

© А.О. Ігнатов¹, І.К. Аскеров¹

¹Національний технічний університет «Дніпровська політехніка», Дніпро, Україна

ВИВЧЕННЯ МОЖЛИВОСТЕЙ ЗАСТОСУВАННЯ УДАРНИХ ІМПУЛЬСІВ ПРИ СПОРУДЖЕННІ СВЕРДЛОВИН

© A. Ihnatov¹, I. Askerov¹

¹Dnipro University of Technology, Dnipro, Ukraine

STUDY THE POSSIBILITIES OF APPLICATION IMPACT PULSES IN CONSTRUCTION OF WELLS

Мета. Аналіз теоретичних основ, конструктивних схем та методики розрахунку техніко-технологічного супроводження операцій бурового циклу за використання динамічних ударних імпульсів, з метою інтенсифікації руйнівних процесів на вибої споруджуваної свердловини.

Методика дослідження. Лабораторні дослідження особливостей функціонування пристроїв генерування ударних імпульсів виконано із застосуванням сучасних методів експериментальних досліджень, методик обробки результатів досліджень у середовищі EXCEL, MATHCAD, контрольно-вимірювальних приладів (манометри, витратоміри) і матеріалів. Протікання свердловинних циркуляційних та руйнівних технологічних процесів моделювалось на експериментальних свердловинах навчального бурового полігону Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» із застосуванням бурового верстату ЗІФ-650М та бурової установки УКБ-4П, а також відповідного основного бурового і допоміжного інструменту.

Результати дослідження. Сформульовані теоретичні і практичні основи процесу роботи генераторів ударних імпульсів – бурових гідроударників. Детальним аналізом конкретних робіт і досліджень показана перспективність розробки методів гідроударного буріння, ефективних як з позицій механіки руйнування, так і енергоємності вказаного процесу. Встановлена необхідність визначення фізичної суті явищ, які відбуваються в гідроударних бурових машинах на різних етапах їх складного робочого циклу. Вивчені засадничі принципи механізму функціонування гідроударних пристроїв з виведенням найважливіших аналітичних залежностей, що характеризують їх робочий процес.

Наукова новизна. Висока ефективність ударно-обертального способу буріння полягає в значній величині швидкості прикладення руйнівного навантаження, яке за використання гідроударних машин піддається варіюванню в широких межах.

Практичне значення. Розглянуто теоретичні засади та створено кардинально нові конструктивні схеми виконання пристроїв генерування ударних імпульсів (гідроударників), використання яких забезпечить сталість процесу поглиблення вибою свердловини з високою мірою продуктивності і економічності; крім того, можливе органічне застосування означених пристроїв в технологічних схемах ліквідації свердловинних ускладнень.

Ключові слова: спорудження свердловин, буріння, промивальна рідина, гірська порода, гідроударник, механічна швидкість, вибій, робочий цикл, тиск, конструктивна схема.

Вступ. Неможливо собі уявити жодного процесу пошуку, розвідки та експлуатації родовищ корисних копалин (незалежно від їх промислової приналеж-

ності) без необхідності спорудження бурових свердловин [1]. Останні є тим єдиним засобом та інструментом, які дозволяють за відносно невеликі часові терміни і фінансові витрати отримати майже максимум геологічної, геохімічної, геофізичної та геотехнологічної інформації про конкретний поклад, і, разом з тим, за прогнозної необхідності, одночасно створити надійний експлуатаційний канал для видобування корисного компонента. Проте, якщо розглянути означення питання комплексно, можемо бачити наступне: широкий діапазон геолого-технічних умов розробки родовищ, складність системи побудови свердловини – як інженерної споруди, майже непередбачуваність прояву окремих властивостей гірського масиву при порушенні його відносного рівноважного стану, високий ступінь технологічності та надзвичайність якості виконання операцій бурового циклу створюють передумови для формування достатньо значного, за капіталомісткістю, списку витрат на будівництво кожної окремої свердловини (відповідно до її функціональної ознаки) [2].

Потрібно також зазначити, що генезис родовищ, а також порядок їх відроблення, диктують вимоги щодо створення індивідуальної сітки розробки покладу, найголовнішим фактором якої є споруджувані свердловини в необхідній і обґрунтованій мінімальній кількості [3]. Через вказану обставину, досить часто доводиться стикатися із необхідністю будівництва значної кількості свердловин, вимоги до конструкції яких є однозначними, і такими, що не допускають жодних порушень свого техніко-технологічного оформлення та експлуатаційного режиму.

Актуальність досліджень. Способи руйнування гірського масиву при бурінні свердловин можна класифікувати [4], окрім іншого, також за величиною швидкості докладання руйнівного навантаження, яке, в залежності від походження джерела активної енергії, повинно і може допускати своє варіювання в широкому діапазоні значимих величин. Вказане (величина швидкості докладання руйнівного навантаження) є тим основним фактором, реалізовані раціональні значення якого будуть сприяти значному підвищенню механічної швидкості поглиблення свердловини, та, загалом, продуктивності бурових робіт. Зазначимо також і те, що інтенсифікація операцій поглиблення вибою свердловини може бути досягнута шляхом удосконалення інших факторів, що супроводжують процеси руйнування гірського масиву [1].

Теоретично і практично доведене наступне [5]: максимально продуктивна робота вибійних механізмів та самого породоруйнівного інструменту залежить, насамперед, від додержання для них раціональних значень режимних параметрів процесу буріння, зокрема частоти обертання, величини подачі промивальної рідини, осьового навантаження для нього тощо. Позаяк бурова справа характеризується неодмінним і безперервним зростанням глибин свердловин та складності гірничо-геологічних умов їх проведення, передавання на вибій свердловини необхідних величин осьового навантаження, через низку різноманітних факторів, стає дедалі складним завданням.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Той спосіб буріння [6], при якому руйнування породи на вибої свердловини здійснюється

шляхом завдання ударів по породоруйнівному інструменту, що безперервно обертається, отримав назву ударно-обертального, реалізація якого в свердловинах досягається за рахунок застосування спеціальних вибійних бурових машин – гідроударників; вони дозволяють продуктивно генерувати удари цілком визначеної, конструктивно і технологічно регульованої сили та частоти. Принцип дії гідроударника заснований на перетворенні гідравлічної енергії замкнутого потоку краплинної рідини в механічну енергію руху його виконавчого вузлу – ударника (бойка) [7]. Гідроударники бувають занурюваними і незанурюваними; вказані машини можна віднести до гідромеханічних імпульсних систем з рухливим ударником (бойком), який здійснює періодичні релаксаційні коливання за рахунок спрямованого використання енергії бурової промивальної рідини, що через спеціальний регулюючий пристрій (клапан) періодично поступає від поверхневого насоса.

Значна кількість розроблених і використовуваних гідроударних машин пояснюється, окрім іншого, різноманіттям груп призначення свердловин та широкою гамою геолого-технічних умов їх спорудження [8]. Перераховане саме і визначає коло експлуатаційно-технологічних вимог до ударних бурових машин: необхідність створення таких імпульсів на вибійний породоруйнівний інструмент, що забезпечують об'ємне руйнування гірського масиву; можливість використання промивальної рідини в якості енергоносія [9]; відсутність вагомого впливу на енергетичні показники пристрою коливань витрати промивальної рідини; забезпечення сталої динамічної роботи із зростанням глибини свердловин. Тут слід зазначити, що відомі гідравлічні машини продукування ударних імпульсів мають такі спільні недоліки: надмірна складність конструктивного втілення та взаємодії окремих виконавчих елементів; інерційність руху ударника (бойка), що є результатом необхідності взаємодії відповідних механізмів; складність виготовлення та конструктивного поєднання окремих деталей, а також їх значна чисельність; недостатній ступінь гідравлічної досконалості і технологічності схем регулювання енергетичних і режимних параметрів.

Мета статті – полягає в аналізі теоретичних основ, конструктивних схем та методики розрахунку техніко-технологічного супроводження операцій бурового циклу за використання динамічних ударних імпульсів, з метою інтенсифікації руйнівних процесів на вибої споруджуваної свердловини, та адаптації відповідних технічних засобів до конкретних гірничо-геологічних умов.

Обґрунтування вживання і опис вибраної автором методики. Лабораторні дослідження особливостей функціонування пристроїв генерування ударних імпульсів виконано із застосуванням сучасних методів експериментальних досліджень, методик обробки результатів досліджень у середовищі EXCEL, MATHCAD, контрольно-вимірювальних приладів (манометри, витратоміри) і матеріалів [10]. Протікання свердловинних циркуляційних та руйнівних технологічних процесів моделювалось на експериментальних свердловинах навчального бурового полігону Національного технічного університету «Дніпровська політехніка» із застосуванням бурового верстату ЗІФ-650М та бурової установки УКБ-4П, а також відповідного основного бурового і допоміжного інструменту.

Аналітичні дослідження вибійних руйнівних процесів проводилися із застосуванням широко випробуваної для вирішення відповідних інженерних завдань послідовності таких операцій: формулювання завдання і складання розрахункової схеми досліджуваного об'єкту; розробка математичної та фізичної моделей, що описують та відтворюють характер досліджуваних операцій та циклів; вибір раціонального способу рішення поставлених завдань; рішення основних математичних залежностей процесу з максимальним використанням обчислювального експерименту; проведення адекватних теорії лабораторних досліджень; аналіз отриманих результатів і формулювання тотожних висновків.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для адекватного розрахунку найважливіших енергетичних показників і конструктивних параметрів гідравлічних машин загалом [11], і бурових гідроударників зокрема, а також для обґрунтування раціональної технології їх свердловинної експлуатації необхідно знати суть робочих циркуляційних процесів, що відбуваються на окремих фазах руху ударника (бойка). Крім вказаного, необхідно також мати чітку уяву про передумови і закономірності формування ударних імпульсів, іншими словами знати сутність залежності між енергією одиничного удару, частотою нанесення ударів, перепадом тиску, ударною потужністю, коефіцієнтом корисної дії (ККД) ударної системи та витратою бурової промивальної рідини і конструктивними параметрами ударника [7].

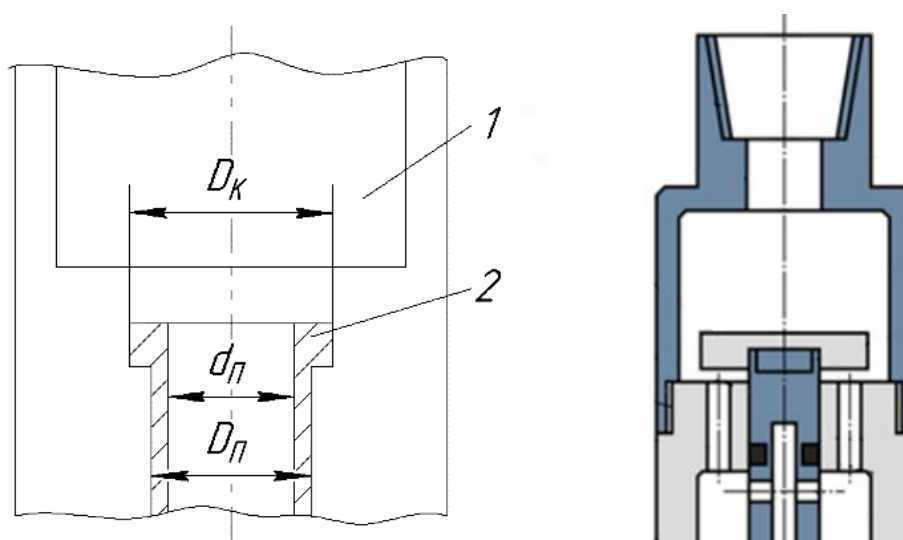


Рис. 1. Схема клапанно-поршневої групи гідроударного пристрою: 1 – ударник (бойок); 2 – клапан

Представляється допустимим дещо укрупнено, але без жодних втрат в точності аналітичного трактування, розглянути запропоновані фахівцями кафедри нафтогазової інженерії та буріння НТУ «Дніпровська політехніка» конструкції гідравлічних ударників як машин, що перетворюють енергію потоку рідини в механічну енергію ударника (бойка) з урахуванням явища гідравлічного удару в напірному трубопроводі [12].

Згідно розрахункової моделі і схеми клапанно-поршневої групи розглядуваних машини (див. рис. 1), рух коливальної системи описується наступною системою рівнянь:

$$m_1 \ddot{x}_1 = -z_1(h_1 + x_1) - C_{31} \dot{x}_1 + G_1 - x_1 p \operatorname{sign} \dot{x} + \left[\left(\frac{1}{2} p - p_3 \right) f - p f_1 \right] + F_{кб} - F_{01}, \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -z_2(h_2 + x_2) - C_{32} \dot{x}_2 + G_2 + \left[p f_2 + \left(\frac{1}{2} p + p_3 \right) f \right] - F_{кб} - F_k + F_{02}, \quad (2)$$

де

$$f_2 = \frac{\pi}{4} d;$$

$$f_1 = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_{II}^2);$$

$$f = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_{II}^2);$$

$$p_3 = 0,45 p;$$

$$s = \frac{\pi}{4} D_{II}^2;$$

$$s = \frac{\pi}{4} D_{II}^2.$$

Причому, для рівнянь руху та їх рішень приймаємо наступні основні умовні позначення: m і G – приведені маса і вага ударника (бойка); z і h – жорсткість і початкове підтискання пружини ударника (бойка); s – площа ударника (бойка); s_{II} – площа підвідного поперечного перерізу трубопроводу (бурильних труб); s_B – площа відвідного поперечного перерізу трубопроводу; x , \dot{x} , \ddot{x} – відповідно поточні координати, швидкість і прискорення ударника (бойка) на фазі розгону; u , \dot{u} , \ddot{u} – відповідно поточні координати, швидкість і прискорення ударника (бойка) на фазі зворотного ходу; t – поточний час; T – період коливального циклу ударника (бойка); x_k – хід клапана; x_y – хід ударника (бойка); x_B – вільний хід ударника (бойка); Q , ρ – витрата і густина робочої (бурової промивальної) рідини; $V_T = Q/s_{II}$ – середня швидкість рідини в підвідному трубопроводі; V_y – швидкість зіткнення ударника (бойка) з ковадлом; c – швидкість поширення ударної хвилі в рідині трубопроводу; $\kappa_1 = 1 - 2$ – коефіцієнт, що враховує зниження тиску у відвідному трубопроводі.

Згідно розрахунковій моделі (рис. 2), площа ударника (бойка) визначається діаметром D_{II} , тобто розмірами власне клапана. Загальний аналіз рівнянь (1) і (2) показує, що рух клапана, особливо при малій відстані від ударника (бойка), багато в чому визначається площею, f_1 , тобто площею буртика клапана, відповідно до цього $F_{кб}$, F_k , F_{02} , F_{01} – сили взаємодії відповідно клапана з ударника (бойка), ударника (бойка) з ковадлом і верхнім обмежувачем.

Ударник (бойок) на стаціонарному режимі рухається в такій послідовності: фаза розгону, фаза удару, фаза холостого ходу і фаза простою. Тривалість фази простою є функцією параметрів руху клапана.

Таким чином, характеристика проєктованих машин за енергією одиничного удару буде визначатися масою ударника (бойка) і швидкістю коливальної системи в кінці фази розгону, а частота ударів і перепад тиску в гідравлічних ударних машинах будуть багато в чому залежати від особливостей переміщення клапана.

Період циклу

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_y, \quad (3)$$

де t_1 – тривалість фази розгону на шляху x_0 (перша фаза); t_2 – час вільного ходу клапана на шляху $x_0 = x_k - x_0$ (друга фаза); t_3 – час холостого ходу клапана (третя фаза); t_y – час удару клапана об нижній обмежувач.

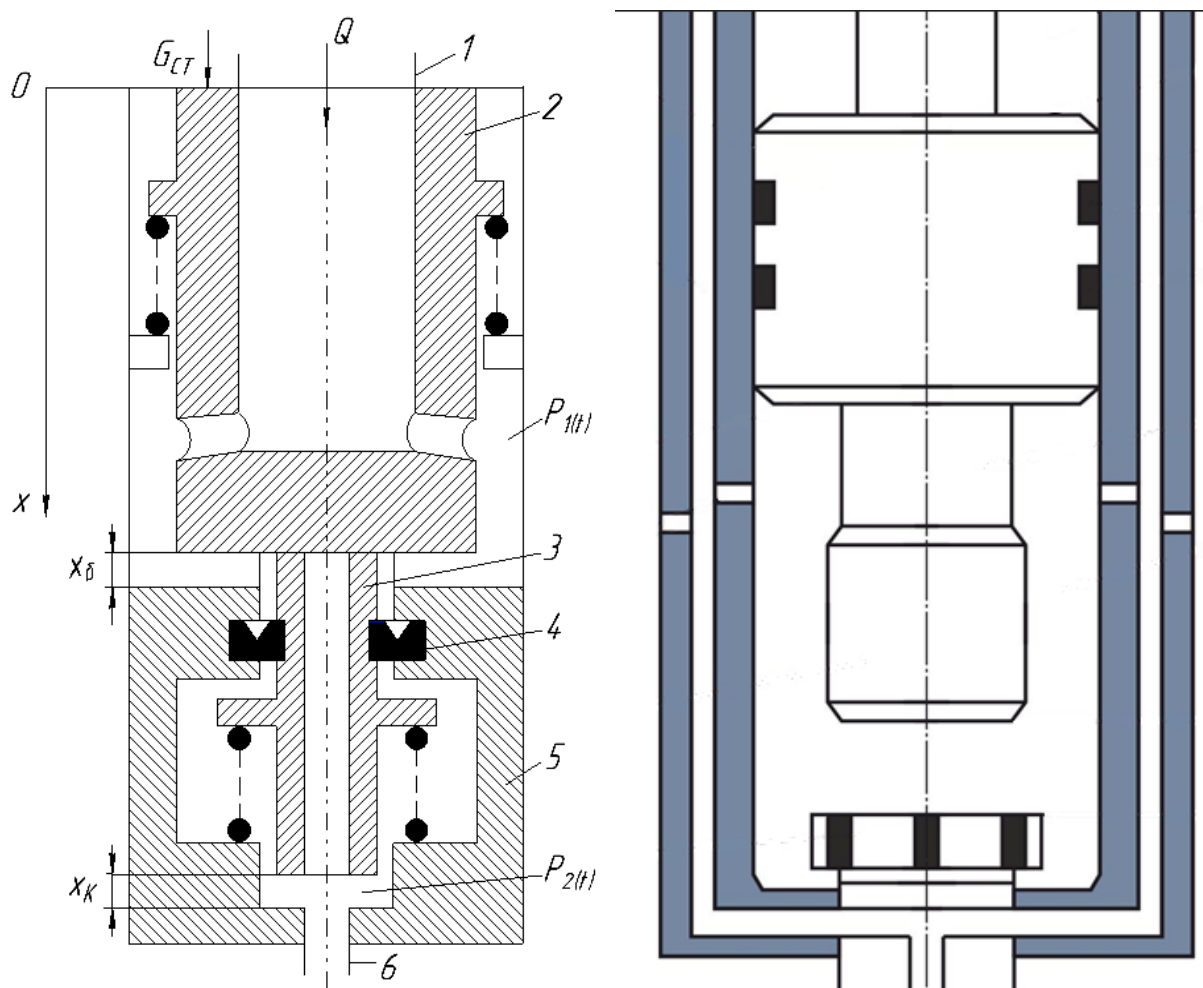


Рис. 2. Схема розрахункової моделі проєктованих гідроударних машин:
 1 – підвідний трубопровід; 2 – ударник (бойок); 3 – клапан; 4 – ущільнення;
 5 – ковадло; 6 – відвідний трубопровід

Неважко бачити, що належне виготовлення клапана дозволяє поліпшити умови його роботи.

Зазначимо наступне: рух клапана, на вказаних раніше фазах, можна описати наближеним рівнянням, прийнявши, що сила опору F_{c2} постійна. Тобто, рішення рівняння, наприклад, для фази вільного ходу клапана, виводиться з системи (2),

та при сформульованих припущеннях і граничних умовах $x_1 = x_0; t = 0; \dot{x}_1 = v_1$ воно має такий вигляд

$$x_1 = \frac{v_1}{a_6} \sin a_6 t + a_6 a_7 \sin a_6 t. \quad (4)$$

При цьому швидкість клапана буде становити

$$\dot{x}_1 = v_1 \cos a_6 t - a_6 a_7 \sin a_6 t, \quad (5)$$

де

$$a_6 = \sqrt{\frac{z_1}{m_1}}; \\ a_7 = \frac{z_1(h_1 + x_0) + F_{c2} - G_1}{z_1}.$$

Тривалість часу холостого ходу ударника (бойка) при деяких допущеннях знаходиться за такою формулою:

$$x_2 = \left[\frac{(x_0 + h_2)z_2 - G_2 - F_{c3}}{z_2} \right] \cos a_9 t + \frac{G_2 + F_{c3} - z_2 h_2}{z_2} \quad (6)$$

де F_{c3} – сила опору руху; $a_9 = \sqrt{z_2/m_2}$.

Позаяк спосіб відкриття клапана інерційний, то для забезпечення стійкої роботи гідравлічного ударного механізму його клапану необхідно надати таку швидкість в кінці фази розгону, щоб при $x_1 = x_1 \dot{x}_1 \geq 0$. Вказана умова визначається рівняннями (4) і (5), аналіз яких показує наступне: єдиною активною силою, що забезпечує рух на цій фазі, є сила інерції. Саме тому маса клапана повинна бути досить великою, щоб протистояти всім іншим силам (а особливо значній силі тертя, яка внаслідок наявності сторонніх домішок в промивальній буровій рідині і інших причин часто непередбачувана). Остання обставина змушує вибирати масу клапана з деяким надлишком [13].

Сталість роботи розроблених і запропонованих до використання ударних машин буде забезпечена, якщо час холостого ходу клапана дорівнюватиме або буде більше часу холостого ходу ударника (бойка). Ця умова виконується, переважно, відповідним збільшенням маси клапана – проте це буде деяким недоліком гідроударника. Тому перевага проектованої гідроударної машини полягає у відсутності інерційного вільного ходу ударника (бойка) і відповідного виключення наявності пружинного елемента значної інерційності, що і показали виробничі випробування дослідного зразка вказаної машини.

На рис. 3 показано розподіл тиску в запропонованих гідроударниках при періодичних автоколиваннях на режимі нерозривності потоку рідини, що відповідає експериментальним даним. Тиск в гідравлічній ударній машині визначається періодичною функцією $p_{1(t)}$, тобто тиск коливається у відношенні до деякого середнього рівня $l - l$.

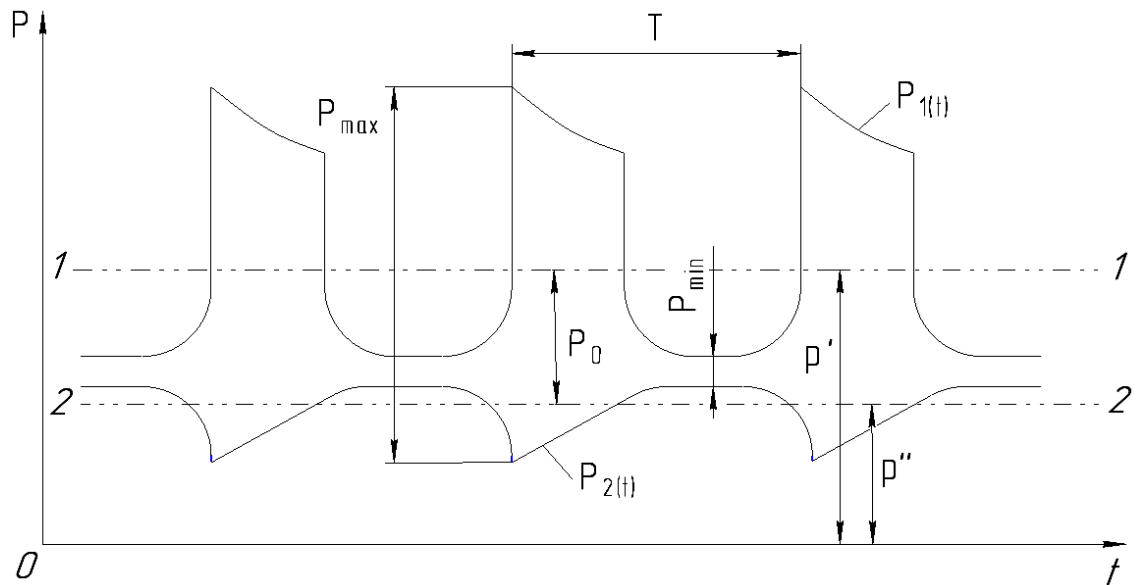


Рис. 3. Загальна принципова схема зміни тиску при роботі проєктованих гідроударників: $p_{1(t)}$ – тиск над клапаном; $p_{2(t)}$ – тиск під клапаном; T – період циклу

Тиск під клапаном описується функцією $p_{2(t)}$. Тут також дотримується умова

$$p'' = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} p_{2(t)} dt \quad (7)$$

Перепад тиску в гідравлічній ударній машині дорівнює

$$P(t) = P_{1(t)} - P_{2(t)} \quad (8)$$

Графік функції $p_{1(t)}$ згідно проведених стендових досліджень проєктованих гідроударних машин представлено на рис. 4.

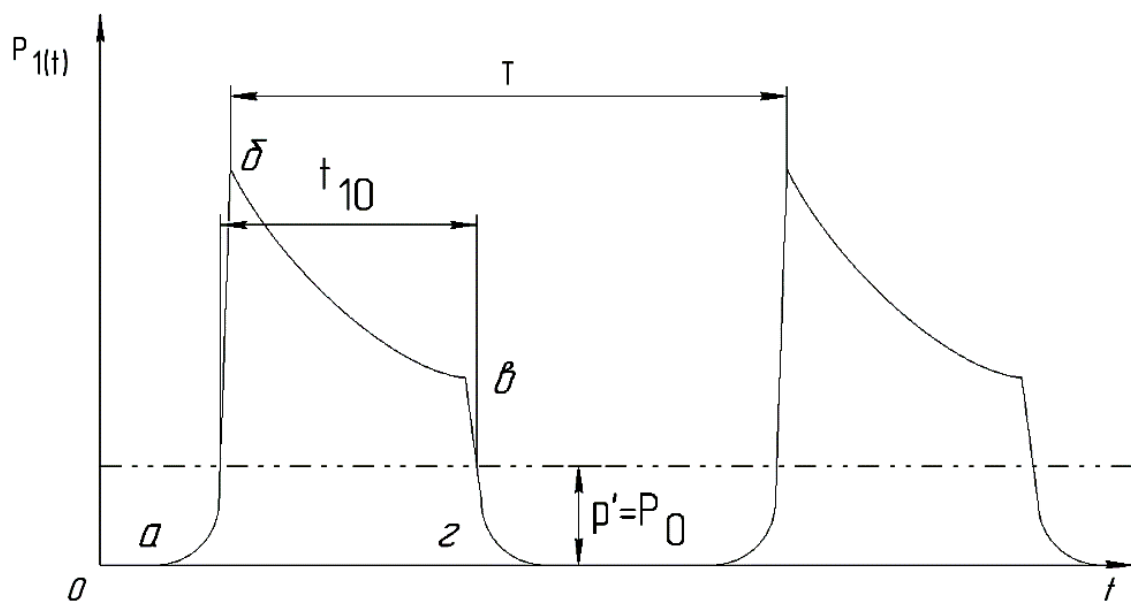


Рис. 4. Графік зміни тиску над клапаном проєктованих гідроударників

Наростання тиску при закритті клапана відповідає лінії a і проходить за час $t_{к1}$. Спад тиску при відкритті клапана відповідає лінії bc (час $t_{к2}$). Тиск на фазі розгону (лінія bc) зменшується внаслідок придбання ударником (бойком) швидкості, яка описується деякою функцією, що залежить від швидкості коливальної системи на цій фазі.

Проведені експериментальні дослідження дозволили визначити наступну закономірність: перепад тиску в гідрударнику, при інших рівних умовах, буде зростати зі зменшенням діаметра ударника (бойка) і, навпаки, зменшуватися з його збільшенням. Частота коливань впливає на перепад тиску в гідравлічній ударній машині і тим сильніше, чим більше $V_{л}$ – об'єм рідини, що виходить з живлячого трубопроводу на фазі закритого клапана в результаті зміщення ударника (бойка).

Гірська порода (за гідрударного буріння) руйнується при досягненні розтягуючою напругою своїх граничних значень в межах контактної контури [14]. Проявляється це шляхом виколування кільцевих об'ємів по концентричних тріщинах за межами контуру тиску. Вочевидь, що зі збільшенням швидкості буріння збільшується швидкість відділення частинок гірської породи від масиву [15]. При цьому закономірно зростає різниця тисків між тиском на вільну поверхню відокремленого елемента і знову утворену. Проведені лабораторні дослідження (рис. 5, 6) дозволили отримати дані про механізм впливу надлишкового тиску на швидкість відокремлення елемента породи від масиву, а також визначити залежність енергоємності процесу руйнування від швидкості навантаження елемента [16].

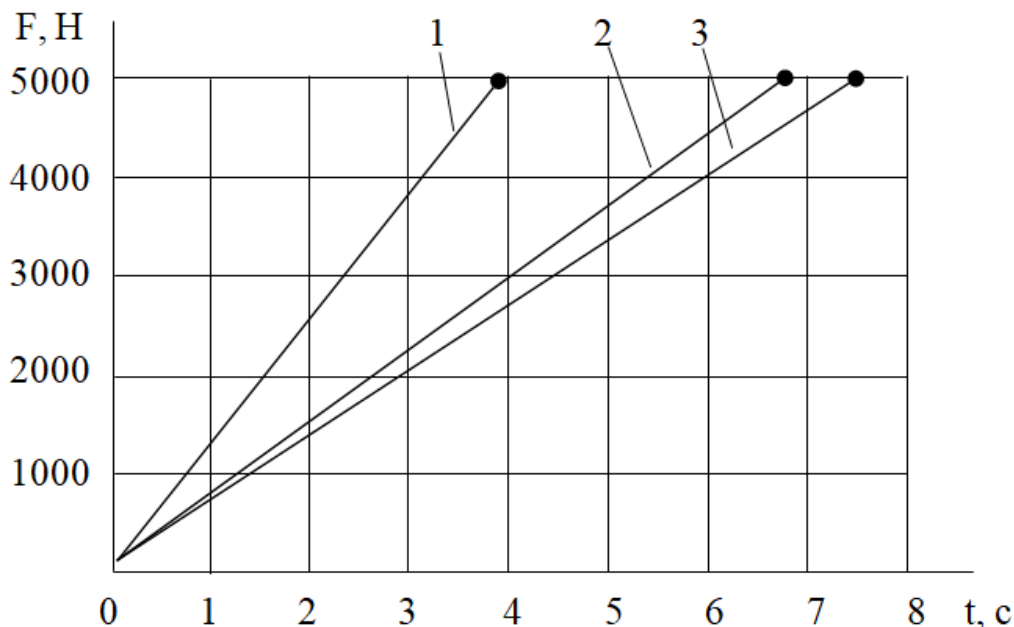


Рис. 5. Час досягнення заданого навантаження: 1, 2, 3 – у водному середовищі при тисках у 0,1; 20 та 40 МПа відповідно

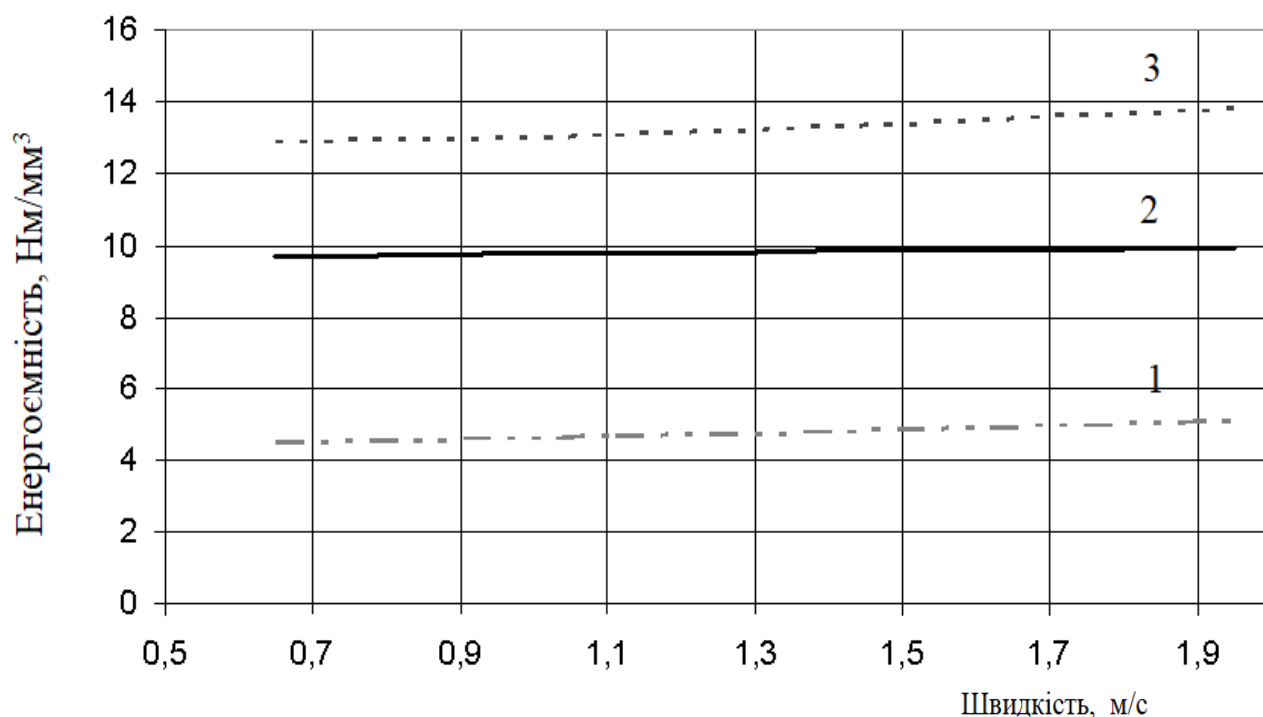


Рис. 6. Залежність величини енергоємності від швидкості деформування гірської породи у водному середовищі при гідростатичному тиску в 0,1 МПа: 1 – вапняк; 2 – мармур; 3 – граніт

Дослідження проводилися при таких швидкостях руху пуансона: 0,65; 1,11; 1,95 мм/с. Серія дослідів з вивчення механізму руйнування відривом елементу породи від масиву проводилася на вапняку, мрамурі і граніті [17-18]. При відриві елементу від зразка породи утворюється конусоподібне поглиблення, відповідне розмірам відірваного елементу.

Дослідженнями встановлено невеликі зміни у кількісних результатах статичного та динамічного відриву при малих швидкостях руйнування [19-22]. Очевидним є зростання показників енергоємності зі збільшенням швидкості відриву елемента від зразка гірської породи.

Висновки. В науковій статті вивчено основні ознаки конструктивного виконання гідравлічних машин для продукування динамічних ударних імпульсів. Приведений огляд техніко-технологічних особливостей окремих складових частин гідроударників, виконання яких і функціональна взаємодія створюють новий, не відомий раніше, технічний результат, та дозволяють значно розширити область застосування вказаних пристроїв. Ґрунтовними аналітико-експериментальними роботами фахівців кафедри нафтогазової інженерії та буріння НТУ «Дніпровська політехніка» сформульовано засади прикладної інженерної методики розрахунку машин ударної дії. Досліджено питання гідроударного способу буріння з позицій мінімізації енергоємності процесу руйнування гірського масиву на вибої свердловини. Основою проведення усіх конструкторсько-дослідницьких та аналітико-розрахункових робіт було вивчення значного числа джерел, що лежать в тематиці гідроударного способу спорудження свердловин.

Перелік посилань

1. Azar, J.J., & Robello, S.G. (2007). *Drilling Engineering*. PennWell Books.
2. Vaddadi, N. (2015). *Introduction to oil well drilling*. Bathos publishing.
3. Hossain, M.E., & Al-Majed, A.A. (2015). *Fundamentals of sustainable drilling engineering*. Scrivener publishing.
4. Zhang, Z. X. (2016). *Rock fracture and blasting. Theory and applications*. Elsevier Inc. publishing.
5. Войтенко, В., Вітрик, В. (2012). *Технологія і техніка буріння*. Центр Європи.
6. Hossain, M.E. (2016). *Fundamentals of drilling engineering*. Scrivener publishing.
7. Ihnatov, A., Pashchenko, O., Koroviaka Ye., Semekhin, Yu., Logvinenko, O., & Askerov, I. (2021). *Some explanations of the impact mechanism on rocks when drilling wells*. НТУ «ДП».
8. Gabolde, G., & Nguyen. J.P. (2006). *Drilling*. Editions Technips publishing.
9. Kumar, D.S. (2009). *Fluid mechanics and fluid power engineering*. S K Kataria and Sons.
10. Curry, G.L. & Feldman, R.M. (2012). *Manufacturing systems. Modeling and analysis*. Springer.
11. Modi, P.N., & Seth, S.M. (2004). *Fluid mechanics and hydraulic machines*. Standard Book House.
12. Bansal, R.K. (2010). *Hydraulics and fluid mechanics*. Laxmi Publications LTD.
13. Falkovich, G. (2011). *Fluid Mechanics, a short course for physicists*. Cambridge University Press.
14. Білецький, В.С., Орловський, В.М., & Вітрик, В.Г. (2018). *Основи нафтогазової інженерії*. АСМІ.
15. Коровяка, Є.А., & Ігнатов, А.О. (2020). *Прогресивні технології спорудження свердловин*. НТУ «ДП».
16. Ihnatov, A., Koroviaka, Y., Rastsvietaiev, V. & Tokar, L. (2021). Development of the rational bottomhole assemblies of the directed well drilling. *Gas Hydrate Technologies: Global Trends, Challenges and Horizons – 2020*, E3S Web of Conferences 230, 01016 (2021). <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202123001016>
17. Ihnatov, A. (2021). Analyzing mechanics of rock breaking under conditions of hydromechanical drilling. *Mining of Mineral Deposits*, 15(3), 122–129. <https://doi.org/10.33271/mining15.03.122>
18. Ihnatov, A. O., Koroviaka, Y. A., Pinka, J., Rastsvietaiev, V. O., & Dmytruk, O. O. (2021). Geological and mining-engineering peculiarities of implementation of hydromechanical drilling principles. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 1, 11–18. <https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-1/011>
19. Павличенко, А.В., Коровяка, Є.А., Ігнатов, А.О., & Давиденко, О.М. (2021). *Гідрогазодинамічні процеси при спорудженні та експлуатації свердловин: монографія*. Нац. техн. ун-т «Дніпровська політехніка».
20. Urbanowicz, K. (2017). Modern Modeling of Water Hammer. *Polish Maritime Research*, 24(3), 68-77. <https://doi.org/10.1515/pomr-2017-0091>
21. Peпа, D., Ursoniu, C., Gillich, R. N., & Campian, C. V. (2017). Water hammer effect in the spiral case and penstock of Francis turbines. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 163, 012010. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/163/1/012010>
22. Yaobao, Y., & Wenqi, C. (2019). Analysis of Hydraulic Hammer Capacity under Different Inclination. *2019 2nd World Conference on Mechanical Engineering and Intelligent Manufacturing (WCMEIM)*, 164–168. <https://doi.org/10.1109/WCMEIM48965.2019.00039>

ABSTRACT

Purpose. Analysis of the theoretical foundations, design schemes and methods for calculating the technical and technological support of drilling cycle operations using dynamic shock impulses in order to intensify destructive processes at the bottom of a well under construction.

Research methodology. Laboratory studies of the features of the functioning of devices for generating shock pulses were carried out using modern methods of experimental research, methods for processing research results in the EXCEL, MATHCAD environment, instrumentation (pressure gauges, flow meters) and materials. The flow of well circulation and destructive technological actions was modeled on pilot wells of the training drilling site of the Dnipro University of Technology using a ZIF-650M drilling rig and a UKB-4P drilling rig, also the corresponding main drilling tool.

Research results. Theoretical and practical foundations of the process of operation of shock pulse generators - drilling hydraulic hammers are formulated. A detailed analysis of specific works and studies shows the prospects for the development of hydropercussion drilling methods that are effective both from the standpoint of fracture mechanics and the energy intensity of this process. This, in turn, will make it possible to determine the most rational parameters for the destruction of rock at the bottom of the well, that is, maximum productivity with minimal energy consumption. The basic principles of the mechanism of functioning of hydraulic impact devices are studied with the derivation of the most important analytical dependencies characterizing their workflow.

Originality. The high efficiency of the percussion-rotary drilling method lies in the significant value of the rate of application of the breaking load, which, when using hydraulic percussion machines, is subject to wide variation.

Practical implications. The theoretical foundations are considered and radically new design schemes for the implementation of devices for generating shock pulses (hydraulic hammers) are created, the use of which will ensure the constancy of the process of deepening the bottom hole with a high degree of productivity and efficiency, in addition, it is possible to organically use these devices in technological schemes for eliminating well complications.

Keywords: *well construction, drilling, mud fluid, rock, hydraulic hammer, mechanical speed, bottom hole, duty cycle, pressure, design scheme.*