

УДК 622.245

DOI: 10.31471/2304-7399-2026-22(83)-158-176

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ГЕОМЕТРІЇ ЛОПАТЕЙ ДОЛІТ PDC НА ЕФЕКТИВНІСТЬ РУЙНУВАННЯ ТВЕРДИХ АБРАЗИВНИХ ПОРІД

П. П. Гелетій^{ORCID}, Я. М. Фем'як*^{ORCID}

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу;
76019, вул. Карпатська, 15, м. Івано-Франківськ, Україна
e-mail: petro.heletii-ag1625@nung.edu.ua, yaroslav.femiak@nung.edu.ua

Аналіз фахової літератури свідчить, що, попри значну увагу спільноти до вдосконалення технологій різців PDC, питання геометрії їхніх лопатей залишається малодослідженим. Саме просторова форма лопатей є визначальним критерієм дизайну, що безпосередньо впливає на ефективність, стабільність та зносостійкість інструменту. У роботі проаналізовано досвід буріння глибоких свердловин у твердих абразивних пісковиках ДДЗ та запропоновано методи підвищення показників доліт через зміну їхньої геометрії. За допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) змодельовано залежність механічної швидкості (МШБ), питомої енергії (ПМЕ) та коефіцієнта тертя від кута конусу (Cone Angle). Отримані результати підтверджують необхідність розроблення нових дизайнів PDC-доліт з оптимізованою формою лопатей.

Ключові слова: долото PDC, геометрія лопаті, скінченно-елементне моделювання, ефективність буріння, механічна швидкість буріння, питома механічна енергія, свердловина.

Вступ

Впровадження доліт з фіксованими різальними елементами PDC (Polycrystalline diamond compact) значно покращило ефективність буріння та прискорило темпи спорудження свердловин. З моменту створення та тестування даних технологій із середини 1970 років на сьогодні застосування доліт PDC для буріння нафтових та газових свердловин набуло масового поширення. Так, відповідно до статистичних даних, частка ринку, яка припадає на цей тип порордуруйнівного інструменту, становить 75-80% [1, 2, 3, 4].

За останні роки було досягнуто значного прогресу в удосконаленні технологій різальних елементів, що дозволило значно покращити зносостійкість доліт PDC та підвищити термін їхнього ефективного використання. Але, не зважаючи на це, в сучасних, складних умовах буріння

ефективність даних доліт є обмеженою. Породи-колектори найбільш продуктивних родовищ ДДЗ часто залягають на глибині понад 6000 метрів та складені твердими та високоабразивними пісковиками. В таких умовах традиційні долота PDC стикаються з труднощами в проникненні різців вглиб гірських порід, що часто супроводжується значними осьовими та радіальними вібраціями [5].

Одним із шляхів покращення ефективності відпрацювання доліт PDC в складних гірничо-геологічних умовах є оптимізація форми та геометрії лопатей долота. Зміна кута конусу долота, кривизни та ефективної довжини лопаті, а також оптимізація розташування різців на поверхні лопаті дозволяє покращити механічну швидкість буріння, забезпечуючи при цьому необхідну стійкість та стабільність долота.

Сучасні методи моделювання та спеціалізовані програмні комплекси забезпечують високу точність оцінки модифікацій лопатей долота. Зокрема, застосування методу скінченних елементів (МСЕ) дає змогу спрогнозувати механічну швидкість буріння, питому енергію та розподіл навантажень на окремі ріжучі елементи.

Постановка проблеми дослідження

Сучасні умови буріння нафтових та газових свердловин ДДЗ створюють значні виклики для використання доліт типу PDC. Особливо це стосується буріння під експлуатаційну колону, де, зазвичай, використовують долота діаметром 215,9 та 152,4 мм. Розріз свердловини в цьому інтервалі складений породами (табл. 1), твердість яких часто перевищує 25 000 psi, що є, по суті, граничною межею ефективного використання доліт PDC.

Отже, породоруйнівний інструмент цього типу працює на межі технологічних можливостей, що спричиняє передчасне зношення долота та потребує його частої заміни. За таких умов будь-які зміни в конструкції долота, що підвищують ефективність його роботи, можуть значно вплинути на темпи та економічні показники буріння.

Приклад такої свердловини наведено на рис. 1. Як свідчать дані, породи в інтервалі секції 215,9 мм мають значну твердість: аргіліти - від 6 000 до 14 000 psi, пісковики - від 14 000 до 26 000 psi. Крім того, пісковики характеризуються високою абразивністю з індексом, що часто наближається до одиниці.

Залежно від складності гірничо-геологічних умов розрізняють наступні типи профілю долота PDC: плоский (короткий), середньопараболічний, подовжений параболічний та двоконусний [6].

Найпоширенішими на сьогодні є середньо- та низькопараболічні профілі доліт. Завдяки збалансованій помірній кривизні вони універсальні для порід м'якої та середньої твердості, оскільки поєднують високу швидкість проходки зі стабільною роботою інструменту.

Таблиця 1. Класифікація гірських порід за границею міцності на одновісний стиск (Unconfined Compressive Strength - UCS)

Група порід	Границя міцності на одновісний стиск, kpsi	Границя міцності на одновісний стиск, МПа	Рекомендований тип долота
Малої міцності	< 1	< 5	PDC
Помірної міцності	1 - 4	5 - 25	PDC
Середньої міцності	4 - 7	25 - 50	PDC
Міцні	7 - 14	50 - 100	PDC, шарошкові долота з твёрдосплавними вставками (TCI)
Дуже міцні	14 - 36	100 - 250	шарошкові долота з твёрдосплавними вставками (TCI)
Вельми міцні	> 36	> 250	шарошкові долота з твёрдосплавними вставками (TCI), алмазні долота (Impregnated Drill Bits)

Наявність внутрішнього конуса є критичним компонентом профілю долота. Його основна функція полягає в забезпеченні переходу від центральної частини долота (нульова швидкість) до периферійних зон із високою лінійною швидкістю при одночасному збереженні стабільності роботи інструменту. Стабільність долота та запобігання «вихровому ефекту» є чи не ключовою характеристикою дизайну породоруйнівного інструменту, яка майже повністю залежить від параметрів внутрішнього конуса. Увігнутий конус дозволяє невеликій кількості породи залишатися в центрі стовбура свердловини. Цей «виступ породи» відіграє роль фізичної направляючої або опорної точки. Згідно з дослідженнями провідних компаній [7, 8], глибший конус сприяє центруванню долота, знижуючи ризик виникнення «вихрового ефекту» (ексцентричного обертання), який часто призводить до ударних пошкоджень різців у твердих формаціях.

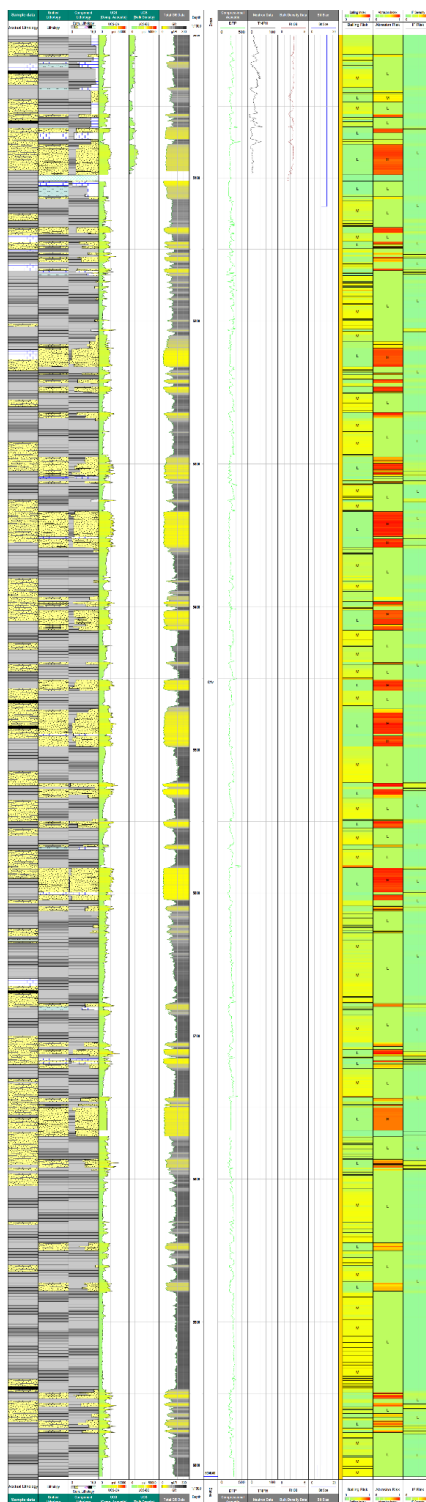


Рис. 1. Аналіз буримості порід секції 215,9 мм

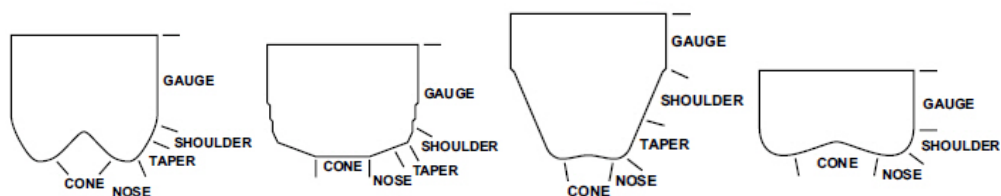


Рис. 2. Типи профілю доліт PDC

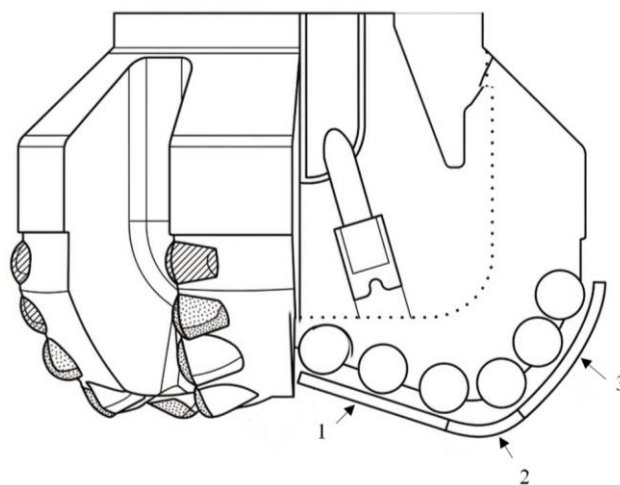


Рис. 3. Графічне представлення середньопараболічного профілю долота:
1 – внутрішній конус; 2 – вершина; 3 – плечова частина долота

Геометрія конуса змінює механізм руйнування породи в центрі вибою. Різці в самому центрі долота обертаються зі швидкістю 0 м/с, тому різання (основний механізм роботи PDC) у цій зоні є неефективним. В сучасній літературі наводяться дослідження, про те, що центральні різці в конусі часто використовують ефект «точкового навантаження» або дроблення замість чистого різання. Саме тому багато виробників встановлюють у центрі конічні алмазні елементи (CDE) – вони демонструють найкращі показники в умовах низьких швидкостей та високих напружень у зоні конуса.

Гострота або глибина конуса зазвичай підбирається відповідно до міцності породи. В табл. 2 наведено загальні характеристики кута конусу при підборі доліт і залежить від твердості порід.

З огляду на недостатню вивченість питання, дослідження впливу кута конуса на ефективність роботи долота набуває особливої актуальності. Сучасна стратегія підвищення продуктивності PDC-доліт у твердих та абразивних породах має базуватися на поєднанні традиційних підходів із новітніми обчислювальними методами та аналізом фактичних даних буріння.

Таблиця 2. Залежність кута конуса від твердості породи

Група порід	Рекомендована глибина конусу	Обґрунтування
м'які, пластичні	мілкий, плоский	максимізує площу контакту для збільшення механічної швидкості буріння (ROP) та запобігає «зашламуванню» долота у в'язких глинах
середні, тверді	глибокий, гострий кут	покращує здатність долота «тримати траєкторію» та концентрує навантаження на внутрішні різці для ефективнішого руйнування твердої породи

Формування цілей статті

Удосконалення геометрії лопаті бурового долота PDC (перехід від параболічного до еліптичного профілю) та верифікація моделі дають змогу підвищити ефективність породоруйнівного інструменту в умовах високої абразивності.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Попри значний прогрес в удосконаленні конструкції долот PDC та розробці інноваційних технологій різальних елементів, питання оптимізації форми та геометрії лопатей залишається маловивченим. Так, основні теоретичні положення були розроблені ще наприкінці 80-х років [6, 9]. На рис. 4 наведено схематичне зображення лопаті долота PDC. Як видно з рисунка, площину долота умовно поділяють на внутрішній конус ($2/3$ радіусу долота) та зовнішній конус ($1/3$ радіуса) з висотою конуса h_c . Саме за значеннями h_c та g (висота калібруючої частини) встановлюють належність того чи іншого профілю долота до одного з дев'яти класів за класифікацією IADC [2, 6]. Це також базові характеристики, які визначають поведінку долота – його стійкість, стабільність та ефективність.

Базовий дизайн долота, який взято за основу дослідження відноситься до низькопараболічного профілю. Проекцію різальних елементів на вертикальну площину зображено на рис. 5. Як видно з рисунка, дана конструкція характеризується відносно низькими значеннями h_c та кута конусу долота.

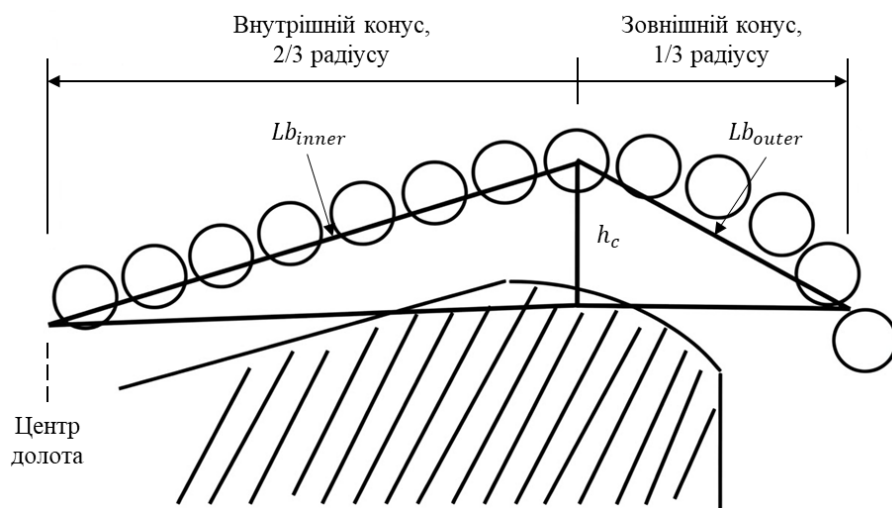


Рис. 4. Схематичне зображення лопати долота:

Lb_{inner} – довжина лопати внутрішнього конуса;

Lb_{outer} – довжина лопати зовнішнього конуса; h_c – висота конуса

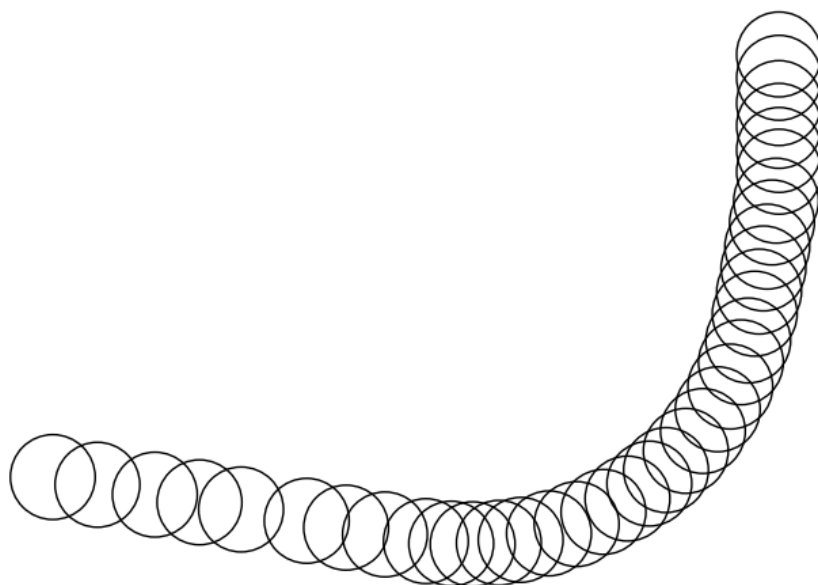


Рис. 5. Проекція різальних елементів на вертикальну площину

Центральною частиною даного дослідження є оптимізація геометрії лопати за допомогою застосування ліній другого порядку, а саме, канонічних кривих. Канонічними кривими називаються криві, які можна дістати шляхом перерізу кругового конуса з площиною [12, 13]. Серед таких розрізняють коло, еліпс, гіперболу та параболу. Загальне рівняння ліній другого порядку записують у вигляді:

$$ax^2 + by^2 + cxy + dx + ey + f = 0, \quad (1)$$

де коефіцієнти a, b, c, d, e, f – дійсні числа, при чому хоча б одне з чисел a, d, c відмінне від нуля, тобто $a^2 + b^2 + c^2 \neq 0$ [12].

Серед моделей профілю лопаті долота PDC, які досліджувалися, найкращі результати отримали для еліптичного типу профілю, де базовою канонічною кривою виступає еліпс. Еліпсом називають множину точок площини, сума відстаней яких від двох даних точок площини, які називаються фокусами, є сталою величиною, більша від відстані між фокусами [12]. Загальне рівняння еліпса записують у вигляді:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1, \quad (2)$$

де a та b – відповідно велика та мала півосі еліпса.

Еліптична модель профілю долота представлена сімейством еліпсів, які мають фіксовану велику та змінну малу півосі, зорієнтованих таким чином, що точка з максимальною кривизною є дотичною до плечової частини профілю лопаті базового дизайну (див. рис. 6). Криві, які мають різний кут конуса долота, генеруються шляхом зміни величини малої півосі еліпса. Таким чином, можна отримати широкий спектр модифікацій геометрії профілю лопаті, які належать до одного сімейства кривих, тобто поділяють загальні характеристики, і водночас змінюють ключові параметри профілю, такі як кут, висоту та довжину внутрішнього конуса.

Застосування даної моделі має ряд суттєвих переваг. По-перше, оскільки еліпс є гладкою кривою, то в запропонованому профілі лопаті зберігається плавний перехід від конусу долота до плечової частини, що значно відрізняється від більшості дизайнів, які мають прямолінійний конус та параболічне плече. В результаті цього відбувається рівномірний контакт долота з вибоєм свердловини, що запобігає утворенню різких переходів. По-друге, еліпс також є неперервною кривою, що дозволяє рівномірно розподілити різальні елементи на поверхні лопаті. Це означає, що навантаження на окремі різці буде також розподілятися рівномірно. По-третє, ефективна довжина лопаті в даній моделі є більшою в порівнянні з класичними моделями. Відповідно, це дає змогу збільшити густоту діамантового покриття лопаті (густоту різальних елементів), що є сьогодні дуже актуальною проблемою.

Для порівняння розробленої моделі профілю долота з базовим профілем та об'єктивної оцінки ефективності моделі було використано чисельне моделювання методом скінченних елементів (МСЕ). Моделювання проводилося для двох типів порід із фіксованими параметрами буріння. Вихідні величини чисельного моделювання наведено в табл. 3.

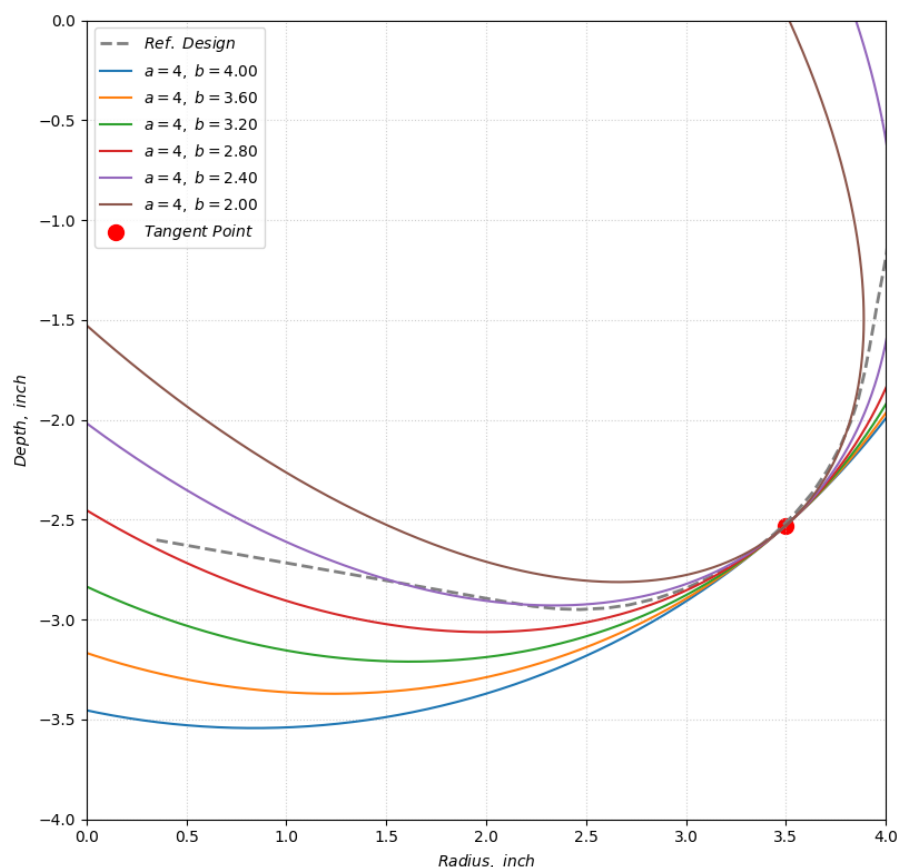


Рис. 6. Еліптична модель профілю долота

Таблиця 3. Основні параметри, що враховуються при моделюванні ефективності роботи долота PDC

Параметр моделювання	Значення	Вплив на результат аналізу
літологічний склад порід	аргіліт/пісковик	визначає характер руйнування (пластичне/крихке)
міцність на одновісний стиск (UCS), psi	14000/20000	безпосередньо корелює з необхідною енергією для заглиблення різця
осьове навантаження на долото, lb	4000 – 15000 з кроком 1000	дозволяє побудувати криву залежності МШБ від ННД та оцінити вплив ННД ефективність буріння
оберти долота, об/хв	120	впливає на лінійну швидкість різання на периферійних різцях

Методика скінченно-елементного моделювання дозволяє детально змодельовати роботу породоруйнівного інструменту в ідеальних умовах і провести порівняння розроблених варіантів профілю долота з базовим. Результатом моделювання є набір наступних параметрів:

- механічна швидкість буріння (МШБ);
- крутний момент на долоті;
- питома механічна енергія буріння (ПМЕ);
- коефіцієнт тертя, μ ;
- глибина занурення ріжучих елементів в породу;
- робота індивідуального ріжучого елемента;
- структурна цілісність різця;
- площа сколювання породи;
- об'єм вибуреної породи.

Метою дослідження було розробити оптимальну геометрію профілю долота, яка дозволила б підвищити ефективність відпрацювання бурових доліт PDC у складних гірничо-геологічних умовах. Для цього було запропоновано три варіанти профілю долота, що мають різний кут внутрішнього конуса долота – *Profile I, Profile II, Profile III*.

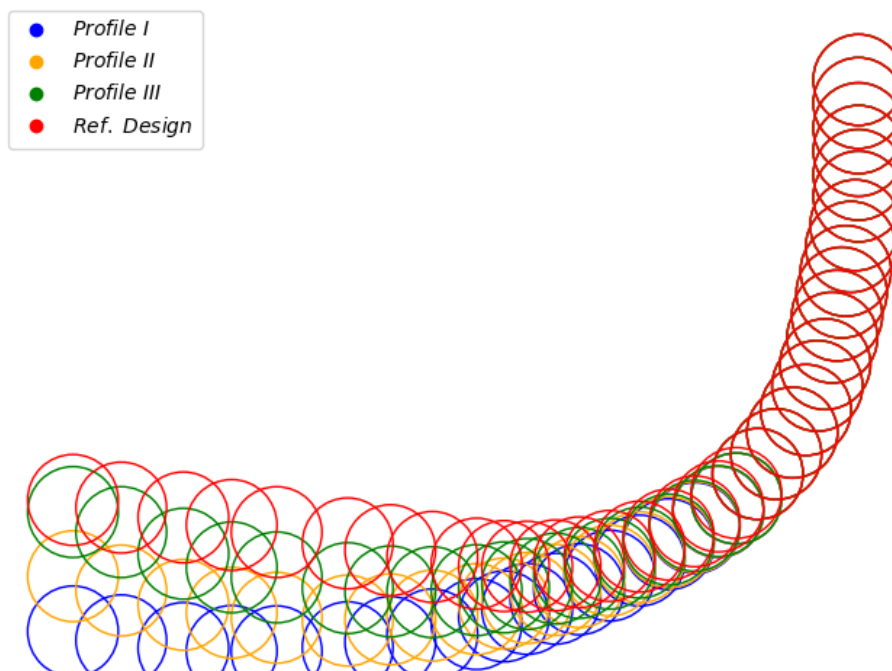


Рис. 7. Запропоновані моделі профілю долота:
Ref. Design – еталонний дизайн відносно якого ведеться порівняння

Результати СЕМ в аргілітах твердістю 14000 psi

Детальний аналіз отриманих результатів передбачає комплексний розгляд ефективності запропонованої геометрії лопаті долота в порівнянні з еталонною. На рис. 8 наведено залежність механічної швидкості буріння (ROP) (рис. 8 а), та крутного моменту на долоті (TRQ) від навантаження на долото (WOB) (рис. 8 б) для кожного профілю долота. Як видно з рисунка, модель профілю III є найменш ефективною в порівнянні з моделями I і II та базовим дизайном. Це пояснюється тим, що в даній моделі кут внутрішнього конуса та висота конуса мають найбільші значення. Тобто, бачимо чітку залежність механічної швидкості буріння від вказаних характеристик дизайну профілю долота.

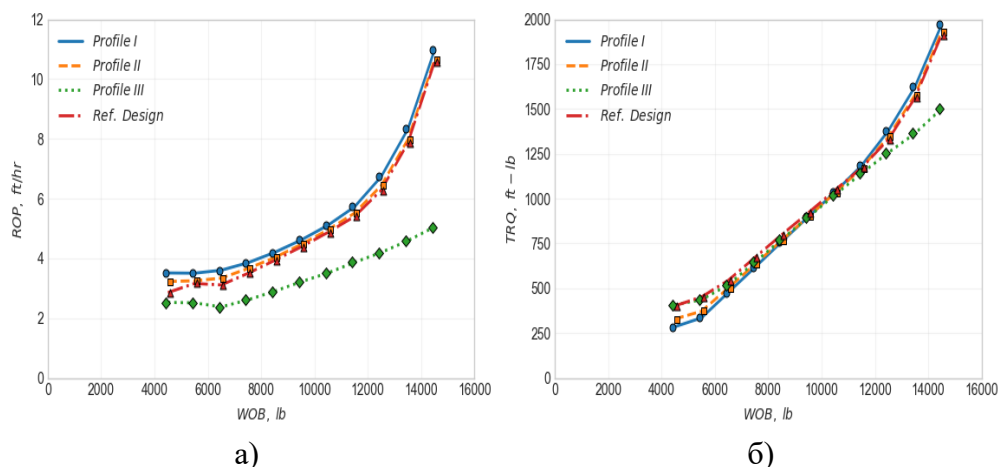


Рис. 8. Графік залежності механічної швидкості буріння та крутного моменту на долоті від навантаження на долото за СЕМ

З іншого боку, запропоновані моделі I та II демонструють кращу ефективність в порівнянні з базовим дизайном. Так, для низьких значень навантаження на долото 4000 – 7000 фт (модель I) отримано покращення середньої МШБ до 17 %, та зниження крутного моменту на долоті і питомої механічної енергії до 28% та 4% відповідно. Додатково, при діапазоні значень ННД 7000 – 14000 фт підвищення МШБ склало в середньому 6% при майже незмінних значеннях крутного моменту на долоті та ПМЕ в порівнянні з базовим дизайном. Результати залежності питомої механічної енергії (а) та коефіцієнта тертя (б) від глибини занурення ріжучи елементів наведені на рис. 9.

Слід також зазначити, що діапазон величини занурення різальних елементів у породу є найменшим для моделі III, та найбільшим для моделі I. Це свідчить про те, що профіль долота III потребує більшого навантаження для досягнення необхідної глибини зрізу породи, на проти-

вагу профілю I, який є найбільш ефективним і вимагає найменшої енергії для досягнення необхідної швидкості буріння.

Окремо слід відмітити характер розподілу роботи індивідуального різального елемента та структурної цілісності різців для запропонованих моделей. Залежність даних параметрів від радіальної відстані наведено на рис. 10. Як видно з рисунка, розроблені профілі долота I та II хоча і повторюють тренд базового дизайну, володіють більш рівномірним розподілом навантажень на окремі різальні елементи. Понад те, модель I характеризується найменшими значеннями роботи, яку виконують різальні елементи в процесі буріння, в той час, як структурна цілісність різців практично не відрізняється від взірця, що зайвий раз підкреслює енергоефективність даної моделі.

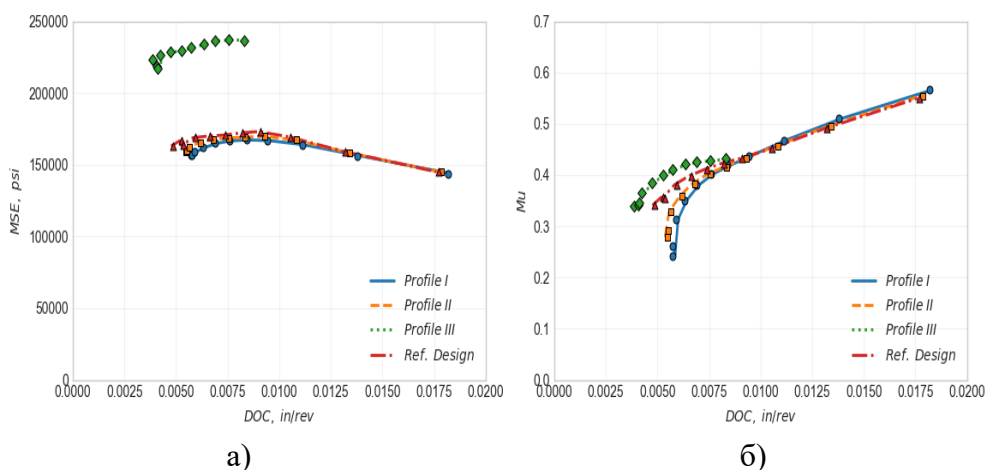


Рис. 9. Графік залежності питомої механічної енергії та коефіцієнта тертя від глибини занурення різальних елементів за СЕМ

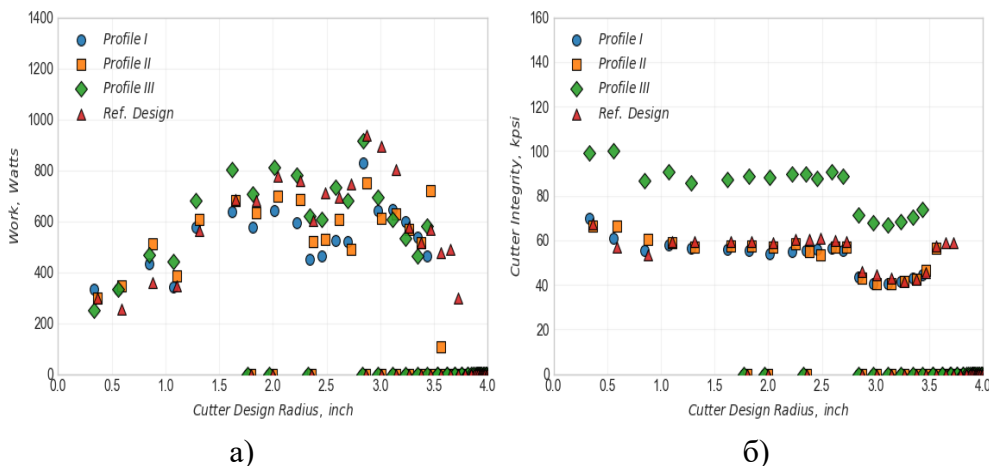


Рис. 10. Розподіл роботи індивідуального різального елемента (a) та структурної цілісності різців (b) від радіальної відстані

Подібну закономірність бачимо і для характеру розподілу залежності площі сколювання та об'єму вибуреної породи від радіальної відстані. Дані залежності зображено на рис. 11. Як і попередньому випадку, маємо більш рівномірний розподіл вказаних величин, що свідчить про збалансованість запропонованої геометрії лопаті. Понад те, для моделей I та II площа сколювання породи та об'єм вибуреної породи в конусі долота є більшими в порівнянні зі зразком, в той час як в плечовій частині ці величини є дещо нижчими, що, знову ж таки, вказує на ефективність даних моделей.

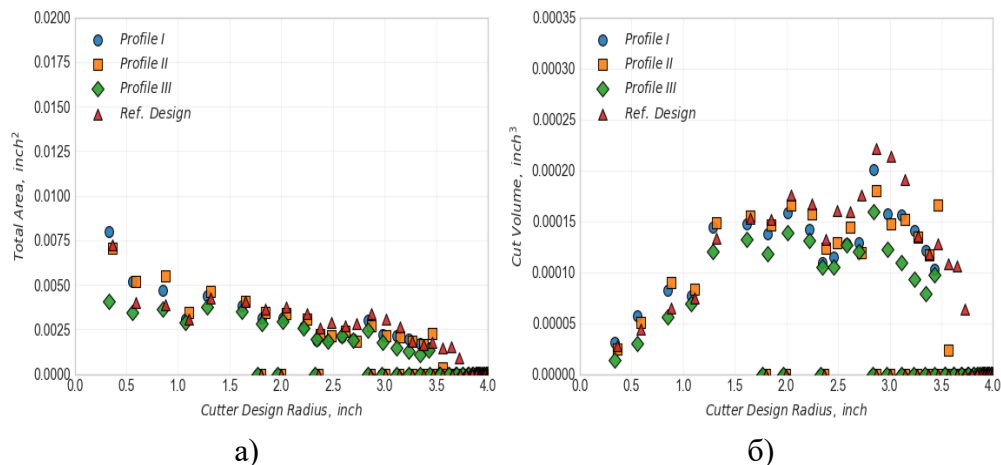


Рис. 11. Розподіл роботи залежності площі сколювання породи (а) та об'єму вибуреної породи (б) від радіальної відстані

У табл. 4 наведено порівняльну характеристику ефективності трьох розроблених моделей порівняно з базовим дизайном. Результати свідчать, що запропонований підхід до профілювання долота має значний потенціал для підвищення ефективності роботи інструменту в складних гірничо-геологічних умовах.

Результати СЕМ у пісковицях твердістю 20000 psi

На відміну від СЕМ отриманого в аргілітах, результати моделювання в піскових вказують на те, що всі три запропоновані моделі профілю долота є більш ефективними за базовий дизайн. Так, для низьких навантажень на долото (до 5 кфт) покращення середньої МШБ склали 14% та 30% для моделей III та I відповідно. Додатково для типу профілю I отримали пониження крутного моменту на долоті на 19%. Для високих навантажень на долото (9 - 14 кфт) середнє покращення МШБ склало 6% для моделі I, 3% для моделі II та 2% для моделі III. Графіки залежності даних параметрів від навантаження на долото наведено на рис. 12.

Таблиця 4. Порівняльна характеристика ефективності моделей профілю долота з базовим дизайном

Діапазон значень WOB, кфТ	Відсоток збільшення/зниження TRQ, %	Відсоток збільшення/зниження MSE, %	Відсоток збільшення/зниження DOC, %	Відсоток збільшення/зниження μ , %	Відсоток збільшення/зниження ROP, %
<i>Модель I</i>					
4-5	-27%	-4%	17%	-28%	17%
6-7	-10%	-4%	13%	-10%	13%
8-9	-4%	-3%	6%	-3%	6%
10-11	0%	-3%	5%	0%	5%
12-13	4%	-3%	7%	4%	7%
14-15	3%	-1%	5%	3%	5%
<i>Модель II</i>					
4-5	-18%	-2%	8%	-18%	8%
6-7	-7%	-2%	6%	-7%	6%
8-9	-3%	-1%	2%	-3%	2%
10-11	-1%	-2%	2%	-1%	2%
12-13	1%	-1%	2%	1%	2%
14-15	1%	0%	1%	1%	1%
<i>Модель III</i>					
4-5	-1%	34%	-16%	-1%	-16%
6-7	-4%	34%	-25%	-4%	-25%
8-9	-3%	35%	-26%	-3%	-26%
10-11	-3%	35%	-28%	-3%	-28%
12-13	-9%	44%	-38%	-9%	-38%
14-15	-17%	56%	-48%	-17%	-48%

Те ж спостерігаємо і для питомої механічної енергії та коефіцієнта тертя μ , – всі три запропоновані конфігурації лопаті є більш енергоефективними в порівнянні з базовим дизайном. Найкращі результати демонструє модель I, про що свідчать найнижчі показники ПМЕ та μ . Графіки залежності питомої механічної енергії та коефіцієнта тертя від глибини занурення різальних елементів за СЕМ наведено на рис. 13.

Аналіз характеру розподілу зусиль та структурної цілісності різців підтверджує (рис. 14): розроблені конфігурації лопаті забезпечують більш рівномірне навантаження, як і в попередньому випадку.

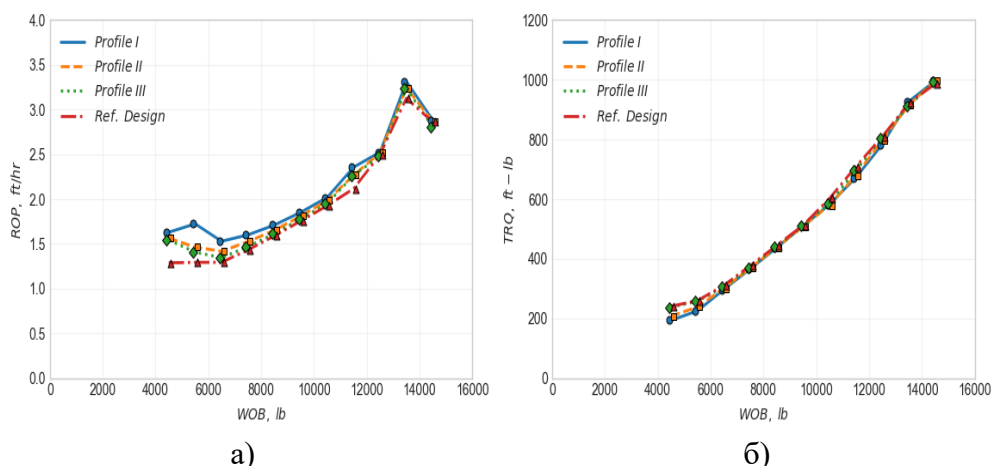


Рис. 12. Графік залежності механічної швидкості буріння (а) та крутного моменту на долоті (б) від навантаження на долота за СЕМ

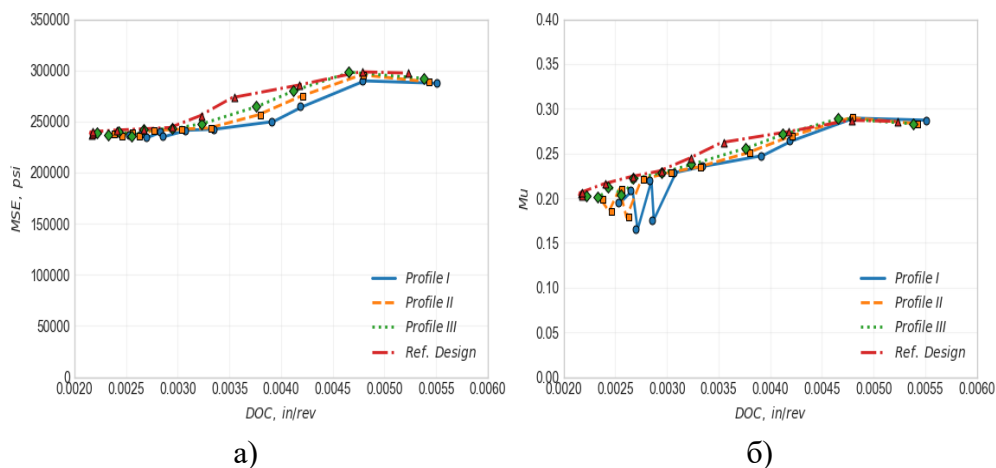


Рис. 13. Графіки залежності питомої механічної енергії (а) та коефіцієнта тертя (б) від глибини занурення різальних елементів за СЕМ

Ба більше, у моделях I та II спостерігаємо більші значення роботи різців при стабільній цілісності різальних елементів. Це пояснюється конструктивними параметрами та підтверджує припущення: зменшення кута й висоти конуса долота веде до зростання його загальної ефективності.

Як і у випадку з аргілітами, спостерігається зростання параметрів площі сколювання та об'єму породи в конусі долота (рис. 15). Це повністю узгоджується з прогнозними даними.

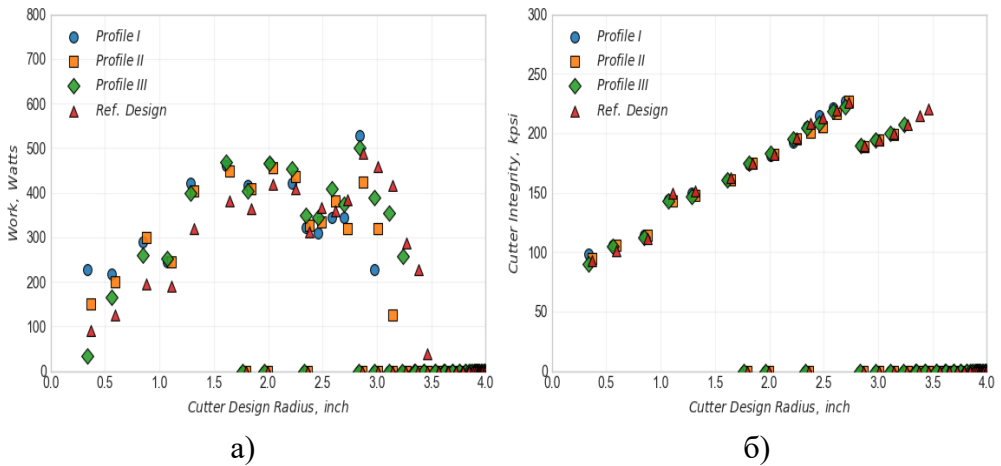


Рис. 14. Розподіл роботи індивідуального різального елемента (а) та структурної цілісності різців (б) від радіальної відстані

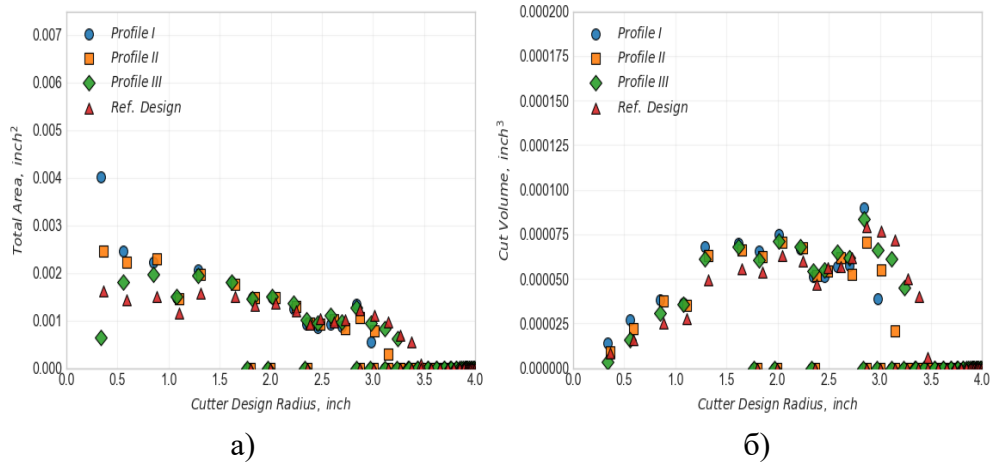


Рисунок 15. Розподіл роботи залежності площі сколювання породи (а) та об'єму вибуреної породи (б) від радіальної відстані

У табл. 5 наведено результати порівняння ефективності запропонованих рішень із базовим дизайном долота. Спостерігається суттєве підвищення продуктивності буріння в діапазоні низьких навантажень та стабільне покращення показників при високих навантаженнях, що вказує на перспективність оптимізації геометрії лопатей.

Результати досліджень дають підстави стверджувати, що запропоновані рішення мають суттєві переваги порівняно з традиційними. Встановлено пряму залежність ефективності долота від параметрів його внутрішнього конуса, що вказує на критичну важливість конструктивної оптимізації.

Таблиця 5. Порівняльна характеристика ефективності моделей профілю долота з базовим дизайном

Діапазон значень WOB, кфТ	Відсоток збільшення/зниження TRQ, %	Відсоток збільшення/зниження MSE, %	Відсоток збільшення/зниження DOC, %	Відсоток збільшення/зниження μ , %	Відсоток збільшення/зниження ROP, %
<i>Модель I</i>					
4-5	-16%	-1%	30%	-17%	30%
6-7	-4%	-1%	15%	-4%	15%
8-9	-1%	-1%	7%	-1%	7%
10-11	-4%	-7%	8%	-5%	8%
12-13	-1%	-5%	4%	-2%	4%
14-15	1%	-3%	4%	1%	4%
<i>Модель II</i>					
4-5	-11%	-1%	17%	-11%	17%
6-7	-3%	-1%	8%	-3%	8%
8-9	-1%	-1%	3%	-1%	3%
10-11	-4%	-5%	5%	-4%	5%
12-13	-1%	-3%	2%	-1%	2%
14-15	0%	-2%	2%	0%	2%
<i>Модель III</i>					
4-5	-1%	0%	14%	-1%	14%
6-7	-2%	0%	3%	-2%	3%
8-9	-1%	0%	1%	-1%	1%
10-11	-2%	-3%	4%	-2%	4%
12-13	-1%	-2%	2%	-1%	2%
14-15	0%	-1%	1%	0%	1%

Висновки

1. Результати досліджень підтверджують, що перехід від параболічної до еліптичної форми лопаті докорінно змінює механіку роботи долота. Завдяки перерозподілу навантаження з периферії (плеча) до центру (конуса) досягається рівномірне завантаження різальних елементів. Це дозволяє вирішити одну з ключових проблем доліт PDC – низьку ефективність роботи різців у центральній зоні.

2. Еліптична модель лопаті переважає параболічну завдяки рівномірному розподілу різальних елементів. Це дозволяє уникнути різкого переходу від внутрішнього конуса до плеча долота та підвищити загальну густоту армування.

3. Розроблений алгоритм оптимізації геометрії лопаті забезпечує синтез сімейства кривих відповідно до параметрів конуса долота. Це дозволяє адаптувати профіль інструменту до конкретних гірничо-геологічних умов буріння.

4. Результати скінченно-елементного моделювання (СЕМ) підтверджують значне підвищення ефективності роботи долота в обох типах порід. При цьому структурна цілісність різців залишається стабільною, що свідчить про збереження стійкості нової геометрії на рівні базової моделі

Література

1. Vynnykov, Y. L. (2021). *Osnovy burinnia sverdlovyn: Konspekt lektsii [Fundamentals of well drilling: Lecture notes]*. Poltava. (in Ukrainian)
2. Ma, Y., Huang, Z., Li, Q., Zhou, Y., & Peng, S. (2018). Cutter layout optimization for reduction of lateral force on PDC bit using Kriging and particle swarm optimization methods. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 163, 359–370. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.01.001>
3. Cheng, Z., Li, G., Huang, Z., Sheng, M., Wu, X., & Yang, J. (2019). Analytical modelling of rock cutting force and failure surface in linear cutting test by single PDC cutter. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 177, 306–316. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.09.023>
4. Wu, Z., Yuan, R., Zhang, W., Liu, J., & Hu, S. (2024). Structure design of bionic PDC cutter and the characteristics of rock breaking processes. *Processes*, 12(1), Article 66. DOI: <https://doi.org/10.3390/pr12010066>
5. Wang, P., Ni, H., & Wang, R. (2018). A novel vibration drilling tool used for reducing friction and improve the penetration rate of petroleum drilling. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, 165, 436–443. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2018.02.053>
6. Bourgoyne, A. T., Milheim, K. K., Chenevert, M. E., & Young, F. S. (1986). *Applied drilling engineering* (SPE Textbook Series, Vol. 2). Society of Petroleum Engineers. URL: <https://www.scribd.com/document/625880469/Applied-Drilling-Engineering>
7. Baker Hughes. (n.d.). *Talon/Strike PDC bits catalog*.
8. Schlumberger (SLB). (n.d.). *The defining series: Bits*.
9. Brandon, B., Cerkovnik, J., Koskie, E., Bayoud, B., Colston, F., Clayton, R., Anderson, M., Hollister, K., Senger, J., & Niemi, R. (1992). First revision to the IADC fixed cutter dull grading system. *SPE/IADC Drilling Conference*. DOI: <https://doi.org/10.2118/23939-MS>
10. Glowka, D. A. (1985). Implications of thermal wear phenomena for PDC bit design and operation. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*. DOI: <https://doi.org/10.2118/14222-MS>

11. Glowka, D. A. (1987). *Development of a method for predicting the performance and wear of PDC drill bits* (Technical Report No. SAND86-1745). Sandia National Laboratories. DOI: <https://doi.org/10.2172/5591640>
12. Glowka, D. A. (1989). Use of single-cutter data in the analysis of PDC bit designs: Part 1 - development of a PDC cutting force model. *Journal of Petroleum Technology*, 41(8), 797–849. DOI: <https://doi.org/10.2118/15619-PA>
13. Dubovyk, V. P., & Yurvk, I. I. (2013). *Vyshcha matematyka [Higher mathematics] (in Ukrainian)*. Ihnateks Ukraina.
14. Dawkins, P. (2022). *Algebra*. Online course notes. Lamar University. URL: <https://tutorial.math.lamar.edu/Classes/Alg/Alg.aspx>

Стаття надійшла до редакційної колегії 31.03.2026 р.
Прийнято до друку 29.04.2026 р.

INVESTIGATION OF THE INFLUENCE OF PDC BIT BLADE GEOMETRY ON THE ROCK CUTTING EFFICIENCY IN HARD ABRASIVE FORMATIONS

P. P. Geletii , Ya. M. Femiak * 

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas;

15 Karpatska St., Ivano-Frankivsk, 76019, Ukraine

e-mail: petro.heletii-ag1625@nung.edu.ua; yaroslav.femiak@nung.edu.ua

Analysis of professional literature indicates that despite the community's significant attention to improving PDC cutter technologies, the issue of blade geometry remains under-researched. It is the spatial form of the blades that serves as a decisive design criterion, directly impacting the efficiency, stability, and wear resistance of the tool. This paper analyzes the experience of drilling deep wells in hard abrasive sandstones of the Dnieper-Donets Basin (DDB) and proposes methods to enhance bit performance by modifying their geometry. Using the finite element method (FEM), the dependence of the rate of penetration (ROP), mechanical specific energy (MSE), and friction coefficient on the cone angle was modeled. The results obtained confirm the necessity of developing new PDC bit designs with optimized blade shapes.

Keywords: *PDC bit, blade geometry, finite element modeling (FEM), drilling efficiency, rate of penetration (ROP), mechanical specific energy (MSE), wellbore.*