

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАДДОЛОТНОГО УДАРНО-ЕЖЕКЦІЙНОГО ПРИСТРОЮ

Д. О. Паневник, О. В. Паневник

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15, тел.(0342) 727101;

e-mail: o.v.panevnik@gmail.com

Розроблено алгоритм визначення гідравлічних характеристик та проаналізовано робочий процес запропонованої автором конструкції ударно-ежекційного пристрою, призначеного для підвищення ефективності буріння свердловин в умовах підвищеної міцності гірських порід. Розроблена гідравлічна модель наддолотної компоновки, що складається з розміщених паралельно ударного пристрою у вигляді кульового вібратора та струминного насоса у вигляді ежекційної системи нагнітально-всмоктувального типу. Ударний пристрій забезпечує підвищення ефективності руйнування гірської породи, а струминний насос інтенсифікує процес промивання вибою. Гідравлічний розрахунок робочого процесу наддолотної ударно-ежекційної компоновки заснований на застосуванні методу електрогідродинамічних аналогій, доповненого рівняннями характеристики струминного насоса. Гідравлічна модель робочого процесу ударно-ежекційної компоновки передбачає розв'язок системи рівнянь балансу витрат для вузлових точок ежекційної системи, витрат напорів у паралельних ланках замкнутого привибійного контуру циркуляції промивального розчину та аналітичного виразу, що визначає напірно-витратну характеристику струминного насоса. В процесі визначення гідравлічних витрат в окремих паралельних ланках привибійного контуру циркуляції використані класичні співвідношення для розрахунку гідравлічних витрат в місцевих опорах та емпірична залежність коефіцієнта гідравлічного опору кульового вібратора від числа Рейнольдса потоку промивального розчину. Запропонована гідравлічна модель робочого процесу ударно-ежекційного пристрою дозволила визначити характер розподілу витрат потоків у гідравлічній системі свердловинної компоновки. Відповідно до отриманих результатів максимальна витрата промивального розчину спрямовується у промивальну систему долота, а мінімальна – на робочу насадку струминного насоса.

Ключові слова: ежекційна система, свердловинний струминний насос, ударний пристрій, коефіцієнт інжекції, напірна характеристика, електрогідродинамічна аналогія.

The algorithm for determining the hydraulic characteristics was developed and the working process of the author's proposed design of the shock-ejection device designed to increase the efficiency of drilling wells in conditions of increased rock strength was developed. The developed over-chisel arrangement consists of a parallel impact device in the form of a ball vibrator and a jet pump in the form of an injection-suction type ejection system. The impact device increases the efficiency of rock destruction, and the jet pump intensifies the process of washing the hole. The hydraulic calculation of the working process of the superchisel impact-ejection assembly is based on the application of the method of electrohydrodynamic analogies supplemented by the equations of the characteristics of the jet pump. The hydraulic model of the working process of the shock-ejection assembly involves the solution of the system of cost balance equations for the nodal points of the ejection system, head losses in parallel links of the closed suction circuit of the circulation of the flushing solution, and the analytical expression that determines the pressure-cost characteristic of the jet pump. In the process of determining the hydraulic losses in separate parallel links of the suction circuit, classical relations were used to calculate the hydraulic losses in local resistances and the empirical dependence of the coefficient of hydraulic resistance of the ball vibrator on the Reynolds number of the flushing solution flow. The proposed hydraulic model of the working process of the shock-ejection device made it possible to determine the nature of the distribution of flows in the hydraulic system of the well layout. According to the obtained results, the maximum flow of the flushing solution is directed to the flushing system of the bit, and the minimum flow is directed to the working nozzle of the jet pump.

Keywords: ejection system, borehole jet pump, injection coefficient, swirling of mixed flows, pressure characteristics.

Вступ

Потреба збереження необхідних обсягів світового видобування вуглеводнів зумовлює необхідність буріння нафтогазових свердловин в умовах підвищеної міцності гірських порід. При цьому ускладнюються умови роботи поро-

доруївального інструмента, зменшується механічна швидкість буріння та підвищується собівартість спорудження експлуатаційних свердловин. Техніко-економічні показники процесу буріння в умовах підвищеної міцності гірських порід можуть бути підвищені шляхом накла-

дання динамічних імпульсів на долото та гірську породу. Під час ударно-обертального буріння руйнування породи відбувається в результаті одночасної дії на долото осьового навантаження і крутного моменту: під дією навантаження долото втискується в породу, а під дією крутного моменту – сколює її. При обертальному бурінні руйнування гірських порід відбувається шляхом різання, зсуву, сколювання та роздавлювання породи у двох напрямках – осьовому при вдавлюванні різця в породу та в горизонтальному – при зрізанні або сколюванні. При ударно-обертальному бурінні руйнування породи відбувається в основному за рахунок ударного впливу, а обертання інструменту відіграє допоміжну роль, забезпечуючи рівномірне руйнування вибою. Поєднання ударного навантаження та обертального буріння шарошковими долотами дає змогу у три рази підвищити механічну швидкість буріння [1]. Використання динамічних імпульсів обмеженої потужності зменшує вібрацію долота на вибої. Під час аналізу статистичних даних встановлено, що бурова установка та свердловинне обладнання, яке використовується для ударно-обертального методу буріння, займає набагато менше місця в порівнянні зі стандартними роторними установками для глибокого буріння. Остання обставина має визначальне значення при спорудженні нафтогазових свердловин в прибережних районах [2]. Раптове прикладання навантаження сприяє виникненню тріщин в гірській породі, внаслідок чого підвищується ефективність її руйнування [3]. Ударно-обертальний вплив на гірську породу підвищує імовірність переходу від крихкого до пластичного руйнування, що супроводжується утворенням більш розгалуженої мережі тріщин та зростання їх ширини [4].

Зважаючи на суттєве підвищення ефективності руйнування гірської породи в умовах накладання динамічних імпульсів на обертальний рух шарошок долота та постійне зростання обсягів будівництва нафтогазових експлуатаційних свердловин в складних гірничо-геологічних умовах, удосконалення процесу моделювання робочого процесу наддолотного ударно-ежекційного пристрою є актуальним завданням досліджень.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень і публікацій

До складу конструкції інструмента для ударно-обертального буріння Китайського нафтового університету входить клапанно-розподільчий механізм, який дозволяє здійснювати регульований зворотно-поступальний рух

ударного елемента [5]. Частота створюваних інструментом динамічних імпульсів визначається швидкістю його обертання в свердловині, витратою промивального розчину, масою рухомої частини та жорсткістю пружних елементів. В процесі дослідження робочого процесу ударно-обертального інструмента встановлено, що оптимальна витрата промивального розчину становила $0,032 \text{ м}^3/\text{с}$. Під час оптимізації робочого процесу гідравлічного роторного ударного бурового інструмента визначення характеристик наддолотного пристрою проводилось з використанням поверхневих та вибійних давачів, встановлених у вертикальній секції свердловини [6]. Дослідне буріння експлуатаційних свердловин на нафтогазових родовищах Близького Сходу дозволило оптимізувати техніку ударно-обертального руйнування гірської породи та продемонструвало його економічні переваги. Поєднання об'ємного двигуна та поршневої системи дозволило розробити конструкцію обертального ударного бурового інструмента з підвищеним осьовим зусиллям на гірську породу та частотною стабільністю створюваних динамічних імпульсів [7]. Диференціальні рівняння руху ударного елемента доповнені характеристиками пружних механізмів, які входять до складу вибійної компоновки. Проведеними дослідженнями встановлено залежність створюваної ударним пристроєм частоти динамічних імпульсів від витрати робочого потоку. Експериментальні дослідження показали, що частота удару інструмента становить $25,7\text{--}37,6 \text{ Гц}$, а пікове значення сили удару – $20\text{--}42 \text{ кН}$ [7]. Конструкція аксіально-торсійного ударного пристрою Китайського технологічного університету [8] дозволяє змінювати форму ударного елемента залежно від умов використання та необхідної форми ударної хвилі. В процесі числового моделювання з використанням моделі Ріделя-Хієрмаєра встановлено взаємозв'язок між геометричними та кінематичними характеристиками ударного елемента наддолотного пристрою та параметрами ударної хвилі, що діє на вибій свердловини. Відповідно до результатів моделювання робочого процесу ударного пристрою встановлено, що максимальна ефективність руйнування гірської породи відповідає частоті прикладання динамічних зусиль, яка становить 40 Гц [8]. В роботі [9] наведено результати дослідження комбінованого наддолотного інструмента, призначеного для алмазного буріння експлуатаційних свердловин, що складається з турбінної та ударної системи. Максимальна амплітуда удару інструменту становить $8,61 \text{ кН}$, а частота може досягати 43 Гц . Викор-

ристовуючи результати числового моделювання, встановлено, що максимальна ефективність руйнування гірської породи відповідає кутам удару озброєння породоруйнівного інструмента, які становлять 30°. Колювання породоруйнівного інструмента можуть мати також негативний вплив на довговічність долота та бурильної колони [10]. Підвищення ефективності руйнування гірської породи при збереженні необхідного ресурсу елементів бурильної колони може бути досягнуто використанням комбінованих компоновок, до складу яких входять ударно-вібраційні та демпфуючі пристрої. Найбільш близькою до наддолотного ударно-ежекційного пристрою є конструкція компоновки у вигляді встановлених в центральному каналі вібратора та паралельно розміщеного високонапірного струминного насоса [11]. Поєднання в єдиній конструкції вібратора та високонапірного струминного насоса дає змогу підвищити ефективність процесу буріння за рахунок інтенсифікації руйнування гірської породи та видалення бурового шламу. При моделюванні робочого процесу ежекційної компоновки використано рівняння характеристики високонапірного струминного насоса, яке встановлює взаємозв'язок між тисками змішуваних потоків.

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Підвищення ефективності руйнування гірської породи повинне супроводжуватись інтенсифікацією процесу очищення вибою, інакше шарошки долота замість поглиблення свердловини будуть приймати участь у вторинному руйнуванні частинок шламу, внаслідок чого зростатиме швидкість зношування озброєння породоруйнівного інструмента. Незважаючи на значну кількість робіт, присвячених ударно-обертovому бурінню, необхідність одночасної інтенсифікації процесу промивання вибою досліджена недостатньо. Одночасне підвищення ефективності руйнування гірської породи та інтенсифікація процесу очищення вибою забезпечується поєднанням в наддолотній компоновці елементів ударних та ежекційних пристроїв. Відома гідравлічна модель робочого процесу ударно-ежекційної компоновки [11] розроблена для випадку використання високонапірного струминного насоса, коли до складу ежекційної системи входять додаткові елементи у вигляді шламометалоуловлювачів та калібраторів. При моделюванні робочого процесу ударно-ежекційної компоновки, до складу якої включений низьконапірний струминний насос, використання відомих розрахункових алгоритмів

викликає суттєві відмінності у визначенні аналітичних та фактичних характеристик привибійної гідравлічної системи. Поширення використання ударно-ежекційних пристроїв значною мірою визначається точністю прогнозування його характеристик, внаслідок чого впровадження ударно-ежекційних компоновок вимагає удосконалення методів моделювання їх робочого процесу.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є визначення гідравлічних характеристик наддолотного ударно-ежекційного пристрою, призначеного для підвищення ефективності буріння експлуатаційних свердловин в умовах підвищеної міцності гірської породи.

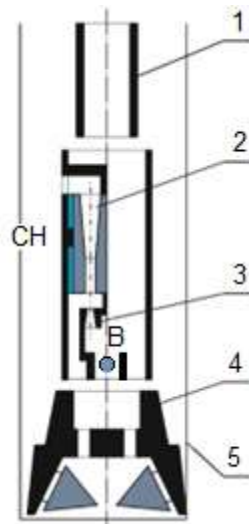
Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

- аналіз принципової схеми наддолотного ударно-ежекційного пристрою;
- удосконалення розрахункового алгоритму для визначення характеристик гідравлічної системи ударно-ежекційної компоновки;
- встановлення характеру розподілу потоків в гідравлічній системі ударно-ежекційної системи.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Наддолотний ударно-ежекційний пристрій призначений для первинного розкриття продуктивного горизонту в умовах підвищеної міцності гірських порід [11]. Наддолотний ударно-ежекційний пристрій складається з бурильної колони 1, камери змішування з дифузorzом 2, робочої насадки 3 та долота 4. До складу пристрою входить також вібратор кульового типу (рис. 1). Промивальний розчин подається буровим насосом по гідравлічному каналу бурильної колони. Частина промивального розчину надходить на робочу насадку 3 струминного насоса, а частина – на кульовий вібратор та долото. До складу ежекційної системи входять два струминні насоси. Внаслідок високої швидкості витікання промивального розчину на виході робочої насадки утворюється область низького тиску, яка сприяє підсмоктуванню інжектованого потоку через розміщені в нижній частині пристрою шламові канали. Частина потоку на виході з дифузора струминного насоса рухається до устя свердловини, а частина – через розміщений нижче канал затрубного простору надходить в шламові канали пристрою.

Вихідний потік в шламових каналах пристрою підвищує ефективність видалення бурового



1 – буровий стовп; 2 – камера змішування з дифузорею; 3 – робоча насадка; 4 – долото; 5 – стінка свердловини;
СН – струминний насос; В – вібратор

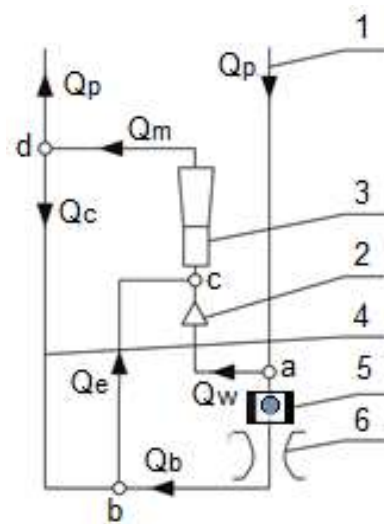
Рисунок 1 – Принципова схема наддолотної ударно-ежекційної компоновки

вого шламу з наддолотної області. Покращення якості очищення вибою сприяє підвищенню механічної швидкості буріння. При цьому зростає проходження долота.

Внаслідок нестійкого положення в каналі вібратора, куля здійснює періодичні поздовжні, осьові та обертові коливання, які передаються на долото та гірську породу. Динамічні зусилля накладаються на обертовий момент долота та сприяють підвищенню ефективності руйнування гірської породи. Створювані кулею вібратора механічні зусилля доповнюються циклічними гідравлічними навантаженнями, які виникають внаслідок періодичної зміни гідравлічного опору вібратора в процесі коливань його робочого органу. Змінний гідравлічний опір кулі вібратора викликає коливання значень витрати промивального розчину, який надходить на робочу насадку струминного насоса та долото. Коливання витрати, що надходить на робочу насадку струминного насоса, викликає пульсацію потоків в затрубному просторі, на вибої та в шламових каналах. Пульсуючий режим промивання вибою додатково підвищує інтенсивність його очищення від вибуреної породи.

Струминний насос наддолотного ударного пристрою може бути класифікований як нагнітально-всмоктувальна ежекційна система [12].

Відповідно до гідравлічної схеми наддолотного ударного пристрою (рис. 2) потік промивального розчину з витратою по колонні бурових труб 1 надходить в робочу порожнину компоновки.



1 – буровий стовп; 2 – робоча насадка; 3 – камера змішування з дифузорею; 4 – гідравлічний канал затрубного простору; 5 – вібратор; 6 – долото

Рисунок 2 – Гідравлічна схема наддолотного ударного пристрою

На рисунку 2 позначено: Q_w , Q_e , Q_m – витрати робочого, інжектованого та змішаного потоків; Q_p – продуктивність бурового насоса, Q_b – витрата на вибої, Q_c – витрата в кільцевому каналі, утвореному корпусом струминного насоса та стінкою свердловини.

В точці «а» відбувається поділ потоку промивального розчину, який надходить від бурового насоса з витратою Q_p . Частина промивального розчину з витратою Q_w надходить на робочу насадку струминного насоса, а частина з витратою Q_b – прямує на проточну частину вібратора та промивальну систему долота. В точці «b» має місце з'єднання потоків з витратами Q_b та Q_c . При цьому утворюється інжектований потік з витратою Q_e . В точці c з'єднуються потоки з витратами Q_e та Q_w . В камері змішування відбувається вирівнювання профілів швидкостей і змішаний потік з витратою Q_m виходить з дифузора струминного насоса. В точці d відбувається поділ змішаного потоку з витратою Q_m . Частина потоку з витратою, що дорівнює продуктивності бурового насоса Q_p , рухається у висхідному напрямку до устя свердловини, а частина з витратою Q_c спрямовується в наддолотну область та шламові канали пристрою.

Гідравлічна система наддолотного ударного пристрою утворює два замкнених контури

привибійної циркуляції промивального розчину: abc та bcd . Розподіл витрат в гідравлічній системі пристрою визначається співвідношенням гідравлічних опорів робочої насадки струминного насоса, проточної частини вібратора та промивальної системи долота.

Для визначення характеру розподілу потоків у гідравлічній системі пристрою використовуємо метод електрогідродинамічних аналогій. Рівняння балансу витрат для вузлової точки a (рис. 2) має вигляд

$$Q_p = Q_w + Q_b. \quad (1)$$

Рівняння балансу витрат напорів (тисків) для замкненого контуру abc , наведеного на рисунку 2, має вигляд

$$\Delta P_{ac} = \Delta P_{abc}, \quad (2)$$

де ΔP_{ac} , ΔP_{abc} – гідравлічні втрати відповідно у вітці ac та abc .

Зважаючи на малу довжину, гідравлічні втрати у вітках ac та abc викликані втратами в проточній частині вібратора, промивальних насадках долота та робочій насадці струминного насоса. Формула для визначення гідравлічних витрат в насадках має вигляд

$$\Delta P = \frac{\rho Q^2}{2\mu^2 f^2}, \quad (3)$$

де ρ – густина промивального розчину;

Q – витрата промивального розчину через насадку;

μ – коефіцієнт витрати через насадку;

f – площа перерізу насадки.

Втрати тиску в проточній частині вібратора становлять

$$\Delta P_v = \zeta_v \frac{\rho V_v^2}{2} = \zeta_v \rho \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_b^2}{d_v^4}, \quad (4)$$

де ζ_v – коефіцієнт гідравлічного опору проточної частини вібратора;

d_v – діаметр каналу на вході у вібратор.

Тоді втрати тиску в окремих вітках контуру abc становлять

$$\Delta P_{abc} = \zeta_v \rho \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_b^2}{d_v^4} + \frac{\rho Q_b^2}{2\mu_b^2 f_b^2} = \quad (5)$$

$$= \zeta_v \rho \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_b^2}{d_v^4} + \rho \frac{8}{9\pi^2} \frac{Q_b^2}{\mu_b^2 d_b^4};$$

$$\Delta P_{ac} = \frac{\rho Q_w^2}{2\mu_w^2 f_w^2} = \rho \frac{2}{\pi^2} \frac{Q_w^2}{\mu_w^2 d_w^4}, \quad (6)$$

де μ_b, μ_w – коефіцієнт витрати насадок промивальної системи долота та робочої насадки струминного насоса;

f_b, f_w – площа перерізу промивальної насадки долота та робочої насадки струминного насоса;

d_b, d_w – діаметр насадки промивальної системи долота та робочої насадки струминного насоса.

Остання складова рівняння (5) визначає гідравлічні втрати в промивальній системі долота, що складається з трьох промивальних насадок (кількість насадок враховує цифра «9» у знаменнику цього виразу). В рівнянні (6) врахована наявність двох струминних насосів.

Тоді рівняння балансу витрат напорів набуде вигляду

$$\zeta_v \rho \frac{8}{\pi^2} \frac{Q_b^2}{d_v^4} + \rho \frac{8}{9\pi^2} \frac{Q_b^2}{\mu_b^2 d_b^4} = \rho \frac{2}{\pi^2} \frac{Q_w^2}{\mu_w^2 d_w^4}. \quad (7)$$

Після скорочення однакових величин отримаємо

$$\zeta_v \frac{Q_b^2}{d_v^4} + \frac{Q_b^2}{9\mu_b^2 d_b^4} = \frac{Q_w^2}{4\mu_w^2 d_w^4}. \quad (8)$$

Коефіцієнт гідравлічного опору проточної частини вібратора ζ_v визначається за емпіричною залежністю

$$\zeta_v = \frac{A}{R_e}, \quad (9)$$

де A – дослідна константа, $A=111 \times 10^6$;

R_e – число Рейнольдса потоку на вході у вібратор.

Швидкість та число Рейнольдса потоку на вході у вібратор визначаються очевидними співвідношеннями

$$V_v = \frac{4Q_b}{\pi d_v^2}; \quad R_e = \frac{V_v d_v}{\nu},$$

де ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості промивального розчину.

Враховуючи останні співвідношення, рівняння (9) набуде вигляду

$$A \frac{\pi}{4} \nu \frac{Q_b}{d_v^3} + \frac{Q_b^2}{9\mu_b^2 d_b^4} = \frac{Q_w^2}{4\mu_w^2 d_w^4}. \quad (10)$$

Використовуючи рівняння (1), запишемо:

$$Q_w = Q_p - Q_b. \quad (11)$$

Після спільного розв'язання рівнянь (11), (12) отримаємо квадратне рівняння,

$$aQ_b^2 + bQ_b + c = 0, \quad (12)$$

коефіцієнти якого визначаються за формулами

$$a = \frac{1}{9\mu_b^2 d_b^4} - \frac{1}{4\mu_w^2 d_w^4}; \quad (13)$$

$$b = A \frac{\pi}{4} \frac{\nu}{d_v^3} + \frac{Q_p}{2\mu_w^2 d_w^4}; \quad (14)$$

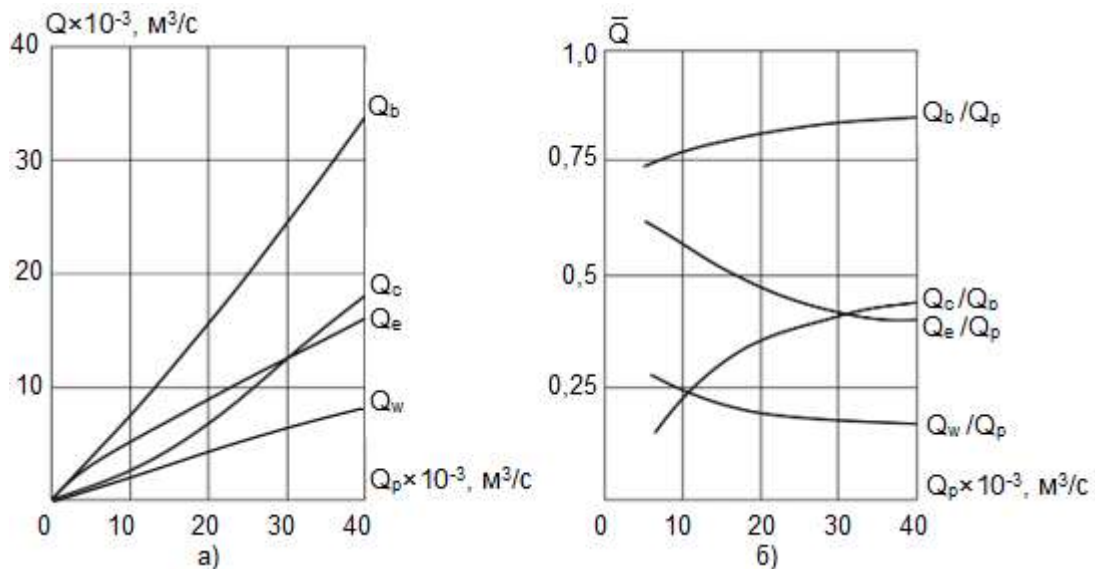


Рисунок 3 – Розподіл абсолютних (а) та відносних (б) витрат в гідравлічній системі наддолотного ударного пристрою

$$c = -\frac{Q_p^2}{4\mu_w^2 d_w^4}. \quad (15)$$

Розв'язок рівняння (12) визначається при виконанні співвідношення

$$Q_b = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}. \quad (16)$$

Після розрахунку витрати на вибої Q_b , враховуючи рівняння (11), визначаємо витрату, яка спрямовується на робочу насадку струминного насоса Q_w .

Витрату інжектowanego потоку розраховуємо, використовуючи рівняння напірної характеристики струминного насоса [13]

$$h = \frac{P_m - P_e}{P_w - P_e} = \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left[2\varphi_2 + \left(2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2} \right) \frac{i^2}{K_p - 1} - (2 - \varphi_3^2) \frac{(1+i)^2}{K_p} \right], \quad (17)$$

де h – відносний напір, створюваний струминним насосом;

P_w, P_e, P_m – значення тисків робочого, інжектowanego та змішаного потоків;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ – коефіцієнти швидкостей характерних перерізів струминного насоса;

K_p – основний геометричний параметр струминного насоса (співвідношення площ перерізів камери змішування та робочої насадки);

i – коефіцієнт інжекції струминного насоса (співвідношення витрат інжектowanego та робочого потоків).

Величина тиску змішаного P_m та інжектowanego P_e потоків визначається відповідно в точках d та b каналу затрубного простору (рис. 2), а різниця тисків $P_m - P_e$ визначає гідравлічні втрати в кільцевому каналі db.

Величина гідравлічних втрат в даному каналі є незначною внаслідок його малої довжини. Тоді для рівняння (17) можна прийняти $h=0$. Робота струминного насоса в режимі нульового напору відзначається максимальними значеннями коефіцієнта інжекції, тож в рівнянні (17) можна записати $i = i_{\max}$. Тоді після відповідних перетворень рівняння (17) можна подати у вигляді квадратного тричлена

$$\frac{\varphi_1^2}{K_p} \left(\frac{2\varphi_2 - \frac{1}{\varphi_4^2}}{K_p - 1} - \frac{2 - \varphi_3^2}{K_p} \right) i_{\max}^2 - \frac{2\varphi_1^2 (2 - \varphi_3^2)}{K_p^2} i_{\max} + \frac{\varphi_1^2}{K_p} \left(2\varphi_2 - \frac{2 - \varphi_3^2}{K_p} \right) = 0. \quad (18)$$

Розв'язок останнього рівняння дозволяє визначити максимальний коефіцієнт інжекції струминного насоса $i_{\max}$. Тоді витрата інжектowanego потоку може бути визначена за формулою

$$Q_e = Q_w i_{\max}. \quad (19)$$

Витрату в кільцевому просторі Q_c розраховуємо, складаючи рівняння балансу витрат для вузлової точки b:

$$Q_c = Q_b - Q_e. \quad (20)$$

Визначимо характер розподілу витрат в гідравлічній системі пристрою, змінюючи продуктивність бурового насоса в діапазоні від 0 до 0,04 м³/с (рисунок 3). Показані на рисунку 3 графічні залежності отримані за результатами розв'язання рівнянь (11) – (20).

Для визначення відносних витрат використано співвідношення:

$$\bar{Q}_b = Q_b / Q_p ; \quad \bar{Q}_c = Q_c / Q_p ;$$

$$\bar{Q}_e = Q_e / Q_p ; \quad \bar{Q}_w = Q_w / Q_p .$$

Відповідно до отриманих результатів збільшення продуктивності бурового насоса викликає зростання абсолютних витрат потоків в гідравлічній системі пристрою за нелінійними залежностями. Залежності для відносних витрат при збільшенні продуктивності бурового насоса змінюються за кривими, що наближаються до горизонталі.

Висновки

1. Проаналізовано робочий процес ударно-ежекційного пристрою у вигляді паралельного з'єднання кульового вібратора і струминного насоса, робоча насадка якого з'єднана з бурильною колоною, дифузор – з гідравлічним каналом міжтрубного простору, а приймальна камера – з шламовими каналами та наддолотною областю. Ежекційна система комбінованої вибієної компоновки може бути класифікована, як прямоточний струминний насос напірно-всмоктувального типу з центральним підведенням активного потоку та гідравлічно зв'язаними робочою і всмоктувальною лініями.

2. Запропонована структура та послідовність використання розрахункового алгоритму при визначенні характеристик гідравлічної системи ударно-ежекційної компоновки:

- визначення вигляду рівняння балансу для вузлових точок та втрат напорів в елементах замкнутого привибійного контуру циркуляції промивального розчину гідравлічної системи ударно-ежекційного пристрою на основі використання методу електрогідродинамічних аналогій;

- встановлення величини коефіцієнта інжекції з використанням напірно-витратної характеристики струминного насоса та співвідношення тисків в характерних перерізах ежекційної системи;

- послідовний розрахунок витрат інжектваного потоку, в промивальній системі долота, лініях підведення робочого і змішаного потоків та в кільцевому каналі міжтрубного простору.

3. Встановлено характер розподілу потоків в гідравлічній системі ударно-ежекційної компоновки:

- витрати потоків в окремих ланках ударно-ежекційної системи відповідно до отриманих результатів пов'язані з продуктивністю бурового насоса нелінійними висхідними залежностями;

- мінімальна та максимальна витрата промивального розчину має місце відповідно в лінії підведення потоку на робочу насадку струминного насоса та в промивальній системі долота;

- зростання продуктивності бурового насоса збільшує частку витрат промивального розчину в промивальній системі долота і кільцевому каналі міжтрубного простору та зменшує частку витрат робочого і інжектваного потоку.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні автоматизованого алгоритму проектування окремих елементів конструкції та прогнозування режиму роботи ударно-ежекційної компоновки.

Література / References

1. Sapińska-Śliwa A., Wiśniowski R., Korzec M., Gajdosz A. Rotary – percussion drilling method - historical review and current possibilities of application. *AGH Drilling Oil Gas*. 2015. Vol. 32(2). P. 313–323. <https://doi.org/10.7494/drill.2015.32.2.313>. [in Poland]
2. Śliwa T., Korzec M., Jaszczur M., Sapińska-Śliwa A., Gajdosz A., Kruszewski M.A. Possible application of rotary-percussion drilling method in shale gas wells in the Podlasie Basin region. *Technika Poszukiwań Geologicznych Geotermia, Zrównoważony Rozwój*. 2018. No. 2. P. 197–222. URL: <https://min-pan.krakow.pl/wydawnictwo/wp-content/uploads/sites/4/2018/10/14-sliwa-i-inni.pdf>. [in Poland]
3. Terentiev O.M., Gontar P.A. Implementation of the combined method of rock destruction with explosive-mechanical means. *Theoretical & Applied Science*. 2014. No 4 (12). P. 44–48. <https://doi.org/10.15863/TAS.2014.04.12.8>.
4. Liu H., Wang G., Yang C., Zhang J., Chen S. Rock strength weakening subject to principal stress rotation: Experimental and numerical investigations. *Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering*. 2024. Vol. 16. Iss. 9. P. 3544–3557. <https://doi.org/10.1016/j.jrmge.2024.04.004>.

5. Xuan L., Guan Z., Hu H. Analysis and Improvement of the Rotary Percussion Drilling Tool in Oil Wells. Atlantis Press: *Proceedings of the international Symposium on Material, Energy and Environment Engineering (ISM3E 2015)*, Changsha, China on November 28-29, 2015. P. 510–513. <https://doi.org/10.2991/ism3e-15.2015.122>.
6. Tu Y., Li B., Zhan G., Aljohar A. Application Study on 4 3/4-inch Rotary Percussion Drilling Tool in Hard. *Proceedings of the International Petroleum Technology Conference*, Dhahran, Saudi Arabia, 12 February 2024. Paper Number: IPTC-23921-EA. 4 p. <https://doi.org/10.2523/IPTC-23921-EA>.
7. Xuan L., Guan Z., Hu H. Design and Analysis of a Novel Rotary Percussion Drilling Tool in Petroleum Exploration. *Journal of Applied Science and Engineering*. 2017. Vol. 20. No. 1. P. 73–80. <https://doi.org/10.6180/jase.2017.20.1.09>.
8. Xi Y., Wang H.-Y., Zha C.-Q., Jun L., Liu G.-H., Guo B.-Y. Numerical simulation of rock-breaking and influence laws of dynamic load parameters during axial-torsional coupled impact drilling with a single PDC cutter. *Petroleum Science*. 2023. Vol. 20. Iss. 3. P. 1806–1827. <https://doi.org/10.1016/j.petsci.2023.01.009>.
9. Wang W., Liu G., Li J., Zha C., Wei L. Numerical simulation study on rock-breaking process and mechanism of compound impact drilling. *Energy Reports*. 2021. Vol. 7. P. 3137–3148. <https://doi.org/10.1016/j.egyr.2021.05.040>.
10. Minnivaliev T.N., Kuleshova L.S., Arslanov I.G., Gizzatullina A.A., Minnivaliev A.N. Influence of shock-vibration loads of drilling equipment on the drilling indicators of oil and gas wells. *Journal of Physics: High-tech and Innovations in Research and Manufacturing – HIRM 2021 (Conference Series)*. 2022. Vol. 2176(1). P. 1–10. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2176/1/012025>.
11. Panevnyk O.V. Teoretychni osnovy pobudovy uzahalnenykh hidravlichnykh modelei sverdlovynnykh strumynnykh nasosiv: dys. ... doktora tekhn. nauk : 05.05.12 / Panevnyk Oleksandr Vasylovych. Ivano-Frankivsk, 2000. 359 p. [in Ukrainian]
12. Kryzhanivskyi E.I., Panevnyk D.A. Improving use efficiency above-bit Jet pumps. *SOCAR Proceedings*. 2020. No. 2. P. 88–094. <http://dx.doi.org/10.5510/OGP20200100422>.
13. Panevnyk D.A. Simulation of a downhole jet-vortex pump's working process. *Nafta-Gaz*. 2021. No. 9. P. 579–586. <https://doi.org/10.18668/NG.2021.09.02>.