

Технология и техника геологоразведочных работ

УДК 622.233.63

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМА ФОРМИРОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ИМПУЛЬСОВ ДЛЯ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД ПРИ БУРЕНИИ

Д.В. Федин, А.В. Шадрин, Л.А. Саруев

Томский политехнический университет
E-mail: dvf_87@mail.ru

Представлены исследования гидроимпульсного механизма, используемого в машинах вращательно-ударного действия для интенсификации бурения скважин. Определены зависимости изменения амплитуды и энергии силовых импульсов от длины и диаметра рукава высокого давления, а также от изменения инерционной массы и усилия пневмоподатчика гидроимпульсного механизма.

Ключевые слова:

Бурение, импульс, рукав высокого давления, разрушение горной породы.

Key words:

Drill, pulse, high pressure hose, destruction of rock.

В настоящее время для проведения геологоразведочных работ велика потребность в скважинах малого диаметра (40...70 мм). При проходке таких скважин в породах средней твердости и выше часто применяют машины вращательно-ударного действия, которые используются при бурении скважин из подземных горных выработок: при бескерновом бурении породоразрушающим инструментом малого диаметра на месторождениях с достаточно изученным геологическим разрезом, а также при детальном разведочном бурении с отбором шлама.

Прогрессивным направлением в развитии машин и механизмов вращательно-ударного действия является создание силовых импульсных систем с гидравлическим приводом. Исследования вращательного бурения режущим инструментом с наложением на него высокоэнергетических упругих колебаний показали возможность в 2...2,5 раза интенсифицировать процесс разрушения горных пород, в 1,5...2 раза повысить износостойкость режущего инструмента, на 2...3 категории крепости пород по шкале проф. М.М. Протодьяконова расширить область эффективного применения вращательного бурения скважин при повышении производительности труда на 40...70 % [1].

Применение гидроимпульсного механизма в буровых установках способствует интенсификации

разрушения за счет снижения динамических характеристик прочности горной породы.

Учитывая эти обстоятельства, разработан гидроимпульсный силовой механизм (рис. 1), который может быть использован вместо ударных узлов бурильных машин вращательно-ударного действия, либо в качестве источника высокоэнергетических направленных упругих колебаний для бурильных машин вращательного действия [2].

В данном устройстве для формирования силовых импульсов можно выделить два колебательных контура. Первый колебательный контур – гидропульсатор – 1, создающий колебания давления жидкости, второй – жидкость – 2, находящаяся в замкнутом объеме, – активная масса – 4 с корпусом гидроцилиндра – пневмоподатчик – 3.

Потенциальная энергия сжатого воздуха в пневмоподатчике, разгоняя активную массу, переходит в ее кинетическую энергию. Активная масса, действуя на замкнутый объем жидкости, преобразует свою кинетическую энергию в потенциальную энергию деформированного рукава высокого давления – 7. Деформация рукава высокого давления будет продолжаться до тех пор, пока не израсходуется вся кинетическая энергия массы. Вынужденные колебания данной системы обеспечиваются работой гидропульсатора.

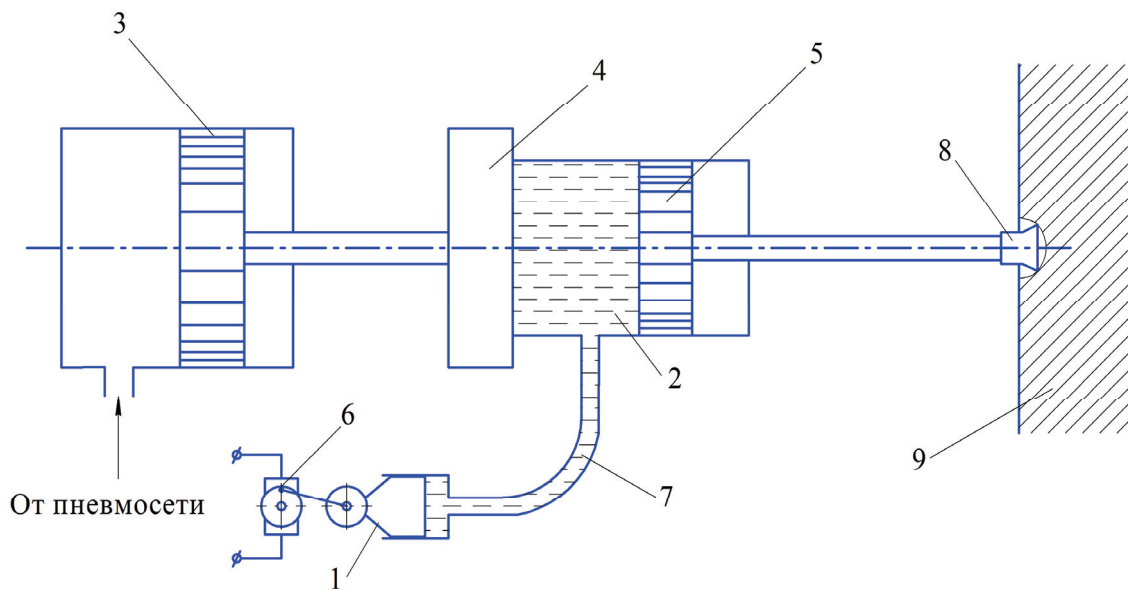


Рис. 1. Принципиальная схема гидроимпульсного силового механизма: 1) гидропульсатор; 2) замкнутый объем жидкости; 3) подающее устройство (пнеumoподатчик); 4) активная масса с гидроцилиндром; 5) поршень гидроцилиндра с хвостовиком колонны бурильных труб; 6) электродвигатель; 7) рукав высокого давления; 8) породоразрушающий инструмент; 9) горная порода

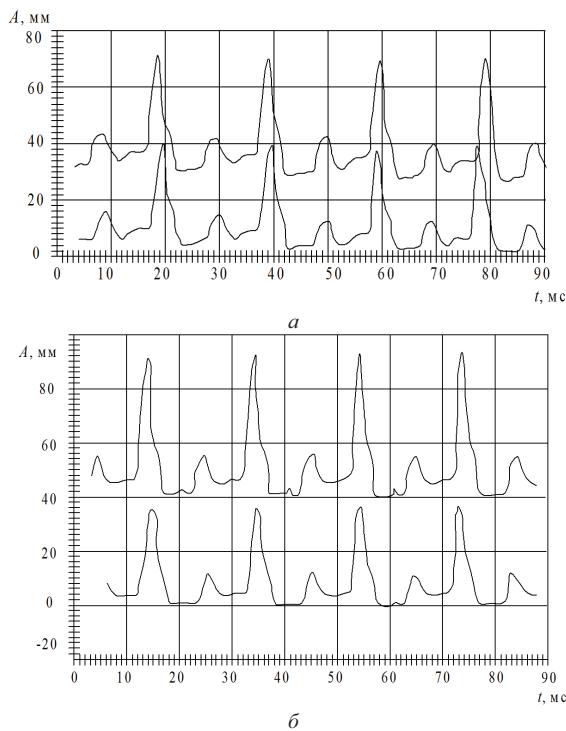


Рис. 2. Осциллограммы силовых импульсов: а) рукав высокого давления $D=16$ мм, $L=2,5$ м; б) рукав высокого давления $D=20$ мм, $L=0,95$ м. Верхний луч – усилие в бурильной трубе, нижний луч – давление в силовом гидроцилиндре

Импульсы давления жидкости формируются следующим образом. При работе гидропульсатора плунжер периодически выталкивает жидкость в замкнутый объем, создавая дополнительное давление в гидроцилиндре и рукаве высокого давления (рис. 1). Благодаря наличию рукава, обладаю-

щего нелинейной характеристикой изменения давления p от относительного изменения объема V , во втором колебательном контуре синусоидальными колебаниями плунжера создаются импульсы давления жидкости, которые воздействуют на поршень и торец гидроцилиндра. Из-за малой упругости пневмопружины по сравнению с жидкостью происходит раскачка гидроцилиндра с активной массой. При движении массы на забой и наличии режима работы системы, близкого к резонансному, создаются импульсы давления жидкости, которые через поршень и бурильную трубу передаются на забой.

Для исследования влияния длины L и диаметра D рукава высокого давления на параметры формируемых силовых импульсов были проведены экспериментальные исследования. Были использованы рукава высокого давления с внутренним диаметром 10, 12, 16 и 20 мм и длиной от 0,67 до 4,5 м. Опыты проводились при вынужденной частоте гидропульсатора 25 и 50 Гц.

Как видно на осциллограмме, рис. 2, а, при диаметре рукава высокого давления 16 мм и длине 2,5 м амплитуда усилия в бурильной трубе достигала 65 мм (117 кН), а при диаметре рукава высокого давления 20 мм и длине 0,95 м (рис. 2, б) – 85 мм (153 кН). Эксперименты показали, что увеличение длины рукава и уменьшение его диаметра приводит к снижению амплитуды, а соответственно и энергии силового импульса в бурильной трубе (рис. 2). Чем больше длина рукава высокого давления, соединяющего гидропульсатор с силовым гидроцилиндром, тем больше абсолютное увеличение объема этого рукава и меньше относительное изменение объема при постоянных параметрах гидропульсатора. То есть с увеличением длины рука-

ва снижается амплитуда формируемого импульса давления жидкости в силовом гидроцилиндре, а, соответственно, и силового импульса в бурильной трубе. С уменьшением диаметра рукава повышается его объемная жесткость, но в тоже время увеличивается сопротивление пульсациям потока жидкости, что также приводит к снижению амплитуды и энергии силовых импульсов.

Активная масса изменялась в пределах от 30 до 270 кг, усилие подачи от 0 до 12 кН. Экспериментальные зависимости амплитуды импульса силы в бурильной трубе от усилия подачи и активной массы представлены на рис. 3.

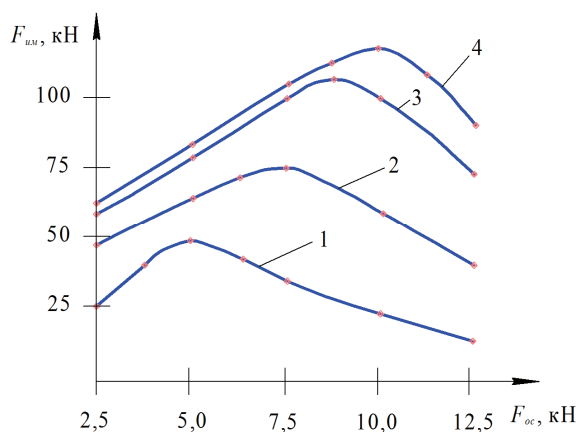


Рис. 3. Зависимость импульса от усилия подачи при объеме шланга $V=434 \text{ см}^3$ ($D=20 \text{ мм}$, $L=1,45 \text{ м}$); 1-4) при активной массе 30, 70, 110 и 230 кг соответственно

Наличие экстремальных значений величины силовых импульсов можно объяснить проявлением резонансных свойств системы (рис. 4). Опыты показали, что данная система устойчиво работает в зарезонансной зоне при сдвиге фаз между ходом плунжера пульсатора и активной массы $120...150^\circ$.

Задаваясь значением активной массы и частотой вынужденных колебаний плунжера гидропуль-

сатора, можно рассчитать среднюю жесткость системы, а затем подобрать соответственно жесткость пневмо- и гидропружины. Согласно экспериментам за счет изменения частоты вынужденных колебаний можно добиться существенного улучшения параметров силовых импульсов применительно к разрушению горных пород (рис. 5).

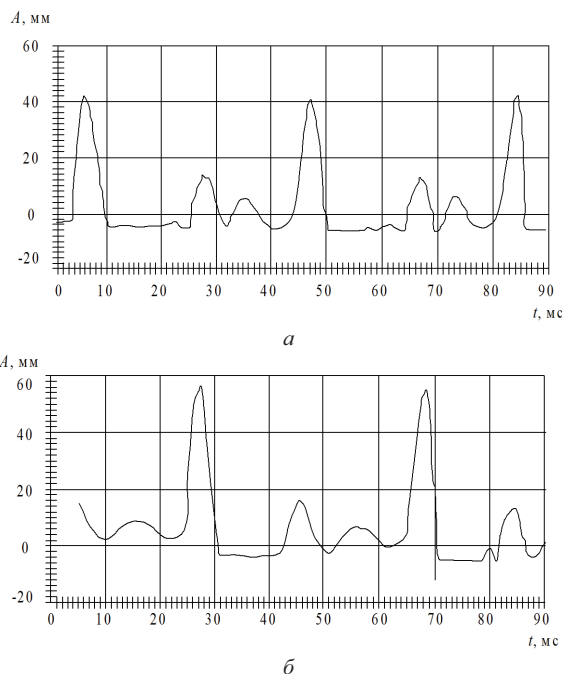


Рис. 5. Зависимость амплитуды силовых импульсов A от времени t при усилие, создаваемом пневмопоршневым податчиком: а) 9,4; б) 11,75 кН; рукав высокого давления $D=20 \text{ мм}$, $L=1,16 \text{ м}$

Известно, что для более полного использования энергии W силового импульса в процессе разрушения горной породы он должен иметь относительно пологий передний фронт и резко ниспадающий задний [6]. Гидроимпульсный силовой механизм

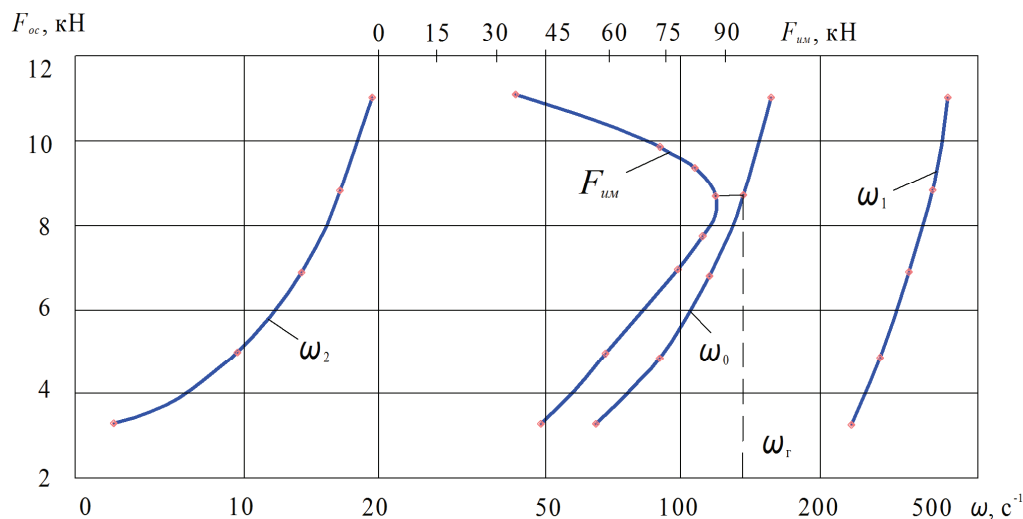


Рис. 4. Зависимости собственных частот колебаний нелинейной системы ω_0 , гидропружины ω , пневмопружины ω_2 и силовых импульсов $F_{им}$ от осевого усилия пневмоподатчика $F_{ос}$ (ω_r – частота генератора колебаний – гидропульсатора)

формирует импульсы по форме более близкие к идеальным в отличие от обычных ударных механизмов бурильных машин. Энергия силовых импульсов, полученных на опытной установке (рис. 6), соответствует энергии удара современных буровых агрегатов [7].

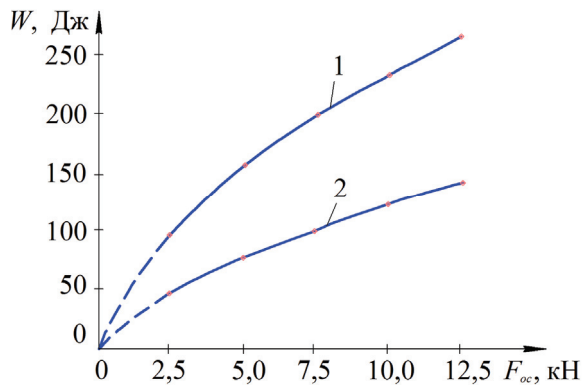


Рис. 6. Зависимость энергии силовых импульсов от усилия подачи при активной массе 230 кг. Объем рукава высокого давления: 1) 265; 2) 515 см³

В процессе экспериментальных исследований перепад давления ΔP в силовом гидроцилиндре превысил 12 МПа (с 0,5...0,7 до 13 МПа) при длине и диаметре рукава высокого давления $L=1,16$ м, $D=20$ мм, вынужденной частоте гидропульсатора $\omega_2=50$ Гц и объеме жидкости, вытесняемой плун-

жером гидропульсатора в замкнутую полость $\Delta V=18$ см³. Данный эксперимент является первым опытом в исследовании формирования импульсов безбойковым гидроимпульсным механизмом.

Выводы

Экспериментально установлено, что амплитуда и энергия силового импульса в бурильной трубе с увеличением длины рукава высокого давления снижается. С уменьшением диаметра рукава повышается его объемная жесткость, но увеличивается сопротивление пульсациям, что также приводит к снижению амплитуды и энергии силовых импульсов.

Определена зависимость влияния активной массы и осевого усилия пневмоподатчика на величину силовых импульсов. Увеличение активной массы гидроимпульсного механизма и усилия подачи способствуют повышению энергии силовых импульсов. Установлено, что нарастание осевого усилия пневмоподатчика имеет предел, при достижении которого происходит падение силы импульса.

Работа подготовлена при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009–2013 гг. Наименование и регистрационный номер проекта: «Исследование взаимодействия силовых импульсов в буровом инструменте и массиве горных пород при бурении шпуров и скважин из подземных горных выработок», ГК 2.445С2010 от 03.09.2009 г.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шадрин А.В., Саруев Л.А., Саруев А.Л. Динамические процессы в колонне труб при вращательно-ударном бурении скважин малого диаметра из подземных горных выработок. – Томск: Изд-во ТПУ, 2009. – 175 с.
2. Саруев Л.А., Казанцев А.А. Разработка и исследование гидромеханической системы формирования силовых импульсов в стале штанг для интенсификации вращательного бурения // Известия Томского политехнического университета. – 2008. – Т. 313. – № 1. – С. 75–78.
3. Станок для бурения скважин в подземных условиях: пат. на ПМ 71369 Рос. Федерация. № 2007130179/22; заявл. 06.08.07; опубл. 10.03.08, Бюл. № 7. – 3 с.
4. Ударный узел станка ударно-вращательного бурения: пат. на ПМ 79923 Рос. Федерация. № 2008129996/22; заявл. 21.07.08; опубл. 20.01.09, Бюл. № 2. – 3 с.
5. Ударный узел станка ударно-вращательного бурения: пат. на ПМ 79924 Рос. Федерация. № 2008130002/22; заявл. 20.01.09; опубл. 20.01.09, Бюл. № 2. – 3 с.
6. Алимов О.Д., Дворников Л.Т. Бурильные машины. – М.: Машиностроение, 1976. – 295 с.
7. Липин А.А., Танайно А.С., Тимонин В.В. Современные погружные машины для бурения скважин. Горная техника: Каталог-справочник. – СПб.: ООО «Славутич», 2006. – С. 116–123.

Поступила 21.11.2011 г.