве критериев оценки таких понятий, как активационный барьер и энтропия, позволяет применить новый подход к анализу износостойкости буровых коронок. В этом случае поверхность матрицы буровой коронки может рассматриваться как открытая термодинамическая система, которая обменивается с внешней средой веществом, энергией и энтропией. Можно считать, что микроповреждаемость рабочей поверхности коронки происходит тогда, когда в локальном объеме на ее рабочей поверхности достигается критическая плотность внутренней энергии, накопленной при предельной деформации металлической связки абразивными частицами шлама разрушенной горной породы.

Период времени до достижения критического значения энтропии рабочей поверхности коронки существенно зависит от конструктивных особенностей и технологических параметров инструмента:

$$[S] = S_0 + \int_0^{\tau} S(t) dt \quad (1)$$