



Прийнято 17.10.2024. Прорецензовано 13.03.2025. Опубліковано 20.06.2025.

УДК 622.24 + 621.694.2

DOI: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-62-70

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ НАДДОЛІТНОГО КУЛЬОВОГО ВІБРАТОРА

Паневник О. В. *

Доктор технічних наук, професор

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, 76019, Україна

<https://orcid.org/0000-0003-2765-3776>

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

Анотація. На основі імітаційного моделювання з використанням програми-симулятора Solidworks Flow Simulator досліджені гідравлічні характеристики наддолітного кульового вібратора, призначеного для підвищення ефективності поглиблення свердловин при бурінні в породах підвищеної категорії міцності. Кульовий вібратор складається з розміщеного в каналі сидла сферичного робочого органу, коливання якого під дією набігаючого потоку передаються породоруйнівному інструменту та гірській породі. Накладання динамічних імпульсів, створюваних вібратором, на обертовий рух долота підвищує ефективність руйнування гірської породи. Розрахунковий об'єм 3D моделі пристрою обмежений площинами, проведеними через його вхідний та вихідний перерізи. Граничні параметри розрахункової моделі прийняті у вигляді тисків на обмежувальних поверхнях кульового вібратора із врахуванням режиму промивання та конструкції свердловини. Після поділу 3D моделі пристрою на розрахункові скінченні елементи отримано діаграми розподілу швидкостей та тисків в проточній частині кульового вібратора для шести значень витрати потоку промивального розчину, яка змінювалась в діапазоні від $0,003 \text{ м}^3/\text{с}$ до $0,017 \text{ м}^3/\text{с}$. Проведеними дослідженнями встановлено, що внаслідок деформації потоку в зазорі між кулею вібратора та внутрішньою конічною поверхнею сидла, утворюється кільцевий занурений струмінь, який змикається за сферичним робочим органом пристрою. Пристінні вихрові зони утворюються на вихідній ділянці пристрою та сприяють підвищенню його гідравлічного опору. Розрахункові значення гідродинамічних параметрів використані для визначення коефіцієнта гідравлічного опору його проточної частини, величина якого прямопропорційна різниці тиску та оберненопропорційна швидкості руху промивального розчину та його густині. Гідравлічна характеристика кульового вібратора отримана у вигляді низхідної нелінійної залежності коефіцієнта гідравлічного опору його проточної частини від числа Рейнольдса робочого потоку. Отримана гідравлічна характеристика дозволяє узагальнити результати проведених досліджень та дає змогу використовувати їх при проектуванні типорозмірного ряду наддолітних кульових вібраторів.

Ключові слова: вібраційно-обертове буріння; руйнування гірської породи; динамічна дія на вибій; кульовий вібратор; імітаційне моделювання; коефіцієнт гідравлічного опору.

Вступ

Ефективність застосування традиційних методів спорудження експлуатаційних свердловин обмежується ускладненням умов буріння внаслідок зростання глибини розміщення залучених для розробки нафтогазових родовищ продуктивних горизонтів. Пошук шляхів під-

вищення ефективності розробки покладів вуглеводнів зумовив появу низки наддолітних гідроударних пристроїв, які створюють низкочастотні коливання породоруйнівного інструменту та інтенсифікують процес руйнування гірської породи. У вітчизняній та закордонній практиці відомі випадки, коли внаслідок вико-

Запропоноване посилання: Паневник, О. В. (2025). Моделювання робочого процесу наддолітного кульового вібратора. Нафтогазова енергетика, 1(43), 62-70. doi: 10.31471/1993-9868-2025-1(43)-62-70.

* Відповідальний автор



Copyright © The Author(s). This is an open access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution License 4.0 (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>)

ристання демпфуючих пристроїв проходка на долото зменшувалась у 2-3 рази. Динамічний вплив на гірську породу, таким чином, інтенсифікує процес її руйнування. При бурінні похилих та викривлених свердловин може виникати ситуація, коли величини осьового навантаження недостатньо для ефективного руйнування вибою. Один із шляхів збільшення осьового навантаження – створення за допомогою вібраторів різних конструкцій додаткової динамічної дії на бурильний інструмент. Поряд із створенням короткочасних динамічних імпульсів величина осьового навантаження зростає також внаслідок зниження опору переміщення бурильної колони під дією вібрації. Зростання осьового навантаження на бурильний інструмент за рахунок додаткового створення низькочастотних поздовжніх коливань може мати вирішальне значення при спорудженні горизонтальних ділянок свердловин. Під дією вібрації підвищується рухомість гірської породи під робочими поверхнями породоруйнівного інструмента. При багаторазовій дії силових імпульсів руйнування гірської породи може набутися втомного характеру. Ефективність руйнування гірської породи в умовах накладання динамічних імпульсів на обертовий рух озброєння долота зростає при бурінні в міцних породах. Однією з особливостей застосування пристроїв для динамічної дії на гірську породу є створення пульсуючого режиму промивання вибою.

Впровадження в практику поглиблення свердловин обладнання для вібраційно-обертового буріння обмежено недостатнім вивченням робочого процесу наддолотних вібраційно-ударних пристроїв. Зважаючи на здатність вібраційно-ударних пристроїв підвищити техніко-економічні показники буріння, проведення досліджень, спрямованих на удосконалення робочого процесу наддолотних вібраторів, є актуальною задачею.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

За способом приведення в рух свердловинні пристрої для створення вібраційного навантаження породоруйнівного інструмента можна поділити на такі основні типи:

- вібратори, що приводяться в дію обертанням бурильних труб;
- електромагнітні та магнітострикційні;
- гідравлічні та пневматичні пристрої, що використовують енергію потоку рідини або газу.

Найбільш поширеним є третій тип наддолотних вібраторів.

В Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу розроблено технологію кавітаційно-пульсаційної дії на гірську породу для підвищення ефективності процесу буріння експлуатаційних свердловин [1]. Основним елементом кавітаційно-пульсаційної камери є завихрювач потоку, який викликає зниження тиску та втрату суцільності потоку, що спрямовується на вибій свердловини. В процесі випробування гідродинамічного пульсатора отримано зростання проходження долота в 1,5 – 2 рази та збільшення механічної швидкості майже удвічі. Зростання техніко-економічних показників буріння автори [2] пов'язують із впливом кавітаційних пульсацій на фільтрат промивальної рідини, що знаходиться в тріщинах гірської породи. В Центральному Південному університеті Китаю (провінція Хунань) проаналізовано сучасні конструкції наддолотних вібраторів та виявлено переваги свердловинних пристроїв з клапанними вузлами поворотного типу [3]. Під час порівняльних випробувань клапанних вібраторів встановлено необхідність підвищення їх експлуатаційної надійності. Конструкція Китайського нафтового університету призначена для створення гвинтоподібного руху бурильного інструмента на горизонтальних ділянках свердловини, заснованого на контрольованій зміні тертя між бурильною колоною та стінками свердловини [4]. В конструкції гідравлічного імпульсного кавітаційного струминного генератора динамічні імпульси створюються обертанням розміщеного в проточній частині пристрою профільованого робочого колеса [5]. Пульсуючий потік, кавітаційна ерозія і локальний негативний тиск на вибої прискорюють руйнування породи, покращують очищення бурового інструменту і видалення шламу зі свердловини. Промислові досліди на трьох глибоких свердловинах показали, що швидкість буріння збільшується на 30–60 %. В роботі [6] наведено класифікацію ударно-вібраційних пристроїв, які поділяють на прямі, зворотні та подвійні. Найпростішими є пристрої прямої дії, принцип дії яких реалізований в конструкціях колонкового снаряду.

За результатами проведеного порівняльного аналізу конструкцій та ефективності використання при бурінні вибійних вібраторів різного типу із врахуванням діючих експлуатаційних вимог, найбільш прийнятною, з точки зору забезпечення необхідних показників, може вважатися конструкція гідродинамічного

автоколивального кульового вібратора [7]. В роботі [7] досліджено частотні характеристики та визначено величину зусилля, яке створюється внаслідок коливань сферичного робочого органу вібратора. В вібраторах даного типу відсутній механізм переключення потоку, а використання для силового кінематичного зв'язку стовпа робочої рідини виключає механічні кінематичні зв'язки, які швидко зношуються під дією вібраційних навантажень, підвищує його довговічність [8]. Використання для створення робочого потоку промивальної рідини, яка знаходиться під дією високого тиску, дозволяє створювати вібратори високої питомої потужності. Перевагою даних вібраторів є проста конструкція, відсутність підшипникових систем, мала маса та можливість неперервного дистанційного регулювання робочих параметрів. Вібратори кульового типу можуть застосовуватись в компоновках з свердловинними струминними насосами [9].

Висвітлення невирішених раніше частин загальної проблеми

Незважаючи на значний обсяг досліджень, присвячених використанню наддолотних кульових вібраторів, робочий процес пристрою вивчений недостатньо, що пов'язано із складним механізмом обтікання сферичного елемента стисненим потоком промивального розчину. Гідравлічні характеристики кульового вібратора визначаються характером розподілу гідродинамічних параметрів у проточній частині пристрою. Структура поля швидкостей та тисків у проточній частині кульового вібратора визначає особливості гідравлічного зв'язку його елементів з насосно-циркуляційною системою свердловини в процесі буріння. Проектування режиму промивання свердловин вимагає встановлення впливу на гідравлічні характеристики вібратора діючих експлуатаційних чинників. Вивчення особливостей руху промивальної рідини в проточній частині кульового вібратора дає змогу оптимізувати його робочий процес та підвищити ефективність його використання.

Мета та завдання досліджень

Метою досліджень є побудова імітаційної моделі та аналіз особливостей робочого процесу наддолотного кульового вібратора.

Поставлена мета передбачає виконання наступних завдань досліджень:

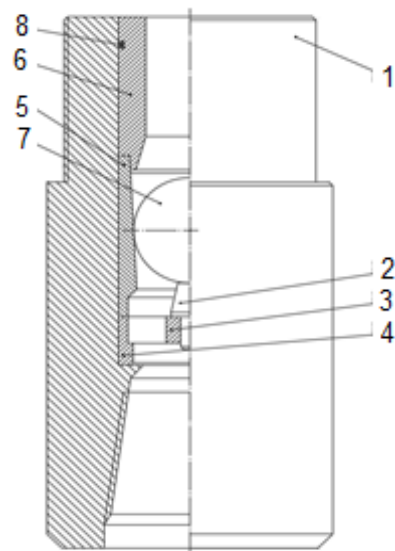
- побудова тривимірної геометричної та сіткової моделі наддолотного кульового вібратора;

- дослідження поля швидкостей та тисків в проточній частині вібратора;
- визначення гідравлічного опору вібратора.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Завдяки застосуванню гідравлічного привода кульові вібратори мають просту конструкцію та здатні передавати значну потужність. Конструкція кульових вібраторів забезпечує передачу на долото низькочастотних коливань з обмеженим динамічним навантаженням. Це дозволяє застосовувати з кульовими вібраторами стандартні долота серійного виготовлення.

Наддолотний кульовий вібратор складається з розміщеного в конічній втулці сферичного елемента (рис. 1).



1 – корпус; 2 – упор; 3 – основа;
4 – втулка основи; 5 – сідло; 6 – верхня втулка;
7 – куля; 8 – ущільнення

Рисунок 1 – Конструкція наддолотного кульового вібратора

Верхній перехідник вібратора сполучається з бурильною колоною, а його нижня частина – з промивальною системою долота. Під дією низхідного потоку сферичний робочий орган здійснює в конічному каналі поздовжній та бокові коливання і складний обертовий рух навколо осі симетрії кулі та пристрою.

Поєднання поступового та обертового руху сферичного органу за наявності бокового та поздовжнього стиснень потоку зумовлює нестаціонарне асиметричне обтікання кулі, появу ефекту Магнуса та утворення вихрових слідів [10]. Показана на рисунку 1 схема вібратора

кульового типу може бути класифікована як механізм із суміщеною компоновкою виконавчого, розподільчого і керуючого механізмів і комбінованим зворотним зв'язком, із змішаним рухом робочого елемента односторонньої дії.

Механічні поздовжні коливання кулі вібратора сприймаються обмежувачем вертикальних переміщень 2 і передаються корпусу пристрою та долоту. Коливальний рух сферичного робочого органа викликає зміну гідравлічного опору проточної частини вібратора. При цьому генерується серія гідравлічних ударів, які доповнюють механічну дію сферичного робочого органа.

Накладання динамічних імпульсів на обертний рух породоруйнівного елемента інтенсифікує руйнування гірської породи та покращує техніко-економічні показники процесу поглиблення свердловин. Змінний гідравлічний опір проточної частини вібратора створює пульсуючий режим промивання вибою та інтенсифікує процес видалення бурового шламу.

Працездатність вібратора зберігається за умови збереження малого кільцевого зазору між кулею 7 та поверхнею сидла 5 з конічною внутрішньою площиною. Величина кільцевого зазору між елементами пристрою визначає також його силові характеристики.

У випадку зношування поверхні сидла та поверхні кулі по діаметру зростає ширина кільцевого зазору між робочими елементами вібратора, і він втрачає працездатність. За рахунок виконання внутрішньої поверхні сидла слабкоконічною при зміщенні кулі вниз (внаслідок зношування упора 2) ширина кільцевого зазору знову зменшується, і працездатність вібратора відновлюється. Для забезпечення працездатності вібратора необхідно, щоб зношування упора 2 відбувалось швидше, ніж зношування внутрішньої поверхні втулки сидла 5. Це можливо у випадку виготовлення упора з матеріалу, який більше піддається ударному зношуванню ніж внутрішня поверхня конічного сидла.

В процесі комп'ютерного моделювання робочого процесу наддолотного кульового вібратора використовувалась імітаційна програма Solidworks Flow Simulator.

Дослідження гідравлічних характеристик кульового вібратора передбачає проведення наступних етапів дослідження:

- побудова геометричної моделі свердловинного струминного насоса;
- вибір обмежувальних поверхонь розрахункового об'єму та граничних параметрів експлуатації наддолотного кульового вібратора;

– побудова сіткової (розрахункової) моделі свердловинного наддолотного кульового вібратора;

– розв'язання системи рівнянь, отриманої з використанням методу скінченних елементів та аналіз результатів.

Відповідно до першого етапу досліджень побудована тривимірна модель пристрою, яка включає необхідні для проведення розрахунків складові елементи (рис. 2).

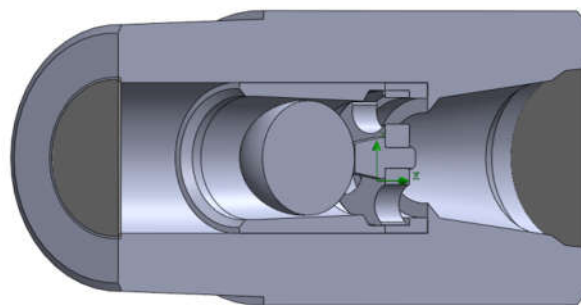


Рисунок 2 – Геометрична 3D модель кульового вібратора

Розрахунковий об'єм обмежуємо поверхнями проведеними через вхідний і вихідний перерізи пристрою. При виборі обмежень, що накладаються на виділений розрахунковий об'єм, використано загальноприйняте співвідношення гідродинамічних параметрів у вигляді поєднання витрат та тисків робочого потоку. Граничні умови на обмежувальних поверхнях приймаємо у вигляді значень вхідного $P_{вх}$ та вихідного $P_{вих}$ тисків із врахуванням величини гідростатичного тиску та гідравлічних втрат в проточній частині вібратора та в гідравлічному каналі затрубного простору. Розрахункові процедури проведені для шести значень витрати Q робочого потоку (табл. 1).

Прийнято діаметр кулі вібратора $D_k = 76,2$ мм, внутрішній діаметр сидла $D_0 = 82,296$ мм, глибина розміщення пристрою в свердловині $H_{св} = 2400$ м, коефіцієнт кінематичної в'язкості робочого потоку $\nu = 0,01 \times 10^{-4}$ м²/с. В процесі побудови розрахункової моделі свердловинного струминного насоса геометрична модель розбивається на скінченні елементи відповідно до заданих параметрів сітки. При побудові сітки розрахункових елементів приймаємо модель з густиною, близькою до максимально можливої для даного типу імітаційної програми (рис. 3).

Відповідно до результатів дослідження кінематичного поля в проточній частині кульового вібратора для заданих витрат робочого

Таблиця 1 – Вихідні дані для проведення розрахункових операцій

$Q \times 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	3	7	10	12	14	17
$P_{вх}, \text{ МПа}$	23,764	24,064	24,274	24,424	24,504	24,624
$P_{вих}, \text{ МПа}$	23,644	23,744	23,844	23,924	23,944	24,004

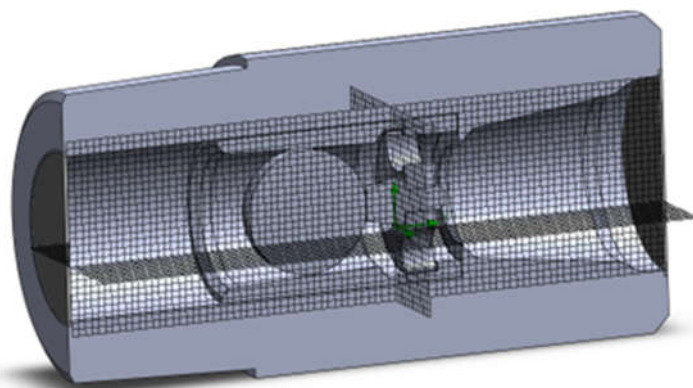


Рисунок 3 – Сітчаста модель кульового вібратора

потокотримано діаграми розподілу швидкостей, значення яких змінювались в діапазоні від 0,062 м/с до 7,162 м/с (рис. 4).

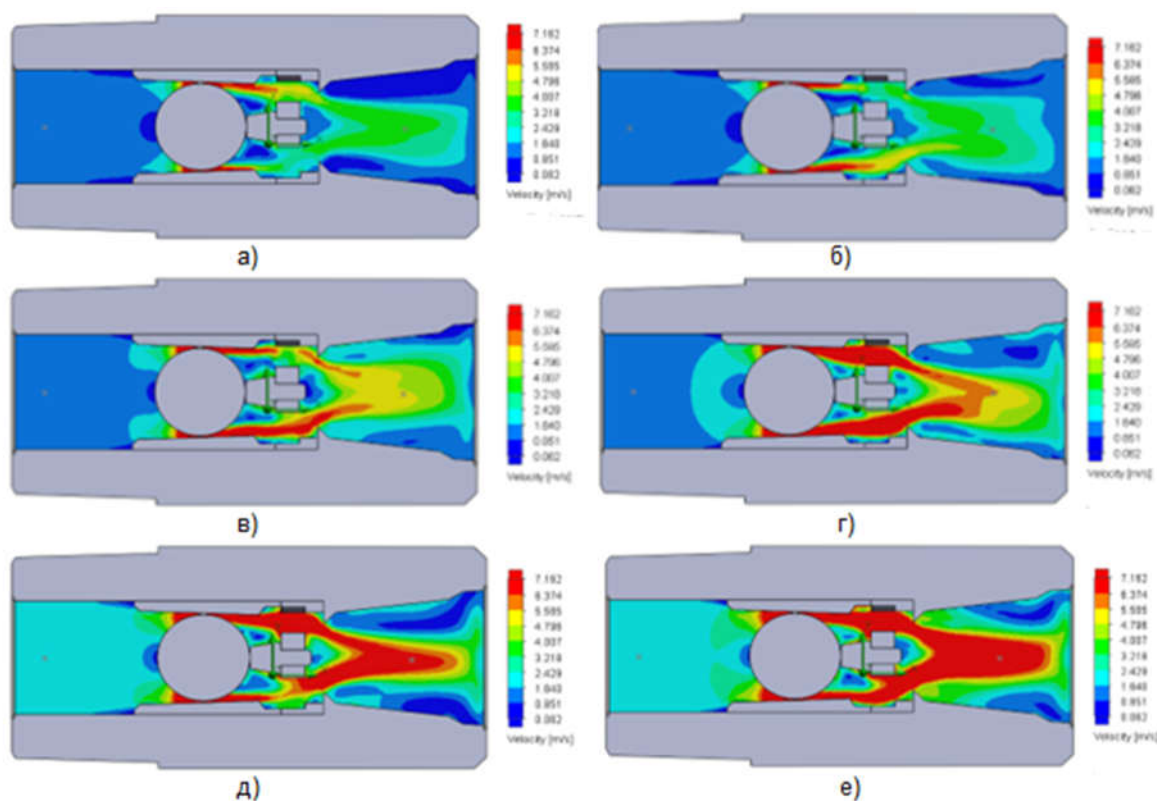
Для всіх досліджених моделей максимальна швидкість руху робочого потоку відповідає області кільцевого зазору, утвореного кулею вібратора та внутрішньою поверхнею сидла. Внаслідок поділу набігаючого на сферу потоку, який обтікає її верхню та нижню половини, мінімальна швидкість робочого середовища відповідає точці поділу струменів перед кулею (передня критична точка) та точці їх з'єднання після кулі (задня критична точка). Отримане значення швидкостей в критичних точках узгоджується з відомими даними: в процесі обтікання осесиметричним потоком ідеальної рідини його швидкість в критичних точках зменшується до нуля. Області малих швидкостей (застійні зони) утворюються також в центральній частині основи та в пристінних областях потоку, обернених до долота. Викликане дією сил Магнуса обертання сфери в стисненому потоці створює гідродинамічну силу, що діє на осі в напрямку, перпендикулярному напрямку потоку. Зміщення під дією гідродинамічної сили кулі вібратора зумовлює асиметричний характер розподілу кінематичних параметрів, що ілюструється наведеною на рисунку 4 діаграмами. Високошвидкісні струмені після виходу з кільцевого зазору поширюються в напрямку долота. Для високих значень витрати робочого потоку відбувається з'єднання високошвидкісних кільцевих струменів за кулею пристрою. Розміри області високих швидкостей зростають зі збільшенням

витрати робочого потоку. Наявність пристінних ділянок більшої швидкості на виході з вібратора пояснюється утворенням вихрових зон внаслідок руху робочого потоку упродовж дифузійної частини пристрою.

Значення тисків у проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку за результатами проведених розрахунків змінювались в діапазоні від 23,0 МПа до 24,7 МПа (рис. 5).

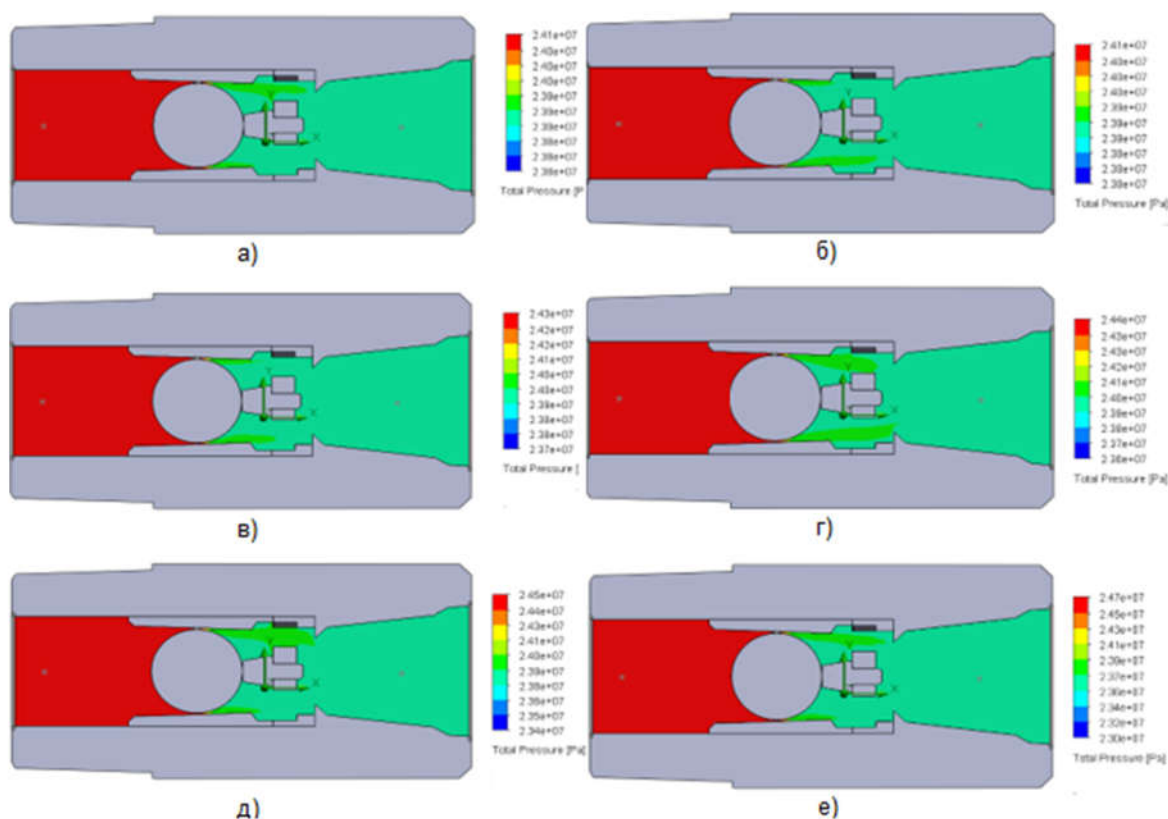
Максимальне значення тиску для всіх досліджених моделей відповідає розміщеній перед кулею вібратора області, а мінімальне – в кільцевому зазорі між кулею та внутрішньою поверхнею сидла. Мінімальні значення тиску відповідають більшим витратам робочого потоку та ділянкам розміщення областей максимальних швидкостей, що узгоджується з фізичним змістом рівняння Бернуллі. Мінімальне надлишкове значення тиску в кільцевому перерізі відповідає витраті робочого потоку $Q=0,017 \text{ м}^3/\text{с}$ та становить 0,544 МПа. Кільцевий струмінь низького тиску поширюється в напрямку до долота.

Основним недоліком пристрою є значний гідравлічний опір, внаслідок чого суттєво підвищується навантаження на поверхневий насосний агрегат. Гідравлічний опір пристрою в процесі моделювання його робочого процесу визначався в контрольних точках, розміщених перед кулею вібратора і перед долотом. Для узагальнення отриманих результатів та можливості їх перенесення на вібратори іншого типу розміру залежність перепаду тиску від витрати $\Delta P = f(Q)$ необхідно трансформувати в залеж-



а) $Q=0,003 \text{ м}^3/\text{с}$; б) $Q=0,007 \text{ м}^3/\text{с}$; в) $Q=0,010 \text{ м}^3/\text{с}$; г) $Q=0,012 \text{ м}^3/\text{с}$; д) $Q=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$; е) $Q=0,017 \text{ м}^3/\text{с}$

Рисунок 4 – Діаграми розподілу швидкостей у проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку



а) $Q=0,003 \text{ м}^3/\text{с}$; б) $Q=0,007 \text{ м}^3/\text{с}$; в) $Q=0,010 \text{ м}^3/\text{с}$; г) $Q=0,012 \text{ м}^3/\text{с}$; д) $Q=0,014 \text{ м}^3/\text{с}$; е) $Q=0,017 \text{ м}^3/\text{с}$

Рисунок 5 – Діаграми розподілу тисків у проточній частині кульового вібратора для різних витрат робочого потоку

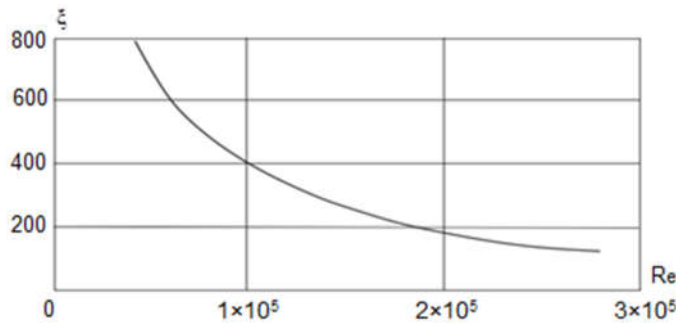


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини вібратора від числа Рейнольдса робочого потоку

ність коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини вібратора ξ від числа Рейнольдса $\xi = f(\text{Re})$.

Втрати напору в проточній частині кульового вібратора визначаються за формулою визначення гідравлічних втрат в місцевому опорі

$$h = \xi \frac{V^2}{2g}, \quad (1)$$

де V – швидкість потоку перед кульовим вібратором;

g – прискорення земного тяжіння.

З рівняння (1) визначаємо коефіцієнт гідравлічного опору ξ

$$\xi = \frac{h}{V^2/2g} = \frac{P_{\text{ex}} - P_{\text{вих}}}{\rho V^2/2} = \frac{\Delta P}{\rho V^2/2}, \quad (2)$$

де ρ – густина робочого потоку.

Число Рейнольдса робочого потоку визначаємо за очевидними формулами

$$V = \frac{4Q}{\pi D_0^2}; \quad \text{Re} = \frac{VD_0}{\nu}. \quad (3)$$

Враховуючи, що отримана залежність $\xi = f(\text{Re})$ є розрахунковою, експериментальні точки на графіку рисунка 6 відсутні.

Відповідно до отриманих результатів величина коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини кульового вібратора обернено пропорційна числу Рейнольдса робочого потоку.

Висновки

1. Побудована тривимірна геометрична та сіткова модель наддолотного кульового вібратора з використанням імітаційної програми Solidworks Flow Simulator. Розрахунковий об'єм обмежений площинами, проведеними через вхідну та вихідну поверхні пристрою. Обмеження, що накладаються на розрахунковий об'єм, прийняті у вигляді вхідного та вихідного тисків із врахуванням глибини свердло-

вини та гідравлічного опору елементів насосно-циркуляційної системи. Умови експлуатації вібратора обмежені шести значеннями витрати промивального розчину, яка змінювалась в діапазоні від 0,003 м³/с до 0,017 м³/с.

2. Встановлено закономірності розподілу швидкостей та тисків у проточній частині кульового вібратора. Значення швидкостей в проточній частині вібратора змінювались в діапазоні від 0,062 м/с до 7,162 м/с, а значення тисків – в діапазоні від 23,0 МПа до 24,7 МПа. Максимальна швидкість руху робочого потоку та мінімальне значення тиску відповідають області кільцевого зазору, утвореного кулею вібратора та внутрішньою поверхнею сідла. Внаслідок деформації робочого потоку в зазорі між сферичним робочим органом та внутрішньою конічною поверхнею сідла утворюється кільцевий струмінь, периферичні частини якого змикаються за кулею вібратора. На вихідній ділянці вібратора утворюються пристінні вихрові зони, які чинять суттєвий вплив на гідравлічний опір пристрою.

3. Досліджено закономірності зміни гідравлічного опору проточної частини пристрою на основі визначення різниці тисків в контрольних точках, розміщених перед кулею вібратора і перед долотом. Залежність втрат тиску від витрати робочого середовища трансформована в узагальнену гідравлічну характеристику вібратора у вигляді співвідношення значень коефіцієнта гідравлічного опору його проточної частини та числа Рейнольдса потоку промивального розчину. Величина числа Рейнольдса робочого потоку чинить обернений нелінійний вплив на значення коефіцієнта гідравлічного опору проточної частини наддолотного кульового вібратора.

Завдання подальших досліджень полягає у розробленні системи автоматизованого визначення гідравлічних характеристик наддолотного кульового вібратора.

Список використаних джерел

1. Фем'як Я.М., Чудик І.І., Судаков А.К., Якимечко Я.Я., Федик О.М. Практичне використання кавітаційних процесів у бурінні свердловин: монографія. Дрогобич: Посвіт, 2021. 232 с.
2. Возний В.Р., Фем'як Я.М., Яремійчук Р.С. Руйнування гірських порід при бурінні свердловин з використанням кавітаційно-пульсаційних технологій. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 2(31). С. 5–9.
3. Tang L., Zhang S., Zhang X., Ma L., Pu B. A review of axial vibration tool development and application for friction-reduction in extended reach wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021. Vol. 199. 12 p. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.108348>.
4. Wang P., Ni H., Wang R. A new drilling method – Earthworm-like vibration drilling. PLoS ONE. 2018. Vol. 13. Issue 4. e0194582. 21 p. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0194582>.
5. Zhulay Yu.O., Nikolayev O.D. Results of testing and modelling the “drilling rig with hydraulic vibrator – rock” system. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. № 1. P. 11–17. URL: <https://www.researchgate.net/publication/339962839>.
6. Hartung V. Hydraulic Percussion Hammer Drive Mechanisms. Hartrusion Engineering Website & Blog. October 2023 at 17:28. Date of application: 21.01.2024. URL: <https://hartrusion.com/en/hydrdthhammer/drivemechanisms/>.
7. Паневник О.В., Яремійчук Р.С., Чернобильський А.Г. Використання ежекційно-хвильових процесів для ліквідації ускладнень при бурінні. Київ: Українська книга, 1998. 211 с.
8. Паневник О.В. Визначення класифікаційних ознак конструкції кульового свердловинного вібратора. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Сер. Нафтогазопромислове обладнання. 1995. № 32. С. 85–89.
9. Паневник О.В. Використання ежекційних технологій для підвищення ефективності буріння свердловин ПСГ. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. Сер. Транспорт і зберігання нафти і газу. 1998. № 35. Т. 5. С. 116–121.
10. Prandtl L., Tietjens O.G. Fundamentals of Hydro- and Aeromechanics. New York: Dover Publications Inc., 2003. 270 p.

References

1. Femiak Ya.M., Chudyk I.I., Sudakov A.K., Yakymchko Ya.Ia., Fedyk O.M. Praktychne vykorystannia kavitatsiinykh protsesiv u burinni sverdlovyn: monohrafiia. Drohobych: Posvit, 2021. 232 p. [in Ukrainian]
2. Voznyi V.R., Femiak Ya.M., Yaremiichuk R.S. Ruinuvannia hirs'kykh porid pry burinni sverdlovyn z vykorystanniam kavitatsiino-pulsatsiinykh tekhnolohii. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. 2009. No 2(31). P. 5–9. [in Ukrainian]
3. Tang L., Zhang S., Zhang X., Ma L., Pu B. A review of axial vibration tool development and application for friction-reduction in extended reach wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021. Vol. 199. 12 p. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2021.108348>.
4. Wang P., Ni H., Wang R. A new drilling method – Earthworm-like vibration drilling. PLoS ONE. 2018. Vol. 13. Issue 4. e0194582. 21 p. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0194582>.
5. Zhulay Yu.O., Nikolayev O.D. Results of testing and modelling the “drilling rig with hydraulic vibrator – rock” system. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2020. No 1. P. 11–17. Available at: <https://www.researchgate.net/publication/339962839>.
6. Hartung V. Hydraulic Percussion Hammer Drive Mechanisms. Hartrusion Engineering Website & Blog. October 2023 at 17:28. Date of application: 21.01.2024. URL: <https://hartrusion.com/en/hydrdthhammer/drivemechanisms/>.
7. Panevnyk O.V., Yaremiichuk R.S., Chernobyl'skyi A.H. Vykorystannia ezhektiino-khvylovykh protsesiv dlia likvidatsii uskladnen pry burinni. Kyiv: Ukrainska knyha, 1998. 211 p. [in Ukrainian]
8. Panevnyk O.V. Vyznachennia klasyfikatsiinykh oznak konstruktсии kulovoho sverdlovynnoho vibratora. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyshch*. Ser. Naftohazopromyslove obladnannia. 1995. No 32. P. 85–89. [in Ukrainian]

9. Panevnyk O.V. Vykorystannia ezhektiinykh tekhnolohii dlia pidvyshchennia efektyvnosti burinnia sverd-
?ovyn PSH. *Rozvidka ta rozrobka naftovykh i hazovykh rodovyskh. Ser. Transport i zberihannia nafty i hazu*. 1998.
№ 35. Vol. 5. P. 116–121. [in Ukrainian]

10. Prandtl L., Tietjens O.G. Fundamentals of Hydro- and Aeromechanics. New York: Dover Publications
Inc., 2003. 270 p.

MODELING OF THE WORKING PROCESS OF THE ABOVE-BIT BALL VIBRATOR

Panevnyk O. V.

Dr of Technical Sciences, professor
Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas
15, Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine
e-mail: o.v.panevnik@gmail.com
<https://orcid.org/0000-0003-2765-3776>

Abstract. On the basis of simulation modeling using the Solidworks Flow Simulator program, the hydraulic characteristics of the overbit ball vibrator designed to increase the efficiency of well deepening when drilling in rocks of a higher strength category were studied. The ball vibrator consists of a spherical working body placed in the channel of the saddle, the vibrations of which are transmitted to the rock-destroying tool and the rock under the action of the oncoming flow. Superimposition of dynamic pulses created by the vibrator on the rotary movement of the bit increases the efficiency of rock destruction. The calculated volume of the 3D model of the device is limited by the planes drawn through its input and output sections. The boundary parameters of the calculation model are taken in the form of pressures on the boundary surfaces of the ball vibrator, taking into account the flushing mode and well structure. After dividing the 3D model of the device into calculated finite elements, the distribution diagrams of velocities and pressures in the flow part of the ball vibrator were obtained for six values of the flow rate of the washing solution, which varied in the range from 0.003 m³/s to 0.017 m³/s. The conducted studies established that due to the deformation of the flow in the gap between the vibrator ball and the inner conical surface of the saddle, an annular submerged jet is formed, which closes behind the spherical working body of the device. Wall vortex zones are formed at the outlet of the device and help to increase its hydraulic resistance. The calculated values of hydrodynamic parameters are used to determine the coefficient of hydraulic resistance of its flow part, the value of which is directly proportional to the pressure difference and inversely proportional to the speed of movement of the flushing solution and its density. The hydraulic characteristic of the ball vibrator is obtained in the form of a downward nonlinear dependence of the coefficient of hydraulic resistance of its flow part on the Reynolds number of the working flow. The obtained hydraulic characteristics allow to generalize the results of the conducted research and make it possible to use them in the design of a standard-sized series of superchisel ball vibrators.

Key words: vibration-rotational drilling; destruction of rock; dynamic action on the outcrop; ball vibrator; simulation modeling; coefficient of hydraulic resistance.