

УДК 622.24

А.В. Шадрина, Л.А. Саруев, А.А. Казанцев

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РАСПРОСТРАНЕНИЯ ВОЛН
ДЕФОРМАЦИЙ ПО БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЕ
И ПАРАМЕТРОВ БУРОВЫХ АГРЕГАТОВ
НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ВРАЩАТЕЛЬНО-УДАРНОГО
БУРЕНИЯ СКВАЖИН МАЛОГО ДИАМЕТРА
ИЗ ПОДЗЕМНЫХ ГОРНЫХ ВЫРАБОТОК**

Выявлено, что интенсификация бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок возможна с использованием новой конструкции бурильной колонны. Разработанная методика технико-экономического анализа конструкции буровых агрегатов позволит определять оптимальные их параметры, что обеспечит повышение производительности.

Ключевые слова: бурильная колонна, вращательно-ударный способ бурения, скважина малого диаметра, волна деформации, ниппельное соединение труб, производительность бурения.

Семинар № 22

Производительность буровых работ как показатель эффективности производства, характеризует объем разрушенной породы в расчете на единицу используемых ресурсов, факторов производства.

Скважины малого диаметра (40–80 мм) в породах средней твердости и выше с высокой производительностью можно бурить машинами вращательно-ударного действия с мощными ударными механизмами, расположенными вне скважины с независимым от ударного механизма вращением колонны бурильных труб. Такие буровые агрегаты, к сожалению, пока не нашли достаточно широкого применения при всей очевидности их преимущества перед существующей техникой бурения при эксплуатационной разведке месторождений полезных ископаемых, при бескерновом бурении или бурении с отбором шлама.

К преимуществам скважин малого диаметра можно отнести значительно меньшие энергозатраты на разруше-

ние пород, наибольшие механические скорости бурения за счет сокращения площади забоя и соответствующего объема разрушаемой породы; меньшую металлоемкость инструмента: коронок, бурильных труб (штанг); меньший расход промывочной жидкости; снижение запыления проходческих выработок.

Проходка таких скважин в твердых породах до некоторого времени, осуществлялась, в основном, погружными пневмоударниками [1, 2, 3]. Так в связи с производственной необходимостью в ИГД СО РАН в 2005 г. впервые в отечественной и зарубежной практике был разработан погружной пневмоударник АШ45 для бурения скважин диаметром 45 мм глубиной до 20 м [13]. Однако, сами создатели отечественных погружных пневмоударников (Н.Н. Есин и др.) [8] считают, что создать высокопроизводительный и надежный пневмоударник диаметром менее 75 мм практически невозможно из-за технических трудностей.

Идея научного исследования состоит в обосновании потенциальных возможностей применения вращательно-ударного способа бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок при эксплуатационной разведке месторождений цветных и благородных металлов, а также перспективных в настоящее время урановых месторождений.

Как известно, вращательно-ударный способ разрушения горных пород представляет собой комбинацию двух основных механических способов – ударного и вращательного. При этом вращающийся буровой инструмент внедряется в породу под действием осевой нагрузки P_o , а также ударов, наносимых с помощью специальных механизмов с определенной частотой $f_{уд}$. При этом происходят процессы смятия, раздавливания, скалывания, резания и истирания породы [6, 7].

Процесс передачи импульсных нагрузок на забой носит волновой характер. При нанесении удара по колонне бурильных труб формируется волна деформации (напряжений, силовой импульс) [9], которая при распространении по бурильным трубам и прохождении через резьбовые соединения изменяет форму, трансформируется, а ее энергия частично рассеивается. При этом в буровом инструменте формируются поперечные волны, которые не создают продольного внедрения коронки, необходимого для разрушения породы. Кроме того, в процессе распространения волны деформации через соединение возможен их нагрев и даже разрушение за счет сил неупругого сопротивления. На рис. 1 представлены фрагменты разрушенных бурильных труб с наружным диаметром 33,5 мм, выполненных без высадки вовнутрь, в



Рис. 1. Фрагменты разрушенных бурильных труб с наружным диаметром 33,5 мм

результате бурения разведочных скважин диаметром 46–49 мм из подземных горных выработок на руднике «Рубцовский» (Алтайский край).

В целом совершенствование машин вращательно-ударного действия (повышение производительности) может идти в двух направлениях [5]:

- 1) по пути улучшения конструкции и качества бурильных машин и породоразрушающего инструмента;
- 2) по пути увеличения эффективности передачи энергии силовых импульсов к породоразрушающему инструменту (ПРИ).

Современные бурильные машины имеют энергию удара и момент вращения в несколько раз больше, по

сравнению с прежними образцами [4]. Это предъявляет более высокие требования к прочности бурового инструмента, воспринимающего и передающего ударные и крутильные нагрузки от буровой машины к разрушаемой горной породе (ГП).

В научном исследовании решаются следующие вопросы:

1. Определение рациональных геометрических параметров бурильных труб, способствующих лучшей передаче энергии силового импульса к ПРИ. Буровой инструмент с точки зрения распространения продольных волн представляет собой фильтр низких частот с полосой пропускания, определяемой частотой запираания. Установлена зависимость эффективной передачи энергии импульса по участкам колонны бурильных труб постоянного сечения от частотных характеристик силовых импульсов и геометрических параметров труб: увеличение наружного радиуса и уменьшение относительной толщины стенки приводит к уменьшению частоты запираания бурового инструмента.

2. Разработана конструкция соединительного элемента бурильных труб, при которой ниппель находится полностью внутри соединяемых труб (рис. 2) [10]. Такая конструкция имеет свои преимущества и недостатки. Наличие одного стыка между бурильными трубами благоприятно способствует передаче нагрузки непосредственно

от трубы к трубе. Следует отметить, что здесь многое зависит от качества поверхности торцов: шероховатости их поверхности, отсутствия микротрещин и т.д., а также отсутствия значительных изгибающих нагрузок на ниппель, за счет нежесткой связи ниппеля с трубой, способствует увеличению долговечности работы соединения. Однако в данной конструкции затруднено четкое фиксирование ниппеля относительно трубы, то есть при развинчивании соединения ниппель необязательно будет оставаться с одной определенной бурильной трубой.

При нанесении удара бойком перфоратора по торцу хвостовика силовой импульс формирует волну деформации в продольном и радиальном направлениях, резьбовые части труб испытывают напряжение сжатия, при этом соединительный элемент (ниппель) растягивается и, находясь внутри труб не испытывает каких-либо нагрузок. Таким образом, циклические нагрузки сжатия-растяжения не приводят к разрушению соединительного элемента.

Преимущество предлагаемого резьбового соединения заключается в отсутствии концентраторов напряжений, вызывающих разрушение соединительного элемента в процессе бурения, что установлено в результате проведенных ранее исследований.

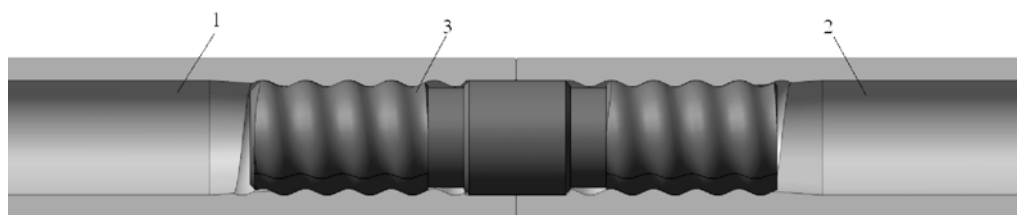


Рис. 2. Ниппельное соединение с буртиком и проточками в бурильных трубах:

1, 2 – бурильные трубы, 3 – ниппель

Параметры бурильных труб и резьбовых соединительных элементов

№ п/п	Тип соединения	Размеры муфт и ниппеля		Размеры труб			Тип резьбы
		диаметр, мм	длина, мм	наруж. диаметр, мм	внутр. диаметр, мм	длина, мм	
1	Ниппельное, А	25,5	122	33,5	24	1300	Круглая КП 25×12
2	Муфтовое, Б	42	120	32	8	1200	Круглая КП 31×12
3	Муфтовое, В	52	170	40	16	1000	Круглая КП 38×12

Авторами были проведены исследования зависимости средней силы неупругого сопротивления в резьбовом соединении от величины приложенного крутящего момента для различных соединений бурильных труб (табл.) (рис. 3).

Установлено, что при повышении крутящего момента интенсивность роста средней силы неупругого сопротивления для соединения В значительно выше, чем для соединений А и Б. Причем для ниппельного соединения наблюдается максимум этой силы при крутящем моменте около 150 Нм. Это объясняется особенностью силового нагружения контактов резьбы данного соединения, а также направлением поперечных деформаций резьбовых участков труб при прохождении импульса или приложении внешней силы сжатия. В ниппельном соединении поперечная деформация резьбовых участков бурильных труб направлена от соединительного элемента, а в муфтовых – к соединительному элементу.

Когда витки круглой резьбы бурильной трубы при завинчивании крутящим моментом T наезжают на витки круглой резьбы соединительного элемента (ниппеля), то кроме осевых сил добавляются радиальные силы, которые растягивают бурильные трубы в радиальном направлении. При этом происходит снижение усилия контактного взаимодействия вит-

ков круглой резьбы за счет относительного скольжения их в направлении продольной оси бурильных труб. Последнее объясняет появление экстремума зависимости силы неупругого сопротивления $F_{н.с.}$ от крутящего момента T , который для ниппельного соединения с круглой резьбой радиусом закругления витков резьбы 5,6 мм, высотой 1,75 мм и шагом 12,7 мм составляет около 150–160 Н·м.

В свою очередь снижение силы неупругого сопротивления при относительном смещении витков резьбы в процессе распространения через соединение волны деформации сокращает потери энергии силовых импульсов, соединение практически не нагревается.

3. Исследование максимальных напряжений в соединительных элементах бурильных труб.

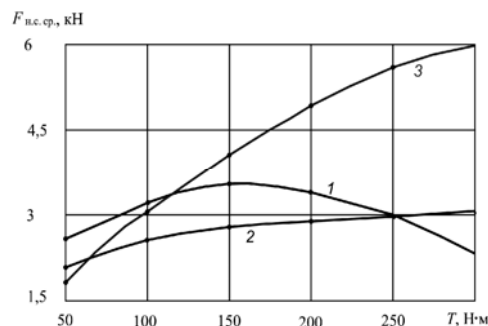


Рис. 3. Зависимость средней силы неупругого сопротивления $F_{н.с.ср.}$ от крутящего момента T : 1 – ниппельное (тип А); 2 – муфтовое (тип Б); 3 – муфтовое (тип В)



Рис. 4. Бетонный блок с искусственными скважинами

Разработанная методика расчета максимальных напряжений в элементах соединений труб при вращательно-ударном способе бурения скважин малого диаметра позволяет выбирать параметры соединений, при которых достигаются минимальные потери энергии и амплитуды силовых импульсов, что приводит к повышению эффективности использования мощности бурильной машины.

Оригинальность экспериментального исследования состоит в использовании искусственных скважин [11]. Всего было задействовано три бурильных трубы применительно к колоннам труб диаметром 32, 33,5 и 40 мм. В условиях, максимально приближенных к производственным, показано, что потери энергии силовых импульсов по колоннам бурильных труб в скважинах глубиной 25–30 метров составляют 25–35 % (в зависимости от конструкции колонны труб, формы и массы бойка, а также режима нагружения колонны бурильной машиной). Результат относительного изменения амплитуды силы, энергии и длительности силового импульса по мере его распространения по колонне бурильных труб представ-

лен в относительных единицах, то есть показывает, как меняется значение соответствующего параметра на данном участке по сравнению с его значением в начале колонны [9, 11].

Использование новой конструкции колонны труб с ниппельными соединениями, позволило получить сравнительно высокий коэффициент передачи энергии удара и успешно бурить не только восходящие, но и относительно глубокие (до 50 м) нисходящие скважины малого диаметра благодаря улучшению условий очистки их от бурового шлама за счет постоянного наружного диаметра. Применение ниппельной колонны трубе соединительного элемента позволяет снизить диаметр бурения до минимума, что приводит к эффективному расходованию производственных мощностей.

Результаты проведенных исследований [10] показывают возможность эффективного применения таких труб (в том числе и труб диаметрами 43, 55 мм) и в геологоразведочном бурении.

Процесс бурения скважин малого диаметра из подземных горных выработок машинами вращательно-ударного действия предполагает три составляющих элемента: бурильную машину, технологию бурения и забой. Ключевым элементом в этой системе является бурильная машина, параметрами которой, главным образом, определяется эффективность бурения. Конструктивные, технологические и экономические параметры образуют совокупность входных и выходных переменных этого элемента системы. Количество их значительно, а степень влияния на эффективность различна, в связи с чем возникает задача их оптимизации, поэтому необходима методика, которая бы позволила на стадии проектирования установить условия и факторы, определяющие уровень эконо-

мичности машины, формирование их влияния и взаимосвязь.

В настоящее время выбор конструкции станков производится еще недостаточно обоснованно, часто интуитивно, в связи с отсутствием теоретических разработок, открывающих перспективы их дальнейшего развития. Усилия конструкторов и изобретателей, главным образом, направлены на достижение высоких скоростей бурения и к.п.д. бурильных машин. Вопросу сокращения удельных затрат времени на вспомогательные операции, которые достигают часто 30–50 %, уделяется мало внимания. Исследованию зависимости производительности бурильных машин от различных факторов посвящено значительное количество работ (О.Д. Алимов, Г.А. Шаумян, Б.Ф. Скаф, Д.Н. Маликов, В.И. Дусев, Л.А. Вуккерт, С.Г. Калошин, Б.М. Радищев, А.П. Саммель, А.В. Топчиев, В.И. Солод, Ю.В. Грабов, В.А. Акулов, Л.И. Старков, В.Ф. Щербинин, И.Ф. Медведев). Общность этих исследований состоит в том, что авторы единодушно признают большое влияние на производительность вспомогательных операций и с различной степенью полноты пытались отразить это. Проведенный анализ исследований показывает, что многочисленные исследования в области производительности бурильных машин касались в основном влияния скорости бурения на производительность, а вспомогательные операции учитывались лишь в общем виде и не увязывались с работой привода. Считалось, что производительность машин можно увеличить беспредельно, если иметь соответствующий рабочий инструмент и достаточное количество энергии. На самом же деле производительность при улучшении параметров механического бурения после заметного повышения приближается к некоторому пределу, и дальнейшее улучше-

ние этих параметров не дает существенных изменений, так как при этом потери на вспомогательные операции остаются постоянными. Авторы, которые исследовали влияние вспомогательных операций на производительность и в своих рекомендациях предлагали уменьшать некоторые из них, не указывают, каким образом это делать. Как не указывается и то, какие параметры машины или ее привода в первую очередь и до каких значений надо изменять, чтобы обеспечить максимальный прирост производительности. Глубокий анализ и выявление возможности сокращения времени вспомогательных операций для бурильных машин с различными типами приводов не проводились.

Заключение

1. Бурение веера скважин малого диаметра вращательно-ударным способом глубиной до 50 м из подземных горных выработок может быть эффективно при эксплуатационной разведке месторождений цветных, благородных металлов, а также перспективных урановых месторождений.

2. При проектировании новых соединений бурильных труб необходимо руководствоваться следующими правилами:

- по возможности исключать конструктивные элементы: лыски, пазы, буртики, применять гладкие трубы;
- делать плавные переходы поперечного сечения бурильных труб и их соединений, чтобы избежать отражения волн;
- снижать высоту профиля резьбы соединений;
- увеличивать жесткость резьбовых частей труб и контактов витков резьбы и снижать жесткость соединительного элемента.

3. На разработанные конструкции новых ниппельных соединений получе-

но 4 патента на полезную модель и разработана конструкторская документация.

4. Разработанная методика выбора рациональных параметров буровых агрегатов, представленная в виде программного продукта, позволит при заданных начальных условиях определить такие значения переменных параметров (например, длина трубы), которые бы удовлетворяли условию максимума производительности при огра-

ниченных приведенных затратах и себестоимости погонного метра скважины на основе такого критерия, как средняя продолжительность вспомогательных операций. Кроме того, данная методика предполагает наличие дополнительных показателей эффективности, которые могут выступать ограничениями: относительный вес бурового агрегата и удельная мощность его приводов [12].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Бабаянц Г.М., Попов Б.А., Николаев И.И., Гаспарян С.Г.* Создание пневматических перфораторов нового поколения // Горный журнал. – 2003. – № 2. – С. 52–54.
2. *Борисенко А.Е., Щербина В.Н., Супрун А.К.* Пневматические бурильные головки // Горный журнал. – 1999. – № 10. – С. 47 – 48.
3. *Горнопроходческие машины и комплексы: Учеб. для вузов / Л.Г. Грабчак, В.И. Несмотряев, В.И. Шендеров, Б.Н. Кузовлев.* – М.: Недра, 1990. – 336 с.
4. *Емшанов А.А.* Alpha 330 – новый буровой горный инструмент компании SANDVIK // Горная промышленность. – 2006. – № 1. – С. 32 – 34.
5. *Климентов М.Н., Федоренко И.Н., Экдышман А.С.* Совершенствование техники и технологии бурения скважин ударно-вращательным способом // Горный журнал. – М., 2004. – № 5. – С. 28–31.
6. *Сулакшин С.С.* Способы, средства и технология получения представительных образцов пород и полезных ископаемых при бурении геологоразведочных скважин: учебное пособие / С.С. Сулакшин. – Томск: Изд-во НТЛ, 2000. – 284 с.
7. *Сулакшин С.С.* Разрушение горных пород при бурении скважин: учебное пособие / С.С. Сулакшин. – Томск: Изд-во ТПУ, 2004. – 136 с.
8. *Чугунов В.Д. и др.* Вращательно-ударное бурение скважин малого диаметра. – М.: Цветметинформация, 1969.
9. *Шадрина А.В.* Динамические процессы в колонне труб при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок: монография / Шадрина А.В., Саруев Л.А., Саруев А.Л. – Томск: Изд. ТПУ, 2009. – 175 с.
10. *Шадрина А.В., Казанцев А.А., Саруев Л.А., Саруев А.Л.* Ниппельное соединение буровых штанг. – Патент на полезную модель РФ № 79926 от 20.01.2009 по заявке № 2008130004 с приоритетом от 21.07.2008 г.
11. *Шадрина А.В., Саруев Л.А.* Экспериментальная оценка передачи энергии силовых импульсов по колоннам буровых штанг с использованием искусственных скважин / Материалы научной конференции, посвященной 50-летию кафедры бурения ИГНД ТПУ, 2004, С. 207–211.
12. *Шадрина А.В., Саруев А.Л., Саруев Л.А., Казанцев А.А.* Методика исследования технико-экономической эффективности машин для бурения подземных скважин малых диаметров // Известия Томского политехнического университета, 2008. – № 1. Науки о Земле. – С. 55–58.
13. <http://www.misd.nsc.ru/about/results/> «Важнейшие результаты исследований ИГД СО РАН в 2005 г». **ИИЛБ**

Коротко об авторах

Шадрина А.В. – кандидат технических наук доцент Института геологии и нефтегазового дела Томского политехнического университета, avshadrina@rambler.ru

Саруев Л.А. – доктор технических наук, профессор кафедры Томского политехнического университета, levsaruev@sibmail.com

Казанцев А.А. – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры Горношахтного оборудования Механико-машиностроительного факультета Юргинского технологического института, ytitpu@tpu.ru

