



Прийнято 14.05.2026. Прорецензовано 20.05.2026. Опубліковано 30.05.2026.

УДК 622.24.053

DOI: 10.31471/1993-9868-2026-1(45)-100-114

СТЕНДОВІ ВИПРОБУВАННЯ БУРОВОГО АМОРТИЗАТОРА З БАГАТОЗАХІДНИМ ГВИНТОВИМ ВУЗЛОМ ПРИ БУРІННІ ТВЕРДОЇ ПОРОДИ PDC-ДОЛОТОМ

Ландар С. М.

Аспірант

Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

просп. Віталія Грицаєнка, 24, м. Полтава, 36011, Україна

<https://orcid.org/0009-0009-1086-2345>

e-mail: sergiy.landar@gmail.com

Величкович А. С. *

Кандидат технічних наук, доцент

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

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

<https://orcid.org/0000-0003-2685-8753>

e-mail: a_velychkovych@ukr.net

Анотація. У процесі глибокого буріння твердих і перешарованих порід бурильна колона працює як довгомірна пружно-деформівна система, чутлива до змін режимних параметрів буріння та умов контакту долота з вибоєм. Небезпечним проявом нестійкої динаміки такої системи є явище переривчастого обертання долота – stick-slip, що супроводжується піковими крутильними навантаженнями та ризиком пошкодження PDC-доліт. У роботі представлено лабораторний зріз, конструктивно подібний до вибійного амортизатора поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони. Основними вузлами зрізця є багатозахідна несамогальмівна гвинтова пара та пакет тарілчастих пружин. У процесі їх взаємодії приріст крутного моменту перетворюється на осьове переміщення вихідного вала з подальшим додатковим стисканням пружного елемента. Метою дослідження була стендова перевірка працездатності зрізця амортизатора під час буріння твердої породи PDC-долотом і оцінювання його впливу на механічну швидкість проходки порівняно з жорсткою схемою передавання навантаження. Випробування виконували на радіально-свердлильному верстаті 2A554 із використанням PDC-долота діаметром 92 мм та гранітних зразків. Порівнювали два компонування – жорстке з'єднання долота зі шпинделем і встановлення амортизатора між шпинделем та долотом. Для кожного режиму фіксували час проходження контрольного інтервалу 10 мм і розраховували механічну швидкість буріння. Перед бурінням виконано статичне калібрування гвинтового та пружного вузлів і встановлено, що зафіксований на стенді діапазон осадки амортизатора 10–15 мм відповідає крутному моменту 170–225 Н·м і зусиллю стиску 1253–1773 Н. Використання амортизатора підвищило механічну швидкість буріння в досліджених режимах. Відносний приріст становив 22,3–34,6%, інтегральний приріст за сумарним часом проходки – близько 25,3%, а виразніший ефект спостерігався при інтенсивніших режимах буріння. Отримані результати підтверджують працездатність зрізця амортизатора та обґрунтовують перехід до розроблення дослідного вибійного амортизатора для польових випробувань.

Ключові слова: стендові випробування, буровий амортизатор, гвинтовий вузол, PDC-долото, тарілчасті пружини, механічна швидкість буріння.

Запропоноване посилання: Ландар, С. М. & Величкович, А. С. (2026). Стендові випробування бурового амортизатора з багатозахідним гвинтовим вузлом при бурінні твердої породи PDC-долотом. Нафтогазова енергетика, 1(45), 100-114. doi: 10.31471/1993-9868-2026-1(45)-100-114.

* 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/>)

Вступ

Розвиток технологій глибокого буріння є однією з передумов ефективного освоєння перспективних нафтогазоносних горизонтів, доступ до яких ускладнений значною глибиною залягання та складною будовою геологічного розрізу. В Україні ця задача безпосередньо пов'язана з підтриманням власного видобутку вуглеводнів. Оскільки значна частина відомих родовищ перебуває на пізніх стадіях розробки, розширення сировинної бази потребує буріння в інтервалах із підвищеною міцністю, абразивністю та неоднорідністю порід, що істотно збільшує навантаження на долото та бурильну колону.

У таких умовах бурильна колона працює як протяжна пружно-деформівна система, що є чутливою до змін осевого навантаження, крутного моменту, частоти обертання, властивостей породи та характеру контакту долота з вибоєм. Динамічні процеси в цій системі безпосередньо впливають на механічну швидкість проходки, ресурс породоруйнівного інструменту та загальну вартість спорудження свердловини [1, 2].

Особливо небезпечними під час буріння твердих і перешарованих порід є крутильні коливання та режим переривчастого обертання долота з чергуванням фаз зчеплення і проковзування, який у міжнародній літературі позначають терміном *stick-slip*. У цьому режимі пружна енергія накопичується в бурильній колоні, а потім вивільняється нерівномірно, спричиняючи пікові значення крутного моменту та ударно-крутильні навантаження. Для доліт із різцями з полікристалічного алмазного компакта (PDC) такі режими особливо небезпечні, оскільки можуть спричинити сколювання, відшарування алмазного шару і передчасне руйнування різців [3–5].

Отже, зменшення крутильних коливань є важливою умовою підвищення ефективності руйнування породи, збереження ресурсу PDC-долота та стабілізації процесу буріння. Цим пояснюється інтерес до вибійних амортизаторів, демпферів і антизаклинювальних пристроїв, здатних впливати на накопичення, передавання та розсіювання енергії між бурильною колоною і долотом.

Аналіз сучасних закордонних і вітчизняних досліджень та публікацій

Сучасні дослідження динаміки бурильної колоні розглядають її як механічну систему з нелінійною взаємодією між приводом, трубною колоною, долотом і породою. У класич-

них і новітніх моделях показано, що режим *stick-slip* часто спричинено особливостями контактної-фрикційної взаємодії долота з вибоєм. Момент на долоті залежить від миттєвої швидкості різання, глибини врізання різців, осевого навантаження та властивостей породи [3, 4].

Окремий напрям досліджень присвячено взаємодії крутильних, осевих і поперечних коливань. Крутильні коливання рідко проявляються ізольовано і можуть поєднуватися з орбітальним кружлянням долота або елементів компоновання низу бурильної колоні, осевим підстрибуванням долота, а також із поперечними коливаннями бурильної колоні [5–7]. Тому зміна одного технологічного параметра, наприклад навантаження на долото або частоти обертання, може одночасно впливати на кілька форм коливального руху.

Розвинули цей напрям наукові праці, спрямовані на пошук способів зменшення проявів режиму *stick-slip*. Показано, що самозбуджені крутильні коливання можна послаблювати застосуванням демпферів, активним керуванням або зміною динамічних властивостей системи [6]. У сучасних експериментальних і промислових дослідженнях дедалі більшого значення набуває вимірювальна діагностика. Особливу увагу приділяють частоті дискретизації сигналів, зіставленню поверхневих і вибійних даних [8, 9], аналізу осевого навантаження на долото, частоти обертання, крутного моменту та вібраційних сигналів [10, 11].

Шкідливий вплив крутильних коливань особливо виразно проявляється під час буріння PDC-долотами. У літературі встановлено, що нестійкі динамічні режими роботи долота можуть бути самостійним чинником його передчасного пошкодження [12, 13]. Моделювання системи “бурильна колона – долото” підтвердило, що інтенсивний режим *stick-slip* підвищує ризик руйнування PDC-долота [14]. Аналіз механізмів зношування бурового інструменту засвідчив, що вібраційне навантаження прискорює деградацію різців у режимах нестабільного контакту з породою [15]. Матеріалознавчі дослідження PDC-різців вказують, що циклічні мікроудари і ударна втома сприяють зародженню тріщин у полікристалічному алмазному шарі [16]. Для твердих порід ця проблема посилюється через вищі контактні напруження, термомеханічне навантаження та більшу ймовірність локальних ударних перевантажень [17].

Загалом для зменшення крутильних коливань застосовують кілька груп технічних рішень, зокрема оптимізацію режимів буріння,

системи поверхневого керування, активні алгоритми протидії режиму stick-slip, вибійні демпфувальні пристрої, амортизатори ударних навантажень, крутильні демпфери та спеціалізовані антизаклинювальні конструкції. Одним із найвідоміших рішень цього типу є вибійний антизаклинювальний пристрій Anti-Stall Tool (AST), призначений для стабілізації роботи долота шляхом автоматичного розвантаження при зростанні реактивного крутного моменту [18].

Активні системи протидії переривчастому обертанню долота дають змогу послабити небезпечні крутильні режими, а їх ефективність оцінюють за здатністю впливати на механічну швидкість проходки та питому механічну енергію буріння [19, 20]. Разом з цим пасивні вибійні пристрої залишаються перспективними завдяки простоті, автономності, надійності та здатності адаптуватися до умов експлуатації [21–23]. Теоретичні моделі показують, що при розміщенні поблизу джерела крутильних збурень вони можуть істотно впливати на динаміку бурильної системи [24].

Вітчизняні дослідження формують важливий науково-технічний базис для створення та вдосконалення бурових віброзахисних пристроїв. Запропоновано конструктивні підходи до регулювання динаміки колони сталевих бурильних труб і долота [25]. Проаналізовано амортизатори поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони, типи пружних елементів та їхню придатність для роботи у складі бурильного інструменту [26]. Ці результати свідчать про наявність науково-конструкторської бази для створення вітчизняних засобів віброзахисту бурового інструменту, однак вони потребують експериментального підтвердження на рівні конкретних макетів і прототипів.

Стендові випробування є важливим етапом попередньої перевірки нових технічних рішень для буріння [27, 28]. Експерименти з буріння твердих і перешарованих порід PDC-долотами підтверджують істотний вплив крутильних коливань на механічну швидкість проходки та стабільність руйнування породи [29, 30]. Вітчизняний досвід стендових досліджень також засвідчує доцільність лабораторної перевірки віброзахисних пристроїв для буріння. Зокрема, експерименти з визначення осьового динамічного зусилля під час буріння шарошковим долотом підтвердили придатність стендового формату для виявлення закономірностей динамічного навантаження породоруйнівного інструменту [31]. Хоча ці результати

не стосуються безпосередньо PDC-доліт або крутильних амортизаторів, вони методично обґрунтовують доцільність стендової перевірки нових віброзахисних засобів для буріння, зокрема розроблюваного вибійного амортизатора [32].

Висвітлення невіршених раніше частин загальної проблеми

Аналіз літератури свідчить, що фізичну природу режиму переривчастого обертання долота, його вплив на бурильну колону та зв'язок із пошкодженням PDC-доліт досліджено достатньо ґрунтовно. Накопичено також досвід застосування вибійних пристроїв протидії зриву обертання долота, активних систем керування та пасивних вибійних регуляторів. Водночас між загальним розумінням цих процесів і створенням доступного віброзахисного засобу для вітчизняної практики зберігається методичний і конструкторський розрив.

По-перше, більшість ефективних технічних рішень є закордонними, залежними від сервісного супроводу та складними для широкого впровадження у вітчизняній практиці. Їх застосування в українських умовах обмежується вартістю, закритістю конструктивних рішень, потребою у спеціалізованому обслуговуванні та необхідністю адаптації до компонування низу бурильної колони, літологічної будови розрізу і умов роботи на конкретному родовищі.

По-друге, у вітчизняних дослідженнях сформовано конструктивні рішення та теоретичні передумови створення амортизаторів поздовжньо-крутильних коливань, однак бракує експериментальних даних щодо працездатності конкретних конструктивних виконань або лабораторних макетів під час руйнування твердої породи PDC-долотом. Без такої перевірки складно обґрунтовано перейти від розрахункової схеми до експериментального зразка, придатного для подальшого вдосконалення.

По-третє, недостатньо вивчено вплив пружного вузла амортизатора, зокрема пакета тарілчастих пружин, на технологічні показники буріння в лабораторних умовах.

Отже, невіршеною частиною загальної проблеми є стендова перевірка працездатності конструктивно простого і доступного взірця вибійного амортизатора з гвинтовою передачею та пружним вузлом під час буріння твердої породи PDC-долотом. Саме ця задача визначає науково-практичну спрямованість роботи.

Мета та завдання дослідження

Метою роботи є експериментальна перевірка працездатності лабораторного взірця бурового амортизатора з багатозахідним гвинтовим вузлом передавання крутного моменту та пружним вузлом із тарілчастих пружин під час руйнування твердої породи PDC-долотом у стендових умовах, а також оцінка його впливу на механічну швидкість проходки порівняно з жорсткою схемою передавання навантаження.

Для досягнення цієї мети поставлено такі завдання:

1. Обґрунтувати конструктивну схему лабораторного взірця бурового амортизатора, у якому вузол передавання крутного моменту виконано у вигляді багатозахідної несамогальмівної трапецієподібної гвинтової пари, здатної перетворювати прирости крутного моменту в додаткове навантаження пружного вузла.

2. Провести стендові випробування буріння зразків твердої породи PDC-долотом за двома схемами передавання навантаження: через жорсткий стрижень; через лабораторний взірець амортизатора.

3. Порівняти значення механічної швидкості проходки для різних варіантів випробувань і визначити умови, за яких застосування амортизатора забезпечує найсприятливіший технологічний ефект.

4. Оцінити доцільність подальшого вдосконалення запропонованої конструкції як основи для створення експериментального зразка вибірного бурового амортизатора, призначеного для зменшення шкідливого впливу крутильних коливань і ударних навантажень.

Висвітлення основного матеріалу дослідження

Особливості конструкції бурового амортизатора з багатозахідним гвинтовим вузлом

Класичні бурові амортизатори призначені передусім для зменшення поздовжніх коливань. Для розширення їх дії на крутильні навантаження у запропонованій конструкції використано оригінальний за компонованням вузол кінематичного перетворення, який перетворює приріст крутного моменту на осьове переміщення рухомих елементів і стискання пружного елемента. Основу цього вузла становить багатозахідна несамогальмівна гвинтова пара з трапецієподібним профілем різьби, через яку передаються крутний момент і осьове навантаження [31].

Конструкцію бурового амортизатора з багатозахідним гвинтовим вузлом подано на рис. 1. Амортизатор містить три основні функціональні частини: вузол передавання крутного моменту, пружний вузол і герметизувально-компенсаційну частину.

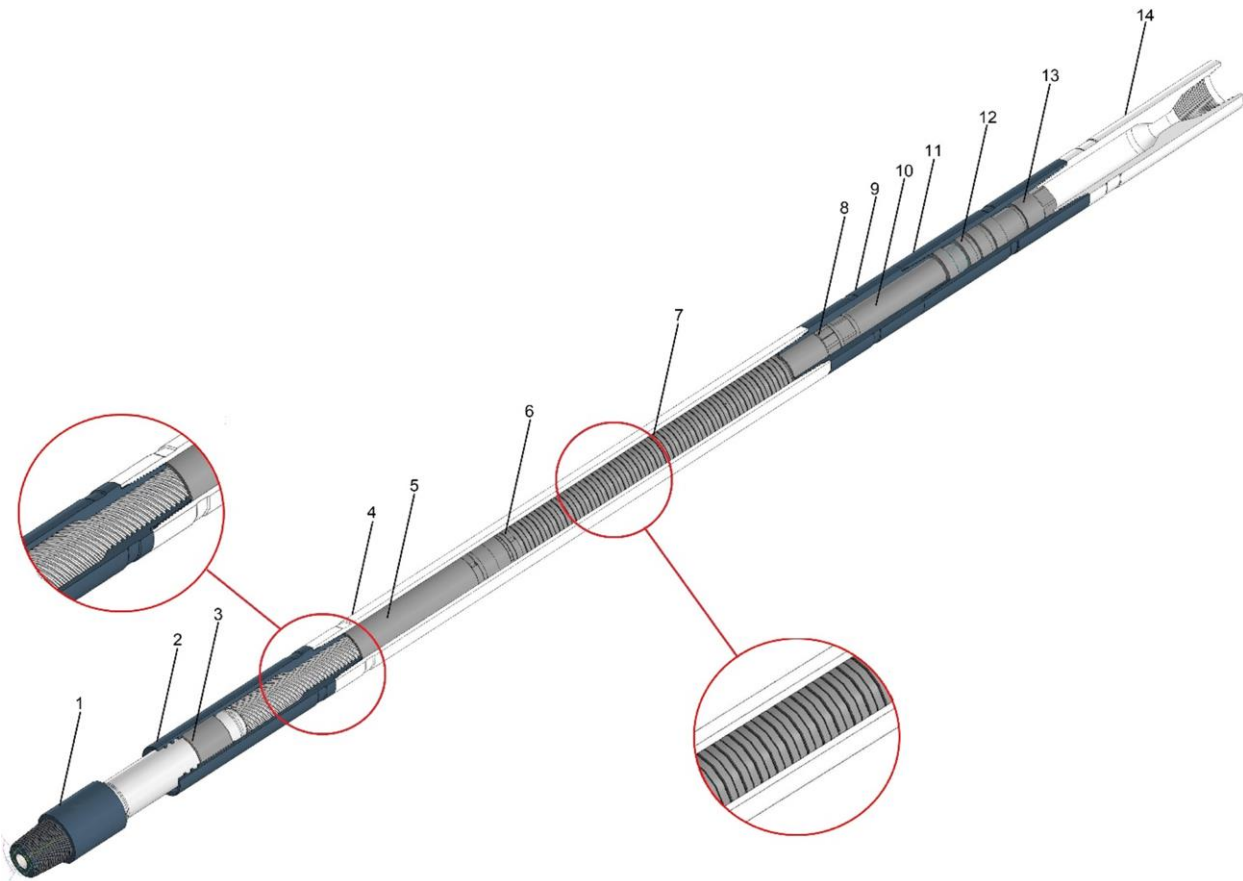
Вузол передавання крутного моменту утворюють вал амортизатора 1 і корпус вала 2. На їхніх робочих поверхнях виконано чотирнадцятизахідну несамогальмівну трапецієподібну різьбу, завдяки якій ці деталі працюють як гвинтова пара. При зростанні зовнішнього крутного моменту така пара забезпечує відносно обертання вала і корпусу та перетворює приріст крутного моменту на додаткове осьове зусилля.

Пружний вузол розміщено в корпусі 4. Його основним робочим елементом є пакет тарілчастих пружин 7, який забезпечує податливість амортизатора і сприймає додаткове осьове навантаження. Передавання зусилля від вала до пакета пружин здійснюється через упорне кільце 6. Центрування рухомих деталей і сприйняття радіальних навантажень забезпечують нижній розрізний підшипник 3, втулка 5 та верхній розрізний підшипник 8.

Верхня частина амортизатора містить внутрішній вал 10, адапторний перехідник 9, перехідник поршня 11, герметизувальний поршень 12, запобіжну гайку 13 і верхній перехідник 14. Ці елементи забезпечують з'єднання з бурильним інструментом, обмеження ходу рухомих деталей, герметизацію внутрішньої порожнини та компенсацію тиску в мастильній камері. Герметизоване виконання, заповнене мастилом, підвищує ресурс і стабільність роботи амортизатора в свердловинних умовах.

Принцип дії амортизатора полягає в автоматичному перетворенні надлишкового крутного моменту в стискання пружного вузла. Коли під час буріння різці PDC-долота надмірно заглиблюються в тверду породу або потрапляють у міцніший прошарок, крутний момент на долоті зростає. У відповідь гвинтова пара “вал 1 – корпус вала 2” спричиняє осьове переміщення рухомих елементів і стискає пакет тарілчастих пружин 7. Це зменшує робочу довжину інструмента, частково розвантажує долото, знижує глибину врізання різців у породу та сприяє стабілізації обертання. Після нормалізації крутного моменту пружний вузол повертає рухомі елементи у початкове положення.

Отже, запропонований амортизатор можна розглядати як вибірний пристрій автоматичного регулювання взаємодії долота з породу, у якому багатозахідна гвинтова пара перетворює



1 – вал амортизатора; 2 – корпус вала; 3 – нижній розрізний підшипник; 4 – корпус пружного елемента; 5 – втулка; 6 – упорне кільце; 7 – пружний елемент (пакет тарілчастих пружин); 8 – верхній розрізний підшипник; 9 – адаптерний перехідник; 10 – внутрішній вал; 11 – перехідник поршня; 12 – герметизувальний поришень; 13 – запобіжна гайка; 14 – верхній перехідник

Рисунок 1 – Конструкція бурового амортизатора поздовжньо-крутильних коливань з багатозахідним гвинтовим вузлом

надлишковий крутний момент у кероване осьове навантаження на пакет тарілчастих пружин.

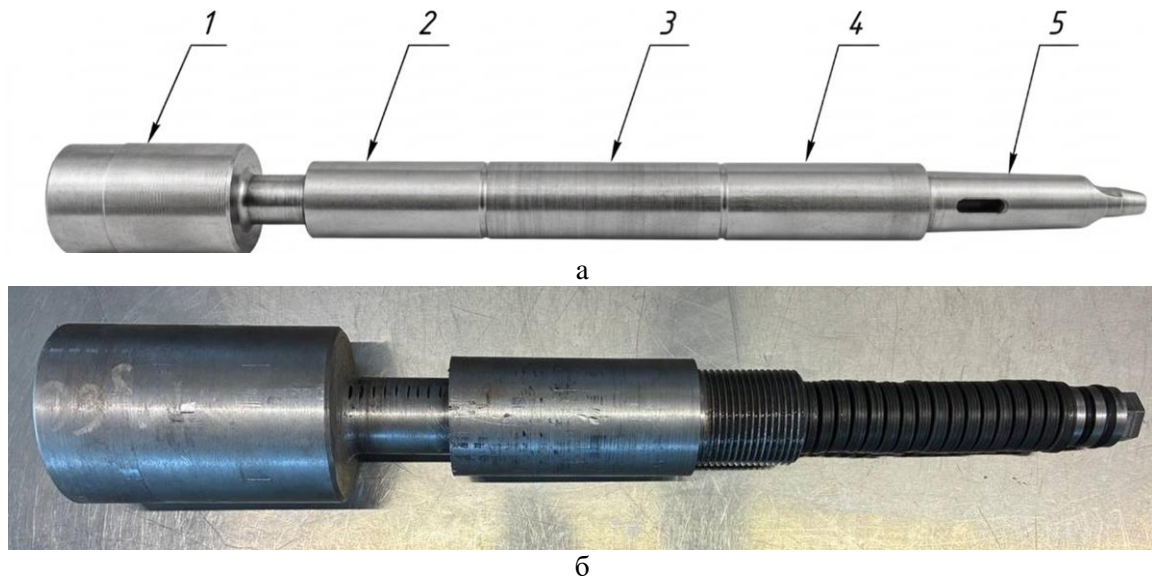
Лабораторний взірець амортизатора

Для стендової перевірки запропонованого принципу віброзахисту було спроектовано та виготовлено лабораторний взірець, конструктивно подібний до вибірного амортизатора поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони. Конструктивне виконання взірця забезпечує його сумісність зі шпинделем радіально-свердильного верстата 2A554 через конус Морзе та з PDC-долотом діаметром 92 мм. Основним завданням цього взірця було відтворення механізму передавання крутного моменту та осьового навантаження через багатозахідну трапецієподібну гвинтову пару і пружний елемент із тарілчастих пружин.

Зовнішній вигляд лабораторного взірця та його внутрішні компоненти представлено на рис. 2. Основним рухомих елементом при-

строю є вихідний вал 1. З одного боку він має різбову муфту з приєднувальною різбою до долота МЗ-66, а з іншого – зовнішню багатозахідну трапецієподібну різбу. Вихідний вал 1 взаємодіє з різбовим корпусом 2, на внутрішній поверхні якого виконано багатозахідну різбу з аналогічними геометричними параметрами. Разом вихідний вал і різбовий корпус утворюють гвинтовий вузол лабораторного взірця, через який передаються крутний момент і осьове навантаження.

Пружний вузол розміщено в пружинному корпусі 3, який послідовно з'єднано з різбовим корпусом 2. Верхня частина пружинного корпусу з'єднана з верхнім перехідником 4, який забезпечує центрування рухомих деталей під час обертово-поступального переміщення, бере участь у попередньому підтисканні пакета тарілчастих пружин і має верхню різбу для з'єднання лабораторного взірця з конусом Морзе 5. З боку різбової частини вихідний вал 1 послідовно з'єднаний із пружинним ва-



а – зовнішній вигляд; б – внутрішні компоненти; 1 – вихідний вал; 2 – різбовий корпус; 3 – пружинний корпус; 4 – верхній перехідник; 5 – конус Морзе для встановлення у шпиндель верстата 2A554

Рисунок 2 – Лабораторний взірець амортизатора

Таблиця 1 – Конструктивно-кінематичні параметри гвинтового та пружного вузлів лабораторного взірця амортизатора

Гвинтова пара			Тарілчаста пружина HENNLICH 0343 DIN 2093		
Параметр	Значення	Одиниці	Параметр	Значення	Одиниці
Тип різьби	багатозахідна трапецієподібна	—	Тип пружного елемента	тарілчаста пружина	—
Характер гвинтової пари	несамогальмівна	—	Матеріал	50CrV4	—
Зовнішній діаметр різьби	32	мм	Зовнішній діаметр	34,00	мм
Крок різьби	6	мм	Внутрішній діаметр	12,30	мм
Кількість заходів	14	шт.	Товщина	1,50	мм
Хід різьби	84	мм	Вільна висота	2,50	мм
Кут підйому гвинтової лінії	42,676	град	Хід при 25/50/75% прогину	0,25 / 0,50 / 0,75	мм
Переміщення за один оберт	84	мм/об	Сила при 25/50/75% прогину	1097 / 1982 / 2725	Н

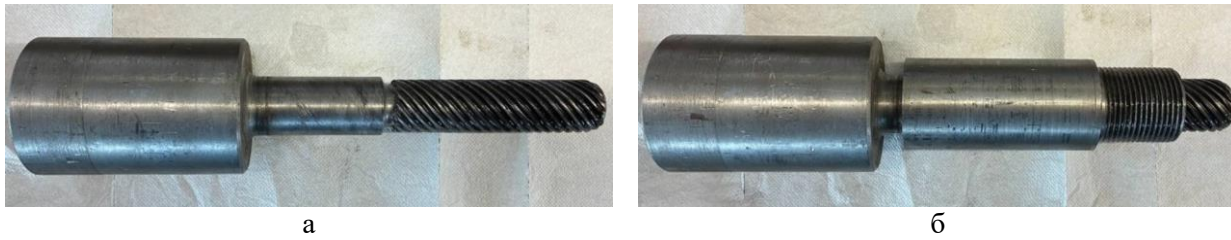
лом, на якому розміщено пакет тарілчастих пружин і фіксує гайку. Ці елементи показані на рис. 2, б.

У початковому положенні пакет тарілчастих пружин має задане попереднє підтискання. Зростання крутного моменту на вихідному валу спричиняє відносно обертово-поступальне переміщення гвинтової пари 1–2 і додаткове стискання пружного елемента.

Основні конструктивно-кінематичні параметри багатозахідної гвинтової пари та тарілчастої пружини, використаної у пружному

елементі лабораторного взірця, наведено в табл. 1.

Особливої уваги заслуговує багатозахідний гвинтовий вузол амортизатора (рис. 3). Він складається з вихідного вала із зовнішньою багатозахідною трапецієподібною різьбою та різьбовою втулці з відповідною внутрішньою різьбою. Саме ця пара забезпечує кінематичне перетворення приросту крутного моменту в осьове переміщення вихідного вала та додаткове стискання пружного вузла. Точність виготовлення гвинтових поверхонь безпосередньо



а – вихідний вал із зовнішньою багатозахідною гвинтовою поверхнею,
б – гвинтовий вузол у зібраному стані

Рисунок 3 – Багатозахідний гвинтовий вузол амортизатора

Таблиця 2 – Калібрувальна характеристика гвинтового та пружного вузла амортизатора

Хід вихідного вала х, мм	Крутний момент Т, Н·м	Прогин пружини, %	Зусилля стиску F, Н
0	0	0	0
5	120	14,7	645,0
10	170	29,4	1252,8
15	225	44,1	1773,1
20	280	58,8	2243,5
25	320	73,5	2680,4

впливає на плавність ходу, рівномірність передавання навантаження, втрати на тертя та стабільність роботи амортизатора. Виготовлення такого вузла є складною технологічною задачею. Особливо відповідальним є формування внутрішньої багатозахідної різьби у втулці, оскільки воно потребує спеціального різьбонарізного обладнання, відповідної оснастки та контролю профілю різьби. Такий вузол не належить до типових виробів, які може якісно виготовити будь-яка механічна майстерня. Під час експлуатації багатозахідний гвинтовий вузол працює як навантажена рухома пара тертя, а його роботоздатність залежить від надійного змащування, захисту від абразивних частинок і контролю зношування робочих поверхонь.

Геометрія гвинтової пари є принциповою для роботи пристрою. За рахунок 14 заходів при кроці різьби 6 мм хід різьби становить 84 мм. Великий кут підйому гвинтової лінії забезпечує несамогальмівний характер взаємодії та створює умови для перетворення приросту крутного моменту в осьове переміщення вихідного вала. Загалом, для даного пристрою кількість заходів гвинтової пари приймається як конструктивний компроміс між забезпеченням несамогальмівного характеру взаємодії, необхідним осьовим ходом, обмеженим поперечним габаритом вузла в реальному свердловинному амортизаторі та допустимим рівнем напружень в деталях гвинтового з'єднання. Детальну числово-аналітичну модель механізму передавання крутного моменту та осьового

навантаження в такому амортизаторі авторами раніше представлено в роботі [32].

Для стендових випробувань було використано таке робоче компонування пружного вузла. Пакет містив 68 тарілчастих пружин HENNLICH 0343 DIN 2093, об'єднаних у 34 послідовно встановлені здвоєні елементи. У кожному елементі дві пружини було вкладено паралельно одна в одну, а сусідні елементи орієнтовано зустрічно – за схемами “основа до основи” та “вершина до вершини”.

Оскільки експериментальна установка не була оснащена системою безперервного вимірювання крутного моменту під час буріння, перед основними випробуваннями було виконано статичне калібрування взірця. Крутний момент прикладали до вихідного вала за допомогою динамометричного ключа, а хід вихідного вала фіксували за нанесеними мітками з кроком 5 мм. Результати калібрування наведено в табл. 2.

Наведену калібрувальну характеристику слід розглядати як квазістатичну оцінку робочого діапазону амортизатора. У динамічному режимі буріння миттєві значення крутного моменту і зусилля стиску можуть відрізнятися від значень, визначених за статичною характеристикою для відповідного ходу вихідного валу. Таке відхилення зумовлене короткочасними динамічними навантаженнями під час взаємодії PDC-різців із породою, інерцією рухомих деталей, тертям у гвинтовій парі та гістерезисом пакета тарілчастих пружин. Тому резуль-



Рисунок 4 – PDC-долото діаметром 92 мм, використане для стендового буріння гранітних зразків

тати квазістатичного калібрування використано для орієнтовної інтерпретації робочого стану взірця під час стендового буріння. Основним експериментальним критерієм ефективності взірця було порівняння часу проходки та механічної швидкості буріння для жорсткого компонування і компонування з амортизатором.

Методика стендових випробувань

Метою стендових випробувань була експериментальна перевірка працездатності лабораторного взірця амортизатора під час руйнування твердої гірської породи PDC-долотом та оцінка його впливу на механічну швидкість буріння. Методика базувалася на порівнянні двох схем передавання навантаження: жорсткого з'єднання долота зі шпинделем верстата та компонування з лабораторним амортизатором між шпинделем і долотом.

Випробування виконували на радіально-свердлильному верстаті 2A554. Як породоруйнівний інструмент використано чотирилопатеве PDC-долото діаметром 92 мм з однорядним розміщенням різців діаметром 13 мм на кожній лопаті (рис. 4).

Матеріалом для випробувань обрано граніт як тверду, абразивну та мінералогічно неоднорідну гірську породу. Таке поєднання властивостей є важливим для стендового експерименту, оскільки кристалічна структура граніту формує змінний локальний опір різанню та створює умови для нерівномірного навантаження PDC-різців під час руйнування зразка.

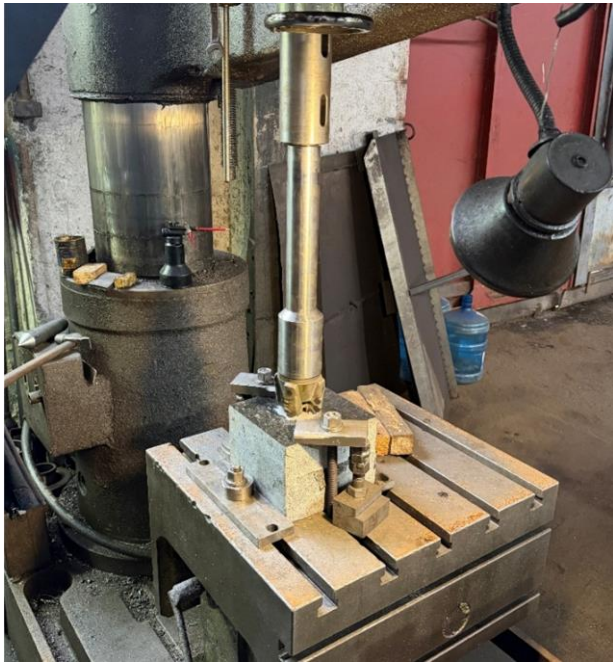
Експеримент складався з двох основних етапів. На першому етапі виконували буріння гранітного зразка при жорсткому з'єднанні долота зі шпинделем верстата. Схему компонування показано на рис. 5. Перед проведенням контрольних замірів формували початковий профіль вибою при частоті обертання 18 об/хв і подачі 0,18 мм/об до глибини приблизно

15 мм від зовнішньої поверхні зразка. Під час приробки долота спостерігалися радіальні коливання, що пояснюється початковою взаємодією просторової ріжучої структури PDC-долота з плоскою поверхнею гранітного зразка. Сформований профіль вибою при жорсткому з'єднанні показано на рис. 5, в.

Після формування профілю вибою робота долота стала рівномірнішою, і було виконано контрольні заміри часу проходки. Для кожного режиму буріння фіксували час проходження інтервалу 10 мм. Для охолодження PDC-різців у зону різання подавали воду. Оскільки лабораторна установка не забезпечувала циркуляційного виносу шламу, його накопичення в міжлопатовому просторі могло створювати додатковий опір обертанню наприкінці контрольного інтервалу. Для зменшення впливу цього чинника довжину контрольного інтервалу було обмежено 10 мм. Після кожного інтервалу долото відводили від вибою та очищали. Однаковий регламент очищення застосовували для обох схем буріння, тому накопичення шламу розглядали як спільне методичне обмеження стендових випробувань.

На другому етапі жорсткий стрижень було замінено лабораторним взірцем амортизатора (рис. 6). Буріння виконували на новому гранітному зразку, отриманому з того самого гранітного бруса, що й зразок для першого етапу. Формування початкового профілю вибою виконували за тих самих умов, що і на першому етапі. Профіль вибою, сформований при використанні амортизатора, показано на рис. 6, г.

Під час формування профілю вибою з амортизатором робота долота була візуально рівномірнішою, а радіальні коливання, характерні для жорсткого компонування, майже не спостерігалися. Це якісне спостереження є важливою ознакою стабілізації контакту долота з породою на етапі формування вибою.



а



б



в



г

*а – загальний вигляд; б – зона встановлення долота;
в – сформований профіль вибою; г – процес буріння*

Рисунок 5 – Компонування стендової установки з жорстким з'єднанням PDC-долота зі шпинделем верстата

Після приробки було виконано контрольні заміри за тими самими режимами буріння, що і в першій серії. У процесі буріння з амортизатором було зафіксовано хід вихідного вала в межах 10–15 мм.

Механічну швидкість буріння (ROP) визначали за часом проходження контрольного інтервалу 10 мм:

$$ROP = h/t,$$

де h – довжина контрольного інтервалу, t – час буріння цього інтервалу. Тут і надалі ROP використано як усталене аббревіатурне позначення механічної швидкості буріння (Rate of Penetration) та розглядається як єдиний технічний символ.

Для додаткового узагальнення режимів буріння введено параметр режимної інтенсивності:



а



б



в



г

а – буріння з амортизатором; б – накопичення спресованого шламу в міжлопатевому просторі долота; в – результат приробки долота; г – сформований профіль вибою

Рисунок 6 – Використання стендової установки з лабораторним взірцем амортизатора, встановленим між шпинделем верстата і PDC-долотом

$$I = n \cdot f,$$

де n – частота обертання долота, об/хв; f – подача, мм/об. Цей параметр має розмірність мм/хв і характеризує задану кінематичну інтенсивність подачі інструмента.

Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

Результати контрольних замірів показали, що застосування лабораторного взірця амортизатора зменшило час проходження контрольного інтервалу 10 мм у всіх досліджених режимах. Для зручності інтерпретації вихідні дані двох серій буріння подано в одній порівняльній таблиці, де одночасно наведено режим буріння, час проходки, обчислену механічну швидкість і відносний приріст ROP.

Графічне порівняння результатів подано на рис. 7. Продемонстровано, що в усіх чотирьох режимах механічна швидкість буріння з амортизатором була вищою, ніж при жорсткому з'єднанні долота зі шпинделем. Для жорсткого з'єднання ROP становила 0,119; 0,220; 0,283 і 0,343 м/год, тоді як при використанні амортизатора відповідні значення становили 0,146; 0,269; 0,367 і 0,462 м/год.

Відносний приріст механічної швидкості визначали за формулою:

$$\Delta ROP = ((ROP_{ам} - ROP_{ж}) / ROP_{ж}) \cdot 100\%,$$

де $ROP_{ам}$ – механічна швидкість буріння з амортизатором, $ROP_{ж}$ – механічна швидкість буріння при жорсткому з'єднанні. Розрахунок показав, що приріст механічної швидкості становив 22,3% для режиму 18 об/хв; 0,08 мм/об,

Таблиця 3 – Порівняльні результати стендового буріння граніту PDC-долотом

№ режиму	n / f	I , мм/хв	$t_{ж}$, с	$t_{ам}$, с	$ROP_{ж}$, м/год	$ROP_{ам}$, м/год	ΔROP , %
1	18 / 0,08	1,44	302	247	0,119	0,146	22,3
2	45 / 0,08	3,60	164	134	0,220	0,269	22,4
3	56 / 0,125	7,00	127	98	0,283	0,367	29,6
4	71 / 0,18	12,78	105	78	0,343	0,462	34,6

Позначення: $t_{ж}$ – час буріння при жорсткому з'єднанні; $t_{ам}$ – час буріння з амортизатором; ΔROP – приріст механічної швидкості буріння при застосуванні амортизатора

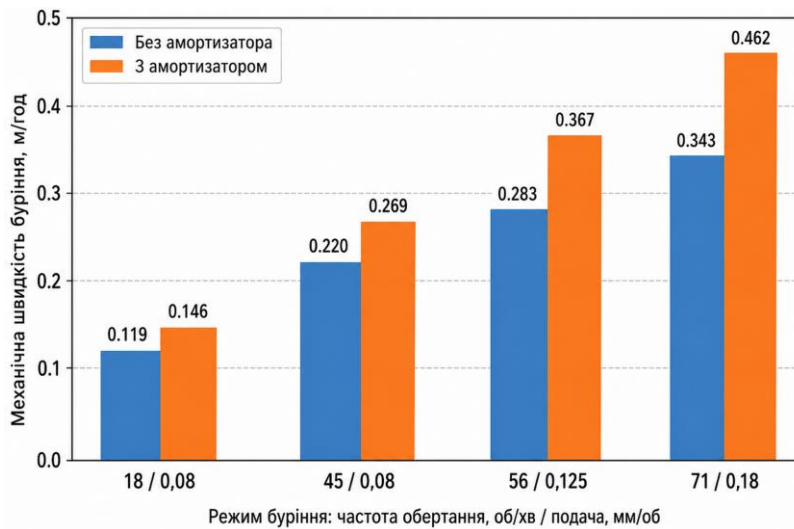


Рисунок 7 – Порівняння механічної швидкості проходки з використанням амортизатора і без нього

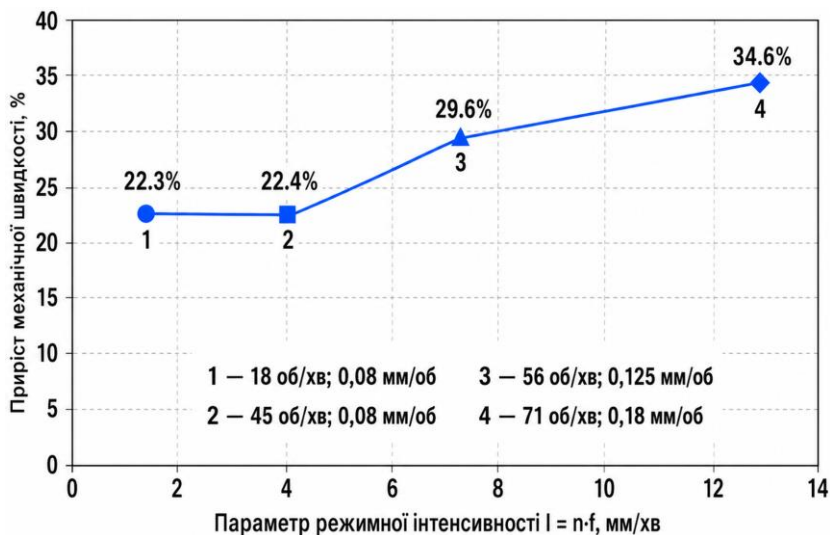


Рисунок 8 – Відносний приріст механічної швидкості буріння при використанні лабораторного взірця амортизатора залежно від параметра режимної інтенсивності

22,4% для режиму 45 об/хв; 0,08 мм/об, 29,6% для режиму 56 об/хв; 0,125 мм/об і 34,6% для режиму 71 об/хв; 0,18 мм/об. Ці результати узагальнено та візуалізовано на рис. 8.

Важливо розрізнити два показники: зменшення часу буріння і приріст механічної швидкості. За часом буріння вигреш становив при-

близно 18,2–25,7%, тоді як приріст механічної швидкості становив 22,3–34,6%. Рис. 8 також показує, що відносний приріст механічної швидкості збільшувався зі зростанням параметра режимної інтенсивності. Для режимів з $I = 1,44$ і $I = 3,60$ мм/хв приріст становив близько 22%, тоді як при $I = 7,00$ мм/хв він зріс до

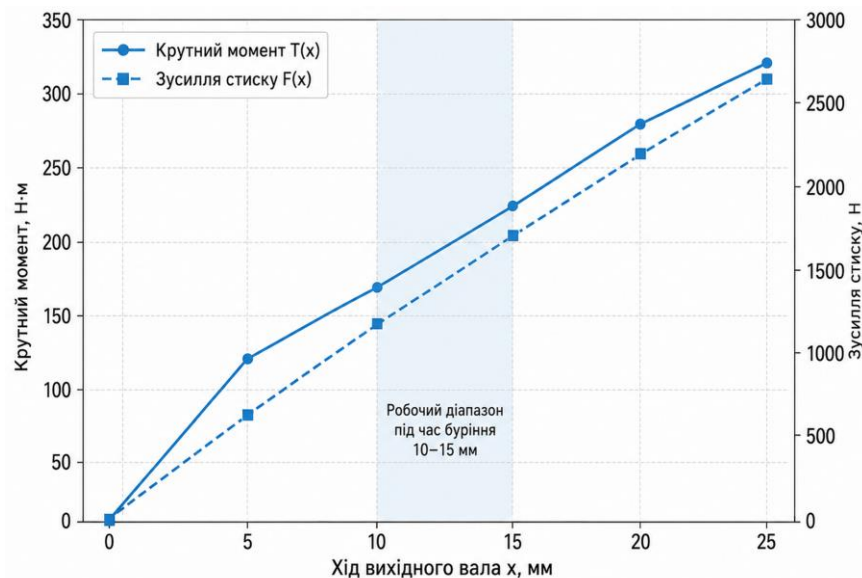


Рисунок 9 – Калібрувальні характеристики гвинтового та пружного вузлів лабораторного взірця амортизатора

29,6%, а при $I = 12,78$ мм/хв – до 34,6%. Така тенденція узгоджується з фізичною логікою роботи амортизатора, оскільки за інтенсивніших режимів різання взаємодія PDC-різців із твердою породою стає жорсткішою, а податливий гвинтово-пружний вузол активніше впливає на передавання навантаження.

Механічне пояснення цього ефекту пов'язане з роботою гвинтової пари та пакета тарілчастих пружин. Згідно з калібрувальними даними (табл. 2), поздовжнє переміщення вихідного вала в діапазоні 10–15 мм відповідає крутному моменту 170–225 Н·м і зусиллю стиску пружного вузла 1253–1773 Н. Саме такий діапазон було зафіксовано під час буріння з амортизатором і виділено на рис. 9. Це свідчить, що в умовах стендового буріння гвинтовий та пружний вузли працювали у розрахунково значущій частині своєї характеристики, забезпечуючи податливе передавання навантаження між шпинделем верстата і PDC-долотом.

Порівняння профілів вибою також підтверджує якісну відмінність двох схем буріння. При жорсткому з'єднанні на етапі приборки долота спостерігалися радіальні коливання, а профіль вибою мав менш рівномірний характер (рис. 5, в). При використанні амортизатора формування вибою відбувалося рівномірніше, а профіль був чіткішим (рис. 6). Це можна пояснити тим, що податливий вузол частково компенсував нерівномірність контакту PDC-різців із плоскою поверхнею гранітного зразка на початковому етапі буріння. Після завершення серій стендового буріння було виконано

візуальний огляд PDC-долота. Видимих сколів, руйнування або відшарування різальних елементів не зафіксовано як після буріння за жорсткою схемою, так і після буріння з амортизатором.

Інтегрально за чотирма режимами сумарний час проходки 40 мм при жорсткому з'єднанні становив 698 с, а при використанні амортизатора – 557 с. Це відповідає зменшенню сумарного часу буріння приблизно на 20,2% і приросту інтегральної механічної швидкості приблизно на 25,3%. Такий результат є достатньо переконливим для пілотного етапу експериментальної перевірки.

Отже, результати стендових випробувань дають змогу перейти від опису роботи лабораторного взірця до формулювання узагальнених висновків щодо його працездатності та впливу на механічну швидкість буріння.

Висновки

1. Стендова перевірка підтвердила працездатність лабораторного взірця бурового амортизатора, конструктивно адаптованого для відтворення принципу дії вибійного амортизатора поздовжньо-крутильних коливань бурильної колони. Отримані результати засвідчили, що поєднання багатозахідної несамогальмівної гвинтової пари з пакетом тарілчастих пружин забезпечує податливе передавання навантаження та реалізує закладену ідею перетворення приросту крутного моменту в осьове переміщення вихідного вала.

2. Статичне калібрування показало узгоджену взаємодію гвинтового та пружного вуз-

лів лабораторного взірця. Встановлено, що робочий хід вихідного вала 10–15 мм, зафіксований під час буріння, відповідає крутному моменту 170–225 Н·м і зусиллю стиску пружного вузла 1253–1773 Н.

3. За результатами буріння гранітних зразків PDC-долотом діаметром 92 мм встановлено, що застосування лабораторного взірця амортизатора підвищило механічну швидкість проходки в усіх досліджених режимах. Відносний приріст механічної швидкості становив 22,3–34,6%, а інтегральний приріст механічної швидкості, розрахований за сумарним часом проходки, – близько 25,3%. Найбільший ефект спостерігався за найінтенсивнішого режиму буріння.

4. Порівняння двох схем компоновки показало, що використання амортизатора сприяло більш рівномірному формуванню

профілю вибою та стабільнішій роботі долота на етапі приробки. Це можна пояснити тим, що податливість гвинтового та пружного вузлів частково компенсувала нерівномірність контакту PDC-різців із гранітним зразком.

5. Отримані результати підтверджують позитивний вплив лабораторного взірця амортизатора на процес руйнування граніту PDC-долотом у стендових умовах. Виконані випробування створюють підґрунтя для виготовлення дослідного вибійного амортизатора і переходу до польових випробувань.

Подяки

Відсутні.

Конфлікт інтересів

Відсутній.

Список використаних джерел / References

1. Mantegazini D. Z., Nascimento A., Dornelas V. F., Mathias M. H. Analysis and Multi-Objective Optimization of the Rate of Penetration and Mechanical Specific Energy: A Case Study Applied to a Carbonate Hard Rock Reservoir Based on a Drill Rate Test Using Play-Back Methodology. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 6. P. 2234. <https://doi.org/10.3390/app14062234>
2. Song J., Liu S., He Y., Jiang S., Zhou S., Zhu H. The state-of-the-art review on the drill pipe vibration. *Geoenergy Science and Engineering*. 2024. Vol. 243. P. 213337. <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2024.213337>
3. Zhang H., Tian K., Detournay E. A high-fidelity model for nonlinear self-excited oscillations in rotary drilling systems. *Journal of Sound and Vibration*. 2024. Vol. 573. P. 118193. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2023.118193>
4. Richard T., Germy C., Detournay E. A simplified model to explore the root cause of stick-slip vibrations in drilling systems with drag bits. *Journal of Sound and Vibration*. 2007. Vol. 305, no. 3. P. 432–456. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2007.04.015>
5. Leine R. I., van Campen D. H., Keultjes W. J. G. Stick-slip Whirl Interaction in Drillstring Dynamics. *Journal of Vibration and Acoustics*. 2002. Vol. 124, no. 2. P. 209–220. <https://doi.org/10.1115/1.1452745>
6. Jansen J. D., van den Steen L. Active damping of self-excited torsional vibrations in oil well drillstrings. *Journal of Sound and Vibration*. 1995. Vol. 179, no. 4. P. 647–668. <https://doi.org/10.1006/jsvi.1995.0042>
7. Tang L., Guo B., Zhu X., Shi C., Zhou Y. Stick-slip vibrations in oil well drillstring: A review. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*. 2020. Vol. 39, no. 4. P. 885–907. <https://doi.org/10.1177/1461348419853658>
8. Landar S., Velychkovych A., Ropyak L., Andrusyak A. A Method for Applying the Use of a Smart 4 Controller for the Assessment of Drill String Bottom-Part Vibrations and Shock Loads. *Vibration*. 2024. Vol. 7, no. 3. P. 802–828. <https://doi.org/10.3390/vibration7030043>
9. Landar S., Velychkovych A., Vytvytskyi V., Ropyak L. Threshold vibration metrics of drilling tools as indicators of bit wear and rate of penetration decline: Field trials and data interpretation. *Mining of Mineral Deposits*. 2025. Vol. 19, no. 4. P. 147–157. <https://doi.org/10.33271/mining19.04.147>
10. Srivastava S., Sharma A., Teodoriu C. Optimizing sampling frequency of surface and downhole measurements for efficient stick-slip vibration detection. *Petroleum*. 2024. Vol. 10, no. 1. P. 30–38. <https://doi.org/10.1016/j.petlm.2023.02.004>
11. Watson W., Witt-Doerring Y., Sugiura J., Pastusek P., Daechsel D., Vallet L., Amish M., Oluyemi G. IADC Code Upgrade: Interpretation of Surface and Downhole Data to Support Drilling Forensics. *SPE Journal*. 2023. Vol. 28, no. 6. P. 2693–2712. <https://doi.org/10.2118/210243-PA>

12. Brett J. F., Warren T. M., Behr S. M. Bit Whirl: A New Theory of PDC Bit Failure. *SPE Drilling Engineering*. 1990. Vol. 5, no. 04. P. 275–281. <https://doi.org/10.2118/19571-PA>
13. Fear M. J., Abbassian F., Parfitt S. H. L., McClean A. The Destruction of PDC Bits by Severe Slip-Stick Vibration. *SPE/IADC Drilling Conference*. Amsterdam, The Netherlands, 4–6 March 1997. Paper SPE-37639-MS. <https://doi.org/10.2118/37639-MS>
14. Huang Z., Xie D., Xie B., Zhang W., Zhang F., He L. Investigation of PDC bit failure base on stick-slip vibration analysis of drilling string system plus drill bit. *Journal of Sound and Vibration*. 2018. Vol. 417. P. 97–109. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2017.11.053>
15. Abbas R. K. A review on the wear of oil drill bits: conventional and the state of the art approaches for wear reduction and quantification. *Engineering Failure Analysis*. 2018. Vol. 90. P. 554–584. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2018.03.026>
16. Kanyanta V., Dormer A., Murphy N., Ivankovic A. Impact fatigue fracture of polycrystalline diamond compact (PDC) cutters and the effect of microstructure. *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*. 2014. Vol. 46. P. 145–151. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2014.06.003>
17. Rahmani R., Pastusek P., Yun G., Roberts T. Investigation of PDC Cutter Structural Integrity in Hard Rocks. *SPE Drilling & Completion*. 2021. Vol. 36, no. 01. P. 11–28. <https://doi.org/10.2118/199598-PA>
18. Selnes K. S., Clemmensen C., Reimers N. Drilling Difficult Formations Efficiently With the Use of an Antistall Tool. *SPE Drilling & Completion*. 2009. Vol. 24, no. 04. P. 531–536. <https://doi.org/10.2118/111874-PA>
19. Nessj en P. J., Kyllingstad A., D’Ambrosio P., Fonseca I. S., Garcia A., Levy B. Field Experience With an Active Stick-Slip Prevention System. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. Amsterdam, The Netherlands, 1–3 March 2011. Paper SPE-139956-MS. <https://doi.org/10.2118/139956-MS>
20. Vromen T., Detournay E., Nijmeijer H., van de Wouw N. Dynamics of Drilling Systems With an Antistall Tool: Effect on Rate of Penetration and Mechanical Specific Energy. *SPE Journal*. 2019. Vol. 24, no. 05. P. 1982–1996. <https://doi.org/10.2118/194487-PA>
21. Sharma A., Abid K., Srivastava S., Baena Velasquez A. F., Teodoriu C. A review of torsional vibration mitigation techniques using active control and machine learning strategies. *Petroleum*. 2024. Vol. 10, no. 3. P. 411–426. <https://doi.org/10.1016/j.petlm.2023.09.007>
22. Velychkovych A., Mykhailiuk V., Andrusyak A. Evaluation of the Adaptive Behavior of a Shell-Type Elastic Element of a Drilling Shock Absorber with Increasing External Load Amplitude. *Vibration*. 2025. Vol. 8, no. 4. P. 60. <https://doi.org/10.3390/vibration8040060>
23. Dutkiewicz M., Velychkovych A., Shatskyi I., Shopa V. Efficient Model of the Interaction of Elastomeric Filler with an Open Shell and a Chrome-Plated Shaft in a Dry Friction Damper. *Materials*. 2022. Vol. 15, no. 13. P. 4671. <https://doi.org/10.3390/ma15134671>
24. Aribowo A. G., Aarsnes U. J. F., Chen K., Detournay E., van de Wouw N. Analysis of a downhole passive regulator in drilling: A distributed parameter modeling approach. *Journal of Sound and Vibration*. 2025. Vol. 618, Part B. P. 119300. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2025.119300>
25. Moisyshyn V. M., Slabyi O. O. Creation of the Vibroprotective Device for Adjustment of Dynamics of a Column of Steel Drill Pipes and a Bit. *Metallofizika i Noveishie Tekhnologii*. 2018. Vol. 40, no. 4. P. 541–550. <https://doi.org/10.15407/mfint.40.04.0541>
26. Moisyshyn V. M., Vekeryk, V. I. Analysis of shock absorbers structures of longitudinal torsional vibrations of the drilling columns. *Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Scientific Society. Number*, 2024. Vol. 19, no. 73. P. 140–154. [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2024-19\(73\)-140-154](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2024-19(73)-140-154)
27. Srivastava S., Teodoriu C. An extensive review of laboratory scaled experimental setups for studying drill string vibrations and the way forward. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019. Vol. 182. P. 106272. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106272>
28. Velychkovych A., Bedzir O., Shopa V. Laboratory experimental study of contact interaction between cut shells and resilient bodies. *Engineering Solid Mechanics*. 2021. Vol. 9. P. 425–438. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2021.5.003>
29. Barnett L., Al Dushaishi M. F., Khan M. F. M. H. Experimental investigation of drillstring torsional vibration effect on rate of penetration with PDC bits in hard rock. *Geothermics*. 2022. Vol. 103. P. 102410. <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102410>

30. Zhang J., Cui M., Wang Q., Ren H., Ji G., Shao F., Zhuo L., Li H., Yu J. Experimental study on rock drilling vibration of PDC bit in interbedded formations. *Geoenergy Science and Engineering*. 2025. Vol. 244. P. 213452. <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2024.213452>

31. Moisyshyn V. M., Lyskanych M. V., Zhovnuruk R. A., Majkovych Ye. P. Analysis of stand research results of axial dynamic force in drilling by three roller cone bit. *Precarpathian Bulletin of the Shevchenko Scientific Society. Number*. 2019. Vol. 1, no. 53. P. 81–93. [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2019-1\(53\)-81-93](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2019-1(53)-81-93)

32. Landar S., Velychkovych A., Mykhailiuk V. Numerical and analytical models of the mechanism of torque and axial load transmission in a shock absorber for drilling oil, gas and geothermal wells. *Engineering Solid Mechanics*. 2024. Vol. 12, no. 3. P. 207–220. <https://doi.org/10.5267/j.esm.2024.3.002>

BENCH TESTING OF A DRILLING SHOCK ABSORBER WITH A MULTISTART SCREW UNIT DURING HARD-ROCK DRILLING WITH A PDC BIT

Landar S. M.

Postgraduate student

National University “Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic”

24, Av. Vitaliia Hrytsaienka, Poltava, 36011, Ukraine

<https://orcid.org/0009-0009-1086-2345>

e-mail: sergiy.landar@gmail.com

Velychkovych A. S.

PhD in Technical Sciences, Associate Professor

Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas

15 Karpatska Str., Ivano-Frankivsk, 76000, Ukraine

<https://orcid.org/0000-0003-2685-8753>

e-mail: a_velychkovych@ukr.net

Abstract. During deep drilling of hard and interbedded rocks, the drill string operates as a long, elastically deformable system that is sensitive to changes in drilling operating parameters and bit–bottomhole contact conditions. A dangerous manifestation of the unstable dynamics of such a system is intermittent bit rotation, known as stick-slip, which is accompanied by peak torsional loads and the risk of PDC bit damage. This paper presents a laboratory prototype structurally similar to a downhole shock absorber for longitudinal-torsional vibrations of a drill string. The main units of the prototype are a multistart non-self-locking screw pair and a pack of Belleville springs. Through their interaction, an increase in torque is converted into axial displacement of the output shaft, followed by additional compression of the elastic element. The aim of the study was to perform bench testing of the shock absorber prototype during hard-rock drilling with a PDC bit and to evaluate its effect on the rate of penetration compared with a rigid load-transmission scheme. The tests were carried out on a 2A554 radial drilling machine using a 92 mm PDC bit and granite specimens. Two configurations were compared: rigid connection of the bit to the spindle and installation of the shock absorber between the spindle and the bit. For each operating mode, the time required to drill a 10 mm control interval was recorded, and the rate of penetration was calculated. Before drilling, static calibration of the screw and elastic units was performed. It was established that the absorber axial displacement range of 10–15 mm recorded on the test bench corresponded to a torque of 170–225 N·m and a compression force of 1253–1773 N. The use of the shock absorber increased the rate of penetration in the tested operating modes. The relative increase was 22.3–34.6%, while the integral increase based on the total drilling time was approximately 25.3%; a more pronounced effect was observed under more intensive drilling modes. The obtained results confirm the operability of the shock absorber prototype and justify the transition toward the development of an experimental downhole shock absorber for field testing.

Keywords: bench testing, drilling shock absorber, screw unit, PDC bit, Belleville springs, rate of penetration