

Міністерство освіти і науки України  
Національний університет  
«Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

Ландар Сергій Миколайович

УДК 622.24.051:622.24.053


## ДИСЕРТАЦІЯ

Розробка технологічної системи  
свердловинного інструменту діаметром 127 мм  
для зниження торсіонних вібрацій

185 – Нафтогазова інженерія та технології

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 С.М. Ландар

Науковий керівник (консультант) Бучинський Мирослав Яремович, к.т.н., доцент

Полтава – 2026

## АНОТАЦІЯ

Ландар С.М. Розробка технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття ступеня доктора філософії за спеціальністю 185 – нафтогазова інженерія та технології. – Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка», Полтава, 2026.

Зміст дисертації. У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення та нове вирішення актуального науково-прикладного завдання, яке полягає у розробленні технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій бурильної колони під час буріння нафтогазових свердловин, що забезпечує підвищення механічної швидкості буріння, зменшення динамічного навантаження на елементи компоновки низу бурильної колони та збільшення ресурсу породоруйнівного інструменту.

У вступі обґрунтовано актуальність теми дослідження, сформульовано мету та завдання роботи, визначено об'єкт, предмет і методи досліджень, наведено наукову новизну, практичне значення отриманих результатів, особистий внесок автора та відомості щодо апробації результатів дослідження.

У першому розділі виконано аналіз сучасного стану проблеми виникнення вібрацій бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин. Розглянуто основні типи коливань бурильної колони, причини їх виникнення, механізми розвитку та вплив на бурильну колону, породоруйнівний інструмент і внутрішньо свердловинне обладнання. Проведено аналіз існуючих конструкцій пристроїв для демпфування поздовжніх, торсіонних та високочастотних торсіонних коливань, визначено їх переваги, недоліки та сформовано основні напрями подальших досліджень.

У другому розділі досліджено причини відмов елементів компоновки низу бурильної колони під дією динамічних навантажень, виконано аналіз статистичних даних аварійності та практичних прикладів пошкодження бурового обладнання. Обґрунтовано необхідність створення бурового амортизатора торсіонних вібрацій нового типу, розроблено його конструкцію, запропоновано механізм передачі крутного моменту та осьового навантаження із застосуванням багатозахідної несамогальмівної гвинтової пари, пакета тарілчастих пружин та системи компенсації внутрішнього тиску.

У третьому розділі сформовано комплекс теоретичних методик дослідження. Побудовано математичну модель торсіонних коливань бурильної колони з пружною муфтою у компонованні, що дозволяє визначати закономірності зміни кута закручування, крутного моменту, дотичних напружень, коефіцієнта віброзахисту та коефіцієнта динамічності долота. Розроблено числову модель вузла передачі осьового навантаження та крутного моменту бурового амортизатора в середовищі ANSYS Workbench, досліджено вплив геометричних параметрів і коефіцієнта тертя на ефективність роботи механізму та проведено аналіз його напружено-деформованого стану.

У четвертому розділі наведено результати експериментальних досліджень. Розроблено автономний пристрій реєстрації вибійних вібрацій Smart 4, проведено його польові випробування та виконано аналіз впливу динамічних процесів на ефективність буріння й технічний стан породоруйнівного інструменту. Проведено стендові випробування лабораторного зразка бурового амортизатора торсіонних вібрацій, визначено раціональні параметри пружного вузла та експериментально підтверджено підвищення механічної швидкості буріння при використанні запропонованої конструкції.

У п'ятому розділі наведено результати впровадження досліджень. Виконано інженерне обґрунтування конструкції бурового амортизатора, визначено діапазони експлуатаційних навантажень, проведено розрахунки на міцність та витривалість за

найбільш навантаженими перерізами, встановлено закономірності передачі осьового навантаження та крутного моменту через пружний вузол амортизатора. Підтверджено працездатність конструкції в робочому діапазоні навантажень та ефективність запропонованої технологічної системи. Практичну цінність роботи підтверджено впровадженням результатів досліджень у виробничу діяльність ТОВ «Енергофінанс», розробленням системи реєстрації вибійних вібрацій Smart 4 та отриманням трьох патентів України на корисні моделі.

За результатами проведених досліджень удосконалено методику розрахунку параметрів торсіонних коливань бурильної колони, розроблено нову конструкцію бурового амортизатора торсіонних вібрацій діаметром 127 мм із механізмом перетворення крутного моменту в осьове переміщення пружного елемента та вперше інтегровано в конструкцію амортизатора систему компенсації внутрішнього тиску для роботи у складних термобаричних умовах свердловини. Експериментально підтверджено можливість підвищення механічної швидкості буріння, зменшення інтенсивності торсіонних коливань і збільшення довговічності елементів компоновки низу бурильної колони.

**Ключові слова:** Нафта, газ, родовище, свердловина, буріння, бурильна колона, компоновка низу бурильної колони, долото PDC, вибій, кінетична енергія, вібрації, коливання, математична модель, моделювання, віброзахист, вібронадійність, пружний елемент, ефективність, механічна швидкість буріння, режим буріння, амортизатор, тарілчасті пружини.

## ABSTRACT

Landar S.M. Development of a Technological System of a 127 mm Downhole Drilling Tool for Reducing Torsional Vibrations. – Qualification scientific work presented as a manuscript.

Dissertation submitted for the degree of Doctor of Philosophy in Specialty 185 – Oil and Gas Engineering and Technologies. – National University "Yuri Kondratyuk Poltava Polytechnic", Poltava, 2026.

Contents of the dissertation. The dissertation presents a theoretical generalization and a new solution to an important scientific and applied problem consisting in the development of a technological system of a 127 mm downhole drilling tool for reducing drill string torsional vibrations during oil and gas well drilling. The proposed system provides an increase in the rate of penetration, a reduction in dynamic loads acting on the Bottom Hole Assembly (BHA), and an extension of life of drill bits.

The introduction substantiates the relevance of the research topic, formulates the aim and objectives of the study, defines the object, subject, and research methods, and presents the scientific novelty, practical significance of the obtained results, the author's personal contribution, and information on the approbation of the research findings.

Chapter 1 analyzes the current state of the problem of drill string vibrations occurring during oil and gas well drilling. The main types of drill string vibrations, their causes, mechanisms of development, and their influence on the drill string, rock-cutting tools, and downhole equipment are considered. Existing designs of devices intended for damping axial, torsional, and high-frequency torsional vibrations are reviewed, their advantages and disadvantages are identified, and the main directions for further research are established.

Chapter 2 investigates the causes of Bottom Hole Assembly failures under dynamic loading conditions. Statistical data on equipment failures and practical examples of drilling equipment damage are analyzed. The necessity of developing a new type of torsional vibration shock absorber is substantiated. A new shock absorber design is proposed,

including a mechanism for transmitting torque and axial load based on a multi-start self-locking-resistant screw pair, a stack of Belleville springs, and an internal pressure compensation system.

Chapter 3 presents a comprehensive set of theoretical research methods. A mathematical model of drill string torsional vibrations with an elastic coupling incorporated into the Bottom Hole Assembly is developed, enabling the determination of the relationships between the angle of twist, torque, shear stresses, vibration isolation coefficient, and bit dynamic coefficient. A numerical model of the torque and axial load transmission mechanism of the drilling shock absorber is developed using ANSYS Workbench. The influence of geometric parameters and friction coefficient on the operating efficiency of the mechanism is investigated, and its stress-strain state is analyzed.

Chapter 4 presents the results of the experimental investigations. An autonomous Smart 4 downhole vibration recording system is developed and field-tested, and the influence of drilling dynamics on drilling efficiency and the technical condition of rock-cutting tools is evaluated. Laboratory bench tests of a prototype torsional vibration drilling shock absorber are carried out. The optimum parameters of the elastic element assembly are determined, and the increase in the rate of penetration achieved through the application of the proposed design is experimentally confirmed.

Chapter 5 presents the implementation of the research results. The engineering justification of the drilling shock absorber design is provided, the operational loading ranges are determined, and strength and fatigue analyses are performed for the most highly loaded cross-sections. The relationships governing torque and axial load transmission through the elastic mechanism of the shock absorber are established. The operability of the proposed design within the required operating load range and the efficiency of the developed technological system are confirmed. The practical value of the research is demonstrated through the implementation of the obtained results in the drilling operations of Energofinans LLC, the development of the Smart 4 downhole vibration monitoring system, and the acquisition of three Ukrainian utility model patents.

The research resulted in the improvement of the methodology for calculating the parameters of drill string torsional vibrations, the development of a new 127 mm torsional vibration drilling shock absorber incorporating a mechanism that converts torque into axial displacement of an elastic element, and, for the first time, the integration of an internal pressure compensation system into the shock absorber design for reliable operation under severe downhole thermobaric conditions. Experimental investigations confirmed the possibility of increasing the rate of penetration, reducing the intensity of torsional vibrations, and extending the service life of Bottom Hole Assembly components.

**Keywords:** Oil, gas, field, borehole, drilling, drill string, bottom hole assembly, PDC bit, bottomhole, kinetic energy, vibrations, resonant vibrations, mathematical model, modeling, vibration protection, vibration reliability, elastic element, efficiency, rate of penetration, drilling mode, absorber, disk springs.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. Мойсишин В.М., Векерик В.І., Ландар С.М. Математична модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонованні. *Прикарпатський вісник наукового товариства імені Шевченка*. Число. 2023. №18 (68), С. 120–127.

**Фахова.**

[https://doi.org/10.31471/2304-7399-2023-18\(68\)-120-127](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2023-18(68)-120-127)

2. 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. № 12, P. 207-220. **Scopus**.

<https://doi.org/10.5267/j.esm.2024.3.002>

3. 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. №7, P. 802–828. **Scopus**.

<https://doi.org/10.3390/vibration7030043>

4. 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. 19 (4), P. 147-157. **Scopus**.

<https://doi.org/10.33271/mining19.04.147>

5. Ландар С.М., Величкович А.С. Стендові випробування бурового амортизатора з багатозахідним гвинтовим вузлом при бурінні твердої породи РДС-долотом. (2026). *Нафтогазова енергетика*, 1(45), 100-114. **Фахова**.

[doi: 10.31471/1993-9868-2026-1\(45\)-100-114](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2026-1(45)-100-114).

6. Величкович А.С., Ландар С.М. Розробка адаптивного амортизатора крутильних коливань бурильної колони для складних режимів буріння нафтогазових і геотермальних свердловин. *Матеріали міжнародного форуму «НАФТОГАЗОВА ЕНЕРГЕТИКА 2025»*, 30.10-01.11.2025 р., Яремче, с. 18-21. **Тези конференції**.

7. Ландар С.М. Підвищення ефективності буріння за допомогою моніторингу вибійних вібрацій. *Матеріали XVI Всеукраїнської конференції молодих вчених «МОЛОДІ ВЧЕНІ 2026 – ВІД ТЕОРІЇ ДО ПРАКТИКИ»*, 18.03.2026 р., Дніпро, с. 94-103. **Тези конференції.**
8. Буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони: патент 159467 Україна: МПК E21B 17/07. № u 202401351; заявл. 14.03.2024; опубл. 04.06.2025, Бюл. № 23.
9. Уловлювач магнітний: патент 159776 Україна: МПК E21B 31/00. № u 202500174; заявл. 15.01.2025; опубл. 02.07.2025, Бюл. № 27.
10. Буровий вибійний ресстратор динамічних коливань бурильної колони: патент 162455 Україна: МПК E21B 12/02. № u 202402643; заявл. 16.05.2024; опубл. 01.04.2026, Бюл. №13.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ .....	13
ВСТУП.....	14
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	21
1.1 Опис проблематики та необхідність впровадження передових технологій для підвищення ефективності буріння.....	21
1.2 Класифікація та характеристика вібраційних процесів у бурильній колоні та механізми їх виникнення .....	22
1.3 Фактори впливу та природа утворення вібрацій.....	25
1.4 Огляд пошкоджень викликаних вібраціями і вплив на вимірювання MWD та LWD .....	31
1.5 Опис впливу відомих вібрацій на породоруйнівний та бурильний інструмент ...	33
1.6 Передумови для створення пристроїв динамічного демпфування .....	44
1.7 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування поздовжніх коливань .....	46
1.8 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування торсіонних вібрацій Stick-Slip.....	49
1.9 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування високочастотних торсіонних коливань HFTO.....	57
1.10 Висновки до розділу 1.....	59
РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СВЕРДЛОВИННОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ТОРСІЙНИХ ВІБРАЦІЙ .....	63
2.1 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон.....	63
2.2 Практичні приклади відмов внутрішньосвердловинного обладнання та інструменту під дією негативних коливань компоновки низу бурильної колони .....	65
2.3 Обґрунтування необхідності проєктування удосконаленого пристрою демпфування торсіонних вібрацій .....	72

2.4 Конструктивні особливості розробленого амортизатора .....	74
2.5 Методика вибору та компонування тарілчастих пружини.....	77
2.6 Проєктування системи врівноваження тиску .....	81
2.7 Висновки до розділу 2.....	83
<b>РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ.....</b>	<b>84</b>
3.1 Математична модель торсіонних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонуванні.....	84
3.2 Числова модель вузла передачі осьового навантаження та крутного моменту бурового амортизатора.....	91
3.3 Результати і аналіз .....	93
3.4 Висновки до розділу 3.....	100
<b>РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ .....</b>	<b>101</b>
4.1 Передумови до створення пристрою для вимірювання коливань КНБК .....	101
4.2 Аналіз функціональності існуючих пристроїв реєстрації вибійних вібрацій.....	102
4.3 Функціональні переваги технології SMART 4 .....	104
4.4 Опис конструкції розробленого пристрою реєстрації вибійних вібрацій Smart 4.....	105
4.5 Стандартизація величин вібрацій та методика їх обчислення під час вимірювання .....	108
4.6 Практичне використання пристрою Smart 4 при бурінні свердловин .....	109
4.7 Обґрунтування проведення стендових досліджень амортизатора .....	118
4.8 Вибір породоруйнівного інструменту .....	119
4.9 Вибір гірської породи.....	120
4.10 Опис взірця амортизатора торсіонних вібрацій .....	121
4.11 Вибір типу та компонування тарілчастих пружин .....	126
4.12 Короткий опис експериментальної установки .....	131
4.13 Хід проведення експерименту.....	132
4.14 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз .....	139

4.15 Висновки до розділу 4.....	143
РОЗДІЛ 5. ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ .....	145
5.1 Опис динамічних навантаження які діють на амортизатор в свердловині.....	145
5.2 Розрахунки на міцність та витривалість за трьома перерізами .....	146
5.3 Визначення залежностей механізму передачі осьового навантаження і крутного моменту в амортизаторі .....	154
5.4 Аналітична модель вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження .....	157
5.5 Методика інженерного розрахунку параметрів вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження амортизатора .....	163
5.6 Впровадження результатів досліджень .....	166
5.7 Висновки до розділу 5.....	168
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	170
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	172
ДОДАТОК А ДОВІДКИ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ ОСНОВНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	183
ДОДАТОК Б ПАТЕНТИ НА КОРИСНІ МОДЕЛІ.....	185

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ARMS – середньоквадратичне значення осьових вібрацій

AST – інструмент для боротьби з торсіонними вібраціями

HFTO – високочастотні торсіонні коливання

LRMS – середньоквадратичне значення поперечних вібрацій

LWD – система каротажу під час буріння

MWD – система вимірювань під час буріння

PDC – полікристалічне алмазне долото

RMS – середньоквадратичне значення

RPM – швидкість обертання

SPP – тиск в нагнітальній лінії

SSI – індекс stick-slip

STICK-SLIP – Прилипання-проковзування

TVI – ізолятор торсіонних вібрацій

WHIRL – вихровий відцентровий рух

WOB – осьове навантаження

ГВД – гвинтовий вибійний двигун

ГДС – геофізичні свердловини

ГТД – геолого-технічні дослідження

ДДЗ – Дніпровсько-Донецька западина

КЛС – калібратор лопатевий спіральний

КНБК – компоновка низу бурильної колони

МШБ – механічна швидкість буріння

ОБТ – обважнена бурильна труба

ПСБ – похило-скероване буріння

РКС – роторно-керована система

СВП – система верхнього приводу

СТК – стабілізатор корпусний

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Сьогодні, для ефективного видобування нафтогазових ресурсів доводиться споруджувати глибокі вертикальні, свердловини з похило-скерованими та горизонтальними ділянками та бічні стовбури малого діаметру.

Особливості поведінки бурильних колон в поєднанні з різними навантаженнями контактної взаємодії елементів бурильного інструменту зі стінками і вибоєм свердловини спричинюють виникнення суттєвих вібраційних навантажень [17]. Вібрації шкідливо впливають на бурове обладнання та інструмент, призводять до значних втрат енергії та загалом до погіршення техніко-економічних показників буріння [17, 19]. Бурова галузь досягла суттєвих успіхів у сфері виробництва стійких до зносу полікристалічних доліт, оптимального компонування низу бурильної колони та використання наземних засобів керування задля мінімізації вібрацій. Однак буровим інженерам доводиться знаходити баланс між рівнем зниження вібрації та ефективністю буріння, оскільки різні фізико-механічні властивості гірських порід та умови буріння часто висувають суперечливі вимоги до конструкції долота [12, 13]. Ця проблема стає особливо актуальною при бурінні протяжних інтервалів одним долотом через неоднорідні чи тріщинуваті гірські породи з мінливими механічними властивостями.

На сьогодні в світовій практиці запропоновано низку технічних заходів, способів і пристроїв, що дозволяють знизити шкідливий вплив вібрацій і здійснювати регулювання динамічного режиму бурильної колони. Зокрема в практиці буріння глибоких свердловин досягнуто суттєвих результатів завдяки використанню амортизаторів коливань бурильної колони [1, 13]. Класичні бурові амортизатори переважно були спроектовані для гасіння лише поздовжніх коливань, які утворюють переважно шарошкові долота.

Сьогодні найбільш ефективним способом руйнування гірської породи для спорудження нафтогазових свердловин є буріння за допомогою PDC доліт, які мають інший характер руйнування гірської породи на відміну від шарошкових доліт [1, 9,

16]. Це викликає ряд шкідливих коливань пов'язаних з циклічною зміною крутного моменту та утворення радіальних вібрацій. Зі збільшенням глибини буріння твердість та міцність гірських порід збільшується, частіше спостерігається перешаруватість та неоднорідність, що посилює ефект утворення торсіонних вібрацій на долоті.

Науково доведено, що торсіонні вібрації є найбільш небезпечними для елементів КНБК та бурильної колони, викликають знакозмінні навантаження та втомний знос бурового інструменту, що призводить до зниження загальної ефективності буріння, підвищення аварійності, додаткових витрат часу та коштів на спорудження свердловин [13, 23].

Станом на цей момент в Україні майже не використовуються технологічні рішення для боротьби з торсіонними вібраціями та коливаннями крутного моменту. Розглянуті вище, а також цілий ряд інших причин зумовлюють особливу актуальність щодо застосування, удосконалення, розроблення нових методів та способів для зменшення торсіонних вібрацій.

#### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами темами.**

Результати дисертаційної роботи відповідають завданням Загальнодержавної програми розвитку мінерально-сировинної бази України до 2030 року, яка спрямована на забезпечення сталого розвитку мінерально-сировинного комплексу держави, нарощування ресурсної бази нафти і природного газу, підвищення ефективності геологорозвідувальних робіт, упровадження сучасних технологій освоєння родовищ та раціональне використання природних ресурсів.

Результати дослідження відповідають завданням зазначеної Програми, оскільки спрямовані на впровадження сучасних технологій буріння, підвищення ефективності освоєння нафтогазових родовищ, скорочення непродуктивних витрат часу під час буріння, зниження негативного впливу торсіонних вібрацій на елементи бурильної колони та створення передумов для збільшення видобутку вуглеводнів.

**Мета роботи** полягає в науковому обґрунтуванні та розробленні технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм із буровим амортизатором крутильних коливань, призначеної для зниження торсіонних вібрацій бурильної колони, стабілізації передачі крутного моменту й осьового навантаження на долото та підвищення механічної швидкості буріння нафтогазових свердловин.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні **завдання**:

- провести аналіз відомих типів коливань бурильної колони, причини їх утворення, впливу кожного типу коливань на бурильну колону та причин відмови елементів КНБК під їх дією;
- проаналізувати існуючі заходи та засобів для боротьби з кожним типом вібрацій та обґрунтувати доцільність використання у КНБК інструменту малого діаметру з пружними елементами для боротьби з торсіонними вібраціями;
- спроектувати вузол передачі крутного моменту та осьового навантаження бурового амортизатора для демпфування торсіонних вібрацій та розробити ефективну конструкцію бурового амортизатора торсіонних вібрацій для тривалої та безвідмовної роботи на вибої свердловини;
- провести виробничі дослідження динамічних процесів із застосуванням розробленого електронного засобу фіксації вібрацій та оцінити їх вплив на елементи КНБК і породоруйнівний інструмент;
- виконати лабораторні дослідження параметрів роботи бурового амортизатора торсіонних вібрацій та оцінити його вплив на механічну швидкість буріння;
- провести апробацію отриманих наукових результатів.

*Об'єкт дослідження* – динамічні процеси в бурильній колоні та компоновці низу бурильної колони під час буріння нафтогазових свердловин, що супроводжуються виникненням і розвитком торсіонних вібрацій.

*Предмет дослідження* – закономірності демпфування торсіонних вібрацій при використанні бурового амортизатора діаметром 127 мм та його вплив на механічну швидкість буріння свердловин малого діаметра.

*Методи дослідження:*

– метод аналізу науково-технічної інформації – для узагальнення сучасного стану досліджень щодо виникнення осьових, поперечних, торсійних і високочастотних торсійних коливань бурильної колони, аналізу причин пошкодження елементів КНБК та оцінювання існуючих технічних засобів демпфування вібрацій;

– методи теорії коливань і динаміки бурильної колони – для опису процесів виникнення та розвитку торсійних вібрацій, визначення впливу крутного моменту, осьового навантаження, контактної взаємодії долота з породою та пружних властивостей елементів КНБК на динамічний стан бурильної колони;

– методи математичного моделювання – для побудови моделі крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою у компонуванні, визначення відносних і переносних складників кута повороту, крутного моменту, дотичних напружень, коефіцієнта віброзахисту та коефіцієнта динамічності долота;

– методи опору матеріалів, теорії пружності та контактної механіки – для оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурового амортизатора, розрахунку вузла передачі крутного моменту й осьового навантаження, визначення контактних напружень у гвинтовій парі та перевірки основних деталей на міцність і витривалість;

– метод скінченних елементів – для числового моделювання роботи вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження бурового амортизатора в середовищі ANSYS Workbench, визначення розподілу контактного тиску, еквівалентних напружень і деформацій у найбільш навантажених елементах конструкції;

– методи експериментальних польових досліджень – для реєстрації вибійних вібрацій компоновки низу бурильної колони за допомогою розробленого пристрою Smart 4, визначення параметрів LRMS, ARMS, Stick-Slip, крутного моменту, осьового навантаження, швидкості обертання та механічної швидкості буріння;

– методи стендових експериментальних досліджень – для перевірки працездатності лабораторного зразка бурового амортизатора під час руйнування

зразків твердої гірської породи PDC-долотом, порівняння режимів буріння з жорстким з'єднанням і з використанням пружного вузла амортизатора;

- методи порівняльного аналізу – для зіставлення результатів буріння за різних конструктивних компонувань амортизатора, різних варіантів тарілчастих пружин, режимів обертання, подачі та осьового навантаження;

- методи оброблення експериментальних даних – для аналізу зареєстрованих вибійних вібрацій, оцінювання повторюваності подій Stick-Slip, визначення характерних інтервалів небезпечної динаміки, порівняння показників механічної швидкості буріння та технічного стану породоруйнівного інструменту.

#### **Положення, що виносяться на захист:**

- науково обґрунтована технологічна система свердловинного інструменту діаметром 127 мм із буровим амортизатором крутильних коливань, що забезпечує зниження торсіонної нестабільності КНБК шляхом перетворення частини енергії крутильних коливань у пружну деформацію пакета тарілчастих пружин;

- математична модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою дозволяє визначати розподіл кутових переміщень, крутних моментів, дотичних напружень, коефіцієнта віброзахисту та коефіцієнта динамічності долота в характерних перерізах бурильної колони.

- результати польових і стендових досліджень підтверджують зв'язок між рівнем торсіонних вібрацій, технічним станом PDC-долота та механічною швидкістю буріння, а також доводять працездатність запропонованого амортизатора.

#### **Наукова новизна отриманих результатів:**

- удосконалено методику оцінювання динамічної поведінки бурильної колони шляхом визначення відносних і переносних складників крутного моменту і дотичного напруження в x-перерізі бурильної колони, коефіцієнта віброзахисту при крутильних коливаннях та коефіцієнта динамічності долота;

- отримано нові дослідні дані вібраційних параметрів, на основі яких сформовано принципи взаємодії структурних елементів амортизатора торсіонних

вібрацій, що забезпечило дослідно-підтверджене зростання механічної швидкості буріння за використання удосконаленого амортизатора торсіонних вібрацій;

- розроблено та інтегровано нову систему компенсації внутрішнього тиску в конструкцію бурового амортизатора торсіонних вібрацій для роботи в складних термобаричних умовах свердловини;

- набули подальшого розвитку методи оцінювання впливу торсіонних вібрацій на елементи компоновки низу бурильної колони та ефективність буріння на основі польових вимірювань вибівної динаміки за допомогою розробленого пристрою реєстрації вибівних вібрацій та експериментальних досліджень роботи фізичної моделі бурового амортизатора.

#### **Практичне значення отриманих результатів:**

- розробленні технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій бурильної колони, яка може бути використана під час буріння нафтогазових свердловин у складних гірничо-геологічних умовах.

- розроблено пристрій Smart 4 для реєстрації вибівних вібрацій, який дозволяє отримувати дані про динамічний стан компоновки низу бурильної колони, виявляти прояви stick-slip і оцінювати вплив режимів буріння на технічний стан долота.

**Результати дослідження впровадженні в ТОВ «Енергофінанс» при бурінні свердловин на Анастасівського родовищі.**

**Особистий внесок автора.** Основні положення та результати дисертаційної роботи отримано безпосередньо автором, а саме:

- аналіз існуючих типів, класифікація, визначення природи утворення та дослідження впливу вібрацій на елементи КНБК;

- проведення польових випробувань різноманітних типів КНБК в відмінних геолого-технічних свердловинних умовах. Оцінка ступеню пошкодження обладнання під впливом негативної динаміки бурильної колони без віброзахисних пристроїв [106];

- дослідження конструктивних особливостей відомих бурових амортизаторів та порівняння їх переваг та недоліків [93];

- визначено закономірності робочого процесу та взаємодії вузлів технологічної системи свердловинного інструменту для зниження торсіонних вібрацій, 3D моделювання конструкції в спеціалізованому програмному забезпеченні [70];
- визначення взаємозв'язків зовнішніх та внутрішніх напружень діючих на амортизатор при роботі в свердловині. Проведення розрахунків на міцність та витривалість.
- розробка системи для вимірювання вібрацій, випробування в польових умовах у КНБК без віброзахисних пристроїв [92].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на науково-технічній конференції «Нафтогазова Енергетика 2025» (м. Яремче, Івано-Франківська область, 30 жовтня – 1 листопада 2025 року); XVI Всеукраїнській конференції молодих вчених «МОЛОДІ ВЧЕНІ 2026 – ВІД ТЕОРІЇ ДО ПРАКТИКИ» (Дніпро, 18 березня 2026 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри нафтогазової інженерії та технології Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

**Публікації.** За результатами досліджень, які викладені в дисертаційній роботі, опубліковано 10 наукових праць, у тому числі: 2 статті у фахових журналах України, 3 у виданнях, які входять до міжнародної наукометричної бази SCOPUS, 2 тези конференції та 3 патенти України на корисні моделі.

**Структура та обсяг дисертаційної роботи.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Її зміст викладено на 197 сторінках, з яких 157 сторінок основного тексту, 11 сторінок списку використаних літературних джерел з 106 назв, 16 сторінок додатків. Основна частина містить 69 рисунків і 14 таблиць.

Автор висловлює щире подяку науковому керівнику кандидату технічних наук, Бучинському М.Я. за наукові консультації, цінні поради та спільну плідну роботу над дисертацією. Окрема подяка всьому колективу кафедри нафтогазової інженерії та технологій Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка».

## **РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ТА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **1.1 Опис проблематики та необхідність впровадження передових технологій для підвищення ефективності буріння**

У реаліях стрімкого розвитку сучасних технологій та викликів нафтогазової галузі існують тенденції підвищення ефективності буріння та техніко-економічних показників [20] для скорочення загального часу спорудження глибоких нафтових та газових свердловин. При спорудженні свердловини найбільша частка часу припадає на поглиблення свердловини. У процесі будівництва свердловини також мають місце допоміжні та інші технологічні операції, такі як: монтаж та демонтаж бурового верстату, перепідготовка стовбура свердловини, геофізичні дослідження свердловини (ГДС), кріплення, випробування, освоєння та ін. Слід зазначити, що більшість з перелічених операцій проводиться відповідно до затверджених регламентів та не може проводитися швидше з метою безпечного та безаварійного проведення робіт. Тому для бурових та видобувних компаній найбільш цікавим щодо пришвидшення процесу спорудження свердловини є етап буріння. Для досягнення бажаного результату останнім часом все частіше залучаються передові технології буріння. Це обладнання та сервіси мають високу вартість і підвищують добову ставку для замовника, але за рахунок прискорення процесу спорудження свердловини, замовники отримують економічний ефект та сумарну економію.

До такого обладнання відносяться: бурові долота з передовими конструкціями, роторно-керовані системи, вибійні двигуни, вибійні осцилятори, інструменти для зниження крутного моменту та вібрацій [17]. На українському ринку певною мірою представлена більшість з перерахованих інструментів різних типів та виробників, основна мета яких – це підвищення швидкості буріння. Але існує проблема саме у вивченні негативної динаміки компоновки низу бурильної колони (КНБК) та боротьби з нею. Одним з найбільш ефективних та розповсюджених інструментів для боротьби з осьовими вібраціями є вибійний амортизатор поступальної дії [1]. Відомо, що осьові

вібрації в більшості випадків виникають при використанні шарошкових доліт, оскільки характер руйнування гірських порід зумовлений виникненням осьових коливань долота та бурильної колони відповідно. Вибійний амортизатор поступальної дії є високоефективним інструментом для боротьби з осьовими вібраціями, ефективність якого підтверджена практикою.

З метою підвищення механічної швидкості буріння (МШБ), останні 20 років в Україні широко використовуються долота типу polycrystalline diamond bit (PDC), шарошковими долотами буриться не більше 15-20% від загальної глибини свердловини. За рахунок іншого характеру руйнування гірських порід та високої агресивності доліт типу PDC, на відміну від шарошкових, створюють інший спектр вібрацій, а саме: поперечні, вихрові та торсіонні [17]. Чіткого моніторингу та боротьби з цим типом вібрацій не проводиться, унаслідок цього це призводить до зламів елементів КНБК під дією циклічних знакозмінних навантажень, надмірного пошкодження ріжучої структури доліт, високих енерговитрат, що зменшує швидкість поглиблення та призводить до необхідності в проведенні додаткових спуско-підіймальних операцій [10]. Необхідно активно розвивати на ринку технологію для боротьби з торсіонними вібраціями в процесі буріння [13].

## **1.2 Класифікація та характеристика вібраційних процесів у бурильній колоні та механізми їх виникнення**

У нафтогазовій промисловості вібрації є однією з найбільш актуальних проблем. Вібрації призводять до того, що бурове долото відштовхується від стінок або вибою свердловини, викликаючи передчасну відмову ріжучої структури долота або бурильної колони та низьку механічну швидкість буріння [17]. Це може прискорити механічний знос, споживати надлишкову електроенергію та вивести з ладу наземне обладнання, що призведе до незапланованих простоїв.

Під час буріння вибійні інструменти зазнають впливу кутового прискорення у вигляді одиничних або повторюваних ударів, а також постійних коливань бурильної колони як в осьовому, так і в поперечному напрямку. Такі прискорення знижують ефективність буріння та можуть викликати як передчасну відмову обладнання так і руйнування цілісності свердловинних інструментів, що негативно впливає на загальні витрати на спорудження свердловини через додаткові втрату часу на ловильні роботи або заміну пошкодженого обладнання. Розрізняють основні типи коливань бурильної колони [17]:

- Осьові вібрації спрямовані вздовж осі стовбура свердловини, як правило, спричинені підстрибуванням долота та струшуванням бурильної колони;
- Торсіонні вібрації бурильної колони, переважно виникають під час буріння внаслідок виникнення Stick-Slip [7];
- Поперечні вібрації спрямовані в напрямку перпендикулярному до осі стовбура свердловини, часто пов'язані з вихровим рухом КНБК, який виникає при ексцентричному обертанні навколо центру свердловини;
- Високочастотні торсіонні коливання (HFTO) утворюються при взаємодії бурового долота та гірської породи [25].

Найбільш сучасні внутрішньосвердловинні вимірювальні пристрої можуть реєструвати та записувати крутильні прискорення на частотах понад 100 Гц і дозволяють спостерігати за HFTO. Отже, це явище було добре описано та проаналізовано. На відміну від явища Stick-Slip, яке відбувається на першій частоті обертання бурильної колони, HFTO утворюється при більш високій природній частоті обертання, зазвичай між 50 і 500 Гц [2]. У більшості випадків коливаннями, які демонструють найвищий рівень збудження бурильної колони, є Stick-Slip. Проте коливання з наступною за величиною збудливістю бурильної колони, викликає частота, яка зазвичай знаходиться в межах 50–500 Гц з модальними амплітудами зосередженими у КНБК. Тоді як частота коливань Stick-Slip залежить від загальної довжини бурильної колони, а частота та амплітуда сконцентрованих у КНБК коливань

НFTO, залишається постійною незалежно від довжини бурильної колони. Коливання НFTO і Stick-Slip можуть відбуватися одночасно [26].

При високій амплітуді коливань існує певна залежність коли один тип вібрацій здатний викликати інший. Як приклад, значне підстрибування долота на вибої утворює додатковий згин бурильної колони і, таким чином, викликає поперечні коливання. Цей зв'язок може бути особливо сильним при вигинах бурильної колони, наприклад як це відбувається при зміні траєкторії стовбура свердловини. Особливо сильні вібрації виникають, коли частота обертання бурильної колони входить в резонанс з власними частотами певної частини бурильної колони або КНБК [17]. Це виникає оскільки бурильна колона при обертанні викликає певні коливання, так звані параметричний резонанс.

Незважаючи на те, що для боротьби з вібраціями та зменшення їх впливу було створено різноманітні вібраційні та інші інструменти, прогнозування характеру вібраційних процесів у свердловині є складним завданням [13].

Щоб запобігти надмірним вібраціям та пом'якшити кілька типів аномалій буріння, оператори почали одночасно додавати по кілька вибійних інструментів до компоновки низу бурильної колони. Однак збільшення довжини КНБК, не є оптимальним рішенням, а використання більшої кількості елементів зменшує її надійність, Чим компактнішими інструменти є, тим вони ефективніші, що, у свою чергу, призводить до зменшення експлуатаційних витрат.

При зменшенні вібрацій, мінімізується потенційне пошкодження або передчасний знос бурового долота, зводяться до мінімуму будь-які потенційні передчасні відмови та підвищується тривалість роботи систем вимірювання під час буріння MWD, роторні керованих систем та інших [16]. При мінімізації вібрацій, можливо збільшити осьове навантаження на долоті, що безпосередньо впливає на механічну швидкість буріння.

Зазвичай під час проектування бурильної колони виконують розрахунок на гармонічні коливання. Вібрації бурильної колони та КНБК гасяться внутрішнім

тертям і деформацією через взаємодію зі стінками свердловини та обсадною колоною, а також шляхом передачі енергії буровому розчину. Ефективність процесів демпфування сильно залежить від режиму вібрації. На додаток до режимів буріння, які безпосередньо контролюються бурильником (наприклад швидкість обертання, осьове навантаження та продуктивність бурових насосів), інтенсивність вібрацій залежить від конструкції та вибору матеріалів бурильної колони та КНБК, а також густини і в'язкопружних властивостей бурового розчину та гірських порід.

Попередні лабораторні дослідження показали, що критичні форми режиму коливань НГТО у КНБК, спрогнозовані методом кінцево-елементного моделювання, які можливо точно відтворити шляхом збудження крутильних гармонік за допомогою електродинамічного стенду. Концепція ізоляції базується на обмеженні потенціально шкідливих вібрацій НГТО, які виникають в частині КНБК, при цьому вона за своєю конструкцією є достатньо міцною щоб витримати цей тип коливань.

### **1.3 Фактори впливу та природа утворення вібрацій**

Динамічні аномалії завжди є реакцією на щось. Це щось називається джерелом збудження [17]. Прикладами можуть виступати ексцентрична бурильна труба або ротор всередині статора. Важливо розуміти джерела збудження і те, як вони динамічно збуджують КНБК або бурильну колону.

Якщо система збуджується лише один раз, наприклад як струна гітари, то вона вібрує на своїй власній частоті. Амплітуда вібрацій зменшується з часом швидко, якщо в системі є значне затухання та повільно, якщо затухання незначне.

В свердловинах існує лише декілька прикладів таких збуджень, наприклад після спрацювання ясу або миттєве звільнення стабілізатора який завис. Ці події зазвичай не є проблемою при аналізі вібрацій. Замість цього при аналізі динаміки ясу і подібних сценаріях розглядається лише початкове навантаження збудження.

Примусова вібрація передбачає збудження які повторюються приблизно на одній і тій же частоті протягом визначеного проміжку часу [3]. Це призведе до перехідної вібрації на початку або при зміні збудження за якою з цього моменту послідує стійка вібраційна відповідь. В середовщі де існує тільки одне збудження на дискретній частоті, система генеруватиме вібрації лише на частоті збудження, а не на власній частоті системи. Декілька джерел може збуджуватися одночасно, в такому випадку система може вібрувати на декількох дискретних частотах одночасно.

Під час буріння існує велика кількість джерел збудження, які не збуджують послідовно і дискретних частотах. Це означає, що часові інтервали між подіями інтенсивність, положення або напрямом збудження змінюються. Вплив на реакцію вібрації полягає в тому, що система може вібрувати в широкому діапазоні частот, причому різноманітні смуги частот мають різний вміст енергії [18]. Часто існує декілька вузьких полос частот, які містять велику частину енергії, тоді як всі інші частоти містять дуже обмежену кількість енергії. Інколи результати вібрацій виглядають як білий шум в широкому спектрі без домінуючих частот збудження.

У КНБК можуть бути різноманітні джерела збудження, де всі збуджуються на різних частотах. Наприклад частота з якою лопать стабілізатора вдаряється об стінку свердловини, або частота бурових насосів які посилають імпульси тиску в свердловину. Частота обертання бурильної колони є частотою збудження, але не єдиною [2]. Частоти дуже часто позначаються одиницею виміру об/хв, але як правило це невірне позначення оскільки зазвичай це належить не до швидкості обертання колони, а до подій любого роду які повторюються. Завжди рекомендується використовувати одиницю виміру Гц (1/с).

Рівень вібрацій зазвичай вище резонансу [17]. Цей ефект зменшується за рахунок демпфування важким та в'язким буровим розчином. Все ще можливо, що базовий рівень вібрації на більш високих обертах сильніше, ніж рівень вібрації на більш низьких обертах, навіть якщо він підвищений за рахунок резонансу.

Рисунок 1.1 показує енергію, яка відводиться на вібрації з збільшенням швидкості обертання бурильної колони. Синя крива показує енергію вібрації при

відсутності резонансу у цьому частотному спектрі. Червона крива також показує вплив енергії, яка відводиться на вібрацію поблизу трьох різних резонансних частот.

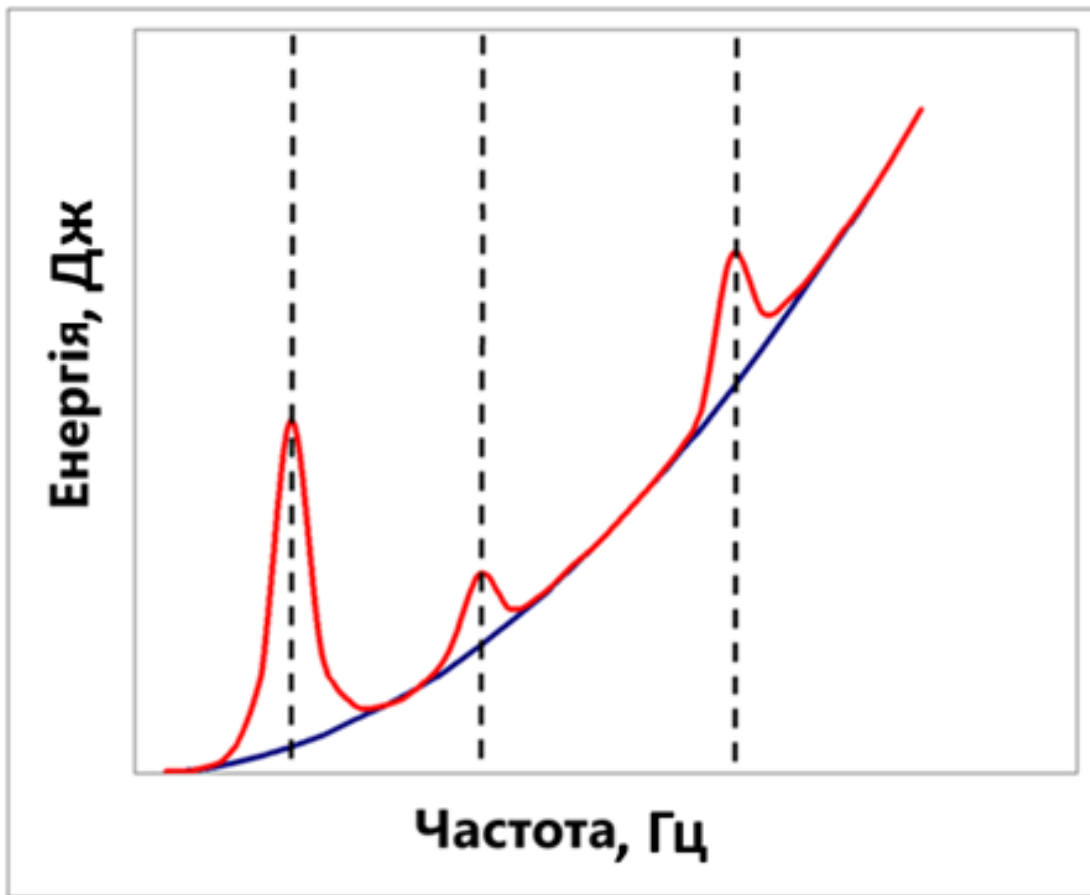


Рисунок 1.1. Співвідношення енергії та частоти

Контакти зі стінками, затухання, гармоніка і зв'язок мають вплив на частоти та вібрації, що описано нижче [17].

Частота режиму вібрації має розмірність  $1/\text{час}$ , це може бути наприклад  $1/\text{год}$ ,  $1/\text{хв}$  або  $1/\text{с}$ .

RPM - це аббревіатура обертів за хвилину. Таким чином, це означає, що екземпляр, який підраховується, є обертанням, яке зазвичай розглядається як швидкість обертання бурильної колони або долота.

Під час буріння і подібних операцій існує вірогідність утворення різноманітних аномалій, нижче показаний короткий огляд (рис. 1.2):



Рисунок 1.2. Класифікація вібрацій

Джерелами вібрацій часто є спеціальні інструменти, тобто нестандартні компоненти КНБК, але існують і інші джерела, похідні з денної поверхні (наприклад коливання бурової установки або імпульси тиску бурових насосів).

Тут виникають відцентрові сили які є похідною функцією від: задіяної маси, відстані центру маси від осі обертання, швидкості обертання цього інструменту.

Деякі інструменти спроектовані з дисбалансом маси [15]. До них відносяться вибійні двигуни, в яких ротор обертається ексцентрично всередині статора. Залежно від продуктивності бурових насосів та при налаштуванні регулятора кута більше 0 градусів, ексцентриситет та дисбаланс маси очевидний біля місця згину ГВД.

Інструменти також можуть мати дисбаланс з таких причин: ексцентричне нарізання різьби, зміни під час транспортування або експлуатації – наприклад ОБТ, які деформовані під час попереднього використання, або бурильні труби вигнуті під дією Бакклінг ефекту. Кожного разу, коли при збиранні КНБК з різних інструментів, відносна орієнтація дисбалансу мас може змінюватися. Як наслідок, неможливо передбачити дисбаланс маси бурильної колони або КНБК. Поки існує обертання завжди буде збудження від дисбалансу мас. У більшості випадків неможливо передбачити, наскільки це буде сильним і де у КНБК існуватиме найбільший дисбаланс.

При бурінні роторним способом джерело збудження неможливо точно визначити кількісно. Це те, що потрібно завжди враховувати, і додавати певні обмеження.

Коли у КНБК встановлено двигун (з або без кута перекосу) та осцилятор, енергія збудження від дисбалансу їх мас зазвичай перевищує енергію збудження від «невизначених» ексцентричних елементів колони [2]. У цьому випадку результати можна кількісно оцінити шляхом порівняння.

Кожного разу, коли у КНБК відбувається контакт зі стінкою свердловини, інструмент, який має викривлення по колу може спричинити поперечні вібрації [5]. Декілька прикладів подібних джерел наведено нижче:

Неповнорозмірні стабілізатори з прямими лопатями або роликові розширювачі з невеликою кількістю лопатей можуть викликати ефект кулачкового вала в похилих секціях стовбура свердловини. Різна відстань від центру свердловини до центру елементів КНБК, викличе поперечний та осьовий рух, якщо наявний достатній зазор.

Неповнорозмірні стабілізатори з прямими лопатями вдаряються об поздовжній виступ в свердловині некруглої форми, наприклад, в інтервалі розширення стовбура свердловини.

Стабілізатори з спіральними лопатями можуть викликати збудження так само, як і стабілізатори з прямими лопатями, якщо якість стовбура свердловини не забезпечує контакт зі стінкою по всій довжині лопаті.

Деякі інструменти LWD такі як прилади для вимірювання щільності, мають некруглий поперечний переріз (іноді у формі замкової щілини). Вони можуть вести себе подібно стабілізаторам з прямими лопатями, при контакті із стінкою свердловини.

Долота ріжуть породу, при прикладенні осьової сили. Всі ці окремі сили на різцях або вставках виражені в осьовому навантаженні та крутному моменті.

Долота PDC здебільшого зрізають породу, відповідно це викликає високі тангенціальні сили (крутний момент на долоті). Шарошкові долота здебільшого

дроблять пласт високим осьовим навантаженням на долоті та створюють помірний крутний момент. Сили зрізу та дроблення не є постійними в часі, унаслідок цього виникає збудження у всіх напрямках частотних діапазонів.

За наявності у КНБК більше одного породоруйнуючого інструменту (наприклад розширювача) ефективність різання може значно знизитися. Оптимальний розподіл осьового навантаження між обома інструментами не може підтримуватися весь час у пластах з невеликим перешаруванням. При наявності декількох ріжучих інструментів легше розвиваються аномалії буріння.

Профіль вибою свердловини це форма поверхні вибою яка постійно повторюється. Найбільш поширеним є трипелюстковий візерунок, який збуджує долото в осьовому напрямку при 3-кратному обертанні долота, оскільки шарошки долота обертаються вгору та вниз по пелюстках три рази за один оберт.

Іноді коливання тиску в буровому розчині всередині бурильної колони можуть збуджувати КНБК, оскільки вони мають найбільший вплив в трубному просторі КНБК. Результуюча сила збудження - це площа поверхні, помножена на коливання тиску.

Ці сили зазвичай є руйнівними, якщо імпульси тиску повторюються з постійною частотою. Зазвичай ця проблема має місце лише в тому випадку, якщо бурові насоси на поверхні працюють з однаковою частотою подвійних ходів і якщо свердловина неглибока. Хоча свердловинні пульсатори також створюють імпульси тиску, зазвичай вони недостатньо сильні та циклічні, щоб бути руйнівними для свердловинних інструментів.

Тертя інструменту, особливо стабілізаторів із стінками свердловини може змінюватися при:

1. Відносний тангенціальній швидкості. Коефіцієнт тертя майже нерухомих елементів, як правило, вищий, ніж коефіцієнт тертя при вищих відносних швидкостях. Це часто є причиною утворення Stick-Slip або можливого осьового коливання.
2. Зміна нормальних контактних сил з часом. Це зустрічається рідко.

## 1.4 Огляд пошкоджень викликаних вібраціями і вплив на вимірювання MWD та LWD

Існують різні впливи вібрації на внутрішньосвердловинні інструменти, профіль стовбура свердловини, поверхнєве обладнання та свердловинні вимірювання:

Це найбільш часто досліджуваний негативний ефект, і найчастіше втома відбувається від згинання. Найбільш піддатливими до цього типу навантажень є, інструменти з порівняно низьким обмеженням обертового моменту згину. Як правило, з попередніх статистичних даних відомо, які інструменти найбільше зазнають втомлювальних пошкоджень через вібрації. Найбільш поширеним типом пошкоджень є тріщини на корпусі інструментів, особливо на висадках, канавках, різьбових з'єднаннях [17]. Ці тріщини також можуть призвести до промивання інструментів. В екстремальних випадках тріщини можуть розростатися і призводити до злому інструментів.

Найпоширенішим прискоренням, що спричиняє пошкодження внутрішньосвердловинних інструментів, є удар об стінку свердловини через поперечні аномалії і джерела збудження, що діють збоку. Проблеми крутильного та осевого прискорень можуть також викликати пошкодження інструментів [10]. Як правило, електронні плати та кабелі інструментів MWD і LWD є найбільш критичними [16].

Знос може бути прискорений головним чином за рахунок поперечних вібрацій та особливо за рахунок прямого вихрового руху [17]. Прискорене зношування обумовлене додатковими контактами зі стінками свердловини або збільшення нормальних контактних сил. Зазвичай це з'являється на стабілізаторах та інших стаціонарних контактних ділянках а також між ними. Надмірний знос також може бути виявлений на кромках лопатей стабілізатора та подібних пошкодженнях, де закруглені краї або зношені вставки з карбїду вольфраму.

Підшипники та ущільнення необертових втулок, вибійних двигунів та інших свердловинних інструментів можуть перегріватися або пошкоджуватися, коли

присутній високий рівень низькочастотних торсіонних коливань, аж до утворення Stick-Slip [18]. У цих випадках миттєва швидкість обертання може бути дуже високою (інколи в 3 рази вищою від встановленої швидкості обертання) та спричиняти пошкодження, наприклад, через перегрів або стирання [2]. Це пов'язано тільки з низькочастотними торсіонними вібраціями.

Удари від поперечних вібрацій, особливо в місцях розміщення лопатей стабілізатора і інших геометричних порушень, може викликати нестабільність стовбура свердловини або осипання стінок [5]. У пластах де присутні геомеханчні напруження, густина бурового розчину відіграє ключову роль. Крім того уступи можуть бути напрацьовані долотами та стабілізаторами, які створюють надлишкові вібрації, внаслідок зміни параметрів бокового різання і тертям зі збільшенням глибини свердловини (рис. 1.3).



Рисунок 1.3. Профіль стовбура свердловини внаслідок впливу вібрацій [17]

Сенсори систем MWD зазвичай вимірюють прискорення, тому будь-які вібрації, особливо поперечні будуть впливати на ці виміри. Це головна причина по якій кінцеві вимірювання проводяться не на вибої і при відсутності вібрацій. Інструменти LWD з візуалізацією зазвичай добре працюють лише в певному діапазоні обертів. Надмірні

коливання обертів аж до появи Stick-Slip можуть призвести до втрати частини інформації або неточним замірам. Деякі прилади LWD вимагають певної відстані між сенсором та стінкою свердловини. Тому відхилення внаслідок вібрацій може погіршити показники.

Інколи вібрації, які виникають в свердловині можуть відчуватися і спостерігатися на поверхні, це може призвести до пошкодження СВП. Як правило це обумовлено осьовими або поперечними вібраціями, які переміщуються на поверхню та викликають зміну довжини бурильної колони. Інші низькочастотні торсійні вібрації викликають коливання крутного моменту поверхні, що ставить під загрозу працездатність верхнього приводу.

Будь яка аномалія у КНБК зазвичай негативно впливає на долото і розширювачі. Існують різноманітні проблеми і механізми пов'язані з цим, наприклад: коливання контактної сили або осьового навантаження, а також осьові та поперечні вібрації, які викликають пошкодження різців на калібруючій і носовій частині долота.

## **1.5 Опис впливу відомих вібрацій на породоруйнівний та бурильний інструмент**

Під поняттям поперечних вібрацій розуміється рух перпендикулярно до осі стовбуру свердловини [17].

Звичайні поперечні вібрації визначаються як поперечний рух компонентів КНБК при контакті зі стінками свердловини або без нього в певному положенні КНБК.

В похилих стовбурах свердловини це часто передбачає зміщення в напрямку нижньої стінки свердловини, оскільки відхилення зосереджено навколо бічної сторони, а не в центрі свердловини. Також це часто передбачає обертання компонентів КНБК зі стійким контактом з нижньою стінкою свердловини. Внаслідок тертя в подальшому відбувається підйом по стінці та послідує падіння назад до нижньої сторони без контакту зі стінкою або лише з періодичним контактом. Абсолютна величина амплітуди вібрації є функцією багатьох параметрів. Серед цих параметрів –

коефіцієнт тертя між інструментом і стінкою свердловини, кількість енергії в системі, відносне розташування джерел збудження та будь-який потенційний резонанс.

Поперечні вібрації можуть спричинити поломку інструментів через втому від згинання, пошкодження від уповільнення під час удару після падіння вниз на нижню стінку свердловини та через незначне збільшення зносу під час підйому по стінці свердловини [17].

Якщо поперечне прискорення не показує контакт зі стінкою в певному положенні КНБК, інструмент:

1. Переміщується вбік навколо стійкого положення відхилення (враховуючи низькі рівні енергії та великий зазор у стійкому стані);
2. Піднімається вгору по стінці та знову опускається вниз, подібно сусідньому стійкому положенню контакта з сусідньою стінкою (вищий рівень енергії та менший зазор у стійкому стані).

Останній варіант може бути причиною того, що абразивний знос спостерігається там, де стійкий стан не передбачає контакту зі стінкою.

Звивисті коливання – це поперечний рух вздовж нижньої сторони похилого стовбура свердловини, що дуже схоже на рух змії. Звивисті коливання викликаються тертям і зазвичай утворюються на довгих ділянках бурильної колонни з невеликим зміщенням, особливо в довгих горизонтальних дотичних. Звивисті коливання викликають лише помірні згинаючі навантаження тому саме по собі явище вважається нешкідливим.

Удари по стінці відсутні, оскільки інструменти завжди залишаються на нижній стінці свердловини. Найбільша небезпека, яку представляють собою звивисті коливання – це те, що вони можуть викликати інші форми вібрацій: поперечне прискорення і вихровий рух.

Вихровий рух – це поперечна аномалія з рухом схожим на круговий напрямленим навколо осі стовбура свердловини [17]. Це явище не є торсіонною

аномалією, оскільки відсутні будь-які зміни швидкості обертання пов'язані з вихровим рухом. Залежно від відносного напрямку:

1. Поперечний рух по колу відносно осі свердловини;
2. Поперечний рух по колу відносно власної осі КНБК.

Розрізняють прямий та зворотній вихровий рух, а також хаотичний вихровий рух який знаходиться на переході між ними. КНБК може сприймати зворотній вихровий рух в одній секції, прямий вихровий рух в другій і поперечне прискорення в третій.

Низькоенергетичний вихровий рух має низьку амплітуду в поперечному напрямку з невеликою кількістю або відсутністю контакту зі стінками свердловини. Низькоенергетичний вихровий рух прийнято вважати безпечним.

Високоенергетичний вихровий рух має більш високу амплітуду відхилення та згинаючі навантаження, що часто призводить до декількох додаткових контактів зі стінками свердловини. Високоенергетичний вихровий рух прийнято вважати небезпечним. Вихровий рух може утворюватися внаслідок прогину елементів КНБК.

Зворотній вихровий рух ідентифікується як вихровий рух, при якому бічний рух навколо осі стовбура свердловини і напрямок руху бурильної колони протилежні (бурильна колона обертається за часовою стрілкою, а бічний рух проти). Найчастіше відбувається те, що компоненти КНБК обертаються але не взаємодіють зі стінками свердловини (описують повний оберт). Зворотній вихровий рух (рис. 1.4) вважається одним з найбільш небезпечних аномалій буріння, оскільки:

1. Він дуже часто пов'язаний з високими динамічними згинаючими навантаженням, особливо в свердловинах великого діаметру.
2. Частота згину КНБК, може бути кратною відповідній швидкості обертання бурильної колони.
3. Зворотній вихровий рух – найшвидше призводить до утворення тріщин і зломів внаслідок втоми при згині [17].

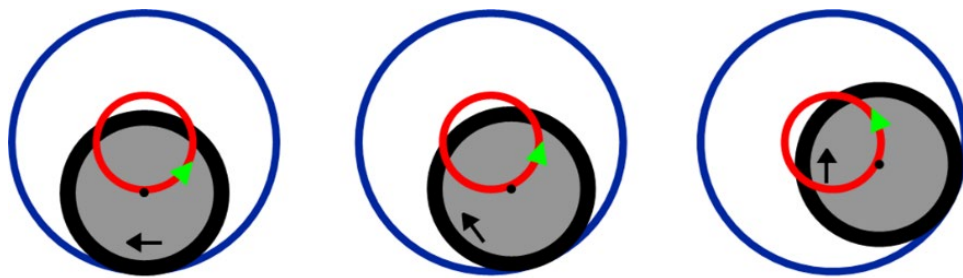


Рисунок 1.4. Зворотній вихровий рух [94]

Чим менше зазор між діаметром свердловини та інструментом, тим швидше обертовий рух, але тим менше стає ексцентриситет бічного руху. Унаслідок чого згинаючі навантаження менші, а цикли втоми сумуються швидше.



Рисунок 1.5. Втомлювальна тріщина, яка утворилася під дією вигину від зворотного вихрового руху [102]

В зонах контакту зі стінками свердловини, КНБК зазвичай має різні зазори, внаслідок різного діаметру лопатей стабілізаторів. Це означає, що частота вихрового руху при контакті зі стінками свердловини відрізняється одна від одної. В свою чергу більшість типів КНБК не демонструють ідеальний обертово-зворотній рух з чітко визначеною частотою. Замість цього вони часто встановлюються на середній частоті вихрового руху з короткими інтервалами класичного поперечного прискорення і

ударів об стінки свердловини кожного стабілізатора, щоб компенсувати перевищення або недостатню швидкість окремого контакту зі стінкою свердловини.

Прямий вихровий рух (рис. 1.6) визначається, як обертання при якому, поперечний рух відбувається по колу, як навколо осі стовбура свердловини так і навколо власної осі за годинниковою стрілкою.

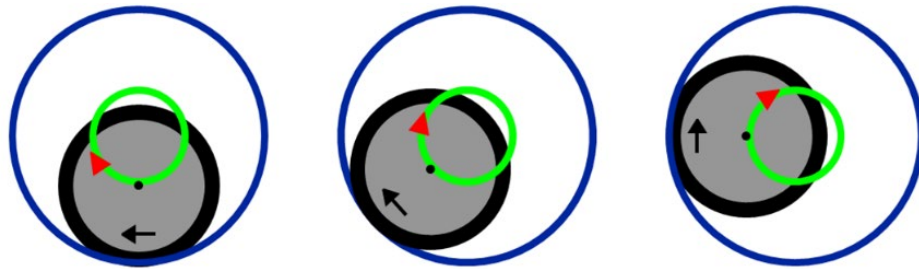


Рисунок 1.6. Прямий синхронний вихровий рух [94]

В випадках, коли швидкість обертання двох рухів однакова, називається прямим синхронним обертанням. В цьому випадку контакт зі стінками свердловини завжди відбувається з однією і тією ж стороною інструментів у КНБК. Вплив прямого синхронного обертання на КНБК виражений в прискореному зносі її елементів [17]. При цьому відстань тертя в цьому випадку така ж, як і при відсутності вібрації: нерівномірний знос інструмента по колу, контактні сили зазвичай вище відцентрових сил, контакти часто відбуваються між стабілізаторами та поверхнями інструменту де недостатньо захисту від зносу.

При прямому синхронному русі не спостерігається втомлювальний знос інструментів від згину оскільки він завжди відбувається в одному й тому ж напрямку, але присутні ударні навантаження, в свердловинах правильної форми.

Вихровий рух створює зміщення, яке може перетворюватися в прямий вихровий рух, коли інструменти, які сприймають значні згинаючі навантаження, мають дисбаланс маси або визначений напрямок згину (наприклад, вони мають більш високу жорсткість вгору-вниз, а не вліво-вправо), або коли вони попередньо зігнуті

наприклад, як кривий вибійний двигун. Плоска поверхня зносу утворюється на інструменті (рис. 1.7), яка належить до напрямку дисбалансу маси або найменшого моменту інерції відповідно.



Рисунок 1.7. Плоский знос викликаний прямим синхронним вихровим рухом [17]

Хаотичний вихровий рух – це рух по колу, який швидко чергується за та проти годинниковою стрілкою. В більшості випадків це поступова зміна між поперечним прискоренням і хаотичним вихровим рухом. Хоча визначення вихрового руху передусім – це рух по колу навколо осі свердловини, а для поперечного прискорення рух має бути відцентрований в стійкому положенні КНБК, в більшості випадків положення, яке є центральним для поперечної вібрації знаходиться по середині.

Хаотичний вихровий рух має контакт зі стінками свердловини, які впливають у різних положеннях навколо осі стовбура свердловини, а не має безперервного контакту зі стінками, як це відбувається при прямому синхронному вихровому русі або при зворотному вихровому русі.

Всі описані вище типи вібрацій, застосовуються до вихрового руху вздовж секцій КНБК або бурильної колони. Долото або розширювач також може генерувати вихровий рух. Це може бути небезпечно як для долота так і для профіля стовбура

свердловини, наприклад: викликати сколи різців або закруглення калібруючої частини лопатей [6], а також до збільшення номінального діаметру і інколи утворення багатокутної форми профілю стовбура свердловини (рис. 1.8), а також викликати вихровий рух і інші аномалії КНБК.

Вихровий рух долота зазвичай є зворотним вихровим рухом, часто з елементами хаотичного руху. Якщо долото обертається в зворотному напрямку, профіль стовбура свердловини буде в вигляді багатокутника, зазвичай на один пелюсток більше ніж у долота лопатей.

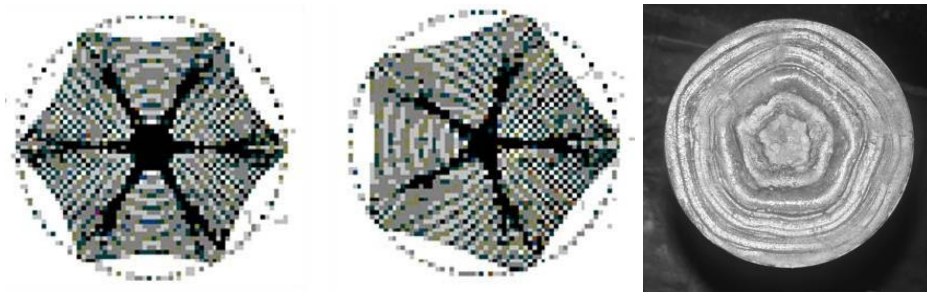


Рисунок 1.8. Типи профілей вибою свердловини при бурінні з зворотнім вихровим рухом Зліва: 5-лопатеве долото, Посередині 4-лопатеве долото; Справа: верхня частина керну [17]

Торсіонні вібрації визначаються зміною частоти обертання або динамічних коливань крутного моменту [3].

Stick-Slip – явище спричинене тертям долота з вибоєм, або бурильної колони зі стінками свердловини або обох одночасно [7]. Stick-Slip може розвиватися коли втрати крутного моменту вздовж бурильної колони і на долоті змінюються з часом. Це може бути пов'язано з тим, що долото руйнує гірську породу дещо імпульсним способом, а також через те, що тертя, необхідне для відриву бурильної колони від стінок свердловини більше ніж тертя бурильної колони при обертанні.

При розвитку явища Stick-Slip бурильна колона повністю зупиняється в нижній частині [9], надалі коливання обертового моменту стають ще сильнішими (рис. 1.9).

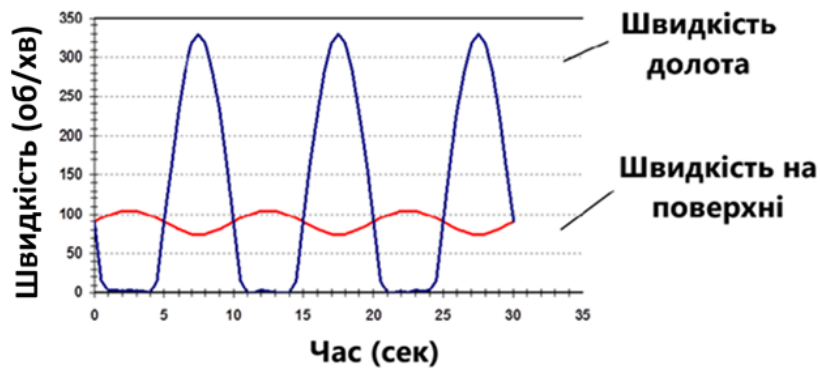


Рисунок 1.9. Приклад коливань крутного моменту та швидкості обертання бурової колони на поверхні при утворенні Stick-Slip в свердловині

Низька швидкість обертання долота, агресивна конструкція, високий коефіцієнт тертя, низька жорсткість бурової колони (при використанні інструменту відносно малого діаметру), а також певні режими буріння сприяють розвитку Stick-Slip [7].

Карти стійкості для різних операцій можуть суттєво відрізнятися за значенням та характером. Вони можуть вказувати на те, що Stick-Slip є аномалією, яка може утворюватись при високому осьовому навантаженні і низькій швидкості обертання, на відміну від вихрового руху долота, який розвивається при низькому осьовому навантаженні і високій швидкості обертання та при незначній глибині різку бурового долота. Stick-Slip є відносно повільною аномалією з частотами, як правило, нижче 1 Гц [7]. Stick-Slip залежить від довжини всієї бурової колони, а не лише від КНБК.

Якщо у КНБК включено вибіийний двигун, швидкість обертання долота дорівнює сумі обертів бурової колони та двигуна. Таким чином Stick-Slip у КНБК з двигунами зазвичай належить до Stick-Slip над двигуном. В той час коли долото або будь-який інструмент розташований під ГВД продовжує обертатися зі швидкістю двигуна, якщо швидкість обертання бурової колони дорівнює нулю.

Торсіонні коливання – це зміна швидкості обертання при якій буровна колона не зупиняється під час обертання. У певній мірі торсіонні коливання є нормою при бурінні свердловини. Низькочастотні торсіонні коливання знаходяться в тому ж діапазоні частот, що і Stick-Slip (рис. 1.10) і нешкідливі з точки зору механічної

цілісності бурильної колони. Вони негативно впливають на якість вимірювань систем MWD та LWD, особливо для інструментів візуалізації. Подібно до Stick-Slip, торсіонні коливання є функцією всієї бурильної колони, а не лише КНБК.

Високочастотні торсіонні коливання знаходяться в діапазоні кількох сотень Гц і більше [2]. Отже, зміни швидкості обертання не дуже помітні, але тангенціальне прискорення може бути дуже сильним. Високочастотні торсіонні коливання є функцією КНБК, а не всієї бурильної колони [25].

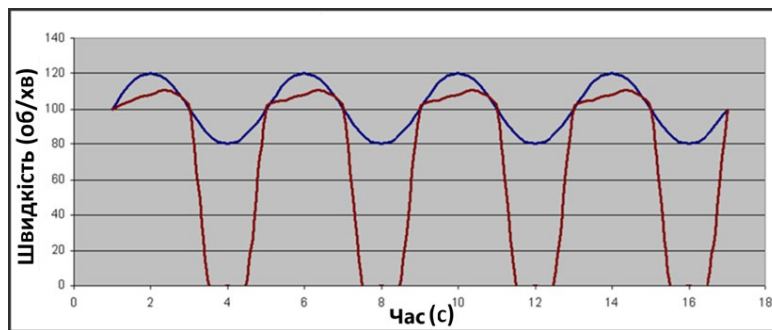


Рисунок 1.10. Залежність обертів на вибої від низькочастотних торсіонних коливань (синя крива) та Stick-Slip (червона крива)

Відскоки долота – це аномалія буріння, яка зазвичай пов’язана з використанням шарошкових доліт [8], які формують трикутний профіль вибою під час буріння (рис. 1.11).

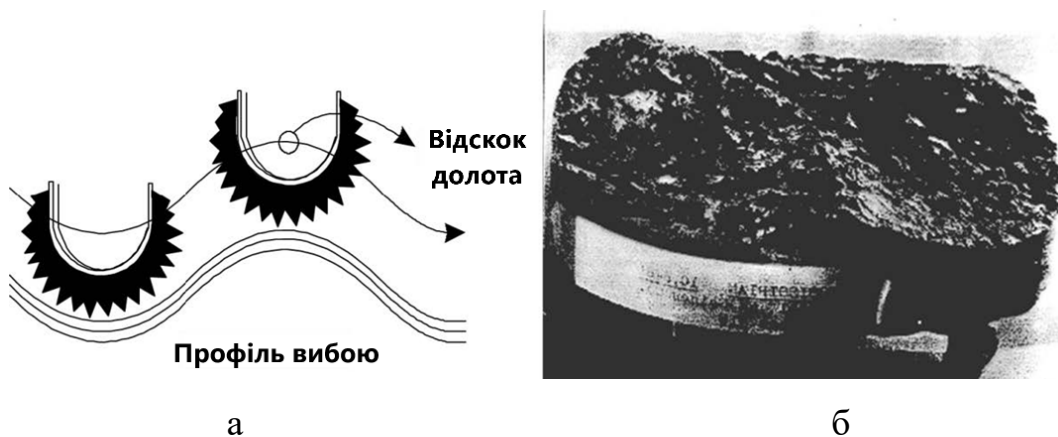


Рисунок 1.11. Приклад трикутного профілю вибою свердловини: а – схема підйому шарошкового долота на вибої, б – приклад профілю вибою свердловини [8]

Приклад трикутного профілю вибою свердловини показаний на рисунку 1.11, де по колу утворилися три западини та три гребені. Динамічна енергія настільки велика, що три шарошки долота, які одночасно проходять через три вершини вибою мають настільки високу інерцію, що вони тимчасово відриваються від поверхні вибою свердловини, незважаючи на вагу КНБК і бурильної колони яка притискає долото вниз. Потім шарошки знову вдаряються об задні схили вершин вибою, створюючи миттєве збільшення осевого навантаження, що в свою чергу сприяє кращому руйнуванню гірської породи.

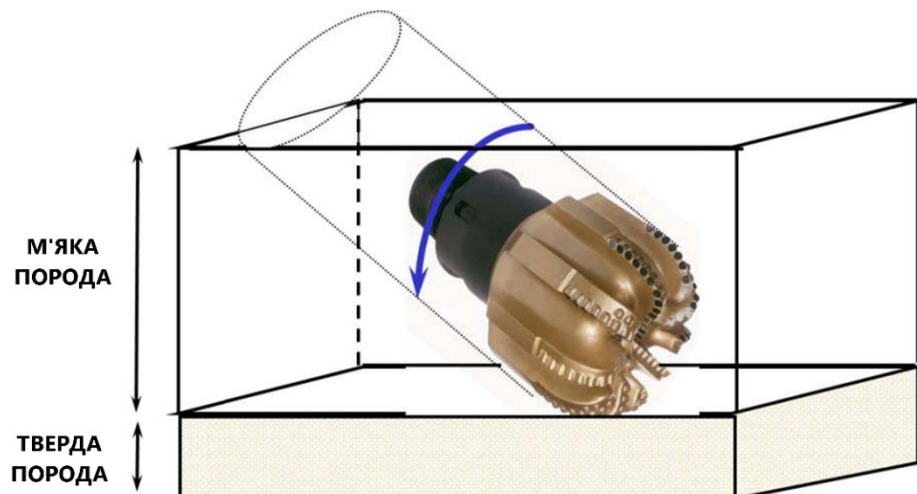


Рисунок 1.12. Долото PDC вдаряється під кутом на межі м'якої та твердої породи [21]

Як можна побачити на рисунку вище (рис. 1.12) долото типу PDC також може відскакувати [8]. Але це зустрічається набагато рідше і викликане зміною твердості гірських порід. Окремі лопаті відскакують від поверхні твердого пласта, але після повороту в декілька градусів вони знову можуть легко заглибитись в більш м'яку породу. При контакті з твердим пластом це викликає рух долота та КНБК вгору, а при проходженні більш м'якої породи спричиняє рух долота вниз.

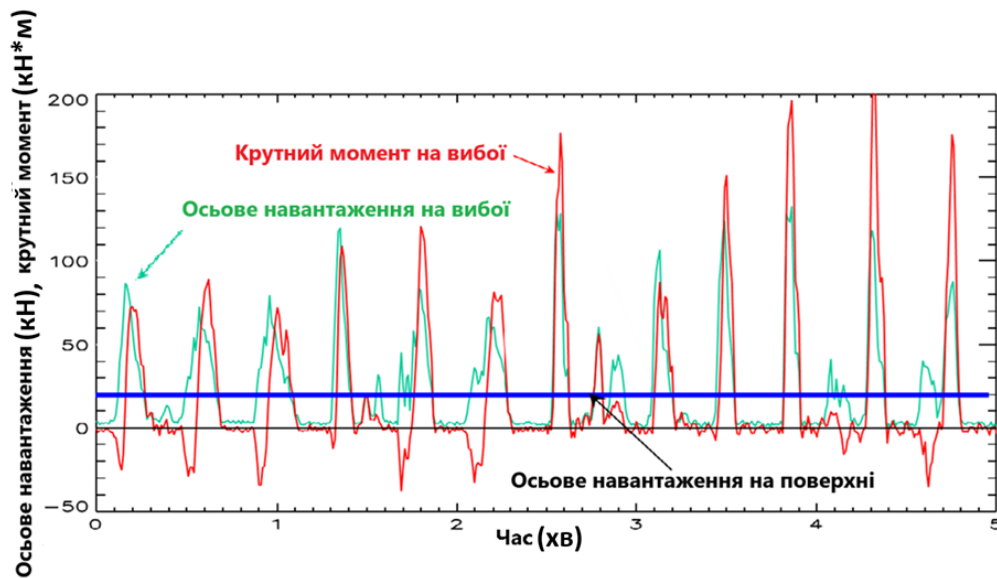


Рисунок 1.13. Осьове навантаження та крутний момент (червона та зелена крива відповідно) виміряні в свердловині під час підскакування долота на вибої

На графіку вище (рис. 1.13) зображені вибійні дані по фактичному осьовому навантаженню і крутному моменту, зібрані інструментом CoPilot (Baker Hughes) під час екстремального відскока долота. По кривій осьового навантаження можливо помітити, що долото знаходилося над вибоєм близько половини часу та досягало пікового навантаження близько 120 кФунт (534 кН) в порівнянні з поверхневим осьовим навантаженням 20 кФунт (89 кН). Це також викликає коливання крутного моменту підвищеної інтенсивності в аналогічний проміжок часу [10].

Можуть спостерігатися коливання осьового навантаження на долоті, ваги на гаку, осьові коливання у КНБК, бурильній колоні, долоті або на поверхні, а також в долоті, яке рухається по трикутному профілю вибою. Поки долото не відривається і не торкається вибою свердловини, це називається осьовим коливанням, а не відскакуванням долота.

Осьові коливання можуть виникати в діапазоні частот, подібному до відскакування долота (наприклад, через трикутний профіль вибою або буріння на переході породи). Тоді це називається низькочастотним осьовим коливанням. Зазвичай вони нешкідливі, якщо їх амплітуда не є надмірною, і вони не пов'язані з

сильними прискореннями чи ударними навантаженнями. Зазвичай вони повільні і мають порівняно високі амплітуди осьового відхилення.

Деякі інструменти, такі як осцилятори, збуджують аксіально набагато швидше, що призводить до високочастотних осьових коливань. У цьому сценарії осьові прискорення можуть стати шкідливими не лише для процесу буріння, але й для електронних компонентів телеметричних систем [16].

## **1.6 Передумови для створення пристроїв динамічного демпфування**

У нафтовій і газовій промисловості вартість надання послуг по бурінню нафтових і газових свердловин, може становити від десятків тисяч до мільйону доларів в день для наземних та морських установок відповідно. Очевидно, що чим швидше бурова установка пробурить свердловину, тим менша загальна вартість свердловини. Отже, інновація, яка підвищує МШБ, є дуже важливою [20]. Однак інновація, яка тимчасово збільшує МШБ, може зменшити робочий ресурс бурового долота. Кожен раз, коли долото піднімається зі свердловини та замінюється на нове, на це може бути витрачена суттєва кількість робочого часу бурової установки. Очевидно, що при СПО не відбувається поглиблення свердловини – це називається непродуктивним часом. Будь-яка інновація, яка зменшує непродуктивний час і збільшує МШБ, є цінною, і компанії, які бурять нафтові та газові свердловини, будуть масово використовувати цю технологію.

Починаючи приблизно з 1990-х років при бурінні нафтових і газових свердловин почали широко використовуватися бурові долота з полікристалічними різцями типу PDC [1]. Долота PDC мають багато переваг перед трьохшаршковими, але ці переваги мають потенційні недоліки. Використання бурових доліт PDC вимагає збільшення осьового навантаження на долото для встановлення контактного зчеплення з твердими породами. Чим більше осьове навантаження, тим вище значення заглиблення різців. Глибину різання зазвичай розуміють як «глибину

врізання» у породу, яку здійснюють різці бурового долота з кожним обертом. Якщо глибина різу більша, ніж бажано, долото може перестати обертатися – це називається «Stick». Ротор бурової установки не припиняє обертання під час таких зупинок. По мірі зростання сил, долото раптово відновлює обертання – це називається «Slip» [3]. В поєднанні ці два явища відомі як «Stick-Slip». Іншими словами, долото зупиняється, а потім різко прискорюється. «Stick-Slip» також можна розглядати як «ривковий» рух долота. На додаток до тимчасового підвищення швидкості обертання, яка виникає під час «Slip», Stick-Slip також призводить до підвищення нагріву ріжучих елементів долота через тертя [9].

Різці PDC – це промислові алмази, чутливі до температури вище 350°C і мають тенденцію до погіршення своїх фізико-механічних властивостей при перевищенні цього значення. Оскільки бурове долото може знаходитись на тисячі метрів нижче столу ротора, контролювати його з поверхні досить складно [14].

З метою зменшення явища Stick-Slip проводились численні дослідження, але різноманітні методи не дали бажаного результату. Прикладом одного з таких рішень стало зменшення так званого «кута атаки» різців бурового долота. Недоліком цього рішення є те, що різці долота мають менше значення заглиблення при кожному оберті ротора, відповідно знижується МШБ [16]. Як обговорювалося вище, це небажано.

У бурильній колоні, довжиною кілька тисяч метрів, також можуть виникати коливання унаслідок зміни крутного моменту або неоднорідності гірських порід [11]. Для гасіння коливань, які виникають під дією знакозмінних навантажень, широко використовуються відомі динамічні демпфери, які називають буровими амортизаторами. Бурові амортизатори за принципом дії поділяються на два основних типи – для поздовжніх та торсіонних коливань і складаються як правило з наступних основних складальних одиниць: механізм передачі осьового навантаження і крутного моменту та пружний елемент. Механізми передачі осьового навантаження, крутного моменту повинні забезпечити передачу крутного моменту і осьового навантаження пружному елементу і долоту.

Зміни крутного моменту можуть бути пов'язані з тертям по всій довжині бурильної колони та бурінням гірських порід різної твердості, що призводить до зміни крутного моменту на долоті. В свою чергу, такі неконтрольовані зміни крутного моменту можуть створювати коливання, які діють на бурильну колону значними силами та вібраціями, зокрема, коли коливання резонуватимуть із власними коливаннями бурильної колони.

Використання більш сучасних і потужних бурових верстатів протягом останніх десятиліть призвело до того, що бурильна колона сприймає значно більші навантаження, що підвищує ризики її пошкодження під дією неконтрольованих коливань та вібрацій. Особливі проблеми виникають тоді, коли долото проходить через тверді породи і відбувається його заклинка. Бурильна колона продовжує обертатися під дією крутного моменту ротору і накопичує енергію напруження, яка вивільняється, коли долото раптово зривається. Вся накопичена енергія вивільняється через неконтрольоване обертання і нижня частина бурильної колони може досягати надзвичайної швидкості обертання, що може призвести до пошкодження долота та бурильної колони [29]. Сучасні системи контрольованого буріння включають в себе багато електромеханічного обладнання, яке особливо чутливе до подібних навантажень [32].

### **1.7 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування поздовжніх коливань**

Серед бурових амортизаторів поздовжніх коливань найбільш широкого використання набули конструкції обладнанні прямобічними шліцьовими з'єднаннями, в якості механізму передачі осьового навантаження та крутного моменту та тарілчастих пружин в якості пружного елемента [39] (рис. 1.14).



Рисунок 1.14. Ілюстрація амортизатора поздовжніх коливань [103]

Наддолотні амортизатори осьових коливань призначені для зменшення динамічного навантаження і осьових вібрацій бурильної колони, які виникають під час буріння, як правило при використанні шарошkových доліт. Завдяки використанню цих інструментів збільшується робочий ресурс долота і зменшується кількість рейсів. Відокремлюючи осьові вібрації долота від бурильної колони, наддолотні амортизатори зменшують втомлювальне руйнування різьбових з'єднань під дією згину елементів бурильної колони, а також зменшує знос наземного обладнання бурової установки [44]. Наддолотні амортизатори надають можливість застосування оптимальної частоти обертання долота при бурінні твердих і неоднорідних порід, збільшуючи при цьому механічну швидкість буріння [20, 40]. Наддолотні амортизатори допомагають зменшити вібрацію долота, не відриваючи його від точки контакту з вибоєм. Згладжуючи ці коливання, можна знизити осьові ударні навантаження до 20%.

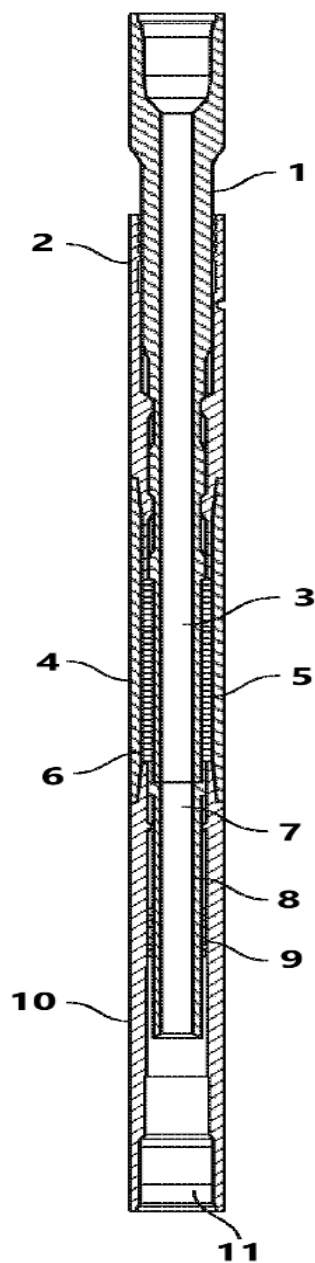


Рисунок 1.15. Складальне креслення амортизатора поздовжніх коливань [39]

Інструмент складається з наступних вузлів (рис. 1.15): вихідного вала (3), який контактує з корпусом (2) через механізм передачі осьового навантаження та крутного моменту в вигляді прямих шліців [39]. Вихідний вал оснащено полірованою поверхнею (1) в зоні контакту з гумовими ущільненнями. Пружний елемент представлений тарілчастими пружинами типу Belleville (5), які розміщуються в пружинному корпусі (4) та стискаються у міру виникнення осьових коливань на вибої

свердловини [45]. Продовженням вихідного вала (3) є внутрішній вал (7) на якому встановлено нижній герметизуючий вузол (9), обидва останні елементи знаходяться в нижньому переходнику (10) з приєднувальною різьбовою муфтою (11). Таким чином на нижнє муфтове різьбове з'єднання (11) накручується бурове долото, а до верхньої приєднувальної різьби вихідного вала (3) приєднується компоновка низу бурильної колони (КНБК), яка ізолюється від динамічних коливань [39].

### **1.8 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування торсіонних вібрацій Stick-Slip**

В амортизаторах торсіонних коливань використовуються механізми передачі осьового навантаження та крутного моменту: кульково-гвинтові пари, торсіонні системи та гвинтова різь [41].

1) Останнім часом частіше використовують кульково-гвинтові пари. Використання в механізмах передачі осьового навантаження і крутного моменту пар кочення замість ковзання значно зменшує тертя в гвинтовій парі, підвищує її довговічність [70].

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують кульково-гвинтові передачі найбільш цікавим та працездатним виглядає інструмент Torque Absorber For Downhole Drilling Motor. Ключовою ідеєю при створенні цього інструменту є регулювання осьового навантаження та поглинання реактивного моменту ГВД [41].

Амортизатор крутного моменту розташовується в бурильній колоні безпосередньо біля гвинтового вибійного двигуна та автоматично регулює осьове навантаження на долоті для зменшення ймовірності зупинки двигуна через опір, яке спричинює бурове долото.

Амортизатор крутного моменту включає в себе верхній і нижній вузол. Верхній вузол включає верхній переходник та кульковий корпус. Нижній вузол містить нижній переходник, ходовий гвинт і кульковий фіксатор. Компоненти нижнього вузла можуть вільно обертатися унаслідок зворотного обертового моменту гвинтового двигуна, який

направлений в протилежному напрямку відносно долота під час буріння. Верхній вузол залишатиметься нерухомим, тоді як компоненти нижнього вузла обертатимуться в протилежному напрямку. Пружина прикладає зусилля до ходового гвинта.

Принцип дії інструменту показано на рисунках вище – рис. 1.16, а – вигляд амортизатора в розрізі в повністю розширеному положенні, рис. 1.16, б – вигляд амортизатора в розрізі в частково стиснутому положенні, рис. 1.16, в – вигляд амортизатора в розрізі в повністю стиснутому положенні.

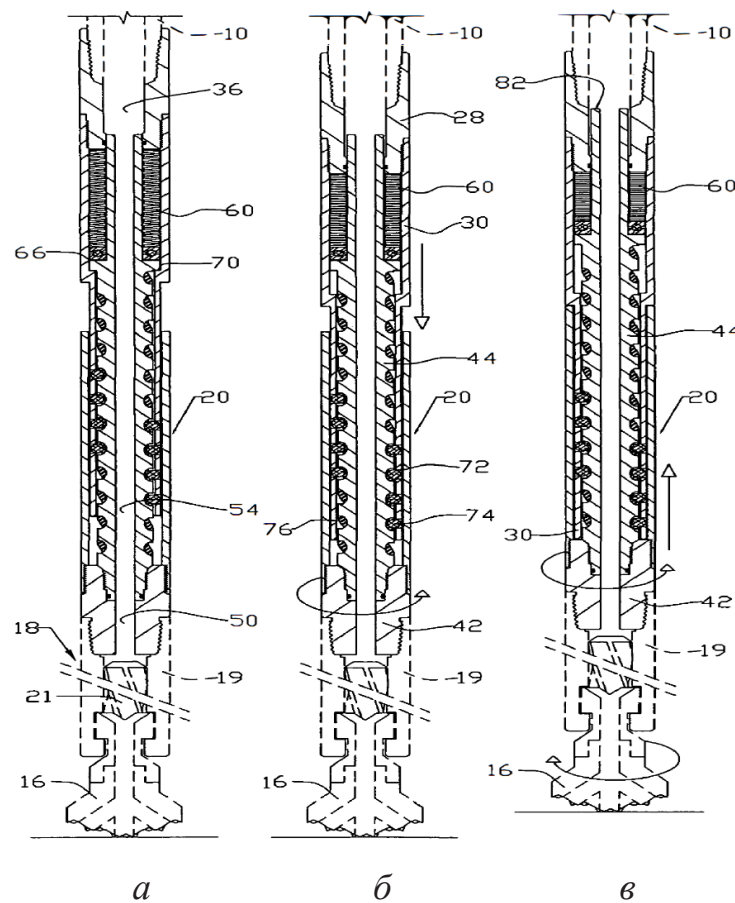


Рисунок 1.16. Torque Absorber For Downhole Drilling Motor: а – розширене положення, б – частково стиснуте положення, в – повністю стиснуте положення [41]

2) Добре зарекомендували себе так звані торсіонні системи у вигляді стержнів, що розміщені по периметру несучої ланки-оболонки пружного елемента із зовнішньої або внутрішньої її сторони [42]. Можливе використання торсіона у вигляді циліндричної

прорізної оболонки з прорізами вздовж твірної, а також однострунних і багатострунних систем з гнучким зв'язком, наприклад у вигляді каната круглого чи плоского перерізу.

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують торсіонні системи найбільш успішним є інструмент Torque and Torsion Limiting Tool виробництва компанії Neo Oil Tools (рис. 1.17). Ключовою ідеєю при створенні цього інструменту є контроль крутного моменту та кручення, а також поглинання і гасіння вібрацій. Інструмент NeoTork націлений на зменшення вібрації у всіх чотирьох напрямках, зосереджуючись на глибині вривання долота. NeoTork також зменшує кількість необхідних інструментів, що знижує експлуатаційні витрати, підвищує ефективність і швидкість буріння.



Рисунок 1.17. Torque and Torsion Limiting Tool [104]

Інструмент складається з двох основних секцій – верхньої частини з муфтовим з'єднанням і нижньої частини, оснащеної валом з ніпельним з'єднанням. У верхній

секції розміщується комплект тарільчатих пружин, які стискаються під час стиснення інструменту. При зменшенні крутного моменту інструмент розширюється до максимальної довжини, оскільки пружини постійно тиснуть на вісь вихідного вала. Кількість пружин визначається осьовим навантаженням і пороговими значеннями крутного моменту. Крім того, ці пружини поглинають осьовий рух бурильної колони.

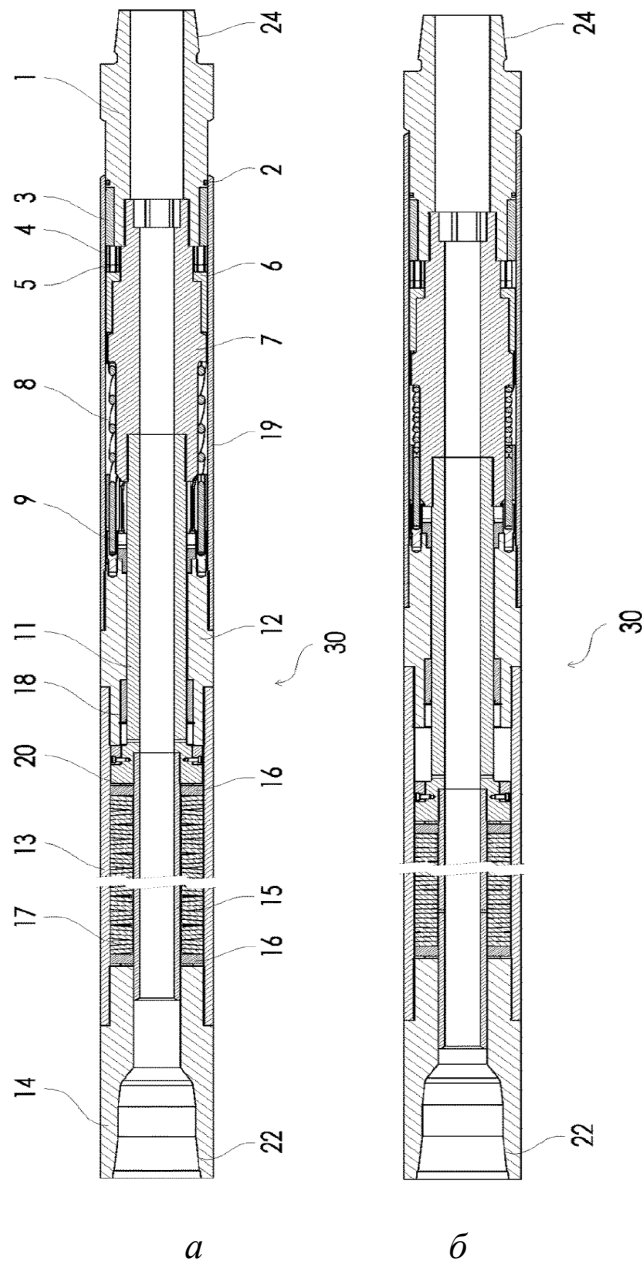


Рисунок 1.18. Принцип роботи Torque and Torsion Limiting Tool: а – розширений стан, б – стиснутий стан [42].

На рис. 1.18 а, б показано графічне зображення інструменту в розрізі в розширеному та стисненому стані. Він містить внутрішні (1, 7, 11, 15) і зовнішні компоненти (14, 13, 12, 19) і з'єднувальний механізм (8) для з'єднання внутрішніх та зовнішніх компонентів. З'єднувальний механізм містить один або більше поздовжньо подовжених елементів (8), встановлених між внутрішніми і зовнішніми компонентами, в якій один або більше елементів закріплені поздовжньо, але суттєво не чинять опору відносно стискаючому поздовжньому руху, що відбувається між внутрішніми та зовнішніми компонентами. З'єднувальний механізм налаштований таким чином, що стиснення внутрішніх і зовнішніх компонентів призводить до рівномірного стиснення одного або декількох поздовжньо подовжених елементів, які не викликають обертання внутрішніх компонентів відносно зовнішніх.

Контроль над розтягуванням або стисненням інструменту досягається за допомогою нижньої секції. Вона складається з обертого корпусу та нижнього вала, які з'єднуються сталевими канатами з верхньою секцією. Коли крутний момент перевищує опір тарільчатих пружин, нижній вал починає обертатися за годинниковою стрілкою. Ця дія змушує канати обертатися навколо втулки, піднімаючи нижній вал, доки крутний момент не повернеться до попередньо встановленого рівня. І навпаки, по мірі поглиблення свердловини та зменшення крутного моменту, інструмент автоматично розширюється.

Під час буріння обертовий момент долота викликає високий крутний момент в бурильній колоні при руйнуванні гірської породи. Канати дозволяють буровому долоту весь час залишатися в контакті з гірською породою, усуваючи більшу частину торсіоних вібрацій та аномалій. При незначній вібрації свердловину стає легше бурити.

Хоча нижня частина інструменту, яка утримує троси, не змінюється, кількість пружин, задіяних в інструменті, адаптується до умов конкретної свердловини, оскільки інструмент має можливість переналаштування.

3) На особливу увагу претендують механізми передачі осьового навантаження і крутного моменту в яких використовують гвинтову різь. Бурові амортизатори

обладнані такими механізмами здатні гасити як поздовжні так і крутні коливання. Гвинтова різь може бути трапецієподібною, круглою, прямокутною, як правило правою, одно чи багатозахідною, але обов'язково циліндричною і несамогальмівною [41]. Бурові амортизатори, що обладнані цим механізмом у вигляді гвинтової пари, мають дещо більшу вартість у порівнянні з буровими амортизаторами поздовжніх коливань. Тому їх використання при бурінні глибоких свердловин є виправданим і економічно вигідним лише у випадках значних коливань крутного моменту, чи коли такі коливання негативно впливають на роботу вибійних двигунів, телеметричних та інших елементів бурильної колони.

Серед амортизаторів, які в своїй конструкції використовують гвинтову різь найбільш успішним є інструмент Anti Stick-Slip Tool виробництва компанії Tomax AS (рис. 1.19).



Рисунок 1.19. Механізм передачі крутного моменту Anti Stick-Slip Tool [43]

Регулюючий пристрій призначений для використання в бурильній колоні між буровим верстатом та буровим долотом. Використання цього інструменту дозволяє зводити до мінімуму пошкодження долота та КНБК, які виникають внаслідок утворення екстремальних коливань та обертання бурильної колони під дією неконтрольованого вивільнення накопиченої енергії кручення. Це відбувається в випадках, коли бурильна колона раптово звільняється від заклинювання долота.

Основним фактором ризику та витрат при глибокому бурінні є бурильна колона, яка діє як довга пружина. AST застосує свій алгоритм у свердловині, щоб автоматично протидіяти та вирівнювати цикли осьових та торсіонних коливань, спричинені сильним пружинним ефектом. Результатом є більш висока ефективність долота, яка забезпечує економію щонайменше з трьох різних джерел: більш висока МШБ, збільшена проходка на долото і зменшення пошкоджень обладнання через меншу кількість залишкової енергії, доступної для створення вібрації.

Інструмент Anti Stick-Slip Tool (AST) від Tomax забезпечує стабільне осьове навантаження на долоті PDC в будь-яких породах. Це дозволяє різцям проходити межі перешарувань гірських порід з мінімальними витратами енергії та низьким ризиком вібрацій.

Автономне регулювання глибини заглиблення бурового долота виявилось корисним для буровиків, які прагнуть до постійного підвищення ефективності роботи.

Реакція AST у мілісекундах зменшує витрати енергії на тертя на межі перешарування гірських порід. Це залишає більше енергії, доступної для швидшого різання породи, і водночас зменшує нагрівання різця та, як наслідок його, знос.

Регулюючий пристрій має трубчасту внутрішню та зовнішню частину з спіралеподібним з'єднанням між ними для забезпечення телескопічного руху в обох напрямках між повністю розтягнутим і повністю стисненим положенням. Рух регулюючого пристрою відбувається, коли існує різниця в швидкості обертання між зовнішньою та внутрішньою частинами.

На рис. 1.20 а, б зображено типову конструкцію інструменту AST: внутрішня попередньо стиснута пружина (51), зовнішній основний корпус інструменту з внутрішніми спіральними гвинтовими нарізами (32), нижня частина корпусу оснащена гумовими ущільненнями. Телескопічний вихідний вал (44) з зовнішніми спіральними нарізами, які контактують з зовнішнім корпусом та оснащений полірованою поверхнею в зоні роботи з гумовими ущільненнями. Хід вихідного вала обмежує стопорне плече (28).

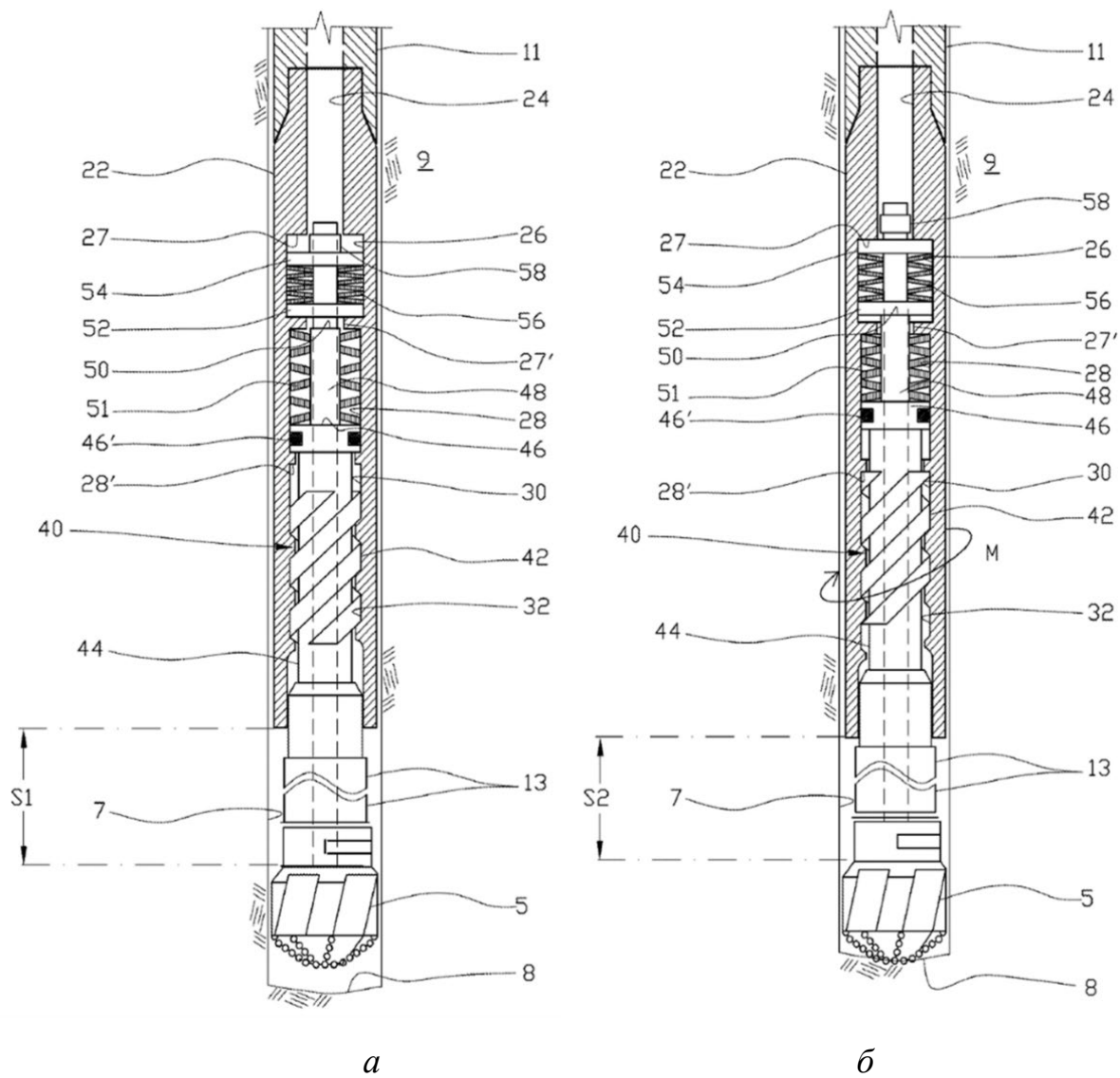


Рисунок 1.20. Принцип роботи Anti Stick-Slip Tool: а – розширений стан, б – стиснутий стан [43].

Принцип роботи інструменту AST полягає в тому, що при прикладенні крутного моменту, величина якого достатня для подолання стиску пружини (51), викличе обертання зовнішнього корпусу (32) з внутрішнім спіральними гвинтовими нарізами відносно вихідного вала (44). Коли зовнішній корпус і вихідний вал починають переміщуватися один відносно іншого, інструмент телескопічно стискається і бурильна колона стає коротшою. Отже, долото поступово підіймається знизу вгору, доки воно не повернеться на повну швидкість обертання. По мірі того як крутний момент, прикладений до інструменту, буде зменшуватися, пружина пропорційно буде розширюватися, а долото руйнуватиме гірську породу більш рівномірно.

Існує цілий ряд конструкцій механізмів передачі осьового навантаження та крутного моменту, що не підтвердили свою працездатність в умовах свердловини. Це конічні і циліндричні еластичні, наприклад, гумові блоки, гумові кулі розміщені між гвинтовими поверхнями корпусу і вала і багато інших.

### **1.9 Аналіз конструктивних особливостей існуючих пристроїв динамічного демпфування високочастотних торсіонних коливань НФТО**

Під час буріння можуть утворюватись суттєві високочастотні торсіонні коливання (НФТО), які впливають на надійність і довговічність внутрішньосвердловинних інструментів розміщених у КНБК. Ці коливання можуть спричинити передчасне пошкодження інструментів або їх компонентів.

Для ізоляції верхньої частини КНБК від високочастотних торсіонних коливань, компанією Baker Hughes було розроблено ізолятор торсіонних коливань (Torsional Vibration Isolator), основне призначення якого – ізоляція всіх компонентів розміщених в верхній частині КНБК від високочастотних торсіонних коливань. Ця ізоляція підвищує надійність елементів КНБК за рахунок ефективного зниження вібраційних навантажень.

Конструкція цього інструменту передбачає наявність амплітуд високочастотних торсіонних коливань лише нижче ізолятора, амплітуда НФТО над ним є відносно низькою. Цей ефект значно покращує продуктивність і надійність інструментів MWD та LWD і зменшує їх пошкодження та відмови.

Принцип роботи ізолятора базується на механічній низькочастотній фільтрації торсіонних динамічних коливань, які виникають на долоті [45]. Це може бути досягнуто шляхом використання у КНБК елемента з досить низькою жорсткістю на кручення. Дуже подібний принцип використовується в автомобільній промисловості для ізоляції торсіонних коливань колінчастого вала, що виникають через коливання частоти обертання двигуна від вхідного вала трансмісії за допомогою двомасового маховика. Віб्रोізоляція двомасового маховика, а також ізолятора TVI є результатом значно нижчої власної частоти, порівняно з частотами збудження.

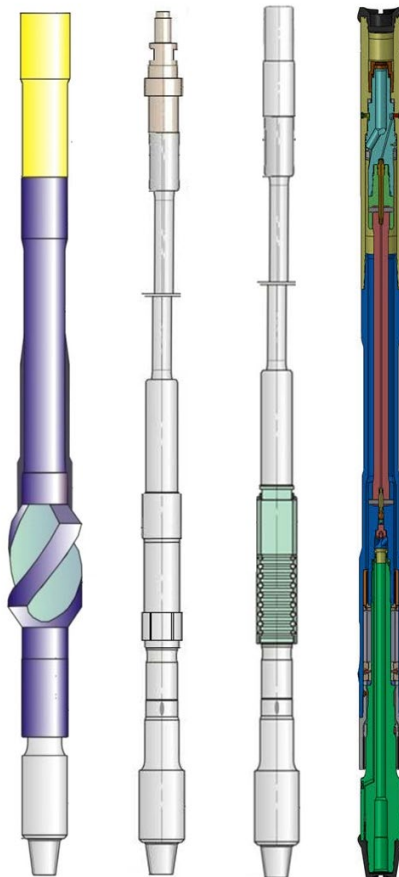


Рисунок 1.21. Torsional Vibration Isolator [45].

Ізолятор складається з наступних компонентів: перехідник, корпус верхнього підшипника, корпус нижнього підшипника і приводний перевідник (рис. 1.21).

Гнучкий вал є відносно м'якою частиною на навантаження кручення, та виступає в ролі ізоляційного елемента. Оскільки міцність ізоляційного елемента повністю використовується лише крутним моментом, який утворюється під час буріння, на інструменті встановлені додаткові елементи для сприймання інших навантажень, таких як циклічний і статичний згин. Гнучкий вал з'єднаний з верхньою частиною інструменту поруч. Цей з'єднувальний компонент також перенаправляє потік з центрального прохідного отвору до кільцевого простору навколо гнучкого вала. Торсіонна муфта передає крутний момент від верхнього різьбового з'єднання до гнучкого вала, через привідний перехідник до нижнього різьбового з'єднання.

### **1.10 Висновки до розділу 1**

1. Виконано аналіз сучасного стану проблеми динамічного навантаження бурильної колони та встановлено, що в умовах широкого застосування PDC-доліт, які протягом останніх 20 років активно використовуються в Україні, характер вібраційних процесів істотно змінився. Показано, що шарошковими долотами нині буриться лише близько 15–20% загальної глибини свердловин, тоді як основний обсяг буріння припадає на PDC-долота, робота яких супроводжується зростанням тангенціальних сил, циклічної зміни крутного моменту та інтенсивним розвитком торсіонних коливань.

2. Встановлено, що явище торсіонних вібрацій Stick-Slip формується переважно на низькій частоті обертання бурильної колони, тоді як високочастотні торсіонні коливання НФТО характеризуються значно вищими частотами – понад 100 Гц, а в більшості випадків перебувають у діапазоні 50–500 Гц. Це доводить необхідність окремого врахування низько- і високочастотних торсіонних процесів під час проєктування засобів віброзахисту.

3. Виконано аналіз джерел збурення вібрацій у бурильній колоні та доведено, що їх виникнення зумовлюється не одним чинником, а сукупною дією режимів буріння, конструкції КНБК, дисбалансу мас, ексцентричного обертання інструментів, контакту зі стінками свердловини, пульсацій тиску бурового розчину та взаємодії долота з породою. Визначено, що при співпадінні частоти збурення з власними частотами окремих елементів бурильної колони або КНБК виникають резонансні режими, за яких енергія коливань різко зростає, що підтверджує необхідність урахування частотного діапазону роботи інструменту.

4. Проаналізовано характер пошкоджень, викликаних вібраційними навантаженнями, та встановлено, що найбільш небезпечними для елементів КНБК є циклічні знакозмінні навантаження, які спричиняють втомне руйнування, тріщиноутворення, пошкодження різьбових з'єднань, корпусних деталей, а також негативно впливають на роботу систем MWD та LWD. Доведено, що зменшення інтенсивності вібрацій дозволяє підвищити довговічність внутрішньосвердловинного обладнання, знизити імовірність аварійних ситуацій та створити передумови для збільшення механічної швидкості буріння.

5. З урахуванням проведеного вище аналізу причин виникнення торсійних вібрацій бурильної колони, їх негативного впливу на елементи компоновки низу бурильної колони, породоруйнівний інструмент та механічну швидкість буріння, необхідне проведення науково-конструкторських і дослідницьких робіт, спрямованих на удосконалення заходів і методів боротьби з торсійними вібраціями. Особливої уваги потребує створення технологічної системи свердловинного інструменту малого діаметру, здатної забезпечити демпфування крутильних коливань у складних геолого-технічних умовах буріння. Для досягнення поставленої мети було складено структурну схему досліджень у роботі (рис. 1.22).



Рисунок 1.22. Структурну схему досліджень у роботі.

Для досягнення мети дисертації розв'язувалися такі завдання:

- Провести аналіз відомих типів коливань бурильної колони, причини їх утворення, впливу кожного типу коливань на бурильну колону та причин відмови елементів КНБК під їх дією;

- Провести огляд існуючих заходів та засобів для боротьби з кожним типом вібрацій та обґрунтувати доцільність використання у КНБК інструменту з пружними елементами для боротьби з торсіонними вібраціями;

- Спроекувати вузол передачі крутного моменту та осьового навантаження бурового амортизатора для демпфування торсіонних вібрацій та розробити ефективну конструкцію бурового амортизатора торсіонних вібрацій для тривалої та безвідмовної роботи на вибої свердловини;

- Провести польові дослідження динамічних процесів із застосуванням розробленого електронного засобу фіксації вібрацій та оцінити їх вплив на елементи КНБК і породоруйнівний інструмент;

- Виконати лабораторні дослідження параметрів роботи бурового амортизатора торсіонних вібрацій та оцінити його вплив на механічну швидкість буріння;

- Провести апробацію отриманих наукових результатів.

## РОЗДІЛ 2. ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ СВЕРДЛОВИННОГО ІНСТРУМЕНТУ ДЛЯ ЗНИЖЕННЯ ТОРСІЙНИХ ВІБРАЦІЙ

### 2.1 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон

Однією з головних проблем, яка сьогодні існує в нафтовій та газовій промисловості є відкручування та зломи елементів компоновки низу бурильної колони (КНБК) під час буріння, а також надмірні пошкодження ріжучої структури бурових доліт [10, 17]. Для боротьби з цією проблемою було запропоновано ініціативу, яка полягає в проведенні польових досліджень щодо причин утворення аварійних ситуацій викликаних порушенням цілісності компонентів КНБК. Основною метою ініціативи є надання рекомендацій щодо оптимізації режимів буріння та конфігурації КНБК після збору промислових даних по вибійним вібраціям спеціальними електронними вимірювальними приладами [16, 18].

Таблиця 2.1

**Статистичні дані по ускладненням з елементами КНБК**

№	Глибина	Індекс горизон ту	Місце злому	Тип долота	Ø долота	Ø інструменту	G, т	n, об/хв	Q, л/с
1	1009	К	Перехідник	GT55Cs	393,70	241,30	12	60	60
2	1420	J	ГВД	X616S	444,50	241,30	7	30	55
3	2656	T	ГВД	GS1915T	444,50	241,30	8	55	50
4	2293	T	ГВД	SI 516 HBPX	295,30	203,2	14	40	50
5	2686	T	ГВД	VS616	444,50	241,30	4-8	20-40	60
6	2067	T	ГВД	SDI519MHBPX	393,70	241,30	16	30-40	70
7	2286	T	ГВД	D516M HPX	295,30	203,2	5-8	90	50
8	1695	T	Амортизатор	TCTi+CR	444,50	241,30	6-8	120	51
9	1688	T	ГВД	MSi619LHEBPX	444,50	241,30	6-11	20	65
10	1752	T	ГВД	8D31516HBPX	295,30	203,2	10	50	46
11	1977	T	ГВД	U519S	444,50	241,30	10	40	60
12	2372	T	ГВД	VS616DGHXU	444,50	241,30	16	55	55
13	2558	C3	ГВД	U519S	311,15	203,2	12	40	46
14	2971	C3	ГВД	XR+C	295,30	203,2	9	40	48
15	2679	C3	ГВД	CDi619VHBPX	444,50	241,30	6-8	45-50	55
16	4375	C1s2	ГВД	Z516S	295,30	203,2	6	50	37

Статистичні дані щодо виникнення ускладнень під час буріння збирались більш ніж 10 років на родовищах Дніпровсько-Донецької западини на території України (таблиця 2.1). З усіх ситуацій може бути виділено дві основних причини які сприяють відкручуванню та порушенню цілісності бурових вибійних інструментів та інших складових компоновки низу бурильної колони: неправильний вибір КНБК, невідповідність режиму буріння, надмірна агресивність бурового долота, як наслідок ці причини призводять до утворення високих вібрацій та надмірного крутного моменту на долоті.

З вищевикладеної таблиці статистично можна виділити наступні показники – вік порід та діаметр долота при яких відбулися ускладнення. Найбільша доля аварійних ситуацій припадає на Тріасову (Т) та верхній ярус Кам'яновугільної систем (С<sub>3</sub>), що складає 62,5% та 18,75% від всіх випадків розглянутих в таблиці. Що стосується діаметру долот, то 50% випадків трапилося в діаметрі 444,5 мм, а 31,25% з 295,3 мм. Це легко пояснюється як з боку геологічної так і технологічної точок зору, оскільки в тріасовій товщі знаходяться нестійкі та неоднорідні породи, а долота великого діаметру генерують найбільшу кількість вібрацій та найвищі значення крутного моменту.

Основним показником в етапі буріння, при спорудженні свердловини, є механічна швидкість [20]. Від неї залежить доля часу, яка входить в повний цикл будівництва свердловини. Для досягнення високих техніко-економічних показників при бурінні м'яких порід верхніх розрізів використовуються лопатеві долота з агресивною конструкцією та форсовані режими буріння [1]. Рівень технічних можливостей сучасних бурових верстатів дозволяє це реалізовувати, але інколи величина коливань бурильної колони створює напруження, які викликають знакозмінні навантаження під дією яких відбуваються втомні тріщини, які призводять до передчасної злому елементів КНБК та непродуктивного часу бурової установки обумовленого додатковими рейсами, втратами часу та економічними витратами [17, 20, 23].

## 2.2 Практичні приклади відмов внутрішньосвердловинного обладнання та інструменту під дією негативних коливань компоновки низу бурильної колони

Вплив поперечних вібрації. При бурінні крейджаної системи на одному з родовищ ДДЗ використовувалося долото Halliburton GT55Cs. В компоновку низу бурильної колони було включено вибійний амортизатор та гвинтовий двигун. Для ізоляції шпindelної секції ГВД від осьових вібрацій замовник вирішив встановити амортизатор нижче вибійного двигуна, але не було досягнуто компромісу в плані вибору кількості та діаметру опорно-центруючих елементів. Використовувалася наступна схема КНБК:

долото GT55Cs  $\varnothing 393,7\text{мм}$  Кз-152мм (0,48м) + перехідник Мз152хМз177 (0,38м) + амортизатор  $\varnothing 241,3\text{мм}$  Кз177хМз177 (4,3м) + перехідник Кз177хКз177 (0,28м) + ГВД  $\varnothing 241,3\text{мм}$  (10,55м) + перехідник Кз177хМз163 (0,35м) + КЛС  $\varnothing 393,7$  Кз163хМз163 (1,35м) + ОБТ  $\varnothing 229 \times 71$  (17,65м) + КЛС  $\varnothing 393,7 \times 80$  Кз163хМз163 (1,35м) + ОБТ  $\varnothing 203 \times 71$  Кз1163хМз163 (24,07м) + перехідник Кз163хМз152 (0,45м) + Яс  $\varnothing 203$  (5,39м) + перехідник Кз152хМз163 (0,44м) + ОБТ  $\varnothing 203$  (51,08м) + перехідник Кз163хМз133 (0,33м) + ТБПК  $\varnothing 127$  (до устя).



а

б

Рисунок 2.1. Злом ніпеля перехідника: а - вигляд збоку, б – вигляд знизу

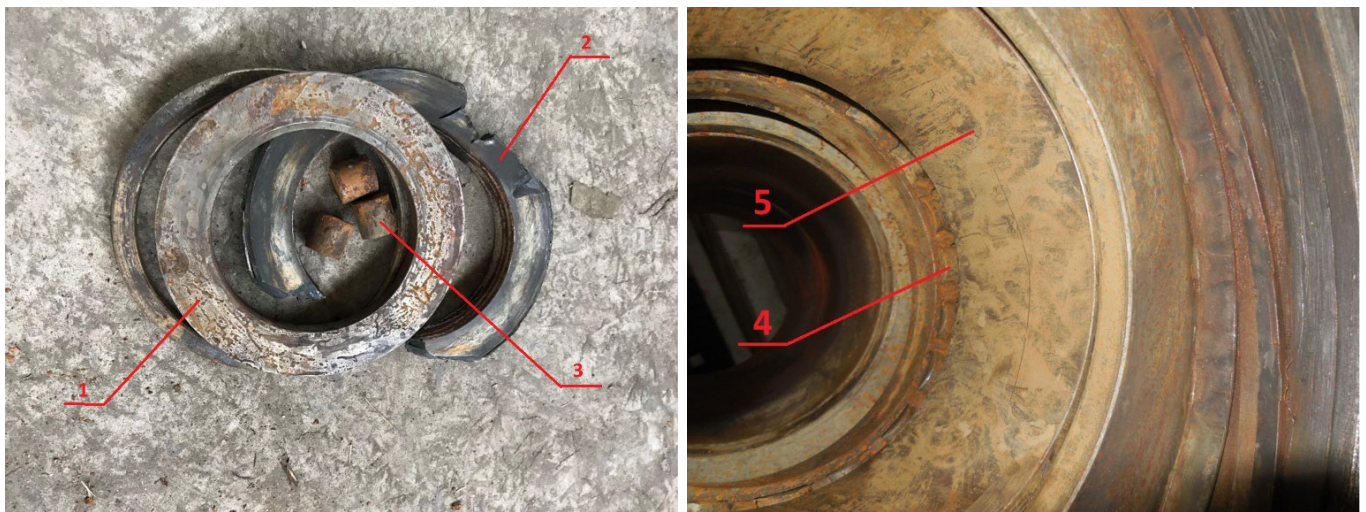
В ході поглиблення свердловини на глибині 1009 м відбулося зменшення тиску та відмічено подальшу відсутність механічної швидкості буріння. Після підйому інструменту виявлено злом різьбового ніпеля перехідника між ГВД та наддолотним амортизатором (рис. 2.1 а, б), де 1 упорний торець різьбової муфти, 2 частина ніпеля перехідника, 3 місце зламу, 4 зона утворення та розповсюдження тріщини.

Основними причинами виникнення такого ускладнення є недостатня стабілізація нижньої частини КНБК, а саме відсутність корпусного стабілізатора на ГВД та занадто висока жорсткість частини компоновки над двигуном, оскільки використовувалися повнорозмірні калібратори. В цій КНБК відстань від долота до нижнього калібратора склала 15,5 м, що по суті є маятниковою схемою. Відсутність центруючого елемента на корпусі ГВД призвело до утворення надмірного прогину на амортизаторі та ГВД, які циклічно сприймали знакозмінні навантаження під час буріння. Використання двох повнорозмірних калібраторів вище двигуна, обмежувало зону розповсюдження поперечних коливань, тому більша частина вібрацій концентрувалася в зоні вибійних інструментів. Найбільш напруженим виявився двохніпельний перехідник на переході між амортизатором та ГВД, в якому під дією поперечних коливань утворилися втомлювальні тріщини, що призвело до порушення його цілісності. Існує багато статистичних даних щодо роботи типу КНБК де було встановлено амортизатор під ГВД з неповнорозмірним центратором на корпусі двигуна та калібраторах з діаметром менше номінального діаметру долота, які успішно відпрацювали на родовищах Дніпровсько-Донецької западини.

Вплив осьових вібрації. При бурінні інтервалу гірських порід крейдяної та юрської системи в 315-1208 м (під технічну колону  $\varnothing$  340 мм) використовували компоновку низу бурильної колони з ГВД і наддолотним амортизатором  $\varnothing$  246 мм та шарошковим долотом Smith SDGH (амортизатор було встановлено вище двигуна). З міркувань ізоляції бурильної колони від осьових вібрацій (які утворюються при бурінні неоднорідних порід верхніх розрізів) до складу КНБК було включено амортизатор. Використовувалася наступна схема компоновки низу бурильної колони:

долото  $\varnothing$  444,5 мм (0,55 м) + ГВД  $\varnothing$  241 мм (10,5 м) + КЛС  $\varnothing$  440 мм (2,43м) + ОБТ  $\varnothing$  242 мм (8,2м) + амортизатор  $\varnothing$  246 мм (3,75 м) + ОБТ  $\varnothing$  242 мм (9,22м) + перехідник  $\varnothing$  231 мм (0,73м) + КЛС  $\varnothing$  389,7 мм (0,96м) + ОБТ  $\varnothing$  229 мм (18,28м) + КЛС  $\varnothing$  389,3 мм (0,94м) + ОБТ  $\varnothing$  229 мм (23,27м) КЛС  $\varnothing$  388 мм (0,96м) + перехідник  $\varnothing$  217 мм (0,45м) + ОБТ  $\varnothing$  203 мм (29,73м) + перехідник  $\varnothing$  201 мм (0,6м) + Яс  $\varnothing$  203 мм (5,41м) + перехідник  $\varnothing$  202 мм (0,43м) + ОБТ  $\varnothing$  203 мм (37,77м) + перехідник  $\varnothing$  203 мм (0,43м) + ТБПК 139,7 (до устя).

Використання амортизатору дозволило замовнику створювати осьове навантаження до 12-18 т для отримання максимальної швидкості буріння без помітних осьових коливань бурильної колони. Після досягнення глибини спуску обсадної колони здійснено підйом бурильного інструменту та виявлено осьовий люфт на шпіндельній секції ГВД 40 мм (при допустимому значенні не більше 2 мм). В ході розбирання ГВД виявлено руйнування сепараторів упорного підшипника та механічні пошкодження внутрішніх елементів шпіндельної секції ГВД (рис. 2.2 а, б), де 1 та 2 верхня та нижня обойми підшипника відповідно, 3 та 4 ролики підшипника, 5 підшипниковий корпус ГВД.



а

б

Рисунок 2.2. Пошкодження підшипникових опор: а- зруйновані обойми та сепаратори підшипника, б – частина роликів упорного підшипника.

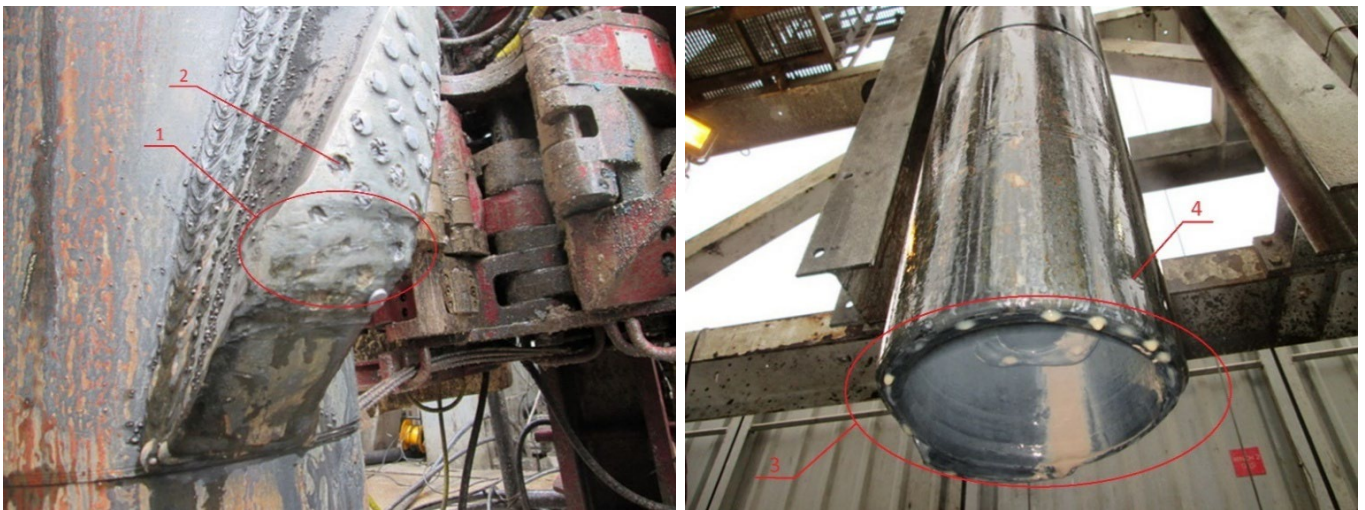
Ці пошкодження обумовлені надмірним впливом осьових вібрацій на підшипникову опору двигуна. Оскільки амортизатор було встановлено вище ГВД, упорні підшипники шпindelної секції сприймали максимальне значення коливань, оскільки вони розташовані безпосередньо вище долота. Під час буріння крейдяної, юрської та тріасової системи шарошковими долотами на нафтових та газових родовищах ДДЗ, на усті свердловини відслідковуються суттєві осьові коливання при створенні осьового навантаження більше 10 т. В цьому випадку прикладалось навантаження до 18 т оскільки коливання бурильної колони та талевої системи на денній поверхні були відсутні. Для забезпечення максимальної ефективності буріння та збільшення тривалості рейсу необхідно встановлювати вибійний амортизатор безпосередньо над долотом.

Вплив вихрового руху. Для буріння тріасової системи в інтервалі 1273-1688 м на одній із свердловин в ДДЗ використовувалося долото типу PDC Smith MSi619LHEBPH та гвинтовий вибійний двигун діаметром 241 мм. Геологічний розріз в цьому інтервалі представлений потужною товщою піщано глинистих утворень з включенням конгломератів та породами схильними до розмивання та осипання. Для буріння використовувалася наступна КНБК:

Долото Ø 444,5 мм (0,63 м) + Dog Sub Ø 444,5 мм (0,60 м) + ГВД Ø 241,3 мм (10,20 м) + КЛС Ø 444,5 мм (1,69 м) + ОБТ Ø 254 мм (8,18 м) + перехідник (0,44 м) + наддолотний амортизатор Ø 241,3 мм (3,29 м) + перехідник (0,41 м) + ОБТ Ø 254 мм (8,19 м) + КЛС Ø 444,5 мм (1,69 м) + ОБТ Ø 254 мм (16,48 м) + КЛС Ø 415 мм (1,69 м) + ОБТ Ø 254 мм (8,30 м) + ОБТ Ø 229 мм (9,40 м) + перехідник (0,40 м) + ОБТ Ø 203 мм (18,82 м) + ЯС Ø 203 мм (9,70 м) + ОБТ Ø 203 мм (37,53 м) + перехідник (0,43 м) + ТБТ Ø 127 мм (56,30 м) + перехідник (0,39 м) + ТБПК Ø 140 мм (9,39 м) + БТ (до устя).

Ця конфігурація КНБК включала в себе три повнорозмірних опорно-центруючих елементи, що сприяло постійному коливанню крутного моменту та диференційного перепаду тиску на ГВД під час буріння. Надмірна жорсткість КНБК викликала ряд супутніх коливань, а саме поперечних та торсійних, які призвели до

вихрового руху КНБК в стовбурі, діаметр якого перевищував номінальний майже в два рази. При вибої 1688 м відбулося почергове збільшення крутного моменту при сталому осьовому навантаженні в діапазоні з 6 до 22 кНм, яке супроводжувалося стрімким підвищенням тиску в нагнітальній лінії в діапазоні з 1,5 до 3,5 МПа, кожен раз здійснювався відрив долота від вибою. При черговому відновленні циркуляції після відриву від вибою зафіксовано зменшення тиску холостого ходу ГВД на 1,5 МПа. Прийнято спільне рішення щодо підйому КНБК для ревізії ГВД. Виявлено злом шпindelної частини ГВД, спрацювання озброєння на нижніх кромках лопатей та часткова втрата діаметру нижнього калібратора (рис. 2.3 а, б), де 1 зона спрацювання нижньої кромки лопаті калібратора, 2 сколи твердосплавного озброєння стабілізатора, 3 місце зламу корпусу ГВД, 4 корпус ГВД.



а

б

Рисунок 2.3. Знос лопатей калібратора та злом ГВД по тілу: а – знос лопаті калібратора, б – злом ГВД по корпусу.

Для вилучення зі свердловини залишеної частини КНБК використовувалися овершоти з спіральними цанговими захватами та завідними воронками діаметром 350 та 380 мм. Після підйому аварійної компоновки зі свердловини на бічній стороні завідної воронки діаметром 350 мм виявлено сліди роботи по металу, а на калібруючій

частині долота присутні подібні ознаки. Можемо зробити висновок, що фактичний діаметр стовбура свердловини перевищував номінальний як мінімум на діаметр завідної воронки. Враховуючи вище викладене можна зробити висновок, що при бурінні свердловини мали місце вихрові вібрації КНБК оскільки діаметр стовбуру був більший майже на 80% від номінального. Такий тип вібрацій викликав напруження різьбових елементів ГВД та нерівномірний знос озброєння долота і калібраторів.

Утворення цього типу коливань першочергово викликано високою кавернозністю стовбура свердловини, а також надмірною жорсткістю компоновки низу бурильної колони, оскільки використовувалося три повнорозмірних опорно-центруючих елементи.

Гвинтові вибійні двигуни як правило сприймають найбільші навантаження серед елементів КНБК (а саме стиск, згин та крутний момент). Враховуючи особливість конструкції вони мають найбільшу кількість різьбових з'єднань та найменшу товщину стінки, тому піддаються високому ризику злому при додатковому утворенні негативних коливань у КНБК. Для попередження подібних ситуацій, при бурінні нестійких відкладів тріасової системи на цьому родовищі, рекомендується використання роторної КНБК для забезпечення максимальної міцності компоновки низу бурильної колони.

В зв'язку з нерівномірною роботою долота в цьому типі гірських порід рекомендується включення вибійних амортизаторів для демпфування поздовжніх та торсіонних вібрацій при використанні шарошкових та лопатевих доліт відповідно.

Вплив торсіонних вібрацій. Під час буріння глибокої свердловини на одному з родовищ ДДЗ було використано гвинтовий вибійний двигун діаметром 241 мм та бурове долото типу PDC Varel VS616DGHXU. Поглиблення відбувалося в тріасовій системі в інтервалі 2189-2372 м. Гірські породи переважно представлені червоними в'язкими глинами. Використовувалася наступна КНБК:

долото Ø444,5 мм (0,46 м) + ГВД Ø241 мм з корпусним стабілізатором Ø438,15 мм (10,63 м) + КЛС Ø438 мм (2,5 м) + ОБТ Ø241 мм (18,15 м) + КЛС Ø436,6 мм (2,49 м)

+ ОБТ Ø241 мм (26,89 м) + перехідник Ø241 мм (0,78 м) + ОБТ Ø209 мм (54,8 м) + Яс Ø203 мм (9,6 м) + ОБТ Ø209 мм (26,98 м) + перехідник Ø209 мм (0,67 м) + ОБТ Ø171 мм (26,91 м) + ТБТ Ø127 мм (55,05 м).

Протягом рейсу постійно змінювалась механічна швидкість буріння та крутний момент, що свідчить про перешарування гірських порід. Режими буріння коригувався відповідно до фактичної ситуації в свердловині. В інтервалі 2365 – 2372 м під час поглиблення свердловини почали відбуватися циклічні зростання тиску в системі в межах 30,0-40,0 МПа, які супроводжувалися зупинкою ВСП та подальшим прискоренням обертання бурильного інструменту вправо (прямі ознаки торсіонних вібрацій). При черговому зростанні тиску в нагнітальній лінії та відновленні циркуляції після відриву від вибою, відмічено збільшення тиску холостого ходу двигуна з 22,5 до 24,5 МПа, при сталій продуктивності бурових насосів. При подальших спробах відновити буріння зафіксовано відсутність диференційного перепаду на ГВД при осьовому навантаженні на долоті до 8 т. Прийнято рішення щодо підйому бурильного інструменту для визначення причин ускладнення.

Під час проведення візуального огляду ГВД після підйому бурильного інструменту виявлено злом корпусного стабілізатора на місці переходу лопатей в тіло, а також злом різьбового ніпеля верхнього перехідника регулятора кута (рис. 2.4 а, б).



Рисунок 2.4. Злом корпусного перехідника та СТК: а – злом корпусу, б - злом СТК.

Де 1 ротор силової пари, 2 місце зламу різьбового ніпеля перехідника регулятора кута, 3 та 4 корпус ГВД, 5 місце зламу стабілізатора, 5 лопаті стабілізатора. Різьбові з'єднання КНБК були докріплені.

З огляду на вищевикладене можемо зробити висновок що Ці пошкодження викликання утворенням торсіонних вібрацій Stick-Slip. Злом стабілізатора по тілу зумовлений високою інтенсивністю обертання під дією торсіонних вібрацій. Як правило при вивільненні реактивного моменту стабілізатори відкручуються, оскільки обертання бурильної колони відбувається в зворотному напрямку. В Цій ситуації відбулось миттєве прискорення КНБК з надвисокою кутовою швидкістю, що призвело до докріплення різьбового з'єднання стабілізатора та порушення його цілісності. Злом різьбового з'єднання верхнього перехідника регулятора кута відбувся одночасно зі зломом стабілізатора під дією одних і тих же сил.

Утворення торсіонних вібрацій призвело до тривалих знакозмінних навантажень, які в кінцевому результаті призвели до втоми матеріалу.

### **2.3 Обґрунтування необхідності проєктування удосконаленого пристрою демпфування торсіонних вібрацій**

Провівши аналіз існуючих систем одним з перспективних напрямків для зниження крутного моменту та торсіонних вібрацій є амортизатор з вузлом перетворення обертання в поступальний рух представленим гвинтовою багатозахідною трапецеїдальною різьбою та демпфуючим пристроєм в вигляді тарілчастих пружин [41, 44, 70]. Такий пристрій буде найбільш ефективний при бурінні неоднорідних перешаруватих розрізів, гірських порід з різними фізико-механічними властивостями, твердих та міцних гірських порід.

Принцип дії наступний: для ізоляції елементів компоновки від негативного впливу крутного моменту та радіальних коливань, інструмент встановлюється у КНБК якомога ближче до долота [13, 17]. Умовно складається з двох частин – вихідного вала

та корпусу (надалі гвинт та гайка відповідно). Гвинт підпружинений тарілчастими пружинами та в стані спокою має найбільший виліт відносно гайки. При зміні твердості порід та подальшому сприйнятті надлишкового крутного моменту від долота, гайка починає обертатись навколо гвинта та рухатись в напрямку вибою, що призводить до зменшення загальної довжини інструменту [9, 21]. Відбувається укорочення бурильної колони, що в свою чергу зменшує осьове навантаження на долоті та відповідно крутного моменту [1]. Існує закономірність – при збільшенні осьового навантаження, підвищується крутний момент на долоті.

Для досягнення високої швидкості буріння методом підбору режимів буріння створюється оптимальне осьове навантаження, але враховуючи різну твердість порід в розрізі найбільш критично долото реагує саме на зміну типу породи. Наприклад при виході з м'якої в більш тверду, при сталому осьовому навантаженні відбуваються заклинки долота, які пов'язані з нерівномірним розподілом сил. Це викликано тим, що робоча (нижня) частина долота заходить в твердішу, а калібруюча частина ще знаходиться в більш м'якій породі. В подібних ситуаціях виникають вібрації та навіть миттєві заклинки долота, які супроводжуються подальшим стрімким прискоренням, оскільки бурильна колона продовжує постійно обертатись [3, 7]. Подібні ситуації дуже негативно впливають на різьбові з'єднання елементів КНБК та озброєння долота при бурінні та капітальному ремонті свердловин [17].

Ця проблема є найбільш актуальною в нижніх інтервалах розрізу ДДЗ, в секціях діаметром від 149, 2 мм до 165,1 мм де буріння відбувається під експлуатаційний хвостовик. Враховуючи стандартний розмірний ряд бурового інструменту та елементів КНБК, які використовуються в цих діаметрах стовбуру свердловин, доцільно буде запроєктувати вибійний амортизатор діаметром 127 мм. Враховуючи статистичні дані та емпіричні дослідження зібрані з різних джерел (вибійних реєстраторів крутного моменту, значень диференційних перепадів гвинтових вибійних двигунів, та інженерних розрахунків), робочий діапазон крутного моменту на долотах діаметром 149, 2 – 165,1 мм знаходиться в межах 500-4500 Н·м при усередненому осьовому навантаженні на

долоті 2-9 т [18]. Звичайно крутний момент залежить від таких факторів, як: тип та конструкція бурового долота, глибина буріння, твердість гірських порід, густина та тип бурового розчину, швидкість обертання долота та ін [20]. Але в середньому момент знаходиться  $\pm$  в вищезазначених межах.

Враховуючи той факт, що в українській нафтогазовій промисловості не представлена жодна з систем динамічного демпфування торсійних вібрацій бурильної колони, а використання зарубіжних аналогів є економічно недоцільним оскільки буде супроводжуватися високими виробничими витратами в зв'язку з високою вартістю оренди та логістики, доцільним є спроектувати та розробити власну систему та впровадити її у нафтогазовій промисловості України для оптимізації процесу спорудження свердловин.

## 2.4 Конструктивні особливості розробленого амортизатора

Розглянемо особливості конструкції запропонованого бурового амортизатора, а також його основні вузли, складальні одиниці та їх взаємодію між собою, конструкцію механізму представлено на рисунку 2.5.

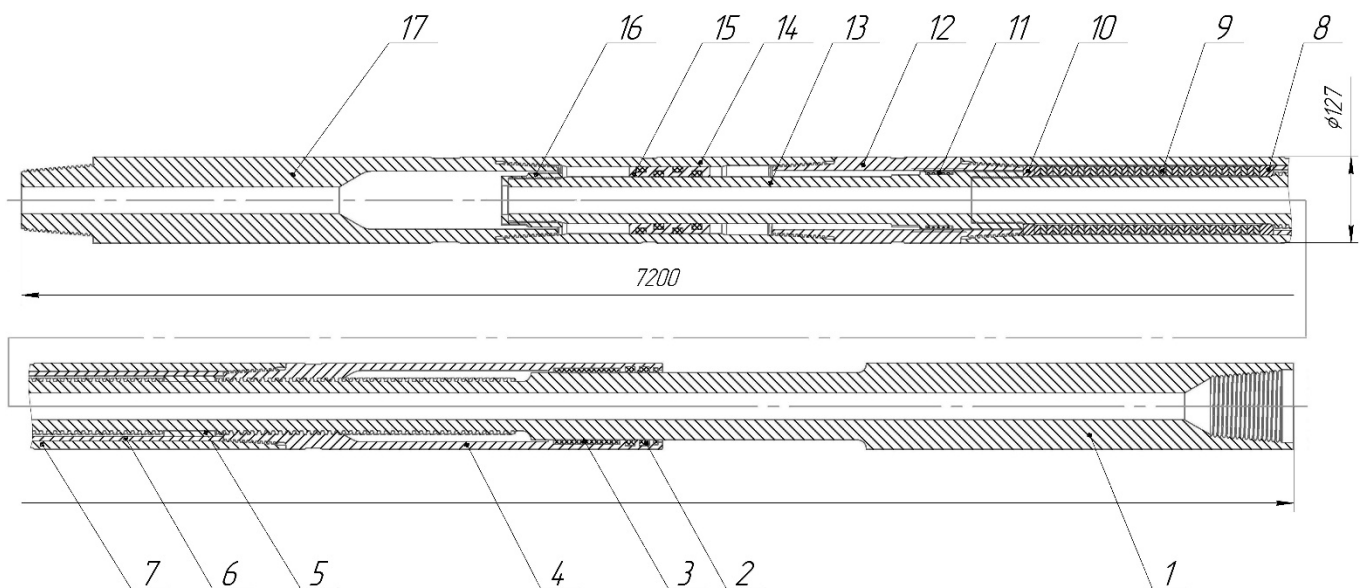


Рисунок. 2.5. Буровий амортизатор для гасіння поздовжніх та крутних коливань

1 – вал амортизатора; 2 – гумові ущільнення; 3 – розрізний підшипник; 4 – різьбовий корпус; 5 – розрізний підшипник; 6 – втулка; 7 – пружинний корпус; 8 – упорне кільце; 9 – тарілчасті пружини; 10 – натискне кільце; 11 – розрізний підшипник; 12 – адапторний перехідник; 13 – внутрішній вал; 14 – перехідник поршня; 15 – герметизуючий плаваючий поршень; 16 – запобіжна гайка; 17 – верхній перехідник.

Вихідний вал (1) складається з нижньої частини з муфтою з замковою приєднувальною різьбою (для з'єднання з буровим долотом та КНБК), полірованого штоку з стійким до корозії покриттям, робочої внутрішньої частини з нарізами багатозахідної трапецеїдальної різьби. Полірований шток контактує з гумовими ущільненнями (2) розміщеними в різьбовому корпусі (4). Робоча частина валу сполучається з різьбовим корпусом (4) який також має нарізи з багатозахідною трапецеїдальною різьбою та посадкові місця для гумових ущільнюючих елементів (2) і розрізного підшипника (3). Розрізний підшипник (3) виконує функцію нижнього підшипника ковзання при обертанні корпусу амортизатора навколо осі вихідного валу. Різьбовий корпус (4) з'єднується з пружинним корпусом (7) та містить в собі розрізний підшипник (5) і втулку (6), які являють собою проміжний підшипник ковзання для сприйняття радіальних навантажень та забезпечення центрування вихідного валу при роботі інструменту. Між верхнім упорним торцем вихідного валу (1) з однієї сторони та пакетом тарілчастих пружин (9) встановлено упорне кільце (8), яке сприймає зусилля стиску пружин. Тарілчасті пружини (9) забезпечують демпфування та поглинають енергію викликану крутильними вібраціями та крутним моментом, які генеруються на буровому долоті. Пружинний корпус (7) з'єднується з адапторним перехідником (12), який виконує суто технічну роль – з'єднання пружинного корпусу (7) та перехідника поршня (14). Між верхньою стороною пакету тарілчастих пружин та упорним торцем адапторного перехідника (12) встановлено натискне кільце (10), яке натискає на пружинний блок при стисканні амортизатора. Внутрішня частина вихідного валу (1)

з'єднується з внутрішнім валом (13), який являється його продовженням. На внутрішньому валі (13) встановлено розрізний підшипник (11), який виконує аналогічну функцію як і елементи (3) і (5) – центрування та сприйняття радіальних навантажень на внутрішньому валу бурового амортизатора. Адапторний перехідник (12) з'єднується з перехідником поршня (14) в внутрішньому просторі якого розміщена зона роботи герметизуючого плаваючого поршня (15), яка може бути представлена як втулкою так і полірованою поверхнею з антикорозійного матеріалу та покриття. Герметизуючий плаваючий поршень (15) розміщений на внутрішньому валу (13) та спільно з перехідником поршня (14) являє собою верхній ущільнюючий вузол та систему компенсації тиску. Герметичність досягається шляхом використання гумових ущільнюючих елементів (2) розміщених ззовні та всередині герметизуючого плаваючого поршня (15). Оскільки вся система герметична та заповнена мастилом, вона вимагає врівноваження тиску мастила внутрішнього середовища з тиском бурового розчину ззовні, це забезпечить надійну та тривалу безперебійну роботу амортизатора в умовах буріння нафтогазових свердловин. Верхня частина внутрішнього валу (13) оснащена запобіжною гайкою (16), яка являється обмежувачем ходу самого валу відносно герметизуючого плаваючого поршня (15) та запобігає виходу поршня за межі робочої зони в перехіднику поршня (14). Перехідник поршня (14) з'єднується з верхнім перехідником (17) оснащеним верхньою приєднувальною різьбою та являється перехідником з спеціальної різьби на замкову [93].

При поглибленні свердловини комбінованим або роторним способом з використанням доліт типу PDC доволі часто виникають коливання крутного моменту та миттєві заклинки долота з подальшим прискоренням його обертання (явище Stick-Slip) [7, 9]. Зазвичай це стається через те, що геологічний розріз представлений перешаруваннями та включеннями гірських порід з різними фізико-механічними властивостями [21]. Не меншу роль відіграє особливість конструкції PDC доліт, а також високе осьове навантаження на долоті з метою забезпечення високої механічної швидкості буріння.

Явище Stick-Slip можливо усунути, якщо виключити випадки заклинювання долота під час буріння [13]. Вище ми означили три основні причини заклинювання інструменту: високе осьове навантаження; агресивна конструкція долота; особливості гірських порід. Якщо на останні два фактори ми не маємо впливу, то на перший (осьове навантаження) можна впливати якщо розглядати наш інструмент як певний регулятор осьового навантаження. Таке регулювання навантаження здійснюється за рахунок зміни довжини бурового амортизатора у разі надмірного зростання зовнішнього крутного моменту. Уявимо випадок, що під час роботи на вибої свердловини лопаті долота занадто сильно заглибились в шар породи, або ж натрапили на прошарок дуже міцної породи і долото заклинило. При цьому бурильна колона продовжує обертатись з постійною швидкістю, що спричинює різке зростання крутного моменту, який діє на бурильний інструмент [3]. Пропонований амортизатор миттєво реагує на ці зміни. Корпус 2 починає обертатись відносно вихідного вала 1 і таке обертання може здійснюватися доки вал не перейде в крайнє верхнє положення, при цьому зменшується довжина інструменту та бурильної колони загалом. Гвинтова пара (вихідний вал 1 – корпус 2) трансформує приріст крутного моменту в силу, яка стискає пружний елемент, та по суті припіднімає долото на величину осадки пружного елемента  $\delta$ . Осьове навантаження на долото знижується, глибина занурення лопатей в породу зменшується і долото продовжує обертатись. Як тільки зовнішній крутний момент нормалізується усі рухомі частини амортизатора повертаються у початкове положення. Такий буровий амортизатор також можна класифікувати як пристрій автоматичного регулювання осьового навантаження та крутного моменту на долоті.

## **2.5 Методика вибору та компонування тарілчастих пружин**

Тарілчасті пружини Belleville представляють собою шайбу конічної форми, яка при стисненні сприймає заданий рівень навантаження. Вони є ідеальними пружинами

для широкого спектру застосувань, оскільки вони можуть сприймати дуже високе навантаження в обмеженому просторі та легко налаштовуються [44].

Пружини Belleville використовуються в різноманітних галузях промисловості та застосуваннях [70]. Ці застосування поділяються на дві основні категорії: статичні та динамічні. Динамічний використовуються при більш циклічних застосуваннях, деякі приклади можуть досягати кількох мільйонів циклів. У цих застосуваннях ми намагаємося обмежити прогин до 75-80% для збільшення робочого ресурсу пружин. Найбільш поширеною сферою застосування з динамічними навантаженнями є нафтогазова промисловість, де пружини використовуються для поглинання ударів. Існує багато способів використання тарілчастих пружини, нижче наведені деякі з найпоширеніших: амортизація вібрацій, попереднє навантаження підшипників, попереднє навантаження різьбових з'єднань.

Статичні застосування мають низький циклічний вплив або відсутність циклів, зазвичай використовуються для підтримки навантаження на сідла клапанів, підшипники або різьбові з'єднання. Пружина ефективна будь-де вздовж кривої навантаження і прогину для підтримки навантаження. Ці пружини зазвичай стискаються до плоского стану, щоб максимізувати прогин пружини та доступне навантаження.

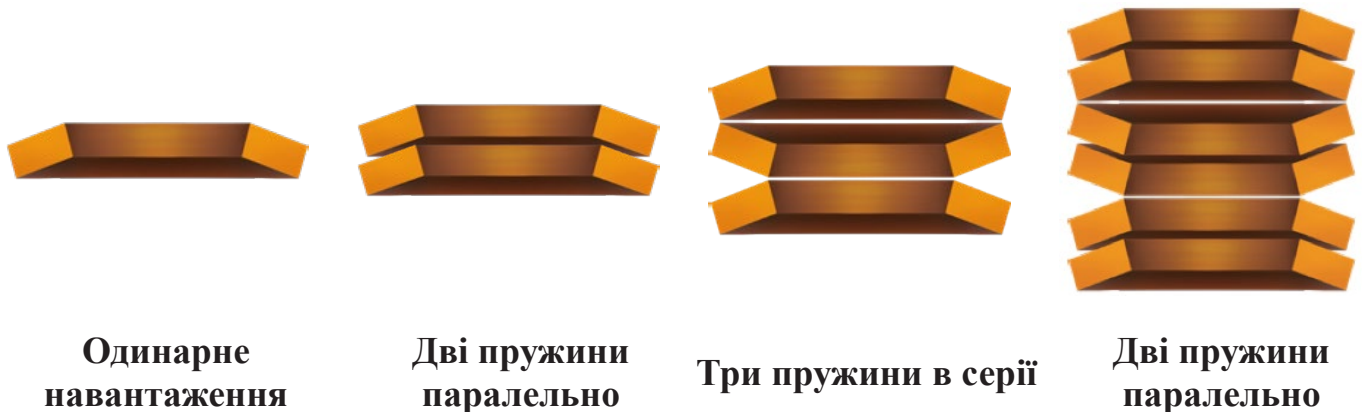
Для виготовлення тарілчастих пружин Belleville використовується декілька основних матеріалів, але найбільш розповсюдженими є сплави 6150 і Inconel 718. Сплав 6150 зазвичай використовується в закритій системі, зазвичай в мастилі або змазці. Inconel 718 ідеально підходить для корозійних середовищ, в том числі при контакті з буровим розчином, кислим газом чи для немагнітних застосувань. Інші матеріали такі як: 1075, 4140, 4145 HMOD, нержавіюча сталь 17-4 і титан, також можуть використовуватися для виготовлення пружини і інших компонентів [70].

Дискові пружини Belleville широко використовуються в бурових вибійних інструментах та допоміжному обладнанні [44]. Розмір і несуча здатність роблять їх дуже корисними. Нижче перелічені основні типи внутрішньосвердловинних

інструментів в яких використовуються дискові пружини: гвинтові двигуни, наддолотні амортизатори, бурові яси, акселератори, центратори, бурові насоси.

Якщо пружина сконструйована правильно, після завершення її виробництва, принаймні один раз, вона попередньо встановлюється в повністю стисненому стані. Це важливий етап для більшості типів тарілчастих пружин, які використовуються в вибійних інструментах. Цей процес запобігає додатковому розтягуванню пружини під час використання та може збільшити її термін експлуатації від втомних навантажень

Тарілчасті пружини Belleville можна встановлювати декількома способами, для щоб використовувати переваги несучої здатності та доступного простору [70].



**Серія:** число в серії множиться на прогин пружини.

**Паралельно:** кількість пружин встановлених паралельно, множиться на навантаження.

Одинарне навантаження - питоме навантаження та прогин;

Дві пружини паралельно - подвійне навантаження, без збільшення прогину;

Три пружини в серії - трійний прогин, без збільшення навантаження;

Дві пружини паралельно та три пружини в серії - подвійне навантаження, трійний прогин.

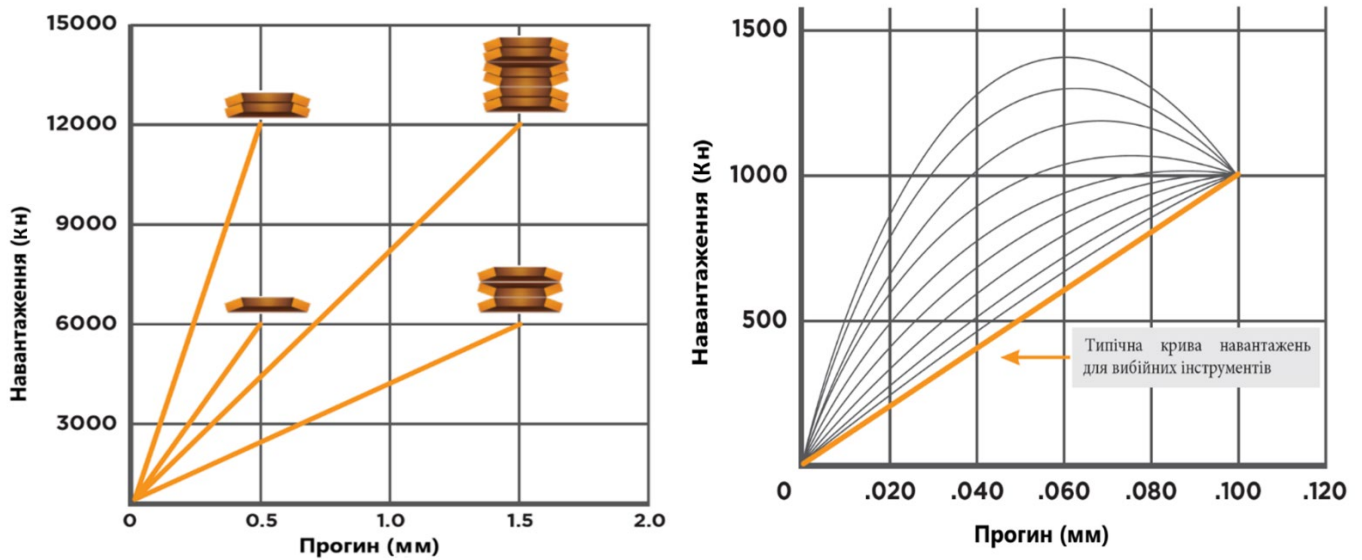


Рисунок 2.6. Порівняння кривих навантажень тарілчастих пружин [70]

Кожна тарілчаста пружина Belleville розроблена відповідно до певної кривої навантаження та прогину, яку можна використовувати як окрему пружину або підібрати конфігурацію комплекту в відповідності до вимог конструкції. В більшості випадків пружини, які використовуються в бурових інструментах вимагають лінійної кривої високого навантаження, але можливі й інші криві навантаження залежно від розмірів пружини та співвідношення (рис. 2.6).

На рисунку 2.7 перелічені основні геометричні параметри типової тарілчастої пружини, де: OD – зовнішній діаметр, ID – внутрішній діаметр, ТНК – товщина пружини, Н – загальна висота, DISH – висота конуса.

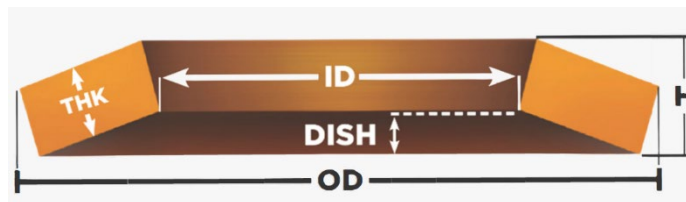


Рисунок 2.7. Основні геометричні розміри тарілчастих пружин [70]

## 2.6 Проектування системи врівноваження тиску

Внутрішньосвердловинні інструменти використовуються в середовищі високого тиску, тиск всередині мастило-наповнених камер повинен бути рівним тиску бурового розчину. В першу чергу це необхідно для захисту обертових ущільнень від надмірного диференційного перепаду тиску. Іншими словами, тиск мастила в інструменті має бути збалансований з тиском навколишнього середовища свердловини, щоб уникнути створення диференціального перепаду тиску через обертові ущільнення, що дорівнює тиску навколишнього свердловини [32]. Таке збалансування тиску можна здійснити з різними пристроями, включаючи діафрагми або обертового компенсуючого поршня.

Щоб обмежити вплив надлишкового перепаду тиску між буровим розчином та мастило-наповненою секцією амортизатора торсіонних коливань, в конструкцію інструменту необхідно включити систему компенсації гідростатичного тиску. Ця система забезпечує можливість зміни об'єму внутрішнього простору мастило-наповненої камери при стисненні та розтязі інструменту [33]. При поступальному русі вихідного валу в середину корпусу, мастило витісняється за рахунок збільшення об'єму металу, система дозволяє збільшувати об'єм камери за рахунок переміщення компенсуючого поршня. Також система компенсує вплив температурного розширення мастила при спуску в свердловину. При підвищенні робочої температури мастило розширюється, а при зменшенні стискається, різниця компенсується поступальним переміщенням поршня, що забезпечує швидке вирівнювання тиску. Також виключається дія зусилля відкриття під тиском під час циркуляції бурового розчину.

Система також реагує на гідравлічні умови в свердловині, наприклад при зміні продуктивності бурових насосів і перепаду тиску відповідно, та в свою чергу вирівнює тиск між двома рідинами – буровим розчином та мастилом. Чутлива механічна система зменшує перепад тиску на гумових ущільненнях, оскільки врівноважує тиск ззовні та всередині. Це суттєво знижує напруження в ущільненнях і збільшує їх робочий ресурс.

При запуску бурових насосів, буровий розчин подається через бурильну колону та виходить в затрубний простір через гідромоніторні отвори бурового долота. Тиск в кільцевому просторі нижче ніж в бурильній колоні через перепад тиску який виникає при проходженні гідромоніторів [20]. Гумові ущільнення мають витримувати різницю тиску між трубним та затрубним простором (тобто перепад тиску на долоті) [32]. Компенсаційний поршень виконує наступні функції:

1. Розмежування мастила та бурового розчину
2. Врівноваження тиску мастила та бурового розчину,
3. Компенсація теплового розширення мастила
4. Створення додаткового простору для розміщення мастила при гідродинамічних пульсаціях бурового розчину внаслідок роботи бурових насосів
5. Обмеження прогину і напружень обертового вала
6. Ізоляція встановленого на поршні обертового ущільнення від впливу биття і прогину вала для підвищення стійкості до витирання.

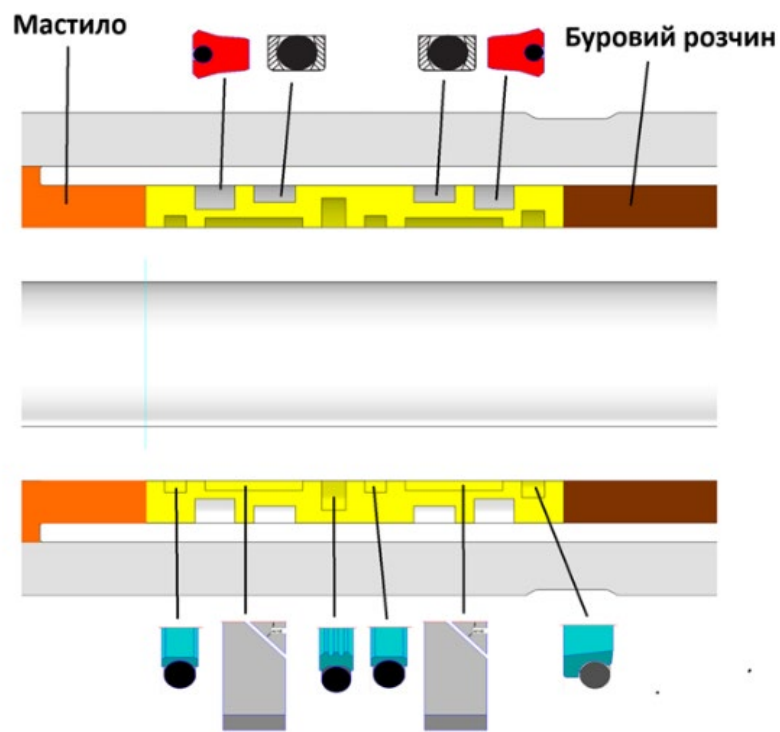


Рисунок 2.8. Схема роботи компенсуючого поршня

## 2.7 Висновки до розділу 2

Виконано аналіз експлуатаційних чинників, що спричиняють відмови елементів компоновки низу бурильної колони, з метою обґрунтування необхідності створення бурового амортизатора торсіонних вібрацій. За результатами узагальнення статистичних даних, зібраних протягом понад 10 років на родовищах Дніпровсько-Донецької западини, встановлено, що найбільша частка ускладнень припадає на породи, які вирізняються високими міцнісними характеристиками та включеннями різнорідних порід, на які припадає 62,5 % аварій.

Виконано оцінку впливу вихрових і торсіонних коливань на працездатність вибійного інструменту. Встановлено, що циклічне зростання крутного моменту на роторі, що супроводжується пульсаціями тиску в нагнітальній лінії до 25% від робочого тиску, є характерною ознакою торсіонних вібрацій типу Stick-Slip. Отримані результати доводять, що саме нестабільність крутного моменту та знакозмінні навантаження є основними передумовами для проєктування спеціалізованого амортизатора торсіонних вібрацій.

На основі проведеного аналізу запропоновано конструктивну схему бурового амортизатора діаметром 127 мм для роботи у свердловинах малого діаметра. Обґрунтовано доцільність застосування багатозахідної несамогальмівної гвинтової пари, пакета тарілчастих пружин Belleville та системи компенсації гідростатичного тиску. Запропонована схема забезпечує перетворення приросту крутного моменту в осьове переміщення вихідного вала, стиск пружного елемента та часткове зменшення осьового навантаження на долото, що створює передумови для зниження торсіонних вібрацій, стабілізації роботи КНБК і підвищення комерційної швидкості буріння нафтогазових свердловин.

## РОЗДІЛ 3. ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ

### 3.1 Математична модель торсіонних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонуванні

Підвищення техніко-економічних показників бурових робіт тісно пов'язане з детальним вивченням кінетики бурильної колони та подальшим створенням теоретичних засад і технічних засобів управління її роботою. Однією з основних причин руйнування озброєння породоруйнівного інструменту є динамічні навантаження, що діють різці при обертанні долота у процесі буріння свердловини. Відомим методом зменшення динамічних складників осьової сили і крутного моменту є встановлення в бурильній колоні віброзахисних пристроїв (амортизаторів, вібропоглиначів, пружних муфт) [59-60].

У порівнянні з подовжніми торсіонним коливанням бурильної колони в технічній літературі приділено менше уваги, хоча їхній вплив на динаміку бурильного інструменту загалом, і долота ріжучого типу зокрема, є досить вагомим. Визначення динамічних складників кутових зміщень, крутних моментів і дотичних напружень, які діють на елементи компонування бурильної колони, дозволить більш обґрунтовано проводити оцінку процесу поглиблення свердловини за різних значень параметрів режиму буріння.

Нижче розроблено узагальнену математичну модель торсіонних коливань бурильної колони, до складу якої входять опорно-центрувальні елементи, пружна муфта, гвинтовий вибійний двигун і долото ріжучого типу.

За переносний рух бурильної колони взято усталений обертальний рух із заданою кутовою швидкістю, а за відносний – коливання, збурені долотом.

Модель дозволяє визначити відносні і переносні складники кута повороту, крутного моменту і дотичного напруження в поперечних перерізах колони.

Характерною особливістю моделей є врахування обертального руху бурильної колони з кутовою швидкістю  $\omega_0$  і початковою кута закручування труб  $\varphi^0$  силами опору (аналог статички при подовжніх коливаннях).

Розглянемо розрахункову схему типового компонування колони труб для буріння вертикальної свердловини з гідравлічним вибійним двигуном, наведену на рис. 3.1.

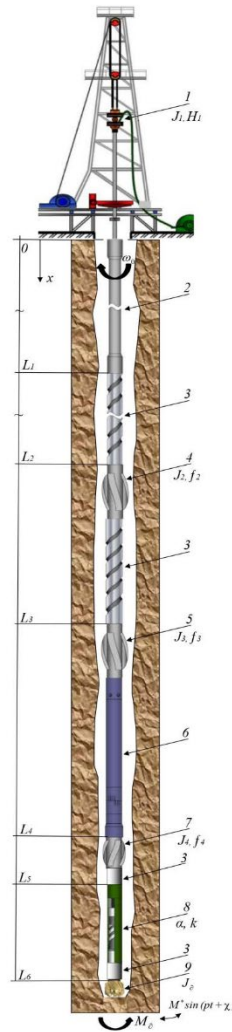


Рисунок 3.1. Розрахункова схема

Вона включає обертальні елементи ротора 1 зі зведеним моментом інерції  $J_1$  та зведеним коефіцієнтом сил опору  $H_1$ , секції бурильних 2 і обважених бурильних 3 труб, калібратори лопатеві спіральні 4, 5 і центратор 7, представлені відповідно полярними моментами інерції  $J_2, J_3, J_4$  та коефіцієнтами в'язкого тертя  $f_2, f_3, f_4$ , гвинтовий вибійний двигун (ГВД) 6, пружну муфту 8, репрезентовану кутовими жорсткістю  $k$  і демпфуванням  $\alpha$ , і долото ріжучого типу 9 з полярним моментом

інерції  $J_\delta$ , на яке діє момент опору  $M_\delta$  з боку розбурюваних порід і крутний момент  $M^* \sin(pt + x)$ , що моделює збурення з амплітудою  $M^*$ , частотою  $p$  і зсувом фаз  $x$ .

У результаті додавання моментів, що діють на нескінченно малий елемент труби  $k$ -тої секції, диференціальні рівняння руху подаємо у вигляді:

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k(x,t)}{\partial x^2} - h_k \frac{\partial \varphi_k(x,t)}{\partial t} = j_k q_k \frac{\partial^2 \varphi_k(x,t)}{\partial t^2} \quad (3.1)$$

$$K = 1,6; L_{k-1} \leq x \leq L_k, L_0 = 0; t \geq 0;$$

де  $j_k, G_k, h_k, q_k$  відповідно полярний момент інерції поперечного перерізу, модуль зсуву, коефіцієнт в'язкого тертя, густина матеріалу, з якого виготовлено труби  $k$ -ї секції,  $\varphi_k(x,t)$  кут повороту  $x$ -перерізу  $k$ -ї секції в момент часу  $t$ .

**Переносний рух.** Взяти рівномірний усталений обертальний рух бурильної колони з кутовою швидкістю  $\omega_0$  за переносний, кут повороту  $\varphi_k^e(x, t)$  подамо сумою доданків

$$\varphi_k^e(x, t) = \omega_0 t + \varphi_k^0(x) \quad (3.2)$$

Наявність другого доданка засвідчує закручування колони силами опору на кут  $\varphi_k^0(x)$ .

Цей початковий кут визначатимемо з рівняння переносного руху

$$j_k G_k \frac{\partial^2 \varphi_k^0}{\partial x^2} = h_k \omega_0, k = 1,6 \quad (3.3)$$

яке одержують унаслідок підкладання (3.2) в (3.1). Запишемо граничні умови для переносного руху: на усті свердловини

$$x = 0, \varphi_1^e = \omega_0 t \quad (3.4)$$

при з'єднанні секцій без проміжних елементів

$$x = L_1, \varphi_1^e = \varphi_2^e, j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^e}{\partial x} = j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_2^e}{\partial x} \quad (3.5)$$

при з'єднанні секцій через опорно-центрувальні пристрої

$$x = L_n (n = 2, 3, 4) \varphi_n^e = \varphi_{n+1}^e, j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}^e}{\partial x} - j_n G_n \frac{\partial \varphi_n^e}{\partial x} = J_n \frac{\partial^2 \varphi_n^e}{\partial t^2} + f_n \frac{\partial \varphi_n^e}{\partial t} \quad (3.6)$$

при з'єднанні секцій через пружну муфту

$$\left. \begin{aligned} k(\varphi_5^e - \varphi_6^e) + \alpha \left( \frac{\partial \varphi_5^e}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial t} \right) &= j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^e}{\partial x} \\ x &= L_5 \\ j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^e}{\partial x} &= j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (3.7)$$

на долоті

$$x = L_6, \quad j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^e}{\partial x} = -M_\partial \quad (3.8)$$

Початкові умови для переносного руху

$$\varphi_k^e(x, 0) = \varphi_k^0(x), \quad \frac{\partial \varphi_k^e(x, 0)}{\partial t} = \omega_0 \quad (3.9)$$

Розв'язок (3.2) задачі перепишемо у вигляді

$$\varphi_k^e(x, t) = \omega_0 t + \frac{h_k \omega_0}{2 j_k G_k} x^2 + C_k x + S_k \quad (3.10)$$

Спочатку визначимо початковий кут закручування. Враховуючи (3.2), перепишемо умову (3.4)

$$x = 0 \quad \varphi_1^0 = 0 \quad (3.11)$$

Після цього, взявши в рівняннях (3.3) – (3.9)  $\varphi_k^0(x)$  замість  $\varphi_k^e(x, t)$  знайдемо сталі  $C_k$  і  $S_k$ :

$$C_6 = -\frac{M_\partial + h_6 \omega_0 L_6}{j_6 G_6}, \quad C_5 = -\frac{\omega_0 L_5 (h_6 - h_5) + G_6 j_6 G_6}{j_5 G_5}, \quad (3.12)$$

$$C_4 = -\frac{\omega_0 L_4 (h_5 - h_4) + C_5 j_5 G_5 - \omega_0 f_4}{j_4 G_4}, \quad C_3 = \frac{\omega_0 L_3 (h_4 - h_3) + C_4 j_4 G_4 - \omega_0 f_3}{j_3 G_3}, \quad (3.13)$$

$$C_2 = -\frac{\omega_0 L_2 (h_3 - h_2) + C_3 j_3 G_3 - \omega_0 f_2}{j_2 G_2}, \quad C_1 = \frac{\omega_0 L_1 (h_2 - h_1) + C_2 j_2 G_2}{j_1 G_1}, \quad (3.14)$$

$$S_1 = 0, \quad S_2 = \frac{\omega_0 L_2^2}{2} \left( \frac{h_1}{j_1 G_1} - \frac{h_2}{j_2 G_2} \right) + L_1 (C_1 - C_2) + S_1 \quad (3.15)$$

$$S_3 = \frac{\omega_0 L_2^2}{2} \left( \frac{h_2}{j_2 G_2} - \frac{h_3}{j_3 G_3} \right) + L_2 (C_2 - C_3) + S_2 \quad (3.16)$$

$$S_4 = \frac{\omega_0 L_3^2}{2} \left( \frac{h_3}{j_3 G_3} - \frac{h_4}{j_4 G_4} \right) + L_3 (C_3 - C_4) + S_3 \quad (3.17)$$

$$S_5 = \frac{\omega_0 L_4^2}{2} \left( \frac{h_4}{j_4 G_4} - \frac{h_5}{j_5 G_5} \right) + L_4 (C_4 - C_5) + S_4 \quad (3.18)$$

$$S_6 = \frac{\omega_0 L_5^2}{2} \left( \frac{h_5}{j_5 G_5} - \frac{h_6}{j_6 G_6} \right) + L_5 (C_5 - C_6) + S_5 - \frac{h_5 \omega_0 L_5 + C_5 j_5 G_5}{k} \quad (3.19)$$

**Відносний рух.** Сформулюємо задачу для відносного руху. Диференціальні рівняння торсійних коливань довільної секції труб одержимо з (3.1) шляхом заміни  $\varphi_k(x, t)$  на  $\varphi_k^r(x, t)$ .

Граничні умови подамо у вигляді:

на усті свердловини

$$x = 0 \quad J_1 \frac{\partial^2 \varphi_1^r}{\partial t^2} = j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} - H_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial t} \quad (3.20)$$

при з'єднанні секцій бурильних і обважених бурильних труб

$$x = L_1 \quad \varphi_1^r = \varphi_2^r, \quad j_1 G_1 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} = j_2 G_2 \frac{\partial \varphi_1^r}{\partial x} \quad (3.21)$$

за наявності в місці з'єднання опорно-центрувальних пристроїв

$$x = L(n = 2, 3, 4) \quad \varphi_n^r = \varphi_{n+1}^r, \quad j_{n+1} G_{n+1} \frac{\partial \varphi_{n+1}^r}{\partial x} - j_n G_n \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial x} = J_n \frac{\partial^2 \varphi_n^r}{\partial t^2} + f_n \frac{\partial \varphi_n^r}{\partial t} \quad (3.22)$$

за наявності в місці з'єднання пружної муфти

$$\left. \begin{aligned} k(\varphi_5^r - \varphi_6^r) + \alpha \left( \frac{\partial \varphi_5^r}{\partial t} - \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial t} \right) &= j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^r}{\partial x} \\ x &= L_5 \\ j_5 G_5 \frac{\partial \varphi_5^r}{\partial x} &= j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (3.23)$$

на долоті

$$x = L_6 \quad j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^r}{\partial x} = -iM^* e^{i(pt+x)} \quad (3.24)$$

Оскільки коливний процес розглядаємо усталеним, а граничну умову подано гармонічною функцією, то задачу можна розглядати без початкових умов, а розв'язок шукати, згідно з методом механічного імпедансу, в комплекснозначному вигляді

$$\varphi_k^r(x, t) = B_k \sin(\beta_k x + b_k) e^{i(pt+x)} \quad (3.25)$$

Параметр  $\beta_k$  визначаємо зі співвідношення

$$\beta_k = \frac{p^2 q_k j_k - i p h_k}{j_k G_k} \quad (3.26)$$

а комплексні коефіцієнти  $B_k$ ,  $b_k$  складника кута повороту у відносному русі з граничних умов (3.20) – (3.24):

$$b_1 = \arctg \frac{j_1 G_1 \beta_1}{ipH_1 - p^2 j_1}, \quad b_2 = \arctg \left[ \frac{j_2 G_2 \beta_2}{j_1 G_1 \beta_1} \operatorname{tg}(\beta_1 L_1 + b_1) \right] - \beta_2 L_1, \quad (3.27)$$

$$b_3 = \arctg \left[ \frac{j_2 G_2 \beta_2}{j_3 G_3 \beta_3} \operatorname{ctg}(\beta_2 L_2 + b_2) - \frac{ipf_2 - p^2 J_2}{j_3 G_3 \beta_3} \right] - \beta_3 L_2, \quad (3.28)$$

$$b_4 = \arctg \left[ \frac{j_3 G_3 \beta_3}{j_4 G_4 \beta_4} \operatorname{ctg}(\beta_3 L_3 + b_3) - \frac{ipf_3 - p^2 J_3}{j_4 G_4 \beta_4} \right] - \beta_4 L_3, \quad (3.29)$$

$$b_5 = \arctg \left[ \frac{j_4 G_4 \beta_4}{j_5 G_5 \beta_5} \operatorname{ctg}(\beta_4 L_4 + b_4) - \frac{ipf_4 - p^2 J_4}{j_5 G_5 \beta_5} \right] - \beta_5 L_4, \quad (3.30)$$

$$b_6 = \arctg \left[ \frac{j_6 G_6 \beta_6}{j_5 G_5 \beta_5} \operatorname{tg}(\beta_5 L_5 + b_5) - \frac{j_6 G_6 \beta_6}{k + ip\alpha} \right] - \beta_6 L_5, \quad (3.31)$$

$$B_6 = \frac{-iM^*}{j_6 G_6 \beta_6 \cos(\beta_6 L_6 + b_6)}, \quad B_5 = B_6 \frac{j_6 G_6 \beta_6 \cos(\beta_6 L_5 + b_6)}{j_5 G_5 \beta_5 \cos(\beta_5 L_5 + b_5)}, \quad (3.32)$$

$$B_4 = B_5 \frac{\sin(\beta_5 L_4 + b_5)}{\sin(\beta_4 L_4 + b_4)}, \quad B_3 = B_4 \frac{\sin(\beta_4 L_3 + b_4)}{\sin(\beta_3 L_3 + b_3)}, \quad (3.33)$$

$$B_2 = B_3 \frac{\sin(\beta_3 L_2 + b_3)}{\sin(\beta_2 L_2 + b_2)}, \quad B_1 = B_2 \frac{\sin(\beta_2 L_1 + b_2)}{\sin(\beta_1 L_1 + b_1)}, \quad (3.34)$$

Характеристики відносного та переносного рухів компонування. Сумарний кут повороту довільного перерізу труб  $k$ -ї секції складе

$$\varphi_k(x, t) = \varphi_k^e(x, t) + \varphi_k^r(x, t), \quad (3.35)$$

де  $\varphi_k^e(x, t) = \omega_0 t + \varphi_k^0(x)$  – складник кута повороту в переносному русі,

$$\varphi_k^0(x) = \frac{h_k \omega_0}{2j_k G_k} x^2 + C_k x + S_k - \text{початковий кут закручення};$$

$\varphi_k^r(x, t) = \operatorname{Re}[B_k \sin(\beta_k x + b_k) e^{i(pt+x)}]$  – складник кута повороту у відносному русі бурильної колони.

Амплітуда останнього складника буде такою

$$[\varphi_k^r] \alpha = \sqrt{\operatorname{Re}^2[B_k \sin(\beta_k x + b_k)] + \operatorname{Im}^2[B_k \sin(\beta_k x + b_k)]} \quad (3.36)$$

Враховуючи зв'язки між кутами повороту і крутними моментами у відносному та переносному рухах

$$M_k^e(x, t) = -j_k G_k \frac{\partial \varphi_k^e(x, t)}{\partial x}, \quad M_k^r(x, t) = -j_k G_k \frac{\partial \varphi_k^r(x, t)}{\partial x}, \quad (3.37)$$

значення сумарного крутного моменту та його складників у  $x$ -перерізі подаємо у вигляді

$$M_k(x, t) = M_k^e(x) + M_k^r(x, t), \quad M_k^e(x) = -h_k \omega_0 x - C_k j_k G_k, \quad (3.38)$$

$$M_k^r(x, t) = -j_k G_k \operatorname{Re} [B_k \beta_k \cos(\beta_k x + b_k) e^{i(pt+x)}],$$

Амплітудне значення крутного моменту у відносному русі

$$[M_k^r(x)] \propto = j_k G_k \sqrt{\operatorname{Re}^2 [B_k \beta_k \cos(\beta_k x + b_k)] + \operatorname{Im}^2 [B_k \beta_k \cos(\beta_k x + b_k)]}. \quad (3.39)$$

Складники дотичного напруження з кутами повороту зв'яжемо залежностями

$$\tau_k^e(x, t) = -r_k G_k \frac{\partial \varphi_k^e(x, t)}{\partial x}, \quad \tau_k^r(x, t) = -r_k G_k \frac{\partial \varphi_k^r(x, t)}{\partial x}, \quad (3.40)$$

де  $r_k$  віддаль від осі труби. Дотичне напруження буде максимальним при  $r_k = D_k / 2$ , де  $D_k$  зовнішній діаметр труби  $k$ -ї секції. Надалі, говорячи про дотичні напруження, матимемо на увазі максимальні дотичні напруження.

Сумарне значення дотичного напруження в  $x$ -перерізі  $k$ -ї секції труб визначають так

$$\tau_k(x, t) = \tau_k^e(x) + \tau_k^r(x, t), \quad (3.41)$$

де  $\tau_k^e(x) = \frac{D_k}{2j_k} M_k^e(x)$  – дотичне напруження у переносному русі,

$\tau_k^r(x, t) = \frac{D_k}{2j_k} M_k^r(x, t)$  – дотичне напруження у відносному русі.

Поточне та максимальне значення коефіцієнта динамічності на долоті при торсіонних коливаннях становитимуть

$$K_\partial(t) = \frac{M_6^r(L_6, t)}{M_\partial}, \quad K_\partial = \frac{[M_6^r(L_6)]\alpha}{M_\partial}, \quad (3.42)$$

Поточне значення коефіцієнта віброзахисту  $x$ -перерізу бурильної колони при торсіонних коливаннях дорівнює відношенню кутів  $[\varphi_k^r(x, t)]m$  та  $\varphi_k^r(x, t)$  відповідно при роботі з пружною муфтою і без неї

$$\psi(x, t) = \frac{[\varphi_k^r(x, t)]m}{\varphi_k^r(x, t)}, \quad (3.43)$$

а його максимальне значення (надалі коефіцієнт віброзахисту  $x$  - перерізу при торсіонних коливаннях) – відношенню кутів повороту у відносному русі

$$\psi(x) = \frac{[\varphi_k^r(x)]_{am}}{[\varphi_k^r(x)]_a}, \quad (3.44)$$

Якщо збурення на долоті взяти полігармонічним  $\sum_{s=1}^l M_s^* \sin(p_s t + x_s)$ , то граничну умову (3.1.16) слід переписати у вигляді

$$x = L_6 j_6 G_6 \frac{\partial \varphi_6^k}{\partial x} = -i \sum_{s=1}^l M_s^* e^{i(p_s t + x_s)} \quad (3.45)$$

а розв'язок (3.25) і вираз для параметра  $\beta_k$  (3.26) шукати у вигляді

$$\varphi_{ks}^r(x, t) = \sum_{s=1}^l B_{ks} \sin(\beta_{ks} x + b_{ks}) e^{i(p_s t + x_s)} \quad (3.46)$$

$$\beta_{ks} = \frac{p_s^2 q_k j_k - i p_s h_k}{j_k G_k}, \quad (3.47)$$

Зауважимо, що кутову швидкість обертання  $\omega_1$  вихідного вала ГВД враховано амплітудою  $M_s^*$  і частотою  $p_3$  полігармонічного збурення та моментом  $M_D$  на долоті. Водночас в моделі взято  $h_k \omega_0$  замість  $h_k \omega_1$  ( $k = 5, 6$ ), тобто знехтувано зміною в'язкого тертя вздовж п'ятої і шостої секцій, зважаючи на їхню незначну довжину. Одержану математичну модель нескладно поширити на інші компонування бурильної колони [61].

### **3.2 Числова модель вузла передачі осьового навантаження та крутного моменту бурового амортизатора**

Прийнято рішення використати числову модель вузла передачі осьового навантаження та крутного моменту бурового амортизатора. Деформівні тіла, які контактують, представили як окремі масиви скінченних елементів із визначеною кількістю вузлів в області контакту (рис. 3.2) [23].

Для побудови моделі та отримання результатів використовували модулі Ansys Workbench 2022 R2. Генерування розрахункової сітки для деталей гвинтового з'єднання виконували методом "Tetrahedrons". Перевага тетраедричної сітки полягає в тому, що

вона дозволяє добре апроксимувати контур поверхні, крім того її рекомендують для моделювання контактних задач [22, 23]. У процесі формування скінченно-елементної моделі була проведена процедура дослідження незалежності сітки (mesh independence study), з використанням методики рекомендованої Ansys. У результаті для обидвох деталей гвинтового з'єднання отримали об'ємні сітки з елементами, які мають форму тетраєдрів із середньою довжиною ребра 3 мм (в зонах наявності нарізі сітка уточнювалась (refined)). Для процесу генерації використали спосіб "Patch Independent", зручність якого полягає у накладенні на розрахункову область сітки та подальшому відсіканні всіх фрагментів, які виходять за межі геометричної області.

Механічні та геометричні параметри гвинтового з'єднання наступні. Матеріалом вала і корпуса амортизатора є сталь конструкційна легована з межею текучості 940 МПа, модулем Юнга –  $2.1 \cdot 10^{11}$  Па, модулем зсуву –  $8 \cdot 10^{10}$  Па та коефіцієнтом Пуассона – 0.31. Зовнішній діаметр нарізі гвинтового з'єднання – 80 мм, середній діаметр 75 мм, кількість заходів нарізі – 14, крок – 10 мм.

При описі контактної взаємодії деталей гвинтової пари було використано такі програмні параметри: тип контакту – "Frictional" з коефіцієнтом тертя 0,05 (у процесі проведення досліджень цей коефіцієнт змінювали); contact formulation – "Augmented Lagrange method"; 0,0015 penetration tolerance; normal stiffness factor на поверхнях контакту – "Program controlled". Тут слід зазначити, що вибір Augmented Lagrange method зроблено тому, що цей метод допускає мінімальне проникнення контактних поверхонь, але при цьому забезпечує надійність результатів та прийнятний час виконання обчислювальних дій [22].

Загалом створена модель гвинтової пари містить 73473 скінченних елементів. Для отримання числових розв'язків застосовувався покроковий процес навантаження з уточненням граничних умов на кожному кроці навантаження ітераційним методом [23]. В дослідженні переважно оцінювалась здатність гвинтової пари трансформувати зовнішній крутний момент в осьову силу, при цьому контролювали величини контактних тисків, осьових переміщень та еквівалентних напружень [3].

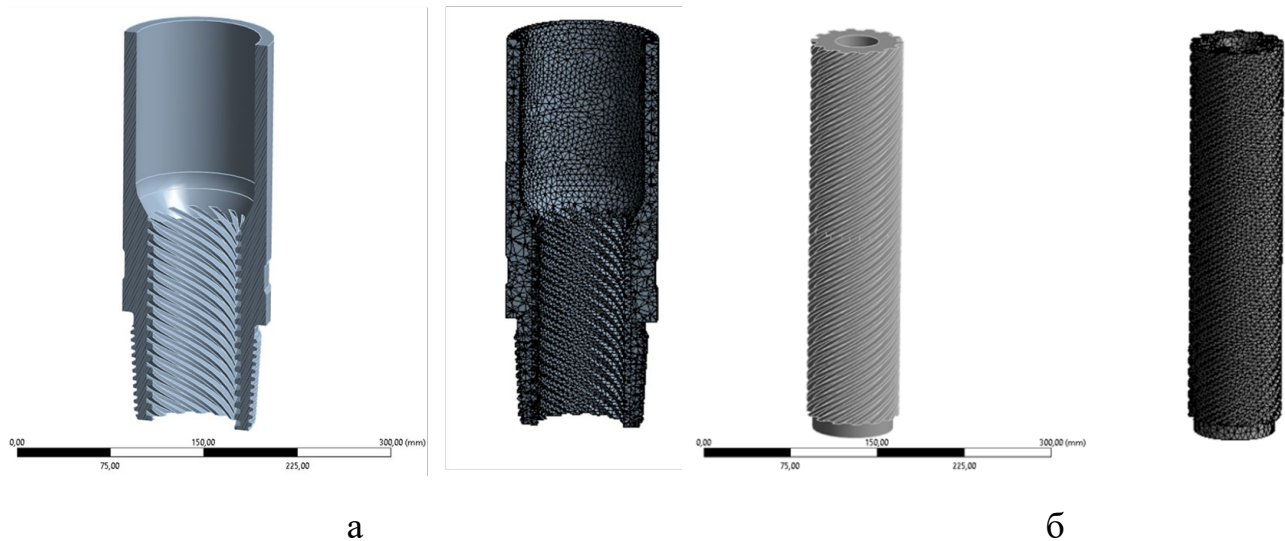


Рисунок 3.2. Скінченно-елементні моделі частини корпусу амортизатора (а) та частини вала амортизатора (б)

Прирости навантаження вибирали малими, щоб зберегти близьким до лінійного зв'язок між переміщеннями та деформаціями в межах кожного кроку навантаження.

### 3.3 Результати і аналіз

Головною особливістю пропонованого механізму передачі осьового навантаження і крутного моменту в амортизаторі є те, що за певних обставин він здатен перетворювати обертальний рух корпусних деталей амортизатора в поступальний рух стовбура. При цьому надмірний приріст зовнішнього крутного моменту трансформується в осьову силу, яка передається на пружний елемент. Надмірний приріст крутного моменту може бути спричинений сповільненням чи заклинюванням долота внаслідок сильного заглиблення лопатей в породу, перешаруватості чи тріщинуватості породи, різкої зміни механічних властивостей породи тощо. Слід зазначити, що стовбур, стискаючи пружний елемент, припіднімає долото над поверхнею вибою на величину осадки пружного елемента і цим самим дозволяє долоту продовжити обертання в номінальному режимі.

Проаналізуємо отриману залежність між зміною зовнішнього крутного моменту  $M$  та величиною осевого навантаження  $Q$ , яке стискає пружний елемент бурового амортизатора. На рис. 3.3 графічні результати силової взаємодії в гвинтовій парі представлені в безрозмірному вигляді, оскільки в цьому випадку одному розв'язаному безрозмірному варіанту відповідає ціла група можливих розмірних задач. Графіки на рис. 3.3, а демонструють зміну навантаження на пружний елемент залежно від коефіцієнта тертя на контактних поверхнях гвинтової пари. Зі збільшенням коефіцієнта тертя – навантаження на пружний елемент зменшується, і ця залежність є нелінійною. За інших однакових умов чутливішими до зміни коефіцієнту тертя є гвинтові пари з меншою кількістю заходів нарізі. Графічні залежності на рис. 3.3, б ілюструють як змінюватиметься навантаження на пружний елемент амортизатора при зміні геометричних параметрів гвинтової пари. Зі зростанням відношення  $h/R$  – сила, яка стискатиме пружний елемент, зменшуватиметься, і ця залежність є нелінійною. За інших однакових умов чутливішими до зміни геометричних параметрів є гвинтові пари з вищим коефіцієнтом тертя на контактних поверхнях.

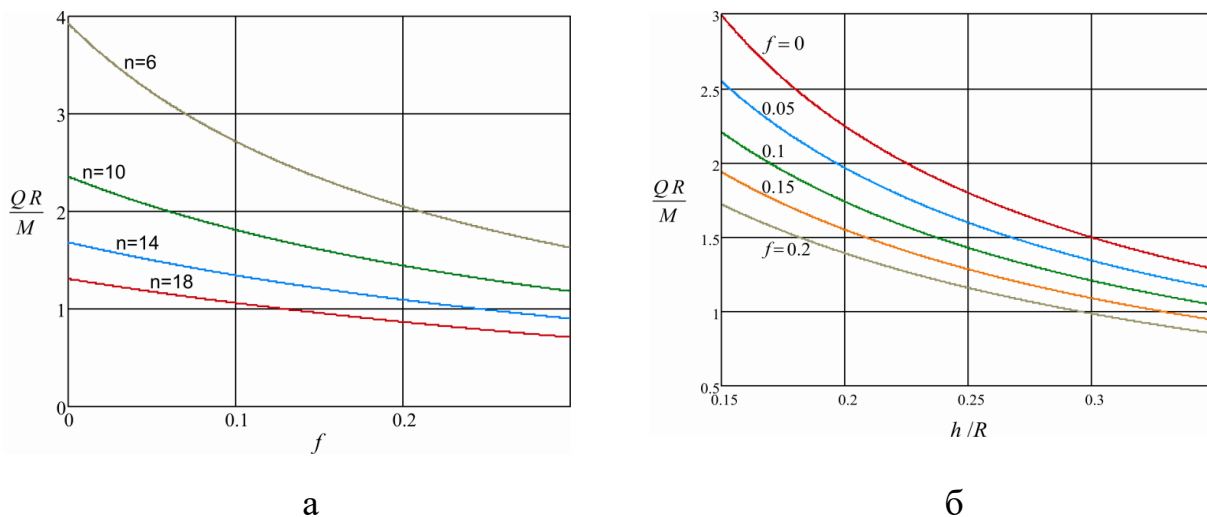


Рисунок 3.3. Зміна навантаження, яке передається на пружний елемент амортизатора: а – залежно від коефіцієнта тертя на контактних поверхнях гвинтової пари (прийнято  $h/R = 0.26$ ); б – залежно від геометричних параметрів гвинтової пари (прийнято  $n = 14$ )

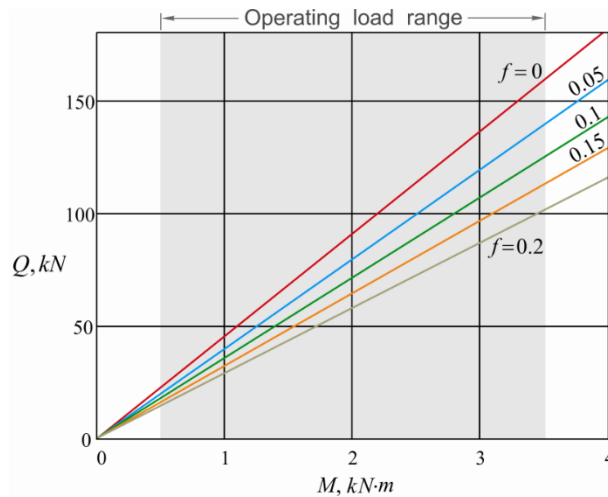


Рисунок 3.4. Залежність величини сили, яка стискає пружний елемент амортизатора від зовнішнього крутного моменту

Числові результати, які представлено на рис. 3.4, отримано для реальної конструкції бурового амортизатора із зовнішнім діаметром 127 мм, який планується застосовувати при бурінні під експлуатаційні хвостовики. Параметри гвинтового з'єднання наступні: зовнішній діаметр нарізи гвинтового з'єднання – 80 мм, середній діаметр 75 мм, кількість заходів нарізи – 14, крок – 10 мм. Зі зростанням зовнішнього крутного моменту  $M$ , осьова сила  $Q$ , яка діє на пружний елемент, лінійно зростає. Зі зменшенням коефіцієнта тертя на контактних поверхнях – зменшуються сили опору в гвинтовому з'єднанні і як наслідок зростає навантаження на пружний елемент.

Наступна числова апробація моделі була присвячена визначенню осадки пружного елемента, спричиненої зростанням зовнішнього крутного моменту. Для обчислень використовували і скінченно-елементну і числову моделі, а отримані результати порівнювали. В обидвох випадках стовбур амортизатора навантажував лінійний пружний елемент з жорсткістю  $C = 2000 \text{ kN/m}$ . В числовій моделі (рис. 3.5) застосовано пружину розтягу, верхній кінець якої зв'язано з верхнім торцем стовбура (показано зеленим кольором), а нижній кінець пружини – закріплений у просторі (показано реакцію в закріпленні та місцеву систему координат). Щодо крайових умов, то нижньому

торцю стовбура заборонено обертання (це відповідає випадку заклинювання долота), натомість корпусу дозволено тільки обертатись навколо поздовжньої осі.

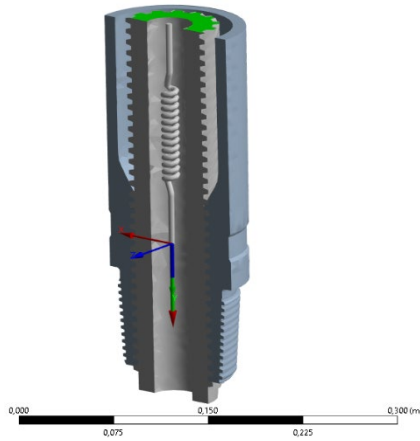


Рисунок 3.5. Числова модель гвинтової пари

У разі навантаження бурового амортизатора зовнішньою осьовою силою  $P_0$ , лише її певна частина  $Q_0$  буде навантажувати пружний елемент амортизатора, інша частина піде на подолання сил опору у гвинтовій парі. Взаємозв'язок між  $P_0$  та  $Q_0$  представлено на рис. 3.6. Вочевидь зі зростанням коефіцієнта тертя сили опору у гвинтовій парі збільшуються, відповідно навантаження, яке передається на пружний елемент, – зменшується.

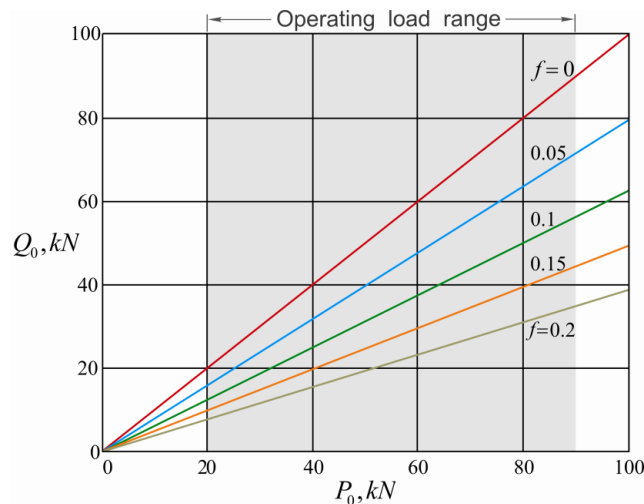


Рисунок 3.6. Залежність між зовнішньою осьовою силою  $P_0$  та силою  $Q_0$ , яка передається на пружний елемент амортизатора

Для оцінки міцності гвинтової пари розглянуто напружений стан її деталей, що виникає у відповідь на зовнішнє навантаження. Досліджено, що найбільші еквівалентні напруження виникають на поверхнях витків нарізі, результати, які представлено на рис. 3.7.

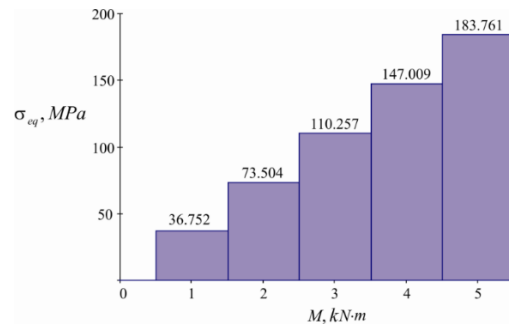


Рисунок 3.7. Найбільші еквівалентні напруження в гвинтовій парі

Для верифікації отриманих результатів проведено моделювання (рис. 3.8). До корпусу, якому дозволено тільки обертання навколо поздовжньої осі, прикладено зовнішній крутний момент  $M=1000$  Н·м. Нижньому торцю вала заборонено обертання, а перед верхнім торцем вала встановлено гладку опору. Корпус, обертаючись навколо своєї поздовжньої осі, змушував вал рухатись поступально в осьовому напрямку та тиснути із силою  $Q$  на гладку опору. На рис. 3.8 представлено хромограми контактного тиску на поверхнях, які взаємодіють, та хромограми еквівалентних напружень в деталях гвинтового з'єднання.

Загальна картина розподілу контактного тиску на поверхнях гвинтової пари, які перебувають у контактній взаємодії, представлена на рис. 3.8, а (тут внутрішню деталь – вал зображено прозорою). Розподіл контактних тисків між витками гвинтової пари є доволі рівномірним, це означає що зовнішнє навантаження буде розподілятися між всіма витками контактної пари. За довжиною витка контактний тиск розподілений нерівномірно, спостерігається його збурення на початку і в кінці кожного витка, що ймовірно буде призводити до швидшого зношування саме цих частин витків гвинтового з'єднання.

На рис. 3.8, б та в зображено загальну картину розподілу еквівалентних напружень в матеріалі деталей з'єднання. Еквівалентні напруження обчислені за теорією міцності Губера-Мізеса. Отримані хромограми демонструють, що в роботі задіяні всі витки гвинтової пари. Якщо виключити з розрахунку декілька точок сингулярності, які виникають на хромограмах еквівалентних напружень, то за величину максимальних еквівалентних напружень слід приймати нижню межу діапазону, що відзначений червоним кольором на числовій шкалі напружень. Це значення складає 39.4 МПа і воно добре збігається з результатом, поданим на рис. 3.7 (див. значення  $\sigma_{eq}$  при  $M = 1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ).

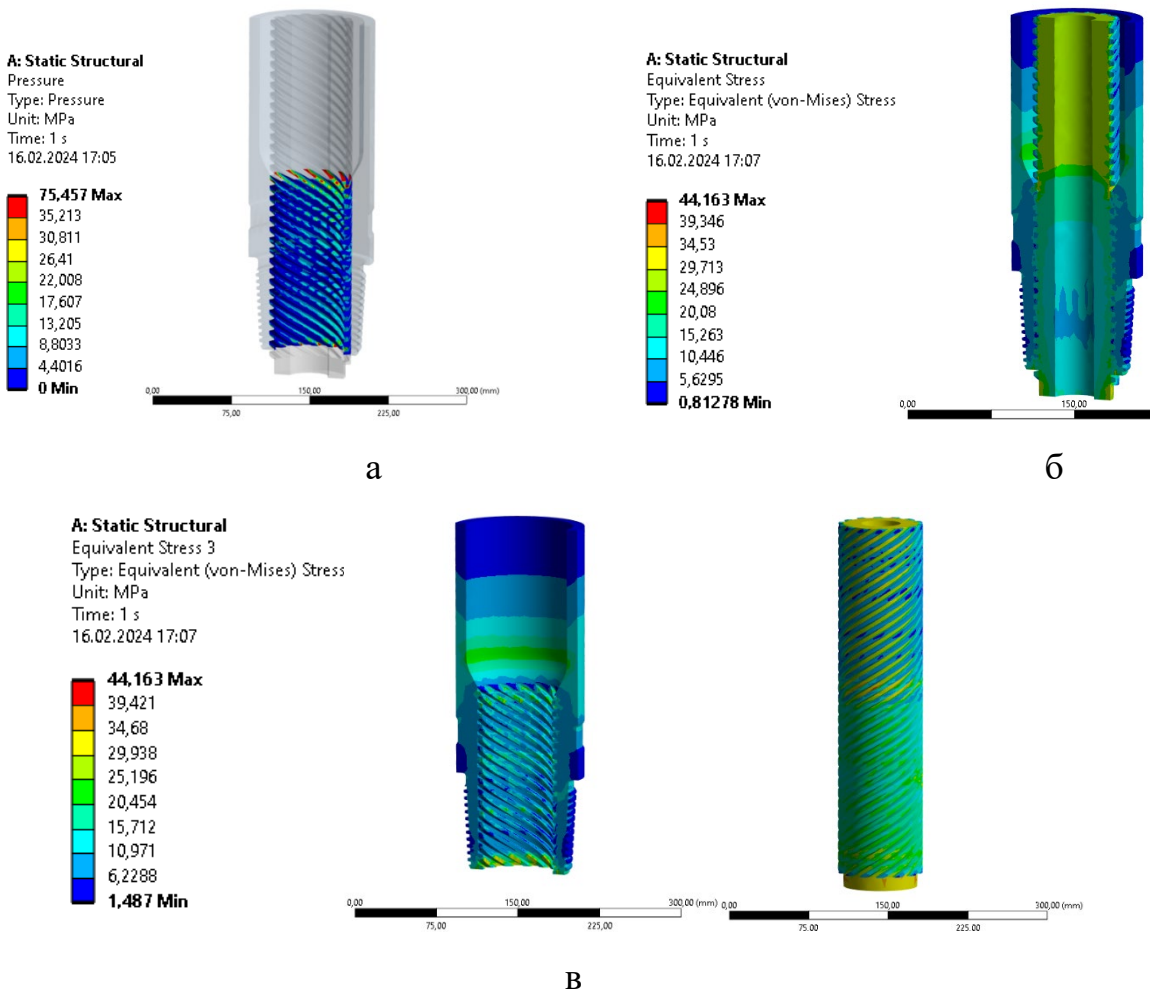


Рисунок 3.8. Результати моделювання: а – контактний тиск на поверхнях, які взаємодіють; б – еквівалентні напруження в гвинтовому з'єднанні; в – еквівалентні напруження в деталях гвинтового з'єднання

При високомоментному навантаженні гвинтової пари максимальні еквівалентні напруження виникають в нижніх частинах витків, при цьому всі витки з'єднання перебувають в схожому напруженому стані. Це означає, що зовнішнє навантаження розподіляється між всіма витками з'єднання приблизно рівномірно, однак швидшого зносу зазнаватимуть нижні частини витків. Порівнюючи максимальне значення еквівалентних напружень – 185.47 МПа (рис. 3.9) зі значенням на рис.3.7 (значення  $\sigma_{eq}$  при  $M = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ), бачимо хорошу збіжність результатів, які отримано у різний спосіб. Нагадаємо, що матеріалом вала і корпуса амортизатора є сталь конструкційна легована з межею текучості 940 МПа. Це значення є вищим за максимальні еквівалентні напруження, які виникають при високомоментному навантаженні гвинтової пари, а отже граничний стан конструкції не досягається. Розділивши значення границі текучості матеріалу на значення максимального еквівалентного напруження одержимо фактичний коефіцієнт запасу міцності, з яким експлуатується гвинтова пара.

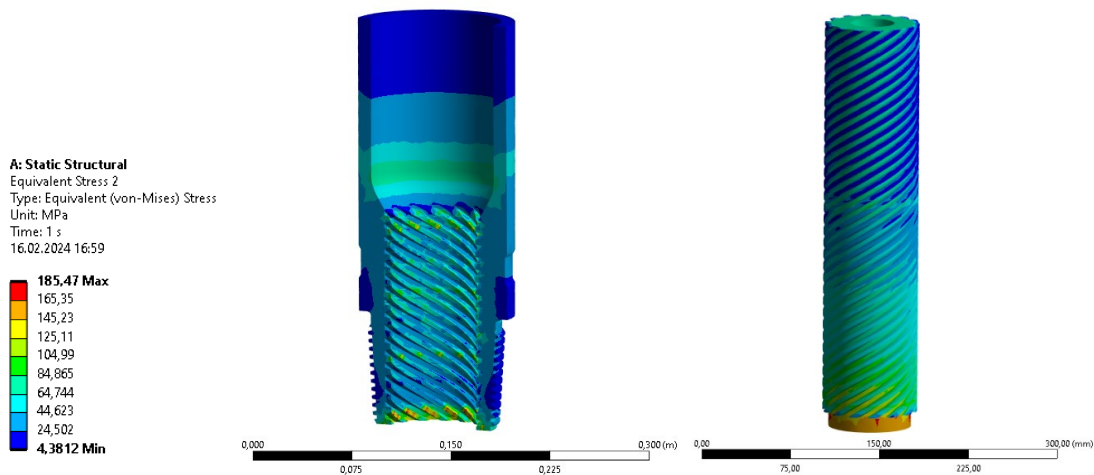


Рисунок 3.9. Випадок високомоментного експлуатаційного навантаження гвинтової пари (прикладено зовнішній крутний момент  $M = 5000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ )

### 3.4 Висновки до розділу 3

Виконано побудову узагальненої математичної моделі торсіонних коливань бурильної колони з пружною муфтою в компонуванні. У моделі враховано усталений обертальний рух бурильної колони з кутовою швидкістю, початковий кут закручування труб, дію моменту опору на долоті та гармонічне збурення. Такий підхід дозволив запропонувати залежності для визначення відносних й переносних складників кута повороту, крутного моменту та дотичних напружень у поперечних перерізах бурильної колони, коефіцієнта віброзахисту при крутильних коливаннях та коефіцієнта динамічності долота.

Розроблено комп'ютерну модель вузла передачі осьового навантаження та крутного моменту бурового амортизатора в середовищі Ansys Workbench 2022. Для моделювання гвинтової пари використано тетраедричну скінченно-елементну сітку. Виконано обґрунтування геометричних параметрів механізму передачі осьового навантаження та крутного моменту зовнішнім діаметром 127 мм. Доведено, що зі зростанням зовнішнього крутного моменту осьова сила, яка передається на пружний елемент, зростає майже лінійно, а зменшення коефіцієнта тертя в контактній парі приводить до збільшення навантаження на пружний елемент.

Проведено аналіз впливу коефіцієнта тертя та геометричних параметрів гвинтової пари на здатність амортизатора перетворювати приріст крутного моменту в осьове переміщення стовбура. Розрахунки виконано для гвинтових пар із кількістю заходів нарізі з кроком 4 мм, а також для коефіцієнтів тертя 0,05; 0,10; 0,15 і 0,20. Встановлено, що зі збільшенням коефіцієнта тертя навантаження, яке передається на пружний елемент, зменшується за нелінійною залежністю, причому найбільш чутливими до зміни тертя є гвинтові пари з меншою кількістю заходів нарізі. Доведено також, що при кількості заходів до 14 збільшення відношення висоти до середнього радіусу різьби у межах приблизно 0,15–0,30 призводить до зменшення

сили стиску пружного елемента, а найвища чутливість до зміни геометричних параметрів спостерігається за підвищених значень коефіцієнта тертя.

Виконано перевірку напруженого стану деталей гвинтової пари при високомоментному навантаженні. За результатами моделювання при прикладенні крутного моменту 1000 Н·м встановлено, що контактний тиск розподіляється між витками відносно рівномірно, однак найбільші еквівалентні напруження виникають у нижніх частинах витків. Максимальне значення еквівалентних напружень становило 185,47 МПа, що є суттєво нижчим за межу текучості матеріалу та підтверджує працездатність запропонованого механізму передачі крутного моменту й осьового навантаження бурового амортизатора.

## **РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ**

### **4.1 Передумови до створення пристрою для вимірювання коливань КНБК**

Одним з найбільш гострих питань в галузі є відсутність будь-якої реєстрації та вивчення величин вибійних вібрацій. Сьогодні подібні сенсори поставляють переважно світові компанії великої четвірки, вартість цих послуг занадто висока тому більшість замовників не приділяє цьому питанню значної уваги. Більшість висновків щодо причин передчасної відмови обладнання проводиться гіпотетичним шляхом та не має чіткого математичного обґрунтування. Як наслідок в більшості випадків сервісним компаніям дуже складно відстоювати свою позицію коли аварійна ситуація трапляється з їхнім обладнанням. Всі подальші оптимізації конфігурації КНБК та методик вибору режимів буріння здійснюються в більшості випадків дослідно-експериментальним шляхом на основі отриманого негативного досвіду. По статистичним даним зібраних на родовищах ДДЗ, аварії з елементами КНБК трапляються доволі рідко – в середньому це від 5% від загальної кількості рейсів. Основний фокус цього дослідження спрямований на вивчення динаміки компоновки низу бурильної колони, як раз таки при нормальному та безаварійному бурінню. Існує

можливість збору та обробки вибійних даних за допомогою спеціальних технічних засобів [14, 32, 37].

## **4.2 Аналіз функціональності існуючих пристроїв реєстрації вибійних вібрацій**

Сьогоднішній рівень техніки та доступних технологій дозволяє вимірювати вибійні вібрації за допомогою незалежних вибійних сенсорів, які можуть бути встановлені в будь-якій точці КНБК [14]. За принципом дії ці пристрої поділяються на два основних типи: ті що записують дані в пам'ять та ті, які передають сигнал на поверхню в режимі реального часу. Найбільш прогресивними є сенсори, які мають можливість передачі даних під час буріння для оперативної зміни режиму буріння [32]. Серед відомих конструкцій передача даних в режимі реального часу може здійснюватися електромагнітним каналом (є обмеження по глибині) та гідравлічним каналом з'вязку (суттєвий вплив на якість сигналу має якість бурового розчину, насосної групи та гідравлічної системи бурової установки) [35, 36].

При передачі сигналу в режимі реального часу має використовуватися комплекс наземного та підземного обладнання. До підземного обладнання належить трансміттер або пульсатор (залежності від каналу передачі даних), електронний модуль керування, елементи живлення або гідравлічний генератор. На поверхні мають бути встановлені наступні елементи: датчик тиску або електромагнітний приймач, ресивер – блок обробки та декодування даних, система контролю глибини свердловини та інше допоміжне обладнання. Всі системи з'єднуються між собою дротами або радіоканалом. Як правило ці засоби представлені більшістю сучасних систем вимірювання під час буріння MWD та LWD [16].

Використання цього типу обладнання підвищує собівартість сервісу в цілому. Оскільки ми намагаємося впровадити на ринку технологію доступну для кожного замовника зупинимось на сенсорах, які проводять запис даних в пам'ять [14].

Автономні модулі для запису даних в пам'ять представлені багатьма компаніями на ринку, такі як: Cerebro (Halliburton), Multisense (Baker Hughes), Black Box (NOV), CuBIC (Sanvean Technologies) та багато інших. Розглянемо по черзі кожен з систем:

1) Компанією Halliburton представлено датчики Cerebro Force, це технологія, яка встановлюється в буровому долоті та вимірює осьове навантаження, крутний момент та зусилля вигину безпосередньо на долоті, щоб покращити розуміння свердловинного середовища, оптимізувати конструкцію долота та підвищити ефективність буріння [79]. Побудована на платформі вже існуючих датчиків вимірювання вібрацій Halliburton, Cerebro Force використовує свердловинні дані для зменшення або усунення невизначеності та неефективності вимірювань на поверхні, викликаних неоптимальною конструкцією долота, КНБК та вибором режимів буріння. Ця технологія доступна на долотах PDC і сумісна з традиційними вибійними двигунами та роторно-керованими системами.

2) Компанією Baker Hughes представлено систему MultiSense™, яка дає розуміння динаміки взаємодії долота та гірської породи і має вирішальне значення для максимізації ефективності та безпеки бурових операцій [81]. Система динамічного відображення MultiSense™ є передовою технологією, яка забезпечує глибше розуміння динаміку буріння гірських порід. Система MultiSense забезпечує безперервні високочастотні вимірювання параметрів на долоті для кращого розуміння характеристик пластів.

3) Компанією NOV представлено систему BlackBox [83]. Цей інструмент працює в режимі пам'яті та забезпечує підвищену точність, ємність пам'яті та вищу частоту дискретизації даних для різних потреб в обробці динамічних даних буріння. Інструмент BlackBox HF збирає динамічні дані на частоті 1500 Гц. Окрім вібрації, інструмент також вимірює осьове навантаження, крутний момент, тиск в кільцевому та трубному просторі, швидкість обертання та температуру, усе безперервно записується з частотою 100 Гц.

4) Компанією Sanvean Technologies було розроблено сенсори CuBIC і PuK [84]. Це вбудовані реєстратори даних динаміки буріння, які призначені для розміщення в цікавих

точках компоновки низу бурильної колони. Датчики вимірюють високочастотні прискорення (шоки та вібрації), швидкість обертання і температуру. Записані дані використовуються для розширеного аналізу динаміки буріння та геомеханіки.

### 4.3 Функціональні переваги технології SMART 4

В якості основи для створення власного реєстратора коливань використано технологію Smart 4 компанії Innova Power Solutions [85]. Найновіша версія контролеру включає в себе акселерометри та гіроскопи, які мають змогу фіксувати значення вібрацій по осям X-Y-Z та частоти обертання на вибої, відповідно фіксувати явище Stick-Slip. Smart 4 є найбільш цікавою технологією для реалізації на українському ринку, оскільки вона є найбільш доступною, а за точністю та частотою реєстрації даних не поступається аналогічним сенсорам.

Компактний сенсор вмонтовано всередину батареї, включає в себе акселерометри та гіроскопи для контролю динаміки, яку сприймають елементи живлення під час роботи в свердловині. Низьке споживання енергії та розширений об'єм пам'яті дозволяє безперебійно записувати вибірні дані протягом 800 -1000 годин роботи. Для зчитування даних використовується інтерфейс Watson), в якому можливо змінювати масштаб кривих та відтворювати на графіку різні параметри, включаючи температуру, вібрації та шоки по трьом осям. Основна перевага цього інтерфейсу полягає в тому, що цифрові дані можливо також отримати в зручному для подальшої обробки та інтерпретації форматі, тобто значення доступні не лише в вигляді кривих, а і в числах. Пристрій має власний цифровий годинник та фіксує подію з прив'язкою до часу.

При підключенні контролеру до комп'ютеру відбувається синхронізація часу, що дозволяє отримати більш чітку картину вибірних даних. Пристрій дозволяє фіксувати середнє квадратичне значення вібрацій, а також поздовжні та поперечні вібрації по трьом осям. Одиниці виміру вібрацій – g. Сенсор має змогу працювати при температурах до 180° С. Частота запису даних знаходиться в межах від 1 до 15 с.

Отримані дані з легкістю можна корелювати з режимами буріння, які цілодобово фіксує станція ГТД, а також додатково накладати їх на каротажі ГДС для отримання чіткого розуміння впливу всіх можливих факторів на динаміку компоновки низу бурильної колони. Так, наприклад, маючи гамма-каротаж можна з легкістю відслідковувати зміну гірських порід, а профілеметрия дає розуміння фактичного діаметру стовбура свердловини відносно номінального в тому чи іншому інтервалі, що має безпосередній вплив на утворення коливань під час буріння.

#### 4.4 Опис конструкції розробленого пристрою реєстрації вибійних вібрацій Smart 4

Щоб розширити спектр використання цієї технології та вийти за межі необхідності застосування високовартісних телеметричних систем. Було проведено власну розробку автономного компактного модуля для реєстрації вибійних вібрацій (рис. 4.1) [87]. Комплектуючі модуля, який включає в себе батарею Innova Power Solutions було замовлено, в компанії Bench Tree LLC.

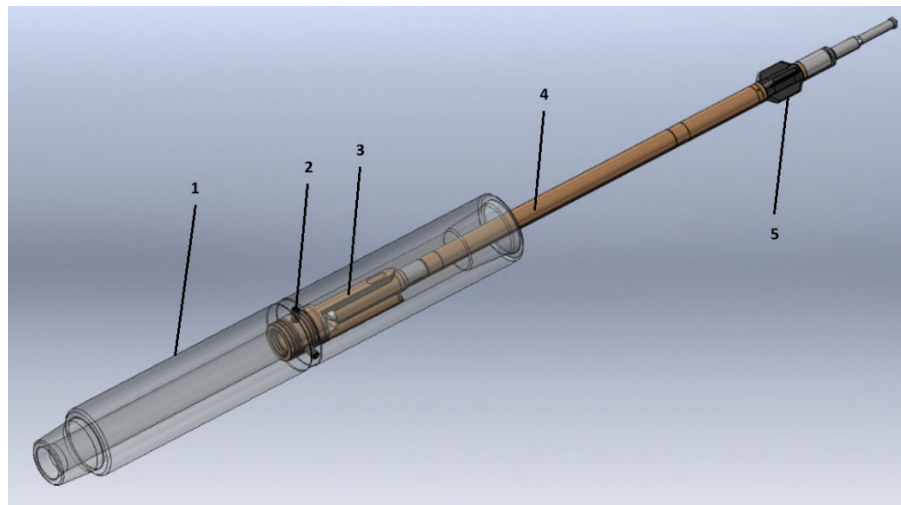


Рисунок 4.1. Схематичне зображення модуля вібрацій

- 1 – посадочний перехідник; 2 – бічні гвинти; 3 – направляюча втулка; 4 – модуль;  
5 – центратор

Стандартна батарея Innova має достатню напругу та ємність для живлення телеметричної системи Bench Tree протягом 700 годин роботи на вибої. Основною особливістю сенсору Smart 4 є низьке споживання струму. Для зменшення габаритних розмірів, металоемності конструкції та загальної вартості пристрою компанією Innova Power Solution було проведено модернізацію стандартної батареї APS Nearbit та встановлено в неї контролер. Ця батарея поступається по розмірам традиційній батареї до систем MWD більш ніж в 3 рази, що є оптимальним рішенням для основного призначення пристрою для реєстрації вибійних вібрацій.

В визначеному місці КНБК встановлюється посадочний перехідник (1), в який встановлюється модуль вібрацій (4). Оскільки основна частина коливань генерується на буровому долоті, модуль потрібно намагатись встановити якомога ближче до нього. Також існують випадки коли значні коливання утворюються на опорно-центруючих елементах, якщо необхідно вивчити поведінку того чи іншого калібратора сенсор може бути встановлений безпосередньо біля КЛСів, або їх може бути встановлено у КНБК одночасно декілька – перший біля долота, другий біля цікавого нам опорно-центруючого елемента. В разі використання декількох сенсорів, після отримання даних необхідно порівняти динамічні події та порівняти їх значення. Це проводиться шляхом перетворення числових даних в графічний вигляд, візуалізація відбувається в вигляді отримання кривих, які можна накласти одну на одну.

В посадочний перехідник (1) встановлюється направляюча втулка (3) в яку заходить нижній кінець модуля (4). Посадочна втулка грає роль нижньої опори та оснащена гумовими ущільненнями для попередження протікання бурового розчину повз неї ззовні. Фіксується втулка бічними гвинтами (2), які вкручуються в корпус посадочного перехідника з визначеним крутним моментом. Гумові ущільнення також попереджують промивання буровим розчинів отворів в які встановлено фіксуючі гвинти.

Для розміщення верхньої частини модуля може бути використаний окремий патрубок, або інший елемент компоновки низу бурильної колони. Прохідний діаметр може бути легко налаштований шляхом підрізання лопатей гумового центратора (5) який встановлено на ловильній шийці модуля.

Розглянемо конструкцію пристрою (рис. 4.2) зліва направо: нижній кінець, двох ніпельний перехідник, амортизуюча пружина, головний корпус, батарея, опора батареї, корпус з вентиляційним клапаном, кріплення роз'єму Kintek, верхній корпус контактної групи, ловильна шийка.

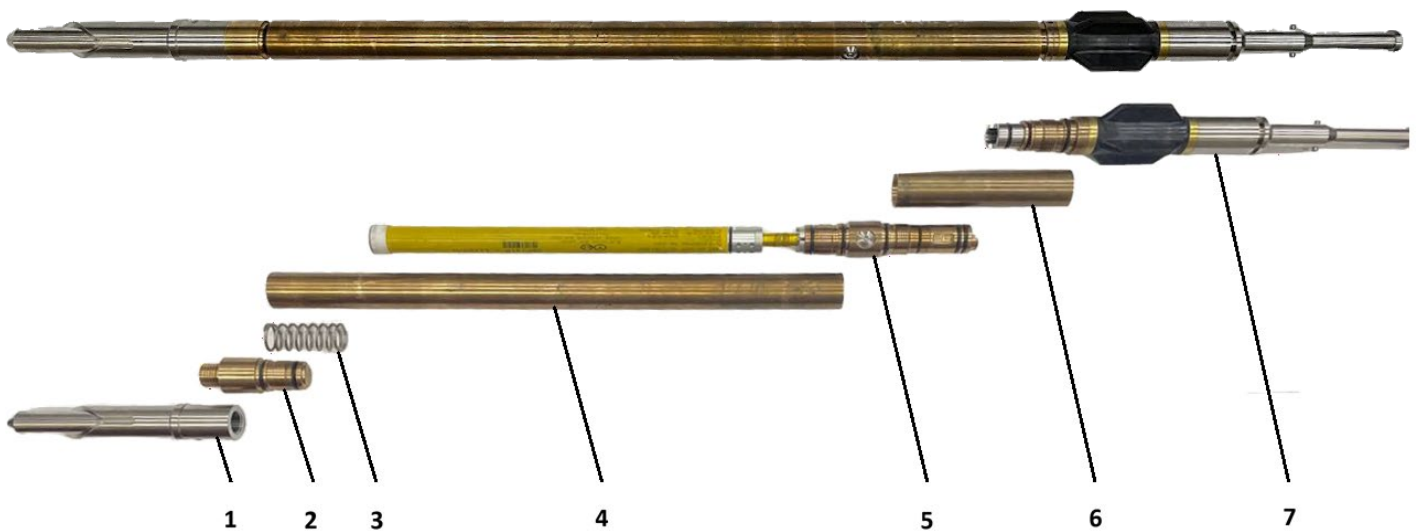


Рисунок 4.2. Схема компоновання пристрою

1 – нижній кінець модуля; 2 – двох ніпельний перехідник; 3 – амортизуюча пружина; 4 – головний корпус; 5 – батарея з клапанним корпусом; 6 – верхній перехідник; 7 – ловильна шийка

Щоб розширити сферу застосування приладу та використовувати його в різних діаметрах стовбура свердловини корпусна частина буде виготовлена в діаметрах, які відповідають стандартним типорозмірам ОБТ та інших елементів КНБК, а саме: 241.1 мм, 228.6 мм, 203.2 мм, 171.4 мм та 127 мм. Це дозволить використовувати збірку з

долотами діаметром 444.5 (393.5 мм) мм, 311.15 (295.3 мм), 215.9 мм та 152.4 мм (165.1 мм), що покриває всі наявні діаметри свердловин в ДДЗ.

Обладнання може бути зібрано та змонтовано як на базі виробничого обслуговування так і в умовах бурової установки. При оперативній необхідності отримання польових даних в інженера на свердловині має бути в наявності блок зчитування даних для вивантаження з пам'яті вибійних параметрів.

#### **4.5 Стандартизація величин вібрацій та методика їх обчислення під час вимірювання**

Сучасні акселерометри вимірюють миттєве прискорення виражене в шоках. Шок – це миттєве утворення енергії, викликане ударом долота, елементом КНБК чи бурильної колони об стінки або вибій свердловини. Повторювані пікові значення не є проблематичними для будь-якого типу обладнання, навіть якщо це значення більше в десять разів від номінального значення 10 g ( $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ ). Це значення може бути допустимим, як для поперечних так і осьових шоків, якщо вони не відбуваються занадто часто. Хоча такі високі пікові значення перевищують допустимі межі для певного виду пошкоджень (руйнування крихкого матеріалу, непружна деформація, втома металу), кожна подія, як правило, не несе багато енергії [105].

Певний вид середнього прискорення або енергетичний вміст коливань є більш релевантним для прогнозування втоми матеріалу. Таким чином, саме середньоквадратичне (RMS) усереднення прискорень вимірюють енергетичний вміст коливань. Для безперервного вібраційного сигналу  $x(t)$  протягом періоду часу  $T$  обчислюється справжнє середньоквадратичне значення (RMS):

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [x(t)]^2 dt} \quad (4.1)$$

Використовується умовне позначення поперечних та осьових вібрацій LRMS та ARMS відповідно, де: LRMS — це середньоквадратичне значення прискорення в G в

поперечному напрямку (по вісям x-y) визначається з даних, які відстежуються протягом десяти секунд з моменту передачі попереднього значення; ARMS — це середньоквадратичне значення прискорення в G в осьовому напрямку (по вісі z) визначається з даних, які відстежуються протягом десяти секунд з моменту передачі попереднього значення.

Для вимірювання торсіонних вібрацій типу Stick-Slip використовується умовний індекс SSI. SSI – це індекс подій Stick-Slip за останні 10 секунд. Будь-яке значення понад 1,0 вважається повністю розвиненим Stick-Slip та визначається за формулою:

$$SSI = \frac{RPM_{max} - RPM_{min}}{2 * RPM_{average}} \quad (4.2)$$

Як правило, діапазон цієї змінної в реальному часі становить 0-5, але в пам'ять можна записати високі значення.

#### 4.6 Практичне використання пристрою Smart 4 при бурінні свердловин

У межах одного родовища було цілеспрямовано зіставлено вибірні вібрації та режими буріння, реєструючи як динаміку на вибої, так і поверхневі параметри (навантаження на долоті, оберти бурильної колони, крутний момент тощо) на двох близько розташованих свердловинах. На свердловині №1 використовувалося долото TD505KSX, а на свердловині №2 застосовано альтернативне долото T505KS зі зміненою конструкцією, яке має вищу торсійну стабільність і краще очищення міжлопатевого простору.

В обох випадках застосовано єдину методику моніторингу динаміки компоновки низу бурильної колони. У складі КНБК працював вибірний реєстратор коливань, який фіксував середньоквадратичні значення (RMS) поперечних (LRMS) та осьових (ARMS) коливань, а також індекс stick-slip (SSI). Записані вибірні сигнали синхронізували з поверхневими параметрами буріння – осьовим навантаженням на

долоті (WOB), швидкістю обертання колони (RPM), крутним моментом (Torque), витратою промивальної рідини (Flow), тиском на стояку (SPP) та механічною швидкістю буріння (ROP). Час і глибину приведено до єдиної шкали. Це дає змогу коректно зіставляти режими буріння, вібраційні події та ефективність руйнування породи між свердловинами. Узагальнені режими буріння, конструкція доліт і підсумковий стан озброєння наведені в таблиці 4.1. Порогові рівні для оцінювання «перевищень» задавалися на основі стабільних інтервалів роботи та залишалися незмінними для обох свердловин, що забезпечує коректне порівняння.

Ключова експериментальна відмінність між двома польовими спостереженнями – свердловиною №1 та свердловиною №2 стосується типу й конструкції долота, і ця відмінність не є випадковою. Після базового рейсу на свердловині №1 було проаналізовано інтегральні характеристики вибійної динаміки – частки часу, коли LRMS, ARMS або Slip перевищували узгоджені пороги, а також кількість повторюваних подій (серій stick–slip). Саме перевищення порогів і серійність подій у характерних глибинних “вікнах” вказали на кумулятивні втрати енергії на автоколивання, що супроводжувалося локальними просіданнями швидкості проходки та ознаками деградації озброєння. З огляду на ці висновки, для свердловини №2 на аналогічних інтервалах було цілеспрямовано змінено конструкцію долота: замість долота TD505KSX (Ø311 мм), використаного на свердловині №1, застосували T505KS (Ø311 мм), конструкція якого передбачає підвищену торсійну стабільність і ефективніше очищення носової зони. Безперервний запис вибійного реєстратора дав змогу оцінювати не лише пікові амплітуди LRMS, ARMS, Slip, а й інтенсивність (частку часу понад порогами) та повторюваність (кількість циклів). Саме ці інтегральні метрики відображають, яку частину підведеної потужності система витрачає на підтримання коливань, а яку безпосередньо на різання породи. Вони й стали підставою для обґрунтованої зміни долота та подальшої перевірки гіпотези про пригнічення stick–slip у польових умовах.

Зі зведених показників видно, що свердловина №2 забезпечує вищий середній ROP і не демонструє критичних ушкоджень озброєння за результатами рейсу. Натомість у свердловині №1 фіксувалися ознаки деградації ріжучих елементів (сколи в носовій частині та кільцевий знос) у зонах активних віброподій.

Таблиця 4.1

### Порівняння режимів буріння

Свердловина	Інтервал, (м)	Тип та діаметр долота	МШБ, (м/год)	Швидкість обертання, (хв <sup>-1</sup> )	Осьове навантаження, (т)	Продуктивність, (л/с)	Крутний момент, (кН·м)
№1	1931–2750	TD505KSX, Ø311.1 mm	7.3	110	5–12	52	6.8–24.4
№2	1715–2650	T505KS (S223), Ø311.1 mm	11.9	60–95	6–12	46–57	~ до 20

Для демонстрації відмінності зумовленої насамперед конструкцією долота, а не геологічною мінливістю, розглянемо дві пари інтервалів з однаковою глибинною прив'язкою на обох свердловинах.

Перша пара інтервалів буріння (2280–2380 м) – це референсна ділянка стабільної роботи бурильного інструменту. Динамічний графік по свердловині №1 зображено на рис. 4.3, а свердловини №2 на рис. 4.4. У межах цього інтервалу на обох свердловинах спостерігається стабільна, керована динаміка: поодинокі й короткі епізоди stick–slip (Slip), низькі рівні поперечних (LRMS) та осьових (ARMS) коливань, відсутність коливань крутного моменту, стабільна механічна швидкість проходки. Цю ділянку доцільно використовувати як референс для подальшого калібрування. Саме тут визначаються базові пороги для LRMS, ARMS та Slip, а також фонові значення частки часу понад поріг і кількості повторюваних подій. Іншими словами, це стан, коли переважна частка підведеної енергії спрямовується на різання породи, а не на підтримання коливань.

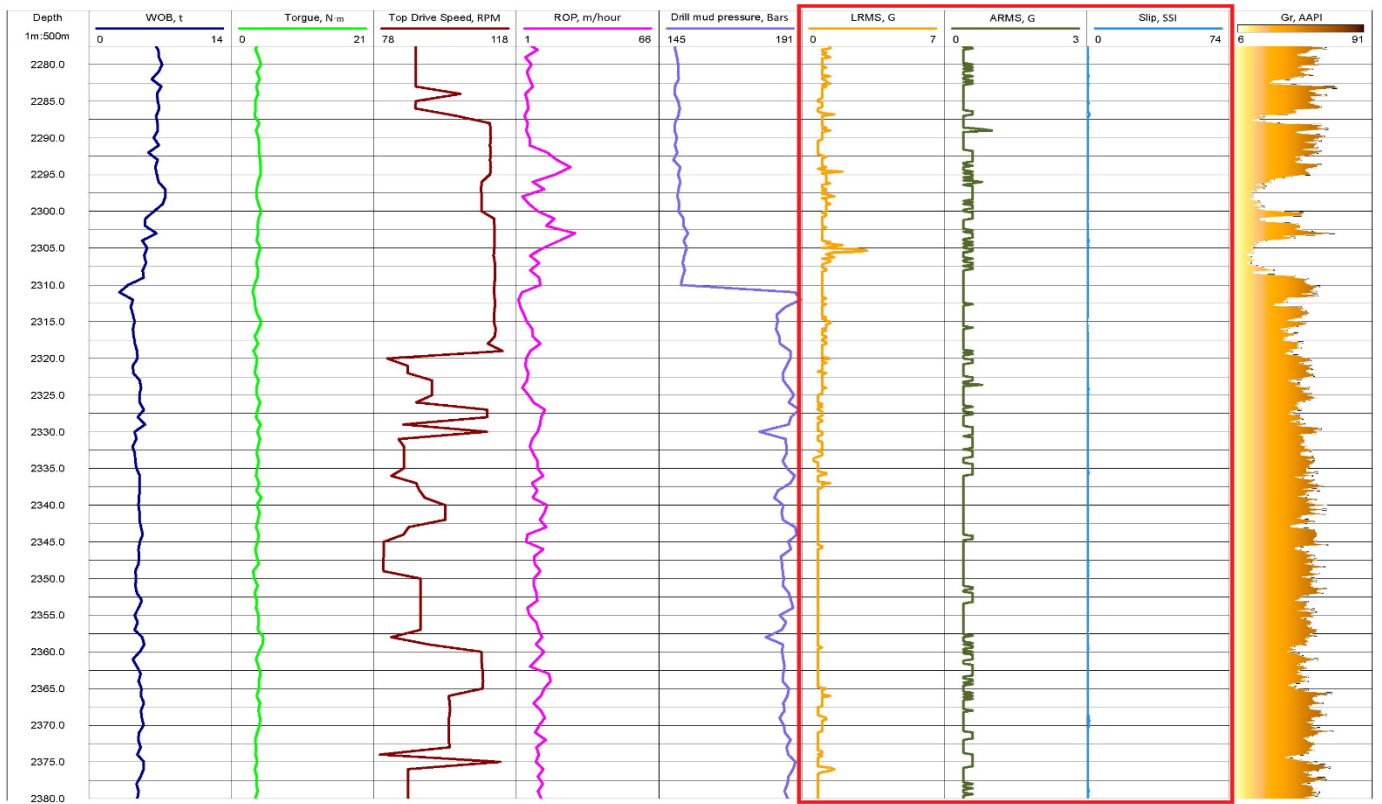


Рисунок 4.3. Свердловина №1, інтервал 2280 – 2380 м

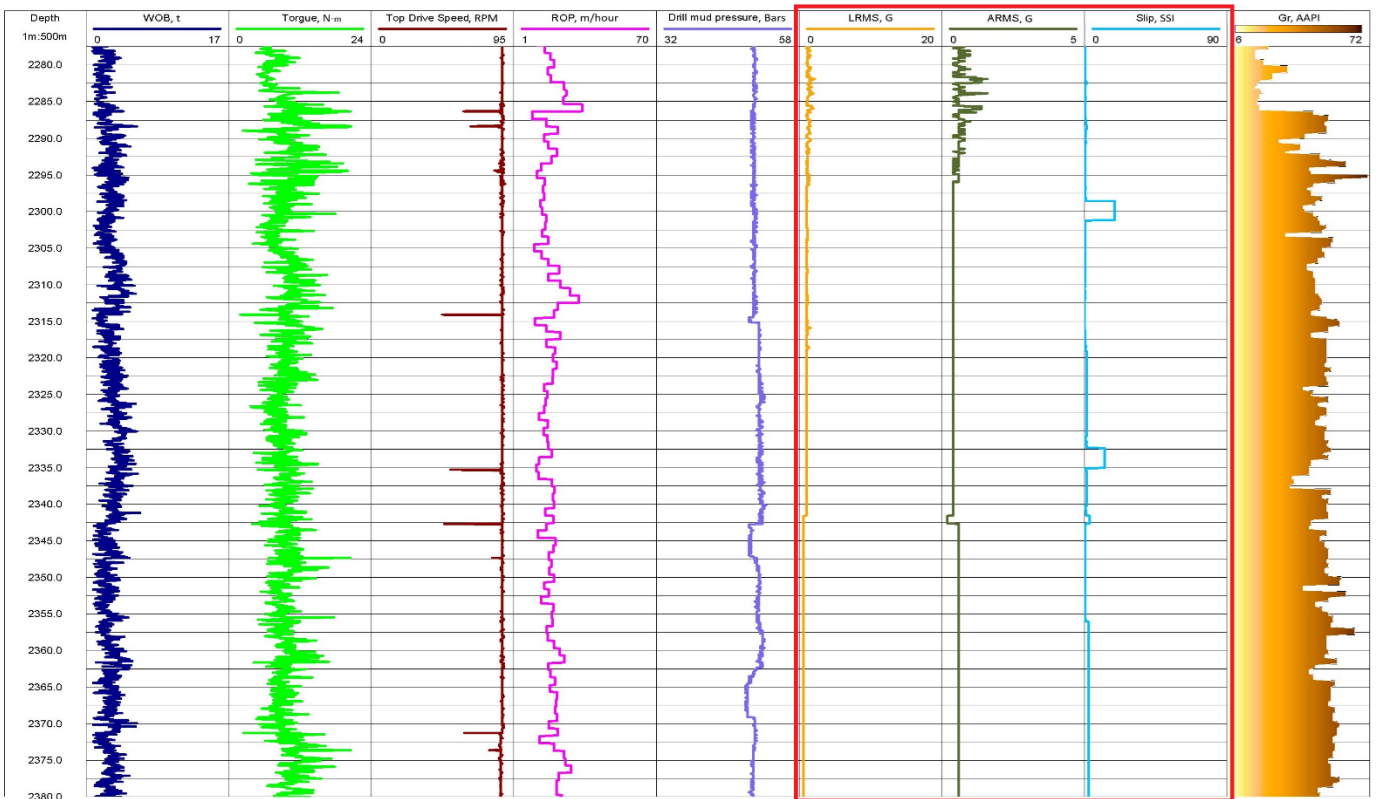


Рисунок 4.4. Свердловини №2, інтервал 2280 – 2380 м

Подальше поглиблення супроводжується зростанням твердості гірських порід і ризиком розвитку stick–slip, що підтверджується гамма-каротажем. На межі переходу до складнішого інтервалу конструкція долота та гідравлічний режим стають визначальними. Якщо вони не згладжують пікові крутні моменти та не забезпечують ефективного очищення, система «колона–КНБК–долото» може входити у ліміт-цикл автоколивань. На записах це проявляється серіями подій у колонці Slip, зростанням LRMS та ARMS і характерною амплітудою графіку крутного моменту. Було обмежено осьове навантаження (WOB), що призвело до локальних просідань швидкості буріння (ROP).

Друга пара інтервалів буріння 2425–2525 м – це перехід до товщі порід підвищеної міцності. У цьому інтервалі на свердловині №1 фіксуються серії stick–slip із синхронними підвищеннями LRMS та ARMS та коливанням крутного моменту, при цьому локальні зниження ROP узгоджуються з фазами накопичення й розрядження торсіонних деформацій у бурильній колоні (рис. 4.5). Отже, відчутна частка підведеної потужності витрачається на підтримання коливань, а не на корисне різання.

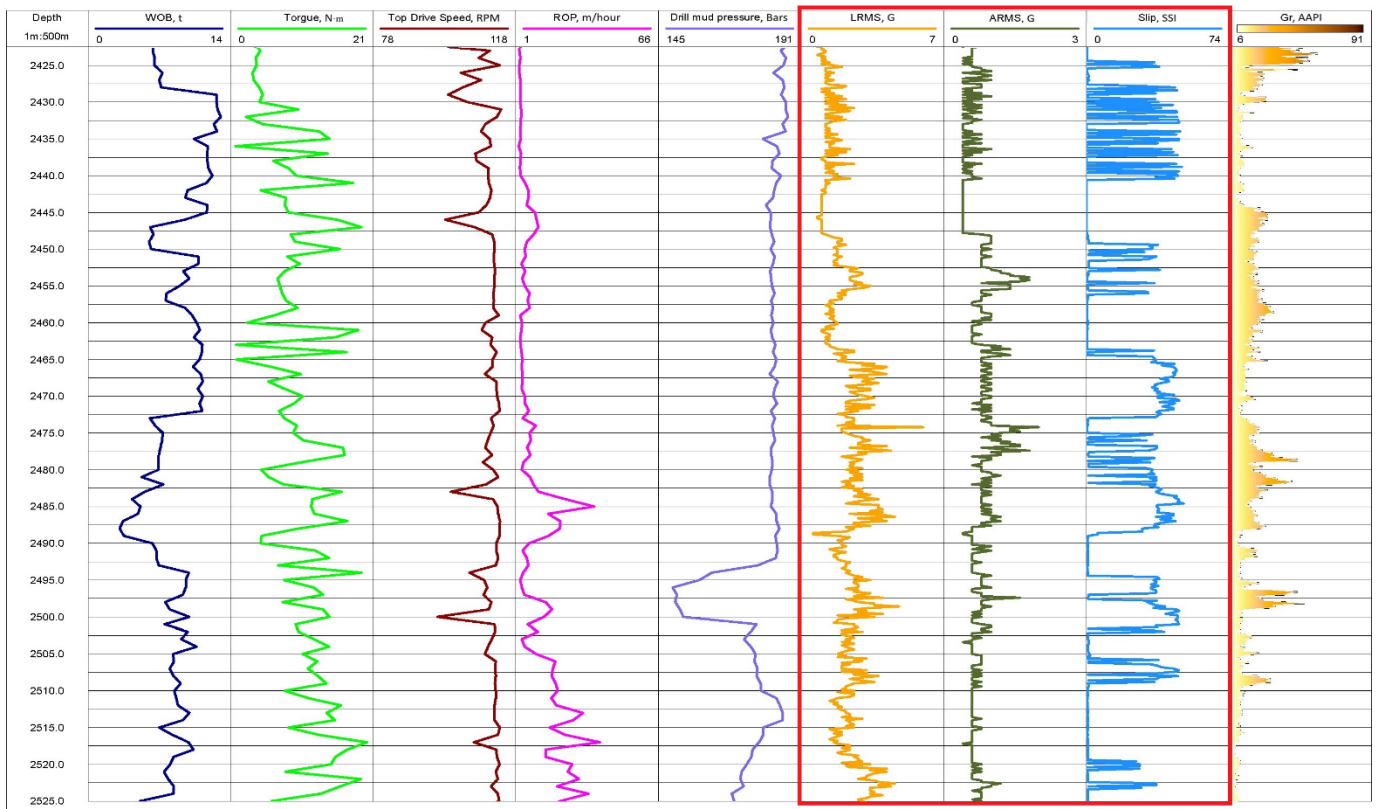


Рисунок 4.5. Свердловина №1, інтервал 2425 – 2525 м

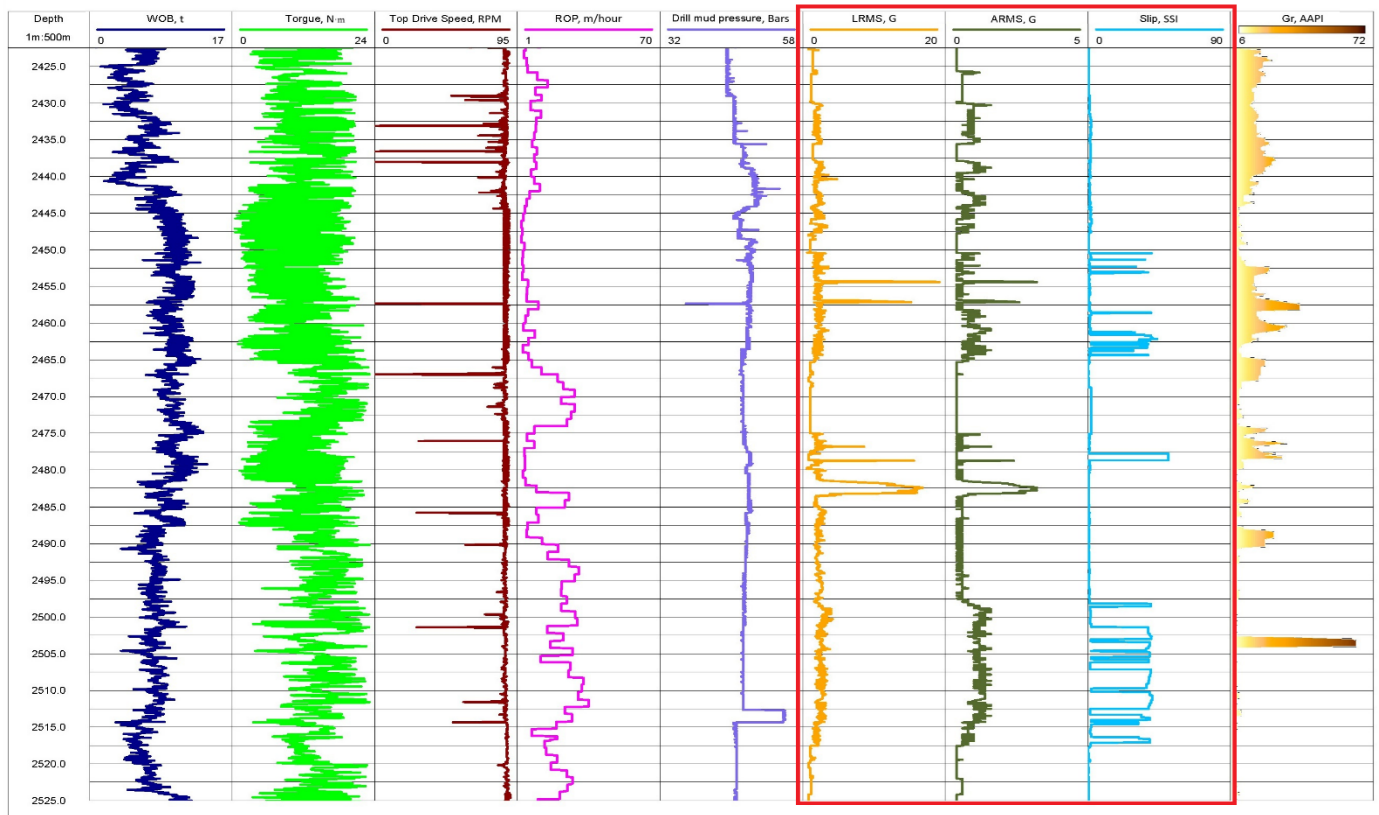


Рисунок 4.6. Свердловина №2, інтервал 2425 – 2525 м

Під час буріння свердловини №2, на тій самій глибині торсійні події зазвичай поодинокі та короткі, LRMS та ARMS утримуються в робочому діапазоні, а ROP не демонструє системних просідань (рис. 4.6). Це свідчить про вищу торсійну стабільність альтернативної конструкції долота: початкові коливання не переходять у каскад, частка часу понад пороги для LRMS, ARMS, Slip є меншою, так само як і повторюваність подій. Відповідно, більша частка енергії йде на різання, що узгоджується і з вищим середнім ROP, і з відсутністю критичних ушкоджень озброєння долота за підсумками рейсу.

Отже, у відносно однорідних породах невисокої міцності обидва долота працюють подібно, тоді як у перехідному інтервалі підвищеної міцності альтернативна конструкція долота системно зменшує тривалість динамічних показників вище порогових значень та знижує повторюваність подій, це безпосередньо підвищує ефективність буріння (ROP) і сприяє збереженню озброєння долота.

Фотофіксація стану доліт доповнює реєстрацію вибійної динаміки і дозволяє предметно пов'язати перебіг коливальних процесів із фактичним характером зношування. Після буріння свердловини №1 загальний вигляд долота до та після рейсу (рис. 4.7 а, б) демонструє початок кільцевого зносу по корпусу та лопатях без втрати діаметру. Крупні плани носової зони фіксують сколи PDC-різців і місцями відшарування алмазної пластини; на периферії – сколи кромки і дрібну тріщинуватість, характерні ознаки зносу озброєння при наявності торсіонних коливань. У сумі це формує характерний «портрет» ударно-коливального навантаження. При такому навантаженні носові різці зазнають імпульсних контактів у фазах зриву торсіонних автоколивань (stick-slip), що пояснює сколи й відшарування, тоді як периферія накопичує абразивне зношування на тлі періодичної нестабільності різання. Канали промивки та крайки лопатей мають локальні стертості у напрямі відводу шламу, що узгоджується з погіршенням очищення в моменти динамічних піків. Сукупність дефектів свідчить про істотні втрати енергії на коливання та підвищений ризик прогресуючого пошкодження при продовженні роботи.



а

б

Рисунок 4.7. Долото TD505K SX: а – нове долото, б – після роботи в свердловині

Для свердловини №2 доцільно враховувати відмінності конструкції долота T505KS, що орієнтоване на вищу торсійну стабільність і покращене очищення. Замість другого ряду ріжучих елементів застосовано сферичні карбід-вольфрамові вставки, які знижують врізання озброєння в породу в перехідних товщах, вузчі лопаті збільшують міжлопатевий простір, а додатковий гідромоніторний отвір підсилює гідравлічне очищення в носовій зоні. Після рейсу фотографії фіксують відсутність критичних ушкоджень ріжучої структури (рис. 4.8), рівномірний помірний «робочий» знос без ознак ударного руйнування, чисті промивальні канали, збережений діаметр і цілісні носові різці без сколів і відшарування алмазних пластин. Така картина узгоджується з короткими та нечастими епізодами торсійної нестабільності, тобто початкові збудження не переходять у каскад, енергія витрачається на різання, а не на підтримання автоколивань, що проявляється стабільнішою механічною швидкістю проходки та відповідно характером зносу долота.



а

б

Рисунок 4.8. Долото T505KS: а – нове долото, б – після роботи в свердловині

Отже, порівняння стану бурових доліт «до та після рейсу» на двох свердловинах показує послідовний причинно-наслідковий зв'язок: там, де торсійна нестабільність набуває серійного характеру, носова зона PDC-долота отримує ударні навантаження і швидко деградує; натомість конструктивні особливості іншого долота, спрямовані на пригнічення stick-slip, переводить роботу в енергетично ефективний режим і залишає долоті лише ознаки нормованого абразивного зношування без критичних дефектів. Цей візуальний «відбиток» добре корелює з різницею в продуктивності та керованості режимів, підкріплюючи рішення про зміну типу долота на проблемних інтервалах.

Якщо детально розглянути діаграми бачимо коливання КНБК по осям X-Y-Z в межах рекомендованих значень (0-5 G). Явище stick-slip можливо відслідкувати при збільшенні крутного моменту та зниженні швидкості обертання бурильної колони. Утворення цього типу торсійних коливань обумовлено неоднорідністю гірських порід, агресивністю долота та високим осьовим навантаженням. Щодо поперечних та осьових коливань – дані події в більшості випадків виникають одночасно з торсійними коливаннями, тому можливо зробити висновок, що торсійні вібрації виникають ряд інших вібрацій.

Існують загальні рекомендації щодо боротьби з негативною динамікою КНБК:

- 1) Зменшувати агресивність долота;
- 2) Збільшувати довжину калібруючої частини долота;
- 3) Використовувати більшу кількість опорно-центруючих елементів;
- 4) Зменшувати осьове навантаження та збільшувати швидкість обертання бурильної колони.

Але як правило, щоб проводити ефективне управління вібраціями, в першу чергу необхідно мати технічні засоби для отримання інформації з вибою в режимі реального часу, тобто у КНБК мають завжди бути включенні системи вимірювань під час буріння (MWD та LWD), що не передбачається можливим оскільки це додаткові витрати. Подібні системи зазвичай використовують лише на похило-скерованих ділянках. Інший аспект – це неможливість розширити вікно частоти обертання при

використанні традиційної компоновки для ПСБ (ГВД та телесистема). Згідно загальноприйнятим рекомендаціям при утворенні коливань необхідно збільшити обертання бурильної колони до 80-100 об/хв. Якщо при бурінні з РКС це ще можливо, але при бурінні з ГВД з встановленим кутом перекосу не рекомендується перевищувати значення 30-45 об/хв.

Стосовно використання менш агресивних доліт та зменшення осьового навантаження – всі бурові та видобувні компанії намагаються пришвидшити процес спорудження свердловини, тому що час це кошти. А впровадження таких заходів призведе до збільшення бюджету та продовження терміну буріння свердловини, що не передбачається можливим сьогодні.

Враховуючи вищевикладене можливо прийти до висновку, що для впровадження дієвої оптимізації необхідно використовувати технологію яка буде спроможна ефективно боротися з вібраціями та коливаннями та в свою чергу не буде обмежувати видобувні та бурові компанії в режимах буріння та механічній швидкості. Ця система має працювати в компоновці низу бурильної колони в автоматичному режимі, бути надійною, мати якомога простішу конструкцію та містити компоненти перевірені в подібних застосуваннях нафтогазової промисловості.

#### **4.7 Обґрунтування проведення стендових досліджень амортизатора**

На попередньому етапі досліджень було виконано реєстрацію та аналіз параметрів вібрацій бурильної колони безпосередньо в умовах буріння свердловини із застосуванням внутрішньосвердловинних вимірювальних систем. Отримані результати підтвердили наявність значних крутильних коливань та високочастотних торсійних вібрацій, які виникають в процесі взаємодії долота з гірською породою та негативно впливають на роботу елементів компоновки низу бурильної колони.

Незважаючи на високу інформативність польових вимірювань, умови буріння характеризуються значною кількістю неконтрольованих факторів, таких як зміна фізико-

механічних властивостей гірських порід, режимів буріння, тип КНБК та параметрів бурового розчину. Це ускладнює безпосередню оцінку ефективності окремих конструктивних рішень, спрямованих на зниження рівня крутильних коливань.

З метою перевірки працездатності запропонованої конструкції амортизатора та дослідження його впливу на динамічні характеристики системи проведено натурний експеримент на спеціально розробленій випробувальній установці. Для забезпечення можливості багаторазового відтворення однакових умов експерименту використано зменшену модель амортизатора, геометричні та функціональні параметри якої відповідають принципу роботи повнорозмірного виробу.

Застосування стендової установки дозволяє створювати контрольовані режими навантаження, відтворювати крутильні коливання та оцінювати вплив жорсткісних характеристик амортизатора на величину крутного моменту і рівень вібрацій. Таким чином, проведення стендових досліджень є логічним продовженням польових вимірювань та необхідним етапом експериментальної перевірки ефективності запропонованого технічного рішення.

#### **4.8 Вибір породоруйнівного інструменту**

З метою наближення експерименту до реальних експлуатаційних умов прийнято рішення використати породоруйнівний інструмент з ріжучою структурою представленою полікристалічними алмазними різцями [1]. Для цього буде використовуватися чотирьох лопатеве долото типу PDC діаметром 92 мм, з однорядним розміщенням 13 мм різців на кожній лопаті (рис. 4.9). Враховуючи зовнішній діаметр долота, конфігурацію лопатей та діаметр різців можемо зробити висновок, що воно достатньо агресивне, щоб створювати коливання крутного моменту при різанні твердої гірської породи [7, 9]. Враховуючи конструктивні особливості експериментальної установки, а саме відсутність можливості подачі промивальної рідини, конструкція макету амортизатора не передбачає центрального

промивочного отвору. Рідина для охолодження долота буде подаватися безпосередньо в зону різання гірської породи ззовні. Для наглядної демонстрації роботи макету амортизатора необхідно створювати мікро заклинювання породоруйнівного інструменту під час експерименту. Це може бути досягнуто шляхом зміни режиму обертання та осьового навантаження, останнє регулюється подачою шпинделя радіально-свердлильного верстату 2A554.



Рисунок 4.9. Долото PDC

#### **4.9 Вибір гірської породи**

Як зазначалося вище система для зниження торсіонних вібрацій працює як регулятор крутного моменту та осьового навантаження в автоматичному режимі. Ключовими передумовами для функціонування цього пристрою є наступні фактори: висока агресивність бурового долота, надмірне осьове навантаження, перешарування та висока твердість гірських порід, значна швидкість обертання породоруйнівного інструменту [9, 21]. Більшість з цих чинників можливо відтворити в ході проведення експерименту за рахунок коректного підбору гірської породи та режиму буріння.

Для відтворення максимально жорстких умов експлуатації експериментальної установки необхідно здійснити коректний вибір гірської породи. В таблиці 4.2 приведена класифікація гірських порід за діапазонами твердості (міцність на стиск) [52]:

### Класифікація деяких гірських порід по твердості

Клас порід	Тип порід	Твердість, PSI
М'які породи	тальк, сланець, глина	0 - 6000
Середні породи	вапняк, мармур, сланець	7000 - 15000
Тверді породи	граніт, гнейс, базальт	25000 - 48000
Дуже тверді породи	кварцит, таконіт	26000 - 50000

Серед доступних та широко розповсюджених матеріалів, які мають достатню твердість та міцність на стиск найбільш оптимальним є граніт, твердість якого складає близько 25000 PSI. Граніт є магматичною гірською породою, яка утворюється при повільному охолодженні магми в земній корі. Складається переважно з кварцу, польового шпату і слюди. Це обумовлює його зернисту структуру, високу міцність, а також твердість та стійкість до стирання. Кристалічна та різнозерниста структура граніту дозволить відтворити нерівномірність балансу розподілення сил на ріжучій структурі породоруйнівного інструменту при його руйнуванні. Це буде мати позитивний ефект та передумови для роботи макету амортизатора.

#### 4.10 Опис взірця амортизатора торсіонних вібрацій

Для стендової перевірки запропонованого принципу віброзахисту було спроектовано та виготовлено лабораторний взірець, конструктивно подібний до вибійного амортизатора торсіонних вібрацій бурильної колони. Конструктивне виконання взірця забезпечує його сумісність зі шпинделем радіально-свердлильного 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 вірця та його внутрішні компоненти представлено на рис. 4.10. Основним рухомим елементом пристрою є вихідний вал 1. З одного боку він має різьбову муфту з приєднувальною різьбою до долота МЗ-66, а з іншого – зовнішню багатозахідну трапецієподібну різьбу. Вихідний вал 1 взаємодіє з різьбовим корпусом 2, на внутрішній поверхні якого виконано багатозахідну різьбу з аналогічними геометричними параметрами. Разом вихідний вал і різьбовий корпус утворюють гвинтовий вузол лабораторного вірця, через який передаються крутний момент і осьове навантаження.

Пружний вузол розміщено в пружинному корпусі 3, який послідовно з'єднано з різьбовим 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 різьбу для з'єднання лабораторного вірця з конусом Морзе 5. З боку різьбової частини вихідний вал 1 послідовно з'єднаний із пружинним валом, на якому розміщено пакет тарілчастих пружин і фіксуючу гайку. Ці елементи показано на рис. 4.10, б.

У початковому положенні пакет тарілчастих пружин має задане попереднє підтискання. Зростання крутного моменту на вихідному валу спричиняє відносне 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 вірця, наведено в таблиці 4.3.

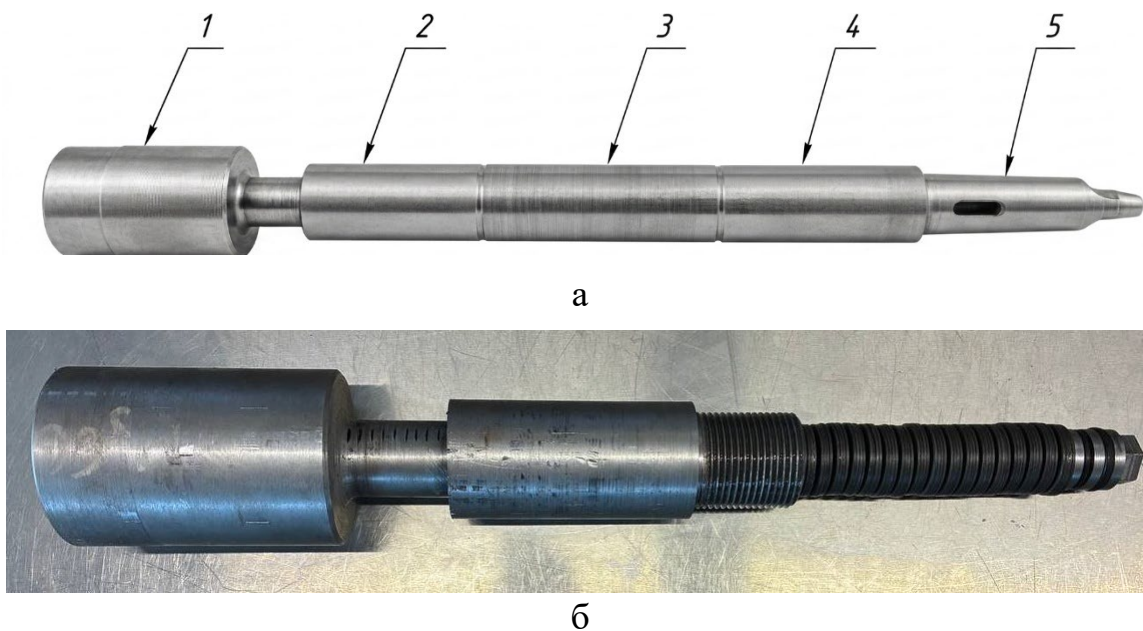


Рисунок 4.10. Лабораторний взірець амортизатора: а – зовнішній вигляд; б – внутрішні компоненти; 1 – вихідний вал; 2 – різбовий корпус; 3 – пружинний корпус; 4 – верхній перехідник; 5 – конус Морзе для встановлення у шпиндель верстата 2A554

Особливої уваги заслуговує багатозахідний гвинтовий вузол амортизатора (рис. 4.11). Він складається з вихідного вала із зовнішньою багатозахідною трапецієподібною різьбою та різбової втулки 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 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.

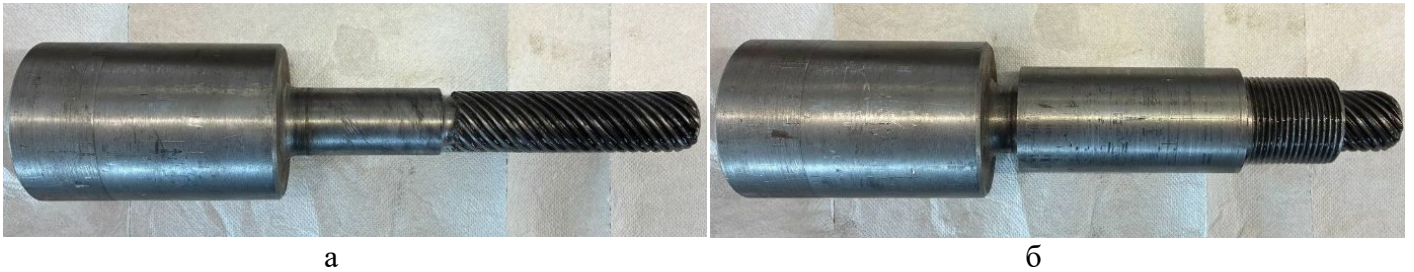


Рисунок 4.11 – Багатозахідний гвинтовий вузол амортизатора: а – вихідний вал із зовнішньою багатозахідною гвинтовою поверхнею, б – гвинтовий вузол у зібраному стані

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.

Таблиця 4.3

**Конструктивно-кінематичні параметри гвинтового та пружного вузлів лабораторного вірця амортизатора**

Гвинтова пара		
Параметр	Значення	Одиниці
Тип різьби	багатозахідна трапецієподібна	–
Характер гвинтової пари	несамогальмівна	–
Зовнішній діаметр різьби	32	мм
Крок різьби	6	мм
Кількість заходів	14	шт.
Хід різьби	84	мм
Кут підйому гвинтової лінії	42,676	град
Переміщення за один оберт	84	мм/об

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 числову модель механізму передавання крутного моменту та осьового навантаження в такому амортизаторі автором раніше представлено в роботі (Розділ 3).

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 таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

**Калібрувальна характеристика гвинтового та пружного вузла амортизатора**

Хід вихідного вала x, мм	Крутний момент T, 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

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 результати 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.

#### 4.11 Вибір типу та компонування тарілчастих пружин

Для забезпечення оптимального демпфування під час руйнування гірської породи на експериментальній установці, необхідно вибрати дослідним шляхом найбільш відповідну жорсткість пружин та спосіб їх компонування. В якості вузла демпфування можуть бути використані два типи тарілчастих пружини HENNLICH 0341 та 0343 DIN 2093. Ключова відмінність між вищезазначеними пружинами це товщина та матеріал. Буде проведено порівняння між пружиною товщиною 1 мм та 1.5 мм – 0341 та 0343 відповідно. Ключова відмінність між цими елементами полягає в силі стиснення та прогині пружини, де для пружини 0341 сила стиснення на 75% складає 1174 Н, а хід складає 0.94 мм, а для пружини 0343 сила стиснення на 75% складає 2725 Н, а хід складає 0.75 мм. Основні технічні характеристики зазначені нижче (таблиця 4.5 та 4.6):

Таблиця 4.5

#### Технічні характеристики тарілчастої пружини 0341

Пружина типу 0341			
Матеріал	Ск 67	Висота при ході 50%, мм	1.63
Зовнішній діаметр, мм	34.00	Хід 50%	0.63
Внутрішній діаметр, мм	12.30	Сила 50%, Н	997.7
Товщина, мм	1.00	Висота при ході 75%, мм	1.31
Висота пружини	2.25	Хід 75%	0.94
Висота при ході 25%, мм	1.94	Сила 75%, Н	1174.00
Хід 25%	0.31	Критичне навантаження, Н	1258.00
Сила 25%, Н	637.1	Вага, г	6.19

## Технічні характеристики тарілчастої пружини 0343

Пружина типу 0343			
Матеріал	50CrV4	Висота при ході 50%, мм	2.00
Зовнішній діаметр, мм	34.00	Хід 50%	0.50
Внутрішній діаметр, мм	12.30	Сила 50%, Н	1982.00
Товщина, мм	1.50	Висота при ході 75%, мм	1.75
Висота пружини	2.50	Хід 75%	0.75
Висота при ході 25%, мм	2.25	Сила 75%, Н	2725.00
Хід 25%	0.25	Критичне навантаження, Н	3397.00
Сила 25%, Н	1097.00	Вага, г	9.29

Для наглядного порівняння залежності зусилля та прогину пружин на 25-50-75% побудовано відповідні графіки (рис. 4.12 а, б). При збільшенні товщини пружини 0343 на 0,5 мм середнє значення зусилля прогину збільшується в 2,3 рази а прогин зменшується в середньому в 1,25 разів. Підведемо підсумки – в разі недостатньої жорсткості пружин 0341 альтернативно може бути використаний тип 0343, де при збільшенні зусилля прогину в 2,3 рази ми втрачаємо лише близько  $\frac{1}{4}$  значення загального прогину пакету за умови аналогічної схеми компоновання.

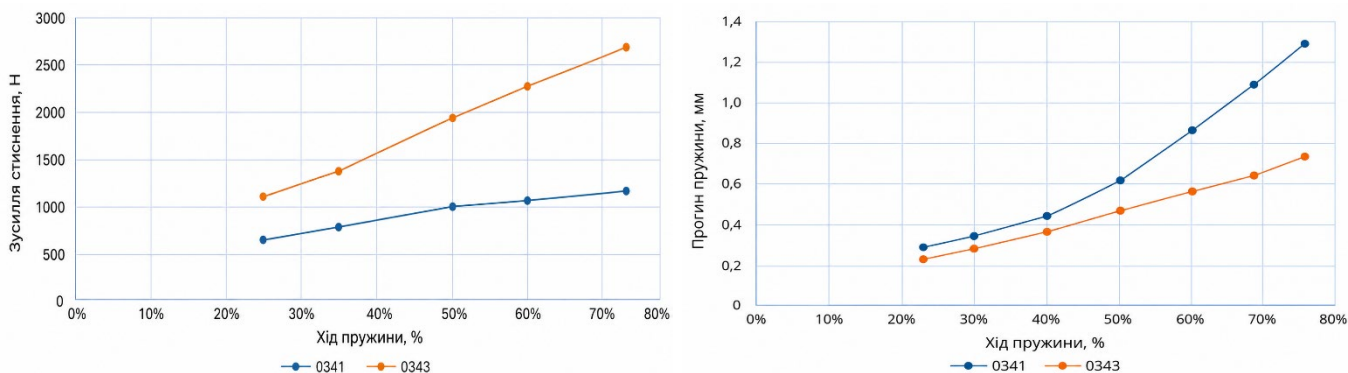


Рисунок 4.12. Порівняння зусилля стиснення (а) та прогину (б) пружин (Н) 0341 і 0343

Для попередження досягнення критичного навантаження, яке буде діяти на пружини під час роботи механізму хід пружин має бути не більше 75% від загального прогину.

Оскільки величина крутного моменту при бурінні гірської породи на експериментальній установці не визначена, ми не можемо провести обчислення крутного моменту необхідного для стиснення вихідного вала числовим та числовим методом, як це здійснювалося для моделі бурового амортизатора в РОЗДІЛІ 3. При відомому зусиллі стиснення пружин крутний момент визначено практичним шляхом за допомогою динамометричного ключа. Для відстеження фактичного переміщення вала макету при прикладенні визначеного крутного моменту на вихідний вал макету нанесено відповідні позначки з кроком 5 мм.

В таблиці 4.7 приведені емпіричні результати при використанні 30 серій, по дві тарілчасті пружини типу 0341 в кожній серії.

Таблиця 4.7

**Компонування №1**

Співвідношення крутного моменту та ходу вихідного вала			
Хід вала, мм	Крутний момент, Н·м	Прогин пружини, %	Зусилля стиску пружин, Н
0	0	0	0
5	10	6,6	168,2
10	13	13,3	338,9
15	16	20,0	509,7
20	22	26,6	660,2
25	25	33,3	756,8
30	30	40,0	853,5
35	32,5	46,6	948,7
40	35	53,3	1021,0
45	40	60,0	1068,2

Таблиці 4.8 приведені емпіричні результати при використанні 19 серій з паралельним встановленням, по чотири тарілчасті пружини типу 0341 в кожній серії.

Таблиця 4.8

### Компонування №2

Співвідношення крутного моменту та ходу вихідного вала.			
Хід вала, мм	Крутний момент, Н·м	Прогин пружини, %	Зусилля стиску пружин, Н
0	0	0	0
5	25	10,5	267,6
10	33	21,1	537,7
15	40	31,5	730,9
20	48	42,1	883,8
25	55	52,6	1016,0
30	59	63,1	1090,1
35	70	73,7	1164,8

В Таблиці 4.9 приведені емпіричні результати при використанні 27 серій по дві тарілчасті пружини типу 0343 в кожній серії.

Таблиця 4.9

### Компонування №3

Співвідношення крутного моменту та ходу вихідного вала.			
Хід вала, мм	Крутний момент, Н·м	Прогин пружини, %	Зусилля стиску пружин, Н
0	0	0	0
5	40	9,2	403,7
10	55	18,5	811,8
15	70	27,7	1192,6
20	85	37,0	1521,8
25	100	46,2	1847,5
30	140	55,5	2145,5
35	155	64,8	2421,9
40	170	74,0	2695,3

В Таблиці 4.10 приведені емпіричні результати при використанні 17 серій з паралельним встановленням, по чотири тарілчасті пружини типу 0343 в кожній серії.

## Компонування №4

Співвідношення крутного моменту та ходу вихідного вала.			
Хід вала, мм	Крутний момент, Н·м	Прогин пружини, %	Зусилля стиску пружин, 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

Вищезазначені залежності описують залежності ходу вихідного вала та крутного моменту і прогину пружин та з різними типами тарілчастих пружин та варіантами їх компонування (рис. 4.13 а, б).

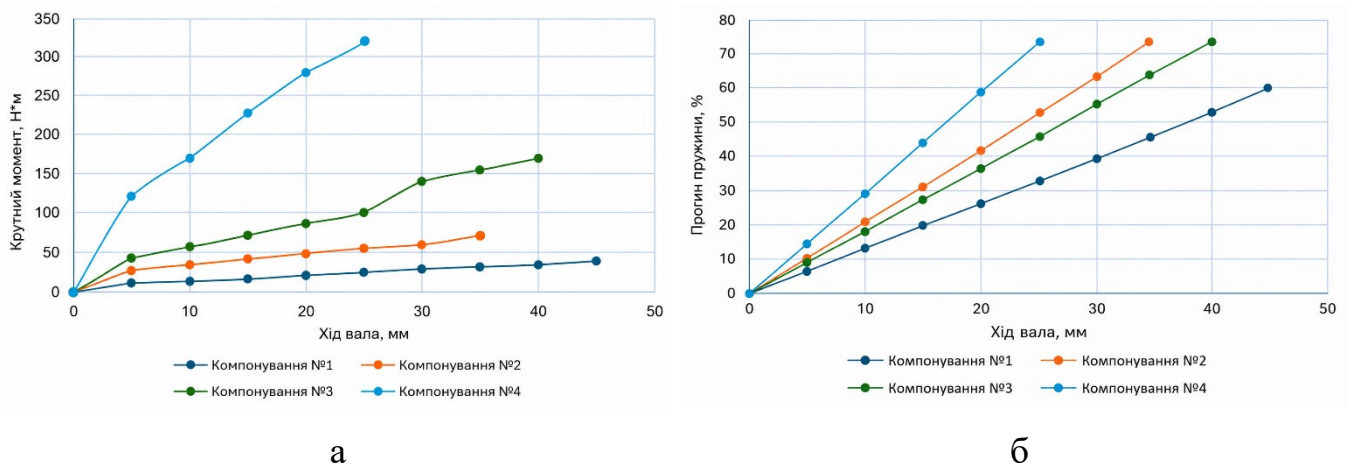


Рисунок 4.13. Залежності ходу вихідного вала та крутного моменту (а) і прогину (б) пружин 0341 і 0343

Підбір оптимальної жорсткості амортизатора буде здійснюватись експериментальним шляхом. В першу збірку експериментальної установки включено компонування під умовним номером 2 (відповідно до таблиці 4.8), з 19 серіями з паралельним встановленням, по чотири тарілчастих пружини типу 0341 в кожній серії.

#### 4.12 Короткий опис експериментальної установки

Експериментальну установку виконано на базі радіально-свердлильного верстату типу 2А554 (рис. 4.14), який призначений для свердління, розсвердлювання, зенкерування, розточування отворів, нарізання різьби мітчиками, підрізання торців різцем, а також виконання інших аналогічних операцій при обробці різних деталей. Верстат має компонування, яке дозволяє створити жорстку конструкцію вузла, не допускаючи зміщення осі шпинделя відносно колони.

Верстат має механізм автоматичного вимкнення при досягненні заданої глибини свердління. Врівноваження шпинделя забезпечується спеціальною противагою, що допускає зручне регулювання з робочого місця в разі зміни маси інструменту.



Рисунок 4.14. Експериментальна установка на базі верстата 2А554

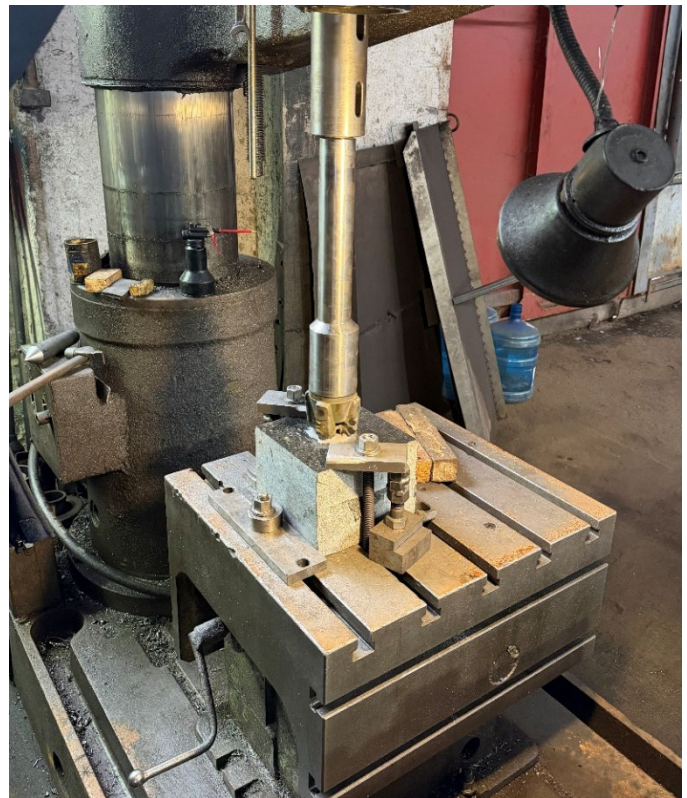
### 4.13 Хід проведення експерименту

В основу цього експерименту покладено порівняння швидкості буріння гірської породи при рівних умовах, таких як: режим обертання, режим подачі та фізико-механічних властивостей гірської породи. Експеримент проходив в три основних етапи:

- 1) Буріння проби граніту без пружної муфти (з жорстким з'єднанням долота з шпинделем верстату) – рис. 4.15 (а, б);
- 2) Буріння проби граніту з пружною муфтою (амортизатор встановлено між долотом та шпинделем верстату). Експериментальну установку оснащено компонуванням тарілчастих пружин №2 – рис. 4.19 (а, б);
- 3) Буріння проби граніту з пружною муфтою (амортизатор встановлено між долотом та шпинделем верстату). Експериментальну установку оснащено компонуванням тарілчастих пружин №4 – рис. 4.21 (а, б).



а



б

Рисунок 4.15. Свердильний верстат 2А554 з жорстким з'єднанням долота

Перед виходом на різні робочі режими було сформовано профіль «вибою» при мінімальних обертах та подачі шпинделя (18 об/хв та 0,18 мм/об відповідно). Протягом приробки бурового долота були присутні радіальні колювання за відсутності достатнього центрування долота та жорсткого вала. Сформовано «вибій» на глибині 15 мм від зовнішньої поверхні проби граніту (рис. 4.16 а, б).



а



б

Рисунок 4.16. Профіль вибою сформованого долотом з жорстким з'єднанням з шпинделем верстату

Після формування профілю «вибою» було досягнуто рівномірної роботи долота. При подальшому руйнуванні гірської породи (рис. 4.17 а, б) проведено низку контрольних замірів співвідношення проходки до часу (таблиця 4.11). Для охолодження полікристалічних різців в зону контакту долота з пробою граніту

примусово подавалася вода, а після кожних пробурених 10 мм відривали долото від «вибою» з метою його очищення від шламу (рис. 4.18). Надмірна концентрація шламу в привибійній зоні могла б спотворити емпіричні дані та вплинути на показники механічної швидкості буріння. Відсутність циркуляції виключала можливість виносу шламу за межі зони різання.



а

б

Рисунок 4.17. Руйнування гірської породи при різних режимах обертання та подачі

Таблиця 4.11

**Узагальнені результати буріння проби граніту без пружної муфти**

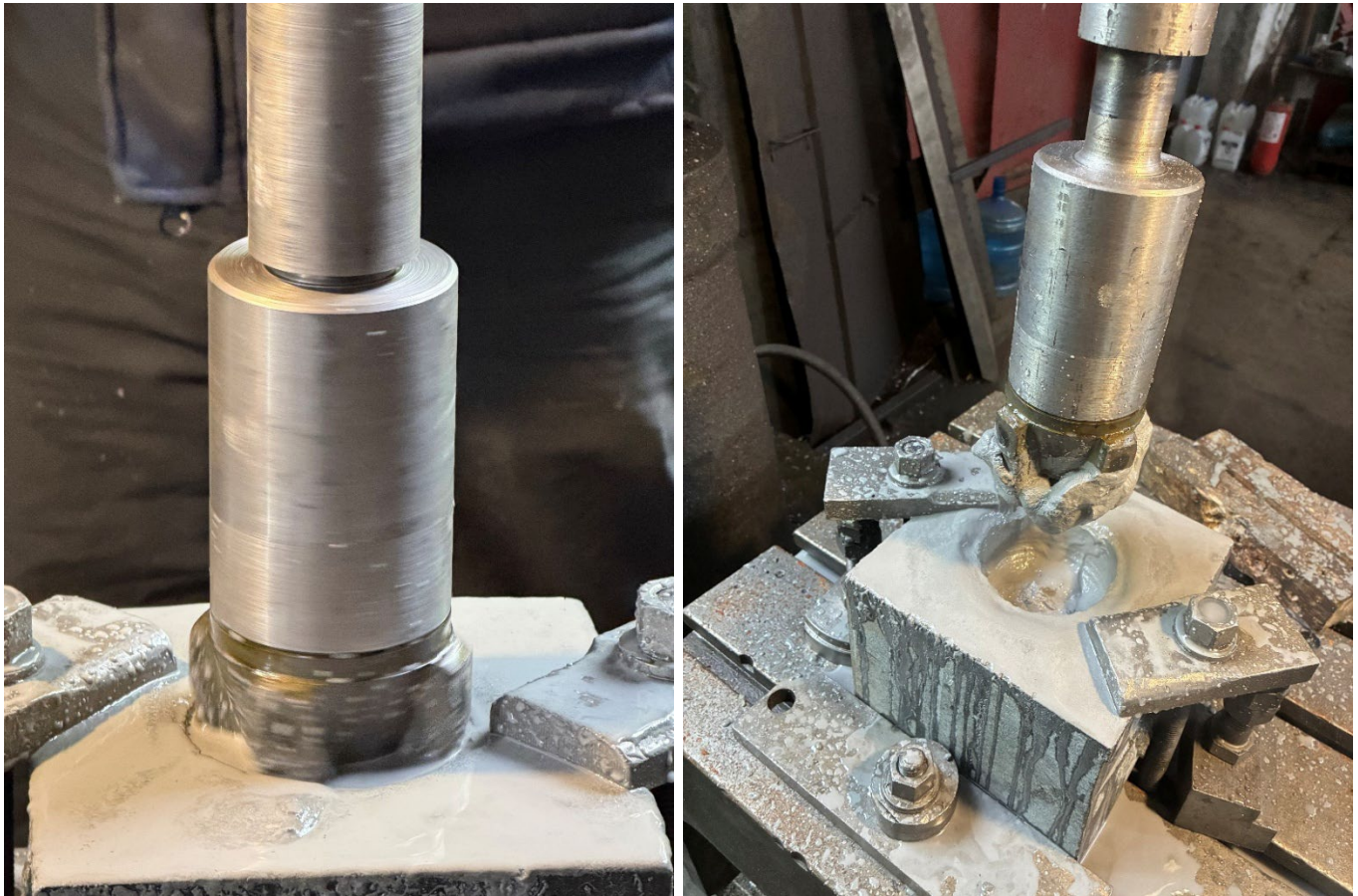
№ п/п	Проходка, мм	Час буріння, сек	Швидкість, об/хв	Подача, мм/об
1	10	302	18	0,08
2	10	164	45	0,08
3	10	127	56	0,125
4	10	105	71	0,18



Рисунок 4.18. Спресований шлам сконцентрований в міжлопатевому просторі долота

Під час першого етапу експерименту загалом пробурено 55 мм (формування вибою 15 мм та 4 контрольних заміра по 10 мм). Після чого жорсткий вал замінено на амортизатор торсіонних вібрацій. Як зазначалося вище амортизатор було оснащено компонуванням пружин №2. В ході проведення цього етапу експерименту було виявлено що пристрій не володіє достатньою жорсткістю та не здатний протидіяти осьовому навантаженню, яке створює система автоматичної подачі шпинделя радіально-свердлильного верстату. При створенні мінімального осьового навантаження вираженого в подачі шпинделя верстату, амортизатор поступово перейшов в повністю стиснуте положення та знаходився в ньому до моменту відриву долота від «вибою». При режимі обертання 45 об/хв та подачі 0,08 мм/об

пробурено наступні 10 мм гірської породи за 160 секунд. Це значення корелюється з контрольним заміром №2 в таблиці 4.11, де буріння відбувалося при аналогічному режимі з жорстким з'єднанням долота та шпинделя верстату. Тобто використання амортизатора з компонованням пружин №2 є рівноцінним з першим етапом експерименту, де використовувалося жорстке з'єднання долота.



а

б

Рисунок 4.19. Буріння проби граніту з пружною муфтою та компонованням №2

Після отримання негативного результату, проведено оперативне переналаштування компоновання пружин амортизатора відповідно до таблиці 4.10 – використано компоновання пружин №4. Вибір компоновання ґрунтується на визначеному зусиллі повного стиснення інструменту при компонуванні №2, що складає крутний момент величиною 88 Н·м. В компонуванні №4 мінімальний хід вихідного

вала амортизатора (5 мм) забезпечується при прикладенні крутного моменту 120 Н·м, а максимальний хід вала 30 мм досягається при значенні 350 Н·м. Доцільним є використання діапазону 120 – 350 Н·м є найбільш раціональним за результатами проведення другого етапу експерименту. Використано нову пробу граніту (всі зразки було отримано з одного гранітного бруса) та сформовано профіль «вибою» бурового долота, при аналогічних обертах та подачі шпинделя (18 об/хв та 0,18 мм/об відповідно), як під час першого етапу експерименту. При формуванні профіля «вибою» відмічена більш рівномірна робота долота та майже повна відсутність радіальних коливань, які були під час першого етапу експерименту при бурінні з жорстким з'єднанням долота з шпинделем верстату. «Вибій» має більш чіткий профіль (рис. 4.20 б) в порівнянні з «вибоєм» сформованим за допомогою жорсткого з'єднання долота з шпинделем верстату (рис. 4.16 б).



а

б

Рисунок 4.20. Формування профілю «вибою» з пружною муфтою

В лабораторних умовах при бурінні однорідної породи складно відтворити внутрішньосвердловинні умови – де відбувається зміна гірських порід та їх фізико-механічних властивостей, що безпосередньо впливає на виникнення шкідливих торсіонних вібрацій. В нашому випадку нерівномірність роботи долота відбувається саме при напрацюванні профіля «вибою», де при різанні плоскої поверхні параболічна форма долота не забезпечує рівномірний контакт кожного різця з гірською породою.

Після формування профілю «вибою» було здійснено контрольні заміри швидкості буріння при аналогічних режимах буріння, як під час першого етапу експерименту. В процесі руйнування гірської породи відмічено хід вихідного вала в межах 10-15 мм, з подальшим розширенням інструменту при зменшенні подачі шпинделя. Необхідно відмітити, що при збільшенні швидкості обертання та подачі долота виліт вихідного вала також зменшувався. Тобто на стиснення пружних елементів впливає як осьове навантаження так і режим обертання.



а



б

Рисунок 4.21. Буріння проби граніту з пружною муфтою та компоуванням №4

#### 4.14 Результати експериментальних досліджень та їх аналіз

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

$$ROP = h / t, \quad (4.3)$$

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

Для додаткового узагальнення режимів буріння введено параметр режимної інтенсивності:

$$I = n \cdot f, \quad (4.4)$$

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 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 (табл. 4.12), де одночасно наведено усереднені дані по режимам буріння, часу проходки, обчисленої механічної швидкості і відносний приріст ROP.

Таблиця 4.12

##### Усереднені результати стендового буріння граніту PDC-долотом

№ режиму	$n / f$	$I$ , мм/хв	$t_{ж}$ , с	$t_{ам}$ , с	Сер. ROP <sub>ж</sub> , м/год	Сер. ROP <sub>ам</sub> , м/год	$\Delta$ ROP, %
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;  $\Delta ROP$  – приріст механічної швидкості буріння при застосуванні амортизатора

Графічне порівняння результатів подано на рис. 4.22. 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.

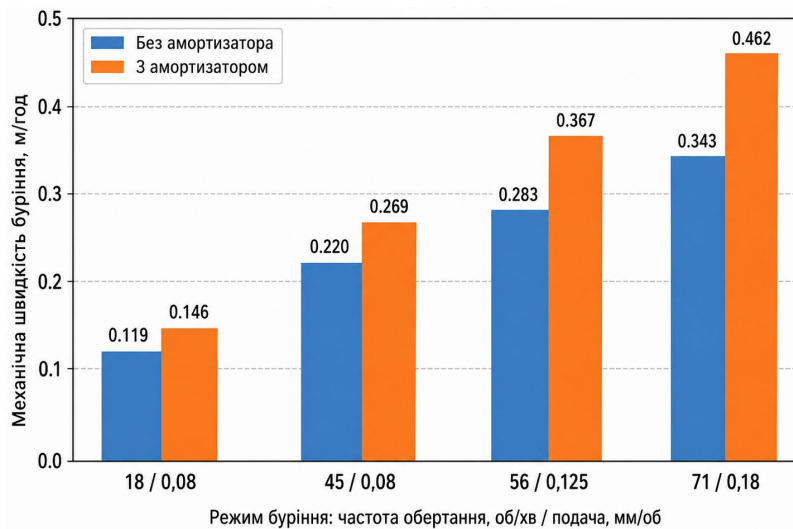


Рисунок 4.22. Порівняння механічної швидкості проходки з використанням амортизатора і без нього

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, 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. 4.23.

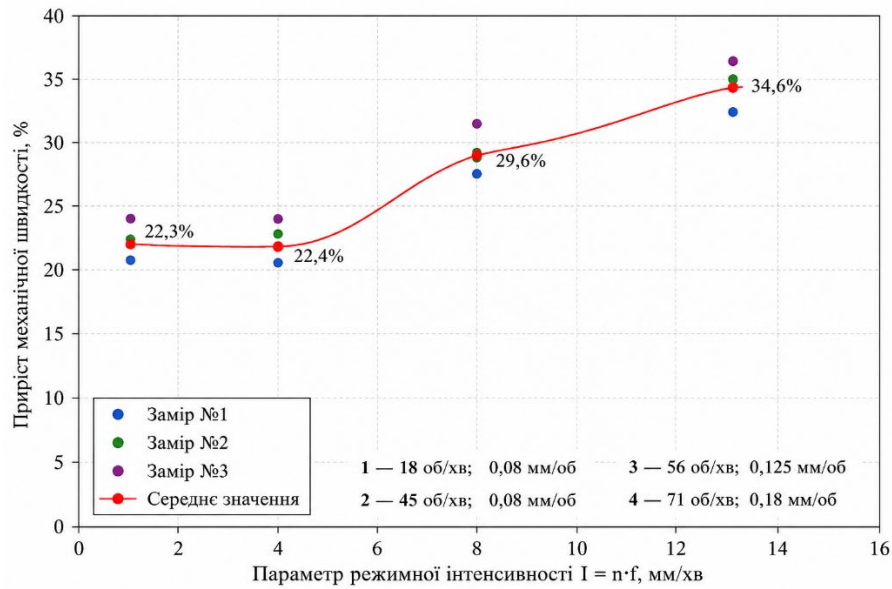


Рисунок 4.23. Відносний приріст механічної швидкості буріння при використанні лабораторного взірця амортизатора залежно від параметра режимної інтенсивності

Важливо розрізняти два показники: зменшення часу буріння і приріст механічної швидкості. За часом буріння виграш становив приблизно 18,2–25,7%, тоді як приріст механічної швидкості становив 22,3–34,6%. Рис. 4.23 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 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. 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. 4.24. 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 приробки долота спостерігалися радіальні коливання, а профіль вибою мав менш рівномірний характер (рис. 4.16, б). При використанні амортизатора формування вибою відбувалося рівномірніше, а профіль був чіткішим (рис. 4.20, б). 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.

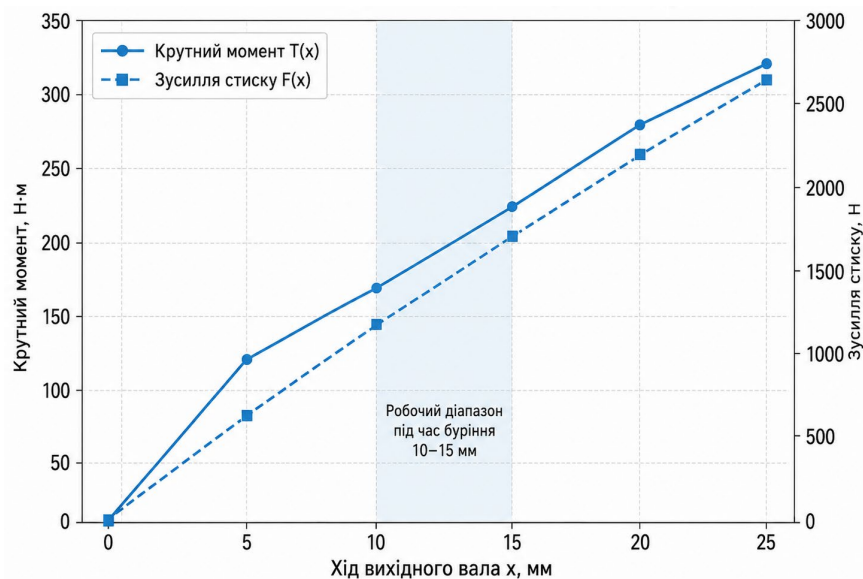


Рисунок 4.24. Калібрувальні характеристики гвинтового та пружного вузлів лабораторного взірця амортизатора

Інтегрально за чотири режими 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.

#### **4.15 Висновки до розділу 4**

Виконано обґрунтування необхідності створення автономного пристрою для реєстрації вибійних вібрацій, оскільки аварійні ситуації з елементами КНБК за статистикою становлять до 5 % від загальної кількості рейсів, тоді як у 95 % випадків буріння відбувається без детального аналізу фактичної динаміки вибійного інструменту. Запропоновано використати технологію Smart 4 як основу для реєстратора, що забезпечує запис осьових і поперечних вібрацій по трьох осях, фіксацію швидкості обертання долота на вибої, температури та явища stick-slip з періодичністю запису від 1 до 15 с, ресурсом автономної роботи 800–1000 год і робочою температурною до 180 °С.

Розроблено конструкцію автономного модуля реєстрації вибійних вібрацій, який може встановлюватися в різних точках компоновки низу бурильної колони – біля долота або поблизу опорно-центруючих елементів. Запропоновано виготовлення корпусних частин пристрою в типорозмірах від 127 мм, що дає змогу використовувати його з долотами діаметром від 152,4 мм і фактично перекриває більшість конструкцій свердловин, які споруджуються на родовищах Дніпровсько-Донецької западини.

Проведено польове порівняння динаміки буріння на двох близько розташованих свердловинах з долотами різного конструктивного виконання. На свердловині №1 у інтервалі 1931–2750 м використовувалося долото базового типу, при цьому середня механічна швидкість буріння становила 7,3 м/год. На свердловині

№2 у інтервалі 1715–2650 м застосовано долото відмінного типу, що забезпечило середню механічну швидкість 11,9 м/год за аналогічних режимів буріння, при цьому також зменшено кількість вібраційних подій. Доведено, що зменшення тривалості та повторюваності подій stick-slip безпосередньо пов'язане зі зростанням ефективності руйнування породи та збереженням озброєння долота.

Виконано експериментальне обґрунтування параметрів пружного вузла лабораторного взірця амортизатора торсіонних вібрацій. Для порівняння розглянуто тарілчасті пружини різної товщини, причому встановлено, що при збільшенні товщини пружини на 0,5 мм середнє зусилля прогину зростає приблизно у 2,3 раза, а величина прогину зменшується в середньому у 1,25 раза. Для компонування №4, що включало 17 серій з паралельним встановленням по чотири тарілчасті пружини у кожній серії, при ході вала 10–15 мм крутний момент становив 170–225 Н·м, а зусилля стиску пружного вузла – 1252,8–1773,1 Н. Саме цей діапазон був визначений як робочий для подальшої оцінки ефективності амортизатора.

Проведено стендові дослідження лабораторного взірця бурового амортизатора при бурінні контрольних інтервалів з кроком 10 мм PDC-долотом діаметром 92 мм по твердій гірській породі. Доведено, що застосування амортизатора зменшує час проходження контрольного інтервалу на 18,2–25,7 %, а приріст механічної швидкості буріння становить 22,3–34,6 %. Встановлено, що зі зростанням параметра режимної інтенсивності від 1,44 до 12,78 мм/хв ефективність амортизатора підвищується: при  $I = 1,44$  і  $3,60$  мм/хв приріст МШБ становив близько 22 %, при  $I = 7,00$  мм/хв – 29,6 %, а при  $I = 12,78$  мм/хв – 34,6 %. Це підтверджує працездатність запропонованої гвинтово-пружної системи та доцільність її подальшого використання для зниження торсіонних вібрацій під час буріння.

## РОЗДІЛ 5. ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 5.1 Опис динамічних навантажень які діють на амортизатор в свердловині

Буровий внутрішньосвердловинний амортизатор торсіонних коливань (рис. 5.1) призначений для поглинання торсіонних вібрацій та демпфування коливань крутного моменту при заклинці долота на вибої. Амортизатор містить три основні вузли.

Гвинтова пара – складається з вихідного вала (гвинт) та різьбового корпусу (гайка), які оснащені багатозахідною трапецеїдальною різьбою. Цей вузол призначений для перетворення обертового моменту в поступальний рух вихідного вала.

Пружинний вузол який містить в собі пакет тарілчастих пружин, які при стисненні накопичують в собі енергію поглинутих торсіонних вібрацій та розширюються по мірі зменшення та крутного моменту на долоті.

Система компенсації тиску представлена плаваючим поршнем, який розміщено на внутрішньому валу. Це забезпечує вирівнювання значення тиску в мастилонаповненій камері амортизатора з тиском циркуляції бурового розчину в трубному просторі для можливості тривалої та безвідмовної роботи інструменту в умовах свердловини.

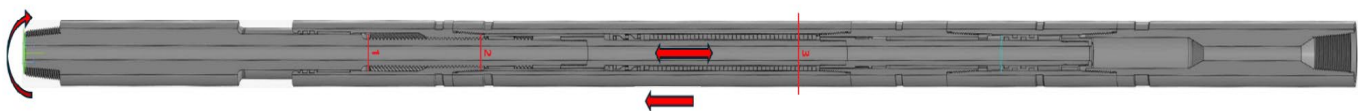


Рисунок 5.1. Схематичне зображення навантажень які діють на амортизатор та потенційно небезпечних січень.

Амортизатор розташовується в нижній частині КНБК безпосередньо над долотом. Від верхнього приводу або ротору бурової установки через колону бурильних труб передається обертовий момент з швидкістю обертання 40-100 об/хв. Корпус амортизатора сприймає момент обертання. Корпус з'єднується з вихідним

валом через багатозахідну трапецеїдальну різьбу (параметри різьби вказані в попередньому розділі).

До вихідного вала через наддолотний перехідник приєднується бурове долото типу PDC діаметром від 149,2 до 165,1 мм, яке при руйнуванні гірської породи може створювати крутний момент від 1000 до 4000 Н·м (залежно від агресивності долота, твердості та міцності гірських порід).

При бурінні свердловини до долота прикладається осьове навантаження, створене масою обважнених бурильних труб в діапазоні 2 – 9 т. Оскільки інструмент знаходиться безпосередньо над долотом на нього діє вся величина осьового навантаження і він постійно перебуває в стисненні. Тобто при бурінні інструмент сприймає сукупність навантажень: обертовий момент від ротора, осьове навантаження та крутний момент від долота.

Враховуючи пластові тиски на родовищах ДДЗ та густину бурового розчину який використовується при бурінні свердловин, максимальний робочий тиск, який діє на амортизатор може скласти близько 130 МПа, максимальна пластова температура складає не більше 160-165° С.

Основні компоненти (корпусні перехідники та внутрішні вали) будуть виготовлені зі сталі 45ХГМА з твердістю 300-320 НВ.

Як і будь-який свердловинний інструмент амортизатор сприймає ряд навантажень на: згин кручення, стиск та розтяг. На рис. 5.1 вище вибрано 3 потенційно найслабших місця цього інструменту: 1 – вихідний вал (гвинт), 2 – гвинтова пара, 3 – пружинний корпус.

## **5.2 Розрахунки на міцність та витривалість за трьома перерізами**

Розрахунок на міцність це один із найважливіших процесів у проектуванні деталей, конструкцій та механізмів. Розрахунки на міцність та витривалість – це оцінка здатності конструкції чи матеріалу витримувати діючі на нього різні

навантажень в різних умовах. Під час перевірки оцінюється насамперед ризик виникнення пошкоджень, деформацій та інших видів несправностей конструкцій чи матеріалів.

Міцністю деталі називається її здатність чинити опір дії навантажень, тобто. чинити опір руйнуванню чи виникненню неприпустимих пружних чи пластичних деформацій. Міцність деталі залежить від механічних властивостей матеріалу, характеру напруженого стану та інших факторів.

Механічні властивості металу визначаються характеристиками опору статичному руйнуванню (межі міцності при розтягуванні, стиску), опору пластичним деформаціям (межі плинності), опору втомному руйнуванню (межі витривалості), опору тривалому статичному руйнуванню, опору миттєвому руйнуванню, а також ударною в'язкістю і твердістю.

Перевірочні розрахунки на міцність під дією тиску, осьової сили та крутного моменту будемо проводити за найбільш напруженими перерізами.

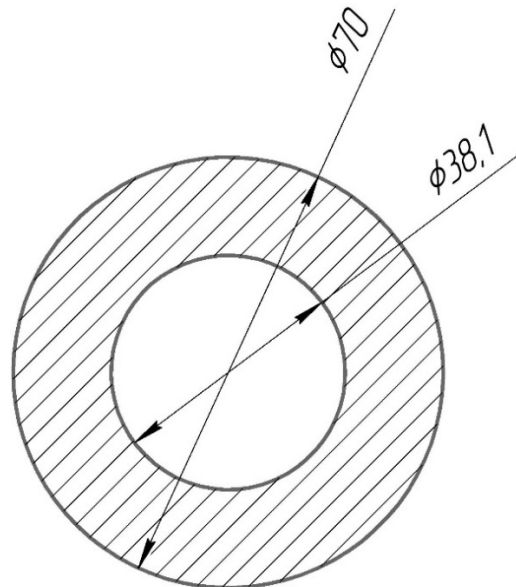


Рисунок 5.2. Переріз №1 – Вихідний вал.

Межа текучості при HB 300 ... 320 приблизно  $\sigma_T = 940$  МПа,  $\tau_T = 0,6 \cdot 940 = 564$  МПа.

Межа міцності  $\sigma_B = 1080$  МПа. Межі витривалості:

$$\sigma_n^{-1} = 0.28\sigma_B = 0.28 \cdot 1080 = 302 \text{ МПа}, \quad (5.1)$$

$$\sigma_{3\Gamma}^{-1} = 0.4\sigma_B = 432 \text{ МПа:}$$

$$\tau^{-1} = 0.23\sigma_B = 250 \text{ МПа}$$

Робоче навантаження  $F = 90 \text{ кН}$ .

$$\text{Площа перерізу } A = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi(70^2 - 38.1^2)}{4} = 2708.36 \text{ мм}^2 \quad (5.2)$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{90000}{2708.36} = 33,2 \text{ МПа} \quad (5.3)$$

Зусилля розтягу/стиснення, при якому досягається межа плинності:

$$F_{max} = \sigma_T A = 940 \cdot 2708,36 \cdot 10^{-3} = 2545,5 \text{ кН} \quad (5.4)$$

$$\text{Момент опору згину } W = 0.1(7^3 - 3,81^3) = 28.8 \text{ см}^3 \quad (5.5)$$

$$\text{Момент опору кручення } W_K = 0.2(7^3 - 3,81^3) = 57.6 \text{ см}^3 \quad (5.6)$$

$$\sigma_{3\Gamma} = \frac{M}{W} \quad (5.7)$$

$$\tau = \frac{T}{W_K} = \frac{4000}{57,6} = 69,4 \text{ МПа} \quad (5.8)$$

Момент, при якому досягається межа плинності:

$$T_{max} = \tau_T W_K = 564 \cdot 57.6 \cdot 10^{-3} = 32,5 \text{ кНм} \quad (5.9)$$

$$\text{Еквівалентні напруження за 3-ю теорією міцності } \sigma = \sqrt{(\sigma_{3\Gamma} + \sigma_n)^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{k} \quad (5.10)$$

$k$  – коефіцієнт запасу, що залежить від форми, габаритів і наявності концентрації напружень. Приймаємо  $k=1.5$ .

Без врахування згину:

$$\sigma = \sqrt{33,2^2 + 4 \cdot 69,4^2} = 142,7 \text{ МПа} < \frac{940}{1.5} = 627 \text{ МПа} \quad (5.11)$$

Визначимо допустимий згинаючий момент при заданих значеннях осьової сили і крутного моменту:

$$\sigma_{3\Gamma} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_T}{k}\right)^2 - 4\tau^2} - \sigma_n \quad (5.12)$$

При  $k=1$   $\sigma_{3\Gamma} = 578$  МПа;

$$M_{3\Gamma}^{max} = 578 \cdot 28.8 = 16646 \text{ Нм} = 16,6 \text{ кНм} \quad (5.13)$$

Зважаючи на циклічність навантажень, перевіряємо переріз на витривалість.

Визначається коефіцієнт запасу міцності:

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \quad (5.14)$$

Розрахункове значення  $s$  повинне бути не нижче  $[s] = 2.0$

Коефіцієнт запасу по нормальним напруженням:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \sigma_V}{\beta \varepsilon_\sigma} + \psi_\sigma \sigma_m} \quad (5.15)$$

$k_\sigma$  – ефективний коефіцієнт концентрації напружень;

В нашому випадку для виточки приймаємо  $k_\sigma = 2$

Масштабний коефіцієнт  $\varepsilon_\sigma = 0,65$  для діаметра 70 мм

$\beta = 0,95$  при нормальній обробці поверхні

$\psi_\sigma = 0,25$  для легованих сталей.

Нормальне навантаження змінюється по віднульовому циклу, тому:

$$\sigma_V = \sigma_m = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{33.2}{2} = 16.6 \text{ МПа} \quad (5.16)$$

$$s_\sigma = \frac{302}{\frac{2 \cdot 16.6}{0.95 \cdot 0.65} + 0.25 \cdot 16.6} = 5.2 \quad (5.17)$$

Коефіцієнт запасу по дотичним напруженням:

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau \tau_V}{\beta \varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m} \quad (5.18)$$

Дотичні напруження також мають віднульовий цикл

$$k_\tau = 1,4; \varepsilon_\tau = 0,65; \beta = 0,95; \psi_\tau = 0,1$$

$$\tau_V = \tau_m = \frac{69,4}{2} = 34.7 \text{ МПа} \quad (5.19)$$

$$s_{\tau} = \frac{250}{\frac{1,4 \cdot 34,7}{0,95 \cdot 0,65} + 0,1 \cdot 34,7} = 3 \quad (5.20)$$

$$s = \frac{(5.2 \cdot 3)}{\sqrt{5,2^2 + 3^2}} = 2.6 \quad (5.21)$$

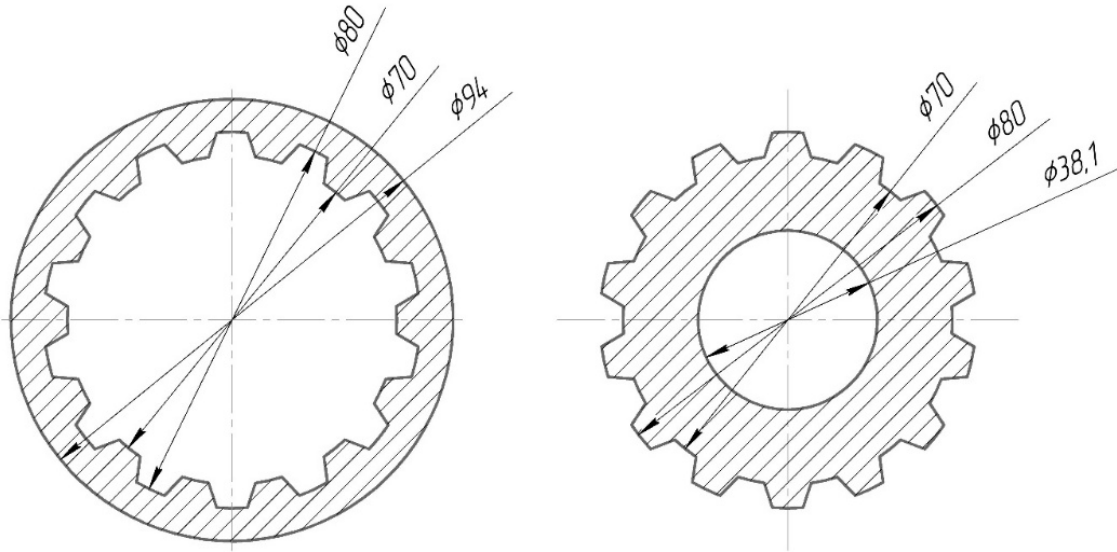


Рисунок 5.3. Переріз №2 – Гвинтова пара (гайка та гвинт)

Параметри різьби:  $d$  – зовнішній діаметр;  $d_2$  - середній діаметр;  $d_1$  – внутрішній діаметр;  $P$  – крок;  $zP$  – хід;  $z$  – число заходів різьби;  $Pz = P \cdot z$ ;  $\alpha$  – кут профілю;  $h$  – робоча висота профілю.

Розрахунок витків різьби на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{\pi d k H} \leq [\tau_{зр}] \quad (5.22)$$

Тут  $k$  - коефіцієнт повноти різьби.

Для трикутної різьби  $k = 0,87$  ;

трапецеїдальної  $k = 0,65$  ;

прямокутної  $k = 0,5$  .

Осьове зусилля приймаємо рівним максимальному зусиллю стиснених пружин.

Напруження зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{210000}{\pi \cdot 80 \cdot 0,65 \cdot 165} = 7.8 \text{ МПа} < \frac{\tau_T}{k} = \frac{540}{1.5} = 360 \text{ МПа} \quad (5.23)$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок корпусу гайки на розтяг з крученням.

$$\sigma_n = \frac{4F_a\beta}{\pi(D^2-d^2)} = \frac{4 \cdot 210000 \cdot 1.3}{\pi(94^2-80^2)} = 142,7 \text{ МПа} \leq \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа} \quad (5.24)$$

$\beta=1,3$  - коефіцієнт, що враховує закручування гайки.

Розрахунок стержня гвинта на розтяг (стиск) з крученням.

Напруження розтягу

$$\sigma_n = \frac{4F_a}{\pi(d_1^2-d_{BH}^2)} = \frac{4 \cdot 210000}{\pi \cdot (70^2-38,1^2)} = 60,9 \text{ МПа} \quad (5.25)$$

Напруження від дії моменту в різьбі  $T$

$$\tau = \frac{16T}{\pi(d_1^3-d_{BH}^3)} = \frac{16 \cdot 4000}{\pi \cdot (7^3-3,81^3)} = 70,8 \text{ МПа} \quad (5.26)$$

$$\text{Еквівалентні напруження } \sigma = \sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau^2} \leq \frac{\sigma_T}{k} \quad (5.27)$$

$$\sigma = \sqrt{60,9^2 + 4 \cdot 70,8^2} = 154,1 \text{ МПа} \leq \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа} \quad (5.28)$$

Умова міцності виконується.

Перевірка стержня гвинта на витривалість

Розрахунок аналогічний задачі 1. Коефіцієнти концентрації беремо для різьби як для шліцевого вала.  $k_\sigma = 1,7$ ;  $k_\tau = 1,55$ ;  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,65$ ;  $\beta = 0,95$ ;  $\psi_\sigma = 0,25$ ;  $\psi_\tau = 0,1$

$$\sigma_V = \sigma_m = \frac{\sigma_n}{2} = \frac{60,9}{2} = 30,5 \text{ МПа} \quad (5.29)$$

$$s_\sigma = \frac{302}{\frac{1,7 \cdot 30,5}{0,95 \cdot 0,65} + 0,25 \cdot 30,5} = 3,3 \quad (5.30)$$

$$\tau_V = \tau_m = \frac{70,8}{2} = 35,4 \text{ МПа} \quad (5.31)$$

$$s_\tau = \frac{250}{\frac{1,55 \cdot 35,4}{0,95 \cdot 0,65} + 0,1 \cdot 35,4} = 2,7 \quad (5.32)$$

$$s = \frac{(3,3 \cdot 2,7)}{\sqrt{3,3^2 + 2,7^2}} = 2,1 > [s] \quad (5.33)$$

Умова міцності виконується.

Розрахунок корпусу на міцність при осьовому навантаженні і крученні.

Осьове навантаження  $F = 90kH$

Крутний момент  $T=4$  кНм

Зовнішній діаметр  $d_{\text{зовн}} = 122,3$  мм

Внутрішній діаметр  $d_{\text{внутр}} = 98,6$  мм

$$\text{Площа перерізу } A = \frac{\pi(122,3^2 - 98,6^2)}{4} = 4112 \text{ мм}^2 \quad (5.34)$$

$$\text{Момент опору кручення } W_k = \frac{\pi}{16} (12,23^3 - 9,86^3) = 171 \text{ см}^3 \quad (5.35)$$

$$\sigma_n = \frac{F}{A} = \frac{90000}{4112} = 21,9 \text{ МПа} \quad (5.36)$$

$$\tau = \frac{T}{W_k} = \frac{4000}{171} = 23,4 \text{ МПа} \quad (5.37)$$

Еквівалентні напруження

$$\sigma = \sqrt{21,9^2 + 4 \cdot 23,4^2} = 51,7 \text{ МПа} < \frac{940}{1,5} = 627 \text{ МПа} \quad (5.38)$$

Умова міцності виконується.

Як бачимо, цей переріз є менш навантаженим, ніж переріз вала, тому на витривалість його не перевіряємо.

В якості пружного елемента вибрані тарілчасті пружини. Підбір жорсткості та необхідної кількості пружин проведено на основі силового розрахунку гвинтової пари та прикладеного осьового навантаження, нижче зображено залежність, де  $M$  – крутний момент від долота,  $P_0$  – осьове навантаження,  $Q$  – зусилля стиснення пружин. Пружини підбирались таким чином, що максимальне зусилля стиску складає 210 кН (при осьовому навантаженні 8 т та крутному моменті на долоті 3750 Н·м). При перевищенні значення зусилля стиску, спрацьовує жорсткий обмежувач, який не дає далі стискати пружини.

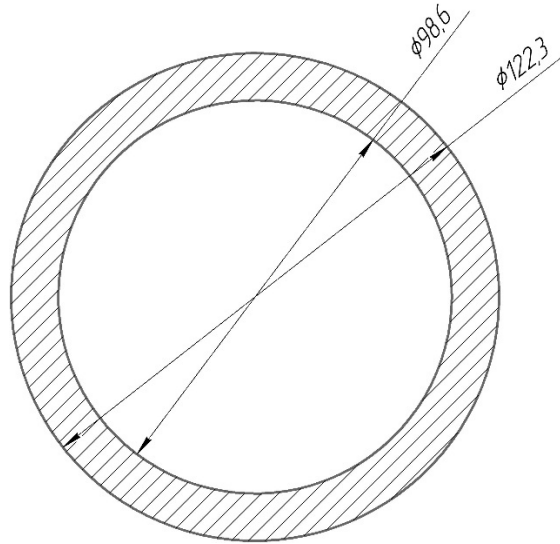


Рисунок 5.4. Переріз №3 – Пружинний корпус

Відповідно до задачі Ляме напруження в циліндрі:

$$\sigma_r = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} - \frac{P_1 - P_2}{r^2} \frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2} \quad (5.39)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} + \frac{P_1 - P_2}{r^2} \frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2} \quad (5.40)$$

$P_1 = 120$  МПа,  $P_2 = 110$  МПа – внутрішній і зовнішній тиски відповідно;

$$a = \frac{d_{\text{внутр}}}{2} = \frac{98,6}{2} = 49,3 \text{ мм}; b = \frac{d_{\text{зовн}}}{2} = \frac{122,3}{2} = 61,1 \text{ мм}; \quad (5.41)$$

$$\text{Позначимо } A = \frac{P_1 a^2 - P_2 b^2}{b^2 - a^2} = \frac{120 \cdot 49,3^2 - 110 \cdot 61,1^2}{61,1^2 - 49,3^2} = -91,3 \text{ МПа} \quad (5.42)$$

$$B = (P_1 - P_2) \frac{b^2 a^2}{b^2 - a^2} = \frac{(120 - 110) 61,1^2 \cdot 49,3^2}{61,1^2 - 49,3^2} = 69650,7 \text{ МПа} \cdot \text{мм}^2 \quad (5.43)$$

$$\text{На внутрішній поверхні } \sigma_r^a = -91,3 - \frac{69650,7}{49,3^2} = -120 \text{ МПа} \quad (5.44)$$

$$\sigma_\theta^a = -91,3 + \frac{69650,7}{49,3^2} = -62,6 \text{ МПа} \quad (5.45)$$

$$\text{Еквівалентні напруження } \sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(\sigma_\theta - \sigma_r + \sigma_n)^2 + 4\tau^2} \quad (5.46)$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(-62,6 + 120 + 21,9)^2 + 4 \cdot 23,4^2} = 92 \text{ МПа} \quad (5.47)$$

$$\text{На зовнішній поверхні } \sigma_r^b = -91,3 - \frac{69650,7}{61,1^2} = -110 \text{ МПа} \quad (5.48)$$

$$\sigma_{\Theta}^a = -91.3 + \frac{69650.7}{61.1^2} = -72.6 \text{ МПа} \quad (5.49)$$

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{(-72.6 + 110 + 21,9)^2 + 4 \cdot 23,4^2} = 75,5 \text{ МПа} \quad (5.50)$$

Більше навантажена внутрішня поверхня.

$$\sigma_{\text{екв}} = 92 \text{ МПа} < \frac{\sigma_T}{k} = 627 \text{ МПа} \quad (5.51)$$

Умова міцності виконується.

### 5.3 Визначення залежностей механізму передачі осьового навантаження і крутного моменту в амортизаторі

Для правильного вибору типу та необхідних характеристик пружного елемента бурового амортизатора необхідно вміти точно визначати навантаження, які будуть діяти на цей вузол у процесі експлуатації.

Розглядаємо ситуацію, коли через надмірний опір породи долото на вибої свердловини сповільнилось (або зупинилось). Нехай до корпусних деталей амортизатора прикладається додатковий зовнішній крутний момент  $M$ . Він намагається обертати корпусні деталі амортизатора відносно вала та спричинює виникнення контактної взаємодії елементів гвинтової пари. Гвинтова пара трансформує прикладений крутний момент в осьову силу  $Q$ , яка стискає пружний елемент амортизатора, спричинюючи його осадку  $\Delta$ . Уявимо, що одна нитка нарізі гвинтової пари розкручена на один оберт (рис. 5.5, а). В такому разі один край нарізі утворює гіпотенузу прямокутного трикутника, основа якого дорівнює довжині кола середнього радіусу гвинтової пари  $R$ , а висота такого трикутника дорівнює кроку нарізі  $h$ , помноженому на кількість заходів  $n$ . Кут  $\alpha$  – кут підйому нарізі, умови фрикційної взаємодії на контактних поверхнях взяті у формі закону Кулона. Зовнішній крутний момент  $M$  спричинює виникнення у гвинтовій парі колової сили  $P = M / R$ . На поверхнях, які контактують, рівнодійна сил контактного тиску  $N$

спрямована по нормалі до поверхонь нарізи, а рівнодійна сил тертя  $F$  діє у площині, яка дотична до поверхні нарізи (рис. 5.5, б та рис. 5.5, в).

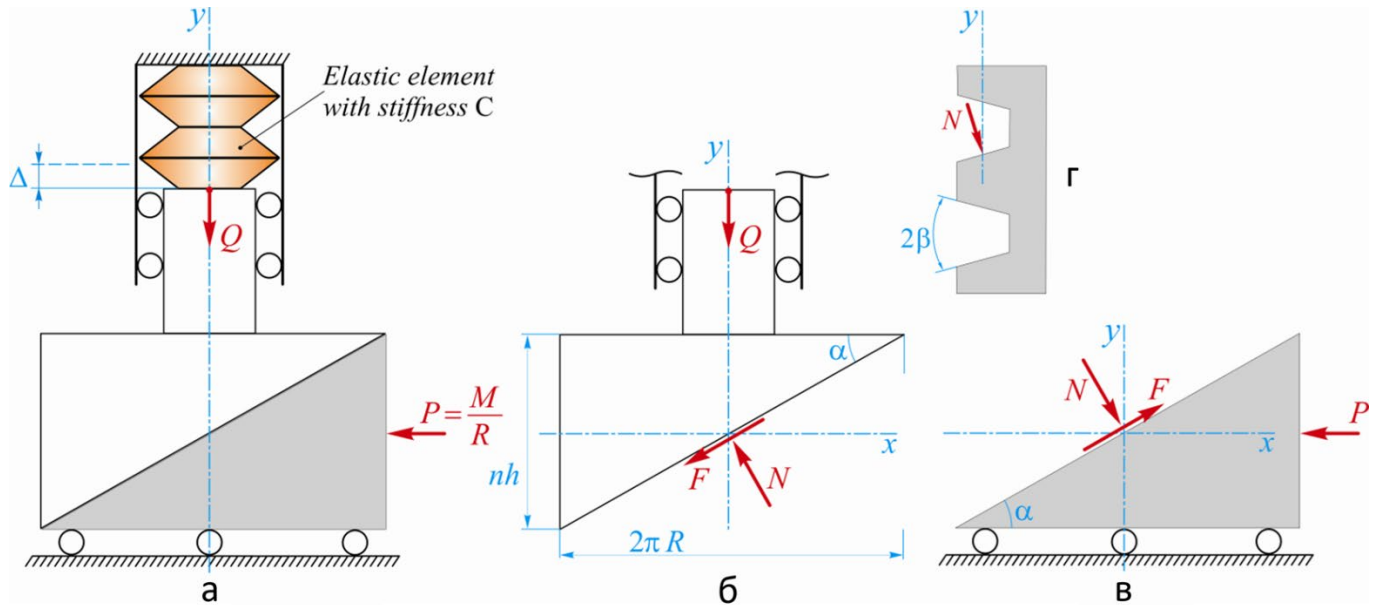


Рисунок 5.5. Модель силової взаємодії в системі гвинтова пара – пружний елемент амортизатора: а – розрахункова схема аналітичної моделі; б – схема навантаження вала; в – схема навантаження корпусу; г – профіль витків нарізи гвинтової пари.

Визначимо взємозв'язок між зовнішнім крутним моментом  $M$  і силою  $Q$ , яка стискає пружний елемент амортизатора. Запишемо рівняння рівноваги для моделі вала (рис. 5.5 б), при цьому слід взяти до уваги, що профіль витків гвинтової пари – трапецієподібний (рис. 5.5, г):

$$\Sigma Y_i = - Q + N \cos \beta \cos \alpha - F \sin \alpha = 0; \quad (5.52)$$

Рівняння рівноваги для моделі корпусу (рис. 5.5 в)

$$\Sigma X_i = - P + N \cos \beta \sin \alpha + F \cos \alpha = 0; \quad (5.53)$$

У процесі сумісного розв'язування системи рівнянь (5.52) та (5.53), домножимо рівняння (5.53) на  $R$ , перейшовши від зусиль до моментів, а також врахуємо, що сила тертя визначається за формулою  $F = fN$ , де  $f$  – коефіцієнт тертя на поверхнях контакту гвинтового з'єднання. У результаті отримаємо:

– сила  $Q$ , яка навантажує пружний елемент

$$Q = \frac{M}{R} \cdot \frac{\cos \alpha \cos \beta - f \sin \alpha}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.54)$$

– рівнодійна контактному тиску

$$N = \frac{M}{R} \cdot \frac{1}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.55)$$

– рівнодійна сил тертя

$$F = f \frac{M}{R} \cdot \frac{1}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.56)$$

Виключаючи з формули (5.54) тригонометричні функції кута підйому нарізі, після перетворень отримуємо остаточний вигляд залежності величини осевого навантаження  $Q$ , яке передається на пружний елемент амортизатора, від зміни зовнішнього крутного моменту  $M$ :

$$Q = \frac{M}{R} \cdot \frac{1 - f \frac{nh}{2\pi R} \sec \beta}{\frac{nh}{2\pi R} + f \sec \beta}; \quad (5.57)$$

У випадку навантаження бурового амортизатора тільки зовнішньою осевою силою  $P_0$  в гвинтовій парі виникатиме крутний момент  $T$ , який можемо визначити за формулою

$$T = P_0 R \cdot \frac{f \sec \beta - \frac{nh}{2\pi R}}{1 + f \frac{nh}{2\pi R} \sec \beta}; \quad (5.58)$$

Цей момент  $T$  буде робити свій внесок у формування величини навантаження пружного елемента. Щоб обчислити цей внесок, достатньо у формулу (5.57) замість значення  $M$  підставити величину  $T$ , обчислену за формулою (5.58). Виконавши перелічені дії отримаємо вираз для визначення сили  $Q_0$ , яка передається на пружний елемент, у разі навантаження амортизатора тільки зовнішньою осевою силою  $P_0$ :

$$Q_0 = -P_0 \frac{f \sec \beta - \operatorname{tg} \alpha}{1 + f \sec \beta \operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1 - f \sec \beta \operatorname{tg} \alpha}{f \sec \beta + \operatorname{tg} \alpha}; \quad (5.59)$$

У разі коли на амортизатор одночасно діють і зовнішній крутний момент  $M$  і зовнішнє осеве навантаження  $P_0$ , необхідно спершу скористатись формулою (5.58),

а тоді у формулі (5.57) замість величини  $M$  підставити значення суми  $M+T$ . Під час експлуатації амортизатора на поверхні витків нарізі гвинтової пари будуть діяти нормальні  $\sigma$  та дотичні  $\tau_c$  контактні напруження

$$\sigma = \frac{M}{\pi R^2 h} \cdot \frac{\cos \beta \cos \alpha}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.60)$$

$$\tau_c = f \frac{M}{\pi R^2 h} \cdot \frac{\cos \beta \cos \alpha}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.61)$$

а в поперечному перерізі витків діятимуть напруження зсуву  $\tau_s$

$$\tau_s = \frac{M}{\pi R^2 h} \cdot \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha \cos \beta + f \cos \alpha}; \quad (5.62)$$

Оскільки в небезпечних точках матеріалу гвинтової пари виникає складний напружений стан, то для оцінки міцності скористаємося енергетичним критерієм Губера-Мізеса. Для забезпечення міцності необхідно щоб найбільші еквівалентні напруження  $\sigma_{eq}$ , які виникають в матеріалі при експлуатації, не перевищували допустимих напружень  $[\sigma]$ :

$$\sigma_{eq} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\sigma^2 + 6(\tau_c^2 + \tau_s^2)} \leq [\sigma]; \quad (5.63)$$

Для перевірки міцності гвинтової пари необхідно спочатку скористатись формулами (5.60) – (5.62), а після цього перевірити виконання нерівності (5.63).

#### **5.4 Аналітична модель вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження**

У попередньому підрозділі було встановлено аналітичний зв'язок між зовнішнім крутним моментом, що діє на корпусні деталі амортизатора, та осьовою силою, яка передається на його пружний елемент через багатозахідну несамогальмівну гвинтову пару. Однак для оцінювання реальної ефективності запропонованої конструкції важливо визначити не лише величину цієї сили, а й те, як вона впливає на зміну осьового навантаження на долото. Зменшення навантаження

на долото є головним механічним чинником, який дозволяє зменшити глибину занурення його лопатей у породу, послабити умови заклинювання та стабілізувати процес обертання. Тому розглянемо аналітичну задачу про регульовальну дію бурового амортизатора, у якій приріст крутного моменту пов'язується з осадкою пружного елемента та відповідним зменшенням осьового навантаження на вибій.

Розрахункову схему бурового амортизатора подамо як послідовну систему трьох механічних ланок:

Першою ланкою є багатозахідна несамогальмівна гвинтова пара, яка перетворює приріст крутного моменту  $M$  в осьову силу  $Q$ ;

Другою ланкою є пружний елемент амортизатора з осьовою жорсткістю  $C_s$ , який стискається силою  $Q$  і створює осадку  $\Delta$ ;

Третьою ланкою є зовнішня осьова податливість системи "бурильна колона – амортизатор – долото – вибій", яку опишемо еквівалентною жорсткістю  $k_e$ . Зовнішня податливість визначає, на яку величину зміниться осьове навантаження на долото при заданій осадці пружного елемента амортизатора.

Прийmemo такі припущення. Деформації елементів амортизатора є малими; гвинтова пара працює у несамогальмівному режимі; тертя на контактних поверхнях гвинтової пари описується законом Кулона; пружний елемент на розглянутому інтервалі навантажень має лінійну характеристику; динамічний процес короткочасного заклинювання долота замінюється квазістатичним приростом крутного моменту. Такі припущення є обґрунтованими для інженерної аналітичної оцінки, оскільки нашою метою є не деталізоване відтворення всіх динамічних ефектів у бурильній колоні, а встановлення механічної закономірності про те як приріст крутного моменту завдяки амортизатору перетворюється у зменшення осьового навантаження на долото.

У попередньому підрозділі для гвинтової пари отримано залежність між зовнішнім крутним моментом і силою, що стискає пружний елемент. У загальному вигляді цю залежність запишемо так:

$$Q = \Phi_M(M; R, h, n, \alpha, \beta, f), \quad (5.64)$$

де  $R$  – середній радіус гвинтової пари;  $h$  – крок нарізі;  $n$  – кількість заходів;  $\alpha$  – кут підйому гвинтової лінії;  $\beta$  – геометричний параметр профілю трапецієподібної нарізі;  $f$  – коефіцієнт тертя на контактних поверхнях.

Для локальної інженерної оцінки зручно користуватися лінеаризованою передатною характеристикою гвинтової пари:

$$Q \approx \chi_M \cdot M, \quad (5.65)$$

де  $\chi_M$  – передавальний коефіцієнт гвинтової пари, що показує, яку осьову силу створює одиничний приріст крутного моменту. Його можна розглядати як локальний нахил графіка функції  $\Phi_M$ :

$$\chi_M = \frac{d\Phi_M}{dM}. \quad (5.66)$$

Чим більшим є значення  $\chi_M$ , тим активніше гвинтова пара перетворює крутний момент у стискання пружного елемента. Водночас величина  $\chi_M$  залежить від геометрії гвинтової лінії та умов тертя (збільшення тертя зменшує частку зовнішнього моменту, яка перетворюється в корисну осьову силу).

Осадка пружного елемента визначається через осьову силу і жорсткість:

$$\Delta = \frac{Q}{C_s}, \quad (5.67)$$

а з урахуванням передавальної залежності гвинтової пари маємо вираз функції осадки від приросту крутного моменту:

$$\Delta(M) = \frac{\Phi_M(M)}{C_s} = \frac{\chi_M M}{C_s}. \quad (5.68)$$

Цей вираз показує, що при заданій геометрії гвинтової пари осадка амортизатора зростає пропорційно до приросту крутного моменту і обернено пропорційно до жорсткості пружного елемента. Тому занадто жорсткий пружний елемент послаблює регулювальну дію амортизатора, оскільки навіть значний приріст крутного моменту спричиняє малу осадку. Натомість занадто м'який пружний елемент може забезпечити значне розвантаження долота, але швидко вичерпати робочий хід амортизатора.

Осадка пружного елемента безпосередньо впливає на навантаження долота на вибій. Якщо амортизатор стискається на величину  $\Delta$ , то долото частково розвантажується. Зменшення осьового навантаження на долото запишемо як:

$$\Delta P_b = k_e \Delta, \quad (5.69)$$

де  $k_e$  – еквівалентна осьова жорсткість зовнішньої системи, яка враховує податливість бурильної колони, контактну податливість долота на вибої та локальну податливість компоновки низу бурильної колони. Тоді фактичне осьове навантаження на долото при зростанні крутного моменту становитиме:

$$P_b(M) = P_0 - \Delta P_b, \quad (5.70)$$

або

$$P_b(M) = P_0 - k_e \frac{\Phi_M(M)}{C_s}, \quad (5.71)$$

де  $P_0$  – початкове осьове навантаження на долото до виникнення небезпечного приросту крутного моменту. У лінеаризованій формі одержуємо просту розрахункову залежність:

$$P_b(M) = P_0 - \frac{k_e \chi_M}{C_s} M. \quad (5.72)$$

Остання формула має чіткий фізичний зміст. Зі зростанням крутного моменту на долоті збільшується сила, що стискає пружний елемент. При цьому пружний

елемент отримує додаткову осадку, і ця осадка зменшує фактичне навантаження долота на вибій. Отже, запропонований амортизатор працює як механічний регулятор: зростання крутного моменту, яке є ознакою небезпечного режиму взаємодії долота з породою, автоматично спричинює часткове розвантаження долота.

Для повнішої інтерпретації цього процесу введемо спрощену характеристику взаємодії PDC-долота з породою. Нехай глибина занурення різальних елементів у породу пропорційна осьовому навантаженню:

$$\delta_b(M) = \frac{P_b(M)}{k_p}, \quad (5.73)$$

де  $k_p$  – еквівалентна контактна жорсткість системи “різальні елементи долота – порода”. Тоді зменшення  $P_b$  автоматично зменшує  $\delta_b$ , тобто зменшує глибину врізання лопатей у породу. Це, у свою чергу, послаблює фрикційно-різальний опір долота. Якщо момент опору на долоті лінеаризувати за осьовим навантаженням, то матимемо:

$$M_b(P_b) \approx \kappa_b P_b, \quad (5.74)$$

де  $\kappa_b$  – узагальнений коефіцієнт моментної чутливості долота, то зменшення моменту опору, зумовлене роботою амортизатора, дорівнює

$$\Delta M_b(M) = \kappa_b \Delta P_b = \kappa_b k_e \frac{\Phi_M(M)}{C_s}. \quad (5.75)$$

Для лінійної передавальної характеристики гвинтової пари маємо

$$\Delta M_b(M) = \kappa_b \frac{k_e \chi_M}{C_s} M. \quad (5.76)$$

Таким чином, регулювальна дія амортизатора має характер механічного зворотного зв'язку. Тобто приріст крутного моменту викликає додаткову осадку пружного елемента, осадка зменшує навантаження на долото, зменшення навантаження знижує глибину проникнення різальних елементів у породу, а це послаблює подальше зростання моменту опору на долоті.

Для кількісної оцінки регулювальної дії введемо безрозмірний коефіцієнт розвантаження долота:

$$\eta_r(M) = \frac{\Delta P_b}{P_0}. \quad (5.77)$$

З урахуванням попередніх співвідношень матимемо

$$\eta_r(M) = \frac{k_e}{P_0} \frac{\Phi_M(M)}{C_s} = \frac{k_e \chi_M}{C_s P_0} M \quad (5.78)$$

Коефіцієнт  $\eta_r$  показує, яка частина початкового осьового навантаження на долото знімається амортизатором у відповідь на приріст крутного моменту. Якщо, наприклад,  $\eta_r = 0,10$ , то амортизатор зменшує навантаження на долото на 10 % від початкового значення.

Важливим практичним результатом є визначення критичного крутного моменту, за якого амортизатор зменшує навантаження на долото до допустимого рівня  $P_{allow}$ . Умова такого спрацювання має вигляд:

$$P_b(M_{cr}) = P_{allow}. \quad (5.79)$$

Звідси:

$$P_0 - k_e \frac{\Phi_M(M_{cr})}{C_s} = P_{allow}. \quad (5.80)$$

Якщо залежність між  $Q$  і  $M$  на розглянутому інтервалі можна вважати лінійною, то критичний момент визначається формулою:

$$M_{cr} = \frac{C_s}{\chi_M k_e} (P_0 - P_{allow}). \quad (5.81)$$

Ця залежність є корисною для проектування пружного елемента амортизатора. Вона показує, що за більшої жорсткості  $C_s$  для розвантаження долота потрібний більший крутний момент. Навпаки, збільшення передатного коефіцієнта гвинтової пари  $\chi_M$  або еквівалентної жорсткості зовнішньої системи  $k_e$  зменшує критичний момент. Отже, отримана формула безпосередньо пов'язує геометрію гвинтової пари,

жорсткість пружного елемента та бажаний рівень захисту долота від надмірного осьового навантаження.

Таким чином, отримані аналітичні залежності описують механізм функціонування вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження і дозволяють встановити взаємозв'язок між конструктивними параметрами гвинтової пари, жорсткістю пружного елемента та величиною розвантаження долота. Одержана математична модель є теоретичною основою для подальшого інженерного проектування бурового амортизатора та визначення його основних конструктивних параметрів.

### **5.5 Методика інженерного розрахунку параметрів вузла передачі крутного моменту та осьового навантаження амортизатора**

Розглянемо числовий приклад. Прийmemo параметри гвинтової пари, що відповідають досліджуваній конструкції амортизатора: середній діаметр нарізі  $d_m = 75$  мм, тобто  $R = 37,5$  мм; кількість заходів нарізі  $n = 14$ ; крок нарізі  $h = 10$  мм. Для розрахунку прийmemo лінеаризоване значення передатного коефіцієнта  $\chi_M = 40\text{м}^{-1}$ , що відповідає тому, що приріст крутного моменту величиною  $1$  кН·м створює додаткову осьову силу  $40$  кН. Жорсткість пружного елемента прийmemo  $C_S = 2,5$  МН/м. Початкове навантаження на долото становить  $-P_0 = 100$  кН, а еквівалентна жорсткість зовнішньої системи “бурильна колона – долото – вибій” дорівнює  $k_e = 0,8$  МН/м.

Для оцінювання впливу розвантаження долота на момент опору обертанню прийmemo узагальнений коефіцієнт моментної чутливості  $\kappa_b = 0,025\text{м}$ . Це значення відповідає помірній чутливості моменту опору обертанню PDC-долота до зміни осьового навантаження і використовується тут для ілюстрації регулювального механізму. Його величина реально залежить від конструкції долота, агресивності

різців, фізико-механічних властивостей породи, режиму буріння, а також від жорсткості компоновки низу бурильної колони. У нашій моделі цей коефіцієнт є узагальненим параметром, що враховує сумарну чутливість моменту опору на долоті до зміни навантаження на долото. Його можна визначати за лабораторними випробуваннями PDC- доліт, за промисловими даними буріння, за рекомендаціями виробників доліт і вибійних двигунів, а також за узагальненими результатами наукової літератури, галузевих звітів і польових досліджень для подібних порід та режимів буріння.

Результати розрахунку для різних значень приросту крутного моменту наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

**Аналітична оцінка регулювальної дії амортизатора при зростанні крутного моменту на долоті**

M, кН·м	$Q=\chi_m M$ , кН	$\Delta=Q/C_s$ , мм	$\Delta P_b=k_c \Delta$ , кН	$P_b=P_0-\Delta P_b$ , кН	$\eta_r$ , %	$\Delta M_b$ , кН·м
0,5	20	8,0	6,4	93,6	6,4	0,16
1,0	40	16,0	12,8	87,2	12,8	0,32
1,5	60	24,0	19,2	80,8	19,2	0,48
2,0	80	32,0	25,6	74,4	25,6	0,64
2,5	100	40,0	32,0	68,0	32,0	0,80
3,0	120	48,0	38,4	61,6	38,4	0,96
3,5	140	56,0	44,8	55,2	44,8	1,12

Отримані результати показують, що при збільшенні приросту крутного моменту від 0,5 до 3,5 кН·м сила, яка стискає пружний елемент, зростає від 20 до 140 кН, а осадка пружного елемента – від 8 до 56 мм. За прийнятої еквівалентної жорсткості зовнішньої системи це відповідає зменшенню навантаження на долото від 6,4 до 44,8 кН. Тобто при найбільшому з розглянутих приростів крутного моменту

фактичне навантаження на долото зменшується майже на 45 % від початкового значення.

Якщо допустиме навантаження на долото в небезпечному режимі прийняти  $P_{allow} = 70 \text{ кН}$ , то критичний момент спрацювання амортизатора становитиме

$$M_{cr} = \frac{2,5 \cdot 10^6}{40 \cdot 0,8 \cdot 10^6} (100 - 70) \cdot 10^3 = 2,34 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.82)$$

Це означає, що за прийнятих параметрів амортизатор зменшить навантаження на долото до рівня 70 кН при прирості крутного моменту приблизно 2,34 кН·м. При подальшому зростанні крутного моменту розвантаження долота продовжуватиметься, доки не буде вичерпано робочий хід пружного елемента або не настане інше конструктивне обмеження.

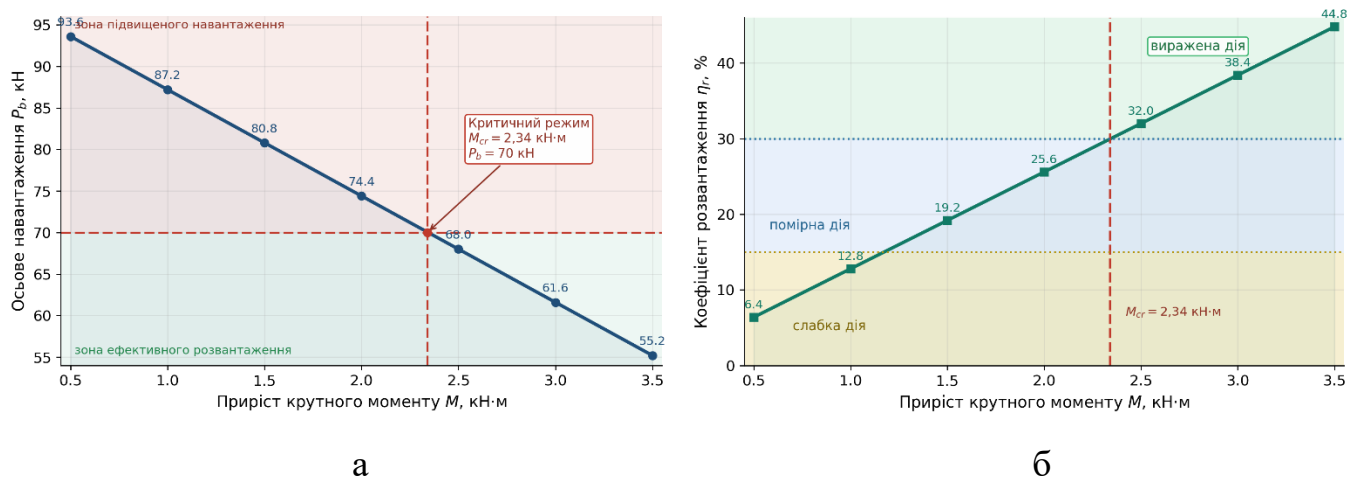


Рисунок 5.6. Графічна інтерпретація регулювальної дії бурового амортизатора при зростанні крутного моменту на долоті: а – зміна фактичного осьового навантаження на долото; б – зміна коефіцієнта розвантаження долота

Рисунок 5.6 показує, що зі збільшенням приросту крутного моменту фактичне осьове навантаження на PDC-долото зменшується, а коефіцієнт його розвантаження монотонно зростає. Досягнення рівня  $P_b=70 \text{ кН}$  при  $M_{cr}=2,34 \text{ кН} \cdot \text{м}$  означає, що амортизатор у цьому режимі забезпечує розвантаження долота на 30 кН відносно початкового навантаження (початкове – 100 кН). Тому  $M_{cr}$  можна розглядати як

момент спрацьовування регулювального механізму, за якого осадка пружного елемента вже достатня для переходу долота до безпечнішого режиму взаємодії з породою. Поділ коефіцієнта розвантаження на зони до 15 %, 15–30 % і понад 30 % використано для наочної інженерної інтерпретації (відповідно як слабку, помірну та виражену регулювальну дію амортизатора).

Для наведеного прикладу обидві залежності є лінійними, оскільки використано лінеаризовану передавальну характеристику гвинтової пари та лінійну модель пружного елемента. У разі використання нелінійної характеристики пакета тарільчастих пружин або уточненої залежності  $Q = \Phi_M(M)$  графіки матимуть нелінійний характер, однак фізична суть регулювальної дії амортизатора збережеться.

Таким чином, запропонована аналітична оцінка доповнює силову модель гвинтової пари функціональним описом роботи всього бурового амортизатора як механічного регулятора навантаження.

## 5.6 Впровадження результатів досліджень

Практична цінність досліджень підтверджується впровадженням розроблених технічних рішень у виробничу діяльність бурової компанії ТОВ «Енергофінанс» та позитивною оцінкою запропонованих розробок фахівцями підприємства.

Одним із результатів роботи стало розроблення та впровадження системи реєстрації вибійних вібрацій Smart 4, призначеної для контролю динамічного стану компоновки низу бурильної колони під час буріння свердловин. Розроблена система пройшла промислову апробацію в умовах буріння нафтогазових свердловин та забезпечила отримання достовірних даних щодо рівня осьових, поперечних і торсійних вібрацій. Використання системи дозволило встановити взаємозв'язок між інтенсивністю вибійних вібрацій, механічною швидкістю буріння та характером зносу породоруйнівного інструменту. Отримані результати були використані для оптимізації режимів буріння та оцінки технічного стану елементів КНБК.

Новизну та практичну значущість розробленої системи підтверджено патентом України на корисну модель «Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони» № 162455, який охоплює конструкцію вибійного реєстратора та спосіб вимірювання і реєстрації динамічних параметрів КНБК.

Крім того, за результатами теоретичних, числових та експериментальних досліджень розроблено конструкцію вибійного амортизатора торсіонних вібрацій бурильної колони. Запропонована модель характеризується можливістю перетворення енергії торсіонних вібрацій у енергію пружної деформації тарілчастих пружин, що створює передумови для зменшення динамічних навантажень на елементи бурильної колони та породоруйнівний інструмент.

Технічні рішення, реалізовані у конструкції амортизатора, захищено патентом України на корисну модель «Буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони» № 159467. Запатентована конструкція включає вузол передачі крутного моменту на основі багатозахідної трапецеїдальної різьби, пакет тарілчастих пружин Belleville та систему компенсації тиску, що забезпечують автоматичне регулювання осевого навантаження і крутного моменту на долоті та підвищення ефективності демпфування торсіонних коливань.

Результати стендових випробувань підтвердили працездатність запропонованої конструкції та її здатність позитивно впливати на процес руйнування гірської породи. Розроблена конструкція амортизатора становить практичний інтерес для ТОВ «Енергофінанс». Отримані технічні результати можуть бути використані під час проєктування нових зразків вибійних інструментів, а також для подальшого вдосконалення технологій боротьби з торсіонними вібраціями бурильної колони.

Таким чином, практична реалізація результатів дисертаційної роботи підтверджується їх впровадженням у виробничу діяльність, створенням та апробацією системи реєстрації вибійних вібрацій, розробленням конструкції амортизатора торсіонних вібрацій, а також одержанням двох патентів України на корисні моделі, що засвідчують наукову новизну та цінність запропонованих технічних рішень.

## 5.7 Висновки до розділу 5

1. Встановлено характер дії основних експлуатаційних навантажень на амортизатор у свердловині та визначено їх діапазони, а саме: крутний момент від 1000 до 4000 Н·м, осьове навантаження від 20 до 90 кН, максимальний робочий тиск не більше 130 МПа та максимальна температура вибої не більше 160-165° С. Виконаний аналіз дозволив визначити розрахункові режими роботи вузлів амортизатора та сформулювати вихідні дані для перевірки їх міцності і витривалості. За результатами проведеного розрахунку визначено наступні параметри:

- зусилля розтягу або стиснення, при якому досягається межа плинності – 2545,5 кН;
- момент, при якому досягається межа плинності складає 32,5 кН·м;
- допустимий згинаючий момент при заданих значеннях осьової сили і крутного моменту складає 16,6 кН·м;
- коефіцієнт запасу міцності складає 2,6.

2. Отримані результати показали, що еквівалентні напруження не перевищують допустимих значень для легованої сталі 45ХГМА, а коефіцієнти запасу міцності забезпечують безпечну експлуатацію амортизатора в умовах багатоциклового навантаження.

3. Визначено кількісні залежності між осьовим навантаженням, крутним моментом та деформацією пружного елемента. Отримані результати показують, що при збільшенні приросту крутного моменту від 0,5 до 3,5 кН·м сила, яка стискає пружний елемент, зростає від 20 до 140 кН, а осадка пружного елемента – від 8 до 56 мм. За прийнятої еквівалентної жорсткості зовнішньої системи це відповідає зменшенню навантаження на долото від 6,4 до 44,8 кН. Встановлено, що зі збільшенням крутного моменту пропорційно зростають зусилля стиску тарілчастих пружин. Тобто при найбільшому з розглянутих приростів крутного моменту фактичне навантаження на долото зменшується майже на 45 % від початкового

значення. За прийнятих параметрів амортизатор зменшить навантаження на долото до рівня 70 кН при прирості крутного моменту приблизно 2,34 кН·м. Це підтверджує працездатність запропонованої кінематичної схеми та узгоджується з результатами математичного моделювання і стендових випробувань.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливу наукову задачу з підвищення ефективності буріння нафтогазових свердловин шляхом розроблення технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій бурильної колони.

1. Виконано комплексний аналіз причин виникнення та розвитку вібрацій бурильної колони. Встановлено, що в сучасних умовах буріння PDC-долотами найбільш небезпечними є торсіонні коливання типів Stick-Slip та HFTO, які формуються внаслідок циклічної зміни крутного моменту, взаємодії долота з неоднорідною гірською породою, конструктивних особливостей КНБК та режимів буріння. Показано, що використання PDC-доліт сьогодні становить близько 80–85 % загального обсягу буріння, тоді як шарошковими долотами виконується лише 15–20 %, що зумовило істотне зростання ролі торсіонних коливань.

2. Обґрунтовано доцільність створення спеціалізованого бурового амортизатора торсіонних вібрацій та розроблено його конструкцію. На підставі аналізу статистичних даних, накопичених більш ніж за 10 років буріння свердловин ДДЗ, встановлено, що 62,5 % аварій елементів КНБК припадає на інтервали буріння міцних та неоднорідних гірських порід. Запропоновано конструкцію амортизатора, з багатозахідною несамогальмівною гвинтовою парою, пакетом тарілчастих пружин Belleville та системою врівноваження внутрішнього тиску. Ця конструкція забезпечує перетворення приросту крутного моменту в осьове переміщення та стиск пружного елемента, що створює передумови для демпфування торсіонних вібрацій.

3. Створено математичну та числову моделі роботи бурового амортизатора і досліджено закономірності передачі крутного моменту та осьового навантаження. Побудовано математичну модель крутильних коливань бурильної колони з пружною муфтою, яка дозволяє визначати крутний момент, кут закручування, дотичні напруження, коефіцієнт віброзахисту та коефіцієнт динамічності долота. Розроблено

тривимірну числову модель механізму передачі крутного моменту в середовищі ANSYS Workbench. Встановлено майже лінійний характер зростання осьового навантаження на пружний елемент зі збільшенням крутного моменту. При прикладенні крутного моменту 1000 Н·м максимальні еквівалентні напруження становили 185,47 МПа, що підтверджує працездатність конструкції.

4. Розроблено автономний пристрій реєстрації вибійних вібрацій на базі технології Smart 4, який забезпечує вимірювання осьових і поперечних вібрацій, швидкості обертання долота, температури та явища Stick-Slip із періодичністю запису 1–15 с, ресурсом автономної роботи 800–1000 год та робочою температурою до 180 °С. Польові випробування підтвердили, що зменшення тривалості та повторюваності подій Stick-Slip пов'язане зі зростанням механічної швидкості буріння та зменшенням пошкоджень породоруйнівного інструменту. На дослідній свердловині середня механічна швидкість буріння зросла з 7,3 до 11,9 м/год.

5. Експериментально підтверджено працездатність бурового амортизатора торсіонних вібрацій та визначено його раціональні параметри. Встановлено, що збільшення товщини тарілчастих пружин на 0,5 мм приводить до збільшення середнього зусилля прогину приблизно у 2,3 раза та зменшення прогину приблизно у 1,25 раза. Стендові випробування показали, що застосування амортизатора дозволяє скоротити час проходження контрольного інтервалу на 18,2–25,7 % та підвищити механічну швидкість буріння на 22,3–34,6 %, причому ефективність пристрою зростає зі збільшенням інтенсивності режиму буріння.

6. Обґрунтовано міцність конструкції та підтверджено практичну цінність результатів дослідження. Визначено робочі діапазони експлуатаційних навантажень амортизатора: крутний момент 1000–4000 Н·м, осьове навантаження 20–90 кН, робочий тиск до 130 МПа та температура до 160–165 °С. Показано, що з приростом крутного моменту від 0,5 до 3,5 кН·м навантаження на долото зменшується від 6,4 до 44,8 кН, що відповідає зниженню приблизно на 45 % від початкового значення. Результати досліджень впроваджено у виробничу діяльність ТОВ «Енергофінанс».

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Li L., Zhang C., Wu A. Study on Mechanism of Stick–Slip Vibration Based on Torque Characteristics of PDC Bit. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 15. P. 6419. URL: <https://doi.org/10.3390/app14156419>.
2. Jansen J. D. Non-linear rotor dynamics as applied to oilwell drillstring vibrations. *Journal of Sound and Vibration*. 1991. Vol. 147, no. 1. P. 115–135. URL: [https://doi.org/10.1016/0022-460x\(91\)90687-f](https://doi.org/10.1016/0022-460x(91)90687-f).
3. Brett J. F. The Genesis of Bit-Induced Torsional Drillstring Vibrations. *SPE Drilling Engineering*. 1992. Vol. 7, no. 03. P. 168–174. URL: <https://doi.org/10.2118/21943-pa>.
4. Pinheiro, Marcus, Carneiro, Rafael, and Angelo Lima. "Successful Application of Drilling Optimization Methodology and Integrated Solutions in a Pre-Salt Well." Paper presented at the OTC Brasil, Rio de Janeiro, Brazil, October 2015. doi: <https://doi.org/10.4043/26284-MS>.
5. Selnes, Knut Sigve, Clemmensen, Carl, and Nils Reimers. "Drilling Difficult Formations Efficiently with the Use of an Antistall Tool." Paper presented at the IADC/SPE Drilling Conference, Orlando, Florida, USA, March 2008. doi: <https://doi.org/10.2118/111874-MS>.
6. Vandiver K. J., Nicholson J. W., Shyu R.-J. Case Studies of the Bending Vibration and whirling Motion of Drill Collars. *SPE Drilling Engineering*. 1990. Vol. 5, no. 04. P. 282–290. URL: <https://doi.org/10.2118/18652-pa>.
7. Bailey J. J., Finnie I. An Analytical Study of Drill-String Vibration. *Journal of Engineering for Industry*. 1960. Vol. 82, no. 2. P. 122–127. URL: <https://doi.org/10.1115/1.3663017>.
8. Tucker, R.W., Wang, C. Torsional Vibration Control and Cosserat Dynamics of a Drill-Rig Assembly. *Meccanica* **38**, 145–161 (2003). <https://doi.org/10.1023/A:1022035821763>.
9. The Destruction of PDC Bits by Severe Slip-Stick Vibration / M. J. Fear et al. *SPE/IADC Drilling Conference*, Amsterdam, Netherlands. 1997. URL: <https://doi.org/10.2118/37639-ms>.

10. Rabia H. Oilwell Drilling Engineering: Principles and Practice. Graham & Trotman, 1986. 400 p.
11. Tucker W. R., Wang C. An Integrated Model for Drill-String Dynamics. *Journal of Sound and Vibration*. 1999. Vol. 224, no. 1. P. 123–165. URL: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1999.2169>.
12. Heisig G., Neubert M. Lateral Drillstring Vibrations in Extended-Reach Wells. *IADC/SPE Drilling Conference*, New Orleans, Louisiana. 2000. URL: <https://doi.org/10.2118/59235-ms>.
13. The Need for High Frequency Vibration Measurement Along With Dynamics Modeling to Understand the Genesis of PDC Bit Damage / H. Oueslati et al. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA. 2014. URL: <https://doi.org/10.2118/167993-ms>.
14. Macpherson J. D., Mason J. S., Kingman J. E. E. Surface Measurement and Analysis of Drillstring Vibrations While Drilling. *SPE/IADC Drilling Conference*, Amsterdam, Netherlands. 1993. URL: <https://doi.org/10.2118/25777-ms>.
15. Carpenter C. Evaluating Formation-Fluid Properties During Sampling-While-Drilling Operations. *Journal of Petroleum Technology*. 2015. Vol. 67, no. 08. P. 84–86. URL: <https://doi.org/10.2118/0815-0084-jpt>.
16. Akutsu, Eirik , Rødsjø, Mads , Gjertsen, John , Andersen, Mats , Reimers, Nils , Granhøy-Lieng, Morten, Strøm, Ellen, and Kjell Arvid Horvei. "Faster ROP in Hard Chalk: Proving a New Hypothesis for Drilling Dynamics." Paper presented at the SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition, London, England, UK, March 2015. doi: <https://doi.org/10.2118/173068-MS>.
17. Hartog J. P. D. Mechanical Vibrations. Dover Publications, Incorporated, 2013.
18. Thomson W. T. Theory of Vibration with Applications. CRC Press, 2018. URL: <https://doi.org/10.1201/9780203718841>.
19. Aribowo, Arviandy G., Aarsnes, Ulf Jakob F., Detournay, Emmanuel, Van de Wouw, Nathan, and Nils Reimers. "Performance Analysis of a Downhole Regulator on Rate-Of-

- Penetration and Drilling Efficiency: An Autonomous Load Management at Bit." Paper presented at the SPE/IADC International Drilling Conference and Exhibition, Stavanger, Norway, March 2023. doi: <https://doi.org/10.2118/212560-MS>.
- 20 Applied drilling engineering / ed. by B. A. T. Richardson, TX : Society of Petroleum Engineers, 1986. 502 p.
21. Aadnoy B. S. Modern Well Design. Taylor & Francis Group, 2020.
22. Thompson M. K., Thompson J. M. Solution. *ANSYS Mechanical APDL for Finite Element Analysis*. 2017. P. 253–273. URL: <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-812981-4.00008-3>.
23. Finite element procedures / ed. by B. Klaus-Jürgen. Englewood Cliffs, N.J : Prentice Hall, 1996. 1037 p.
24. Aribowo, Arviandy G., Wildemans, Roeland, Detournay, Emmanuel, and Nathan van de Wouw. "Dynamic Analysis of a Downhole Regulator for Drilling in Interbedded Formations." *SPE J.* 28 (2023): 1611–1635. doi: <https://doi.org/10.2118/214310-PA>.
25. Nonlinear Dynamics and Stick-Slip Suppression in a Drill String System Under Harmonic Excitation / S. Li et al. *Processes*. 2025. Vol. 14, no. 1. P. 93. URL: <https://doi.org/10.3390/pr14010093>.
26. Rao S. S. Mechanical Vibrations, Fourth Edition. Prentice Hall, 2003. 1104 p..
27. Meirovitch L. Fundamentals of Vibrations. Waveland Press, Incorporated, 2010.
28. Li L., Zhang C., Wu A. Study on Mechanism of Stick–Slip Vibration Based on Torque Characteristics of PDC Bit. *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14, no. 15. P. 6419. URL: <https://doi.org/10.3390/app14156419>.
- 29 High-Frequency Torsional Dynamics of Drilling Systems: An Analysis of the Bit-System Interaction / J. R. Jain et al. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA. 2014. URL: <https://doi.org/10.2118/167968-ms>.
30. Wilson J. K., Heisig G. Nonlinear Drillstring-Dynamics Modeling of Induced Vibrations in Unconventional Horizontals. *SPE Drilling & Completion*. 2015. Vol. 30, no. 03. P. 243–256. URL: <https://doi.org/10.2118/173049-pa>.

31. Mitchell R. F., Miska S. Z., Ozbayoglu E. *Drilling Engineering: Advanced Applications and Technology*. McGraw-Hill Education, 2022. 400 p.
32. Heisig G., Sancho J., Macpherson J. D. Downhole Diagnosis of Drilling Dynamics Data Provides New Level Drilling Process Control to Driller. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, New Orleans, Louisiana. 1998. URL: <https://doi.org/10.2118/49206-ms>.
33. Verification of an Advanced BHA Analysis Model With Downhole Bending Moment Measurements / M. Neubert et al. *SPE Asia Pacific Oil and Gas Conference and Exhibition*, Jakarta, Indonesia. 2005. URL: <https://doi.org/10.2118/93864-ms>.
34. High-Frequency Torsional Dynamics of Drilling Systems: An Analysis of the Bit-System Interaction / J. R. Jain et al. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA. 2014. URL: <https://doi.org/10.2118/167968-ms>.
35. Prediction and Mitigation of Torsional Vibrations in Drilling Systems / A. Hohl et al. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA. 2016. URL: <https://doi.org/10.2118/178874-ms>.
36. Jogi P. N., Macpherson J. D., Neubert M. Field Verification of Model-Derived Natural Frequencies of a Drill String. *Journal of Energy Resources Technology*. 2002. Vol. 124, no. 3. P. 154–162. URL: <https://doi.org/10.1115/1.1486018>.
37. Endres, L., Cheng, C., Liu, J., Cao, T., Yang, X., Li, S., and X. Feng. "Development and Field Validation of Multi-Axis Downhole Measurement Sub for High-Temperature Drilling Environments." Paper presented at the SPE Europe Energy Conference and Exhibition, Istanbul, Turkey, June 2026. doi: <https://doi.org/10.2118/233168-MS>.
38. Allen M. B. BHA Lateral Vibrations: Case Studies and Evaluation of Important Parameters. *SPE/IADC Drilling Conference*, New Orleans, Louisiana. 1987. URL: <https://doi.org/10.2118/16110-ms>.
39. United States Patent # US 9512684B2, SHOCK TOOL FOR DRILLSTRING, Dec. 6, 2016, Ashish Prafulla Khaparde, Ragi Lohidakshan Poyyara, Krunal Kanubhai Mehta. <https://patents.google.com/patent/US9512684B2/en>.
40. Rabia H. *Well Engineering and Construction*. Entrac Consulting, 2001. 650 p.

41. Keith McNeilly. Torque absorber for downhole drill motor. Patent US 7044240B2. United States Patent. Publ. date: 16 May. 2006. <https://patents.google.com/patent/US7044240B2/en>.
42. Cravatte P. L. Torque and torsion limiting tool: Patent US 10443321 B2. United States Patent. Publ. date: 15 Oct. 2019. <https://patents.google.com/patent/US10443321B2/en>
43. Nils R. Regulating device and a method of using same in a borehole: Patent US 10533376 B2, United States Patent. Publ. date: 14 Jan. 2020. URL: <https://patents.google.com/patent/US10533376B2/en>
44. Aarsnes U. J. F., van de Wouw N. Effect of shock subs on self-excited vibrations in drilling systems. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2019. Vol. 181. P. 106217. URL: <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2019.106217>.
45. Carpenter C. Isolator Tool for High-Frequency Torsional Oscillation Proves Effective. *Journal of Petroleum Technology*. 2019. Vol. 71, no. 12. P. 64–65. URL: <https://doi.org/10.2118/1219-0064-jpt>.
46. ISO 10424-1:2004 Petroleum and natural gas industries – Rotary drilling equipment Part 1: Rotary drill stem elements. <https://www.iso.org/standard/33266.html>
47. API Spec 7-1. *Specification for Rotary Drill Stem Elements*. 5th ed. Washington, DC: American Petroleum Institute, 2021.
48. Mechanical engineer's handbook / ed. by M. D. B. San Diego : Academic Press, 2001. 864 p.
49. Use of the Belleville spring package in the vibration protection mechanism of the operator's seat / M. S. Korytov et al. *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2182, no. 1. P. 012056. URL: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/2182/1/012056>.
50. EN 16983:2016. Disc springs – Quality specifications – Dimensions. [Valid from 2016-11-30]. Brussels : European Committee for Standardization, 2016. 36 p.
51. Curti G., Montanini R. On the Influence of Friction in the Calculation of Conical Disk Springs. *Journal of Mechanical Design*. 1999. Vol. 121, no. 4. P. 622–627. URL: <https://doi.org/10.1115/1.2829508>.

52. Shigley's Mechanical Engineering Design. TBS, 2015. 1104 p.
53. Peterson's stress concentration factors. *Choice Reviews Online*. 1998. Vol. 35, no. 06. P. 35–3328–35–3328. URL: <https://doi.org/10.5860/choice.35-3328>.
- 54 Norton R. L. Machine Design: An Integrated Approach. Pearson Education, Limited, 2010. 1056 p.
55. Palmgren A. Ball and roller bearing engineering. 3rd ed. Philadelphia : SKF. Industries Inc., 1959. 264 p.
56. Kotzalas M. N., Harris T. A. Advanced Concepts of Bearing Technology, : Rolling Bearing Analysis, Fifth Edition. Taylor & Francis Group, 2006. 368 p.
57. Marshek K. M., Juvinall R. C. Fundamentals of Machine Component Design. Wiley & Sons, Incorporated, John, 2019.
58. Lannie L. Dietle B.S., Jeffrey D. Gobeli, John E. Schroeder, Aaron Richie, M.S. Kalsi. Kalsi Seals Handbook Doc. 2137 Revision 51, Copyright 1992-2025 Kalsi Engineering, Inc.
59. Стійкість і коливання бурильної колони / В.М. Мойсишин, Б.Д. Борисевич, Ю.Л. Гаврилів, С.А. Зінченко. – Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2013. – 590 с
60. Захист бурильної колони від вібраційних навантажень: Наукове ви-дання / П.І. Огородніков, В.М. Світлицький, Ю.З. Щербатюк. – К.: Ін-терпрес ЛТД, 2012. – 279 с.
61. Moisyshyn V. M., Vekeryk V. I., Landar S. M. MATHEMATICAL MODEL OF TORSIONAL OSCILLATIONS DRILLING COLUMN WITH FLEXIBLE COUPLING IN COMPOSITION. *PRECARPATHIAN BULLETIN OF THE SHEVCHENKO SCIENTIFIC SOCIETY Number*. 2023. No. 18(68). P. 120–127. URL: [https://doi.org/10.31471/2304-7399-2023-18\(68\)-120-127](https://doi.org/10.31471/2304-7399-2023-18(68)-120-127).
62. Finite element procedures / ed. by B. Klaus-Jürgen. Englewood Cliffs, N.J : Prentice Hall, 1996. 1037 p.
63. Concepts and applications of finite element analysis / ed. by C. R. D, C. R. D. 4th ed. New York : Wiley, 2002. 719 p.
64. Zienkiewicz O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. Elsevier Science & Technology Books, 2013.

65. Khulief Y. A., Al-Naser H. Finite element dynamic analysis of drillstrings. *Finite Elements in Analysis and Design*. 2005. Vol. 41, no. 13. P. 1270–1288. URL: <https://doi.org/10.1016/j.finel.2005.02.003>.
66. Moaveni S. Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS. Pearson Education Canada, 2019. 1152 p.
67. Influence of torsional stick-slip vibration on whirl behavior in drill string system / Y.-M. Choe et al. *Geoenergy Science and Engineering*. 2023. Vol. 227. P. 211931. URL: <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2023.211931>.
68. Christoforou A. P., Yigit A. S. DYNAMIC MODELLING OF ROTATING DRILLSTRINGS WITH BOREHOLE INTERACTIONS. *Journal of Sound and Vibration*. 1997. Vol. 206, no. 2. P. 243–260. URL: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1091>.
69. Samuel R., Yao D. DrillString Vibration With Hole-Enlarging Tools: Analysis and Avoidance. *Journal of Energy Resources Technology*. 2013. Vol. 135, no. 3. URL: <https://doi.org/10.1115/1.4023330>.
70. 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. URL: <https://doi.org/10.5267/j.esm.2024.3.002>.
71. 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. URL: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1995.0042>.
72. Oil and Gas Well Drilling: A Vibrations Perspective / P. D. Spanos et al. *The Shock and Vibration Digest*. 2003. Vol. 35, no. 2. P. 85–103. URL: <https://doi.org/10.1177/0583102403035002564>.
73. API RP 7G-2:2020. Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits. 16th ed. Washington: American Petroleum Institute, Reaffirmed 2025. 227 p.

74. Budynas R., Nisbett J. K. *Shigley's Mechanical Engineering Design* (McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering). 8th ed. McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2006. 1059 p.
75. Mitigation of Torsional Stick-Slip Vibrations in Oil Well Drilling through PDC Bit Design: Putting Theories to the Test / J. R. Jain et al. *SPE Annual Technical Conference and Exhibition*, Denver, Colorado, USA. 2011. URL: <https://doi.org/10.2118/146561-ms>.
76. Analysis Of The Stick-Slip Phenomenon Using Downhole Drillstring Rotation Data / E. W. Robnett et al. *SPE/IADC Drilling Conference*, Amsterdam, Netherlands. 1999. URL: <https://doi.org/10.2118/52821-ms>.
77. Macpherson J. D., Mason J. S., Kingman J. E. E. Surface Measurement and Analysis of Drillstring Vibrations While Drilling. *SPE/IADC Drilling Conference*, Amsterdam, Netherlands. 1993. URL: <https://doi.org/10.2118/25777-ms>.
78. Mirani A., Samuel R. Mitigating Vibration Induced Drillstring Failures Using Data Analytics: Workflow and Case Study. *IADC/SPE Drilling Conference and Exhibition*, Fort Worth, Texas, USA. 2016. URL: <https://doi.org/10.2118/178849-ms>.
79. Technical Data Sheet, Cerebro Force™ in-bit sensing, 2024 Halliburton. <https://www.halliburton.com/en/resources/cerebro-force-in-bit-sensing>
80. Experimental Study on Axial Impact Mitigating Stick-Slip Vibration with a PDC Bit / Y. Wang et al. *Shock and Vibration*. 2021. Vol. 2021. P. 1–8. URL: <https://doi.org/10.1155/2021/8897283>.
81. Technical Data Sheet, MultiSense dynamics mapping system, 2024 Baker Hughes Company. <https://www.bakerhughes.com/drilling/drilling-optimization-services/multisense-dynamics-mapping-system>
82. Identification and Mitigation of Friction- and Cutting-Action-Induced Stick/Slip Vibrations with PDC Bits / S. Chen et al. *SPE Drilling & Completion*. 2020. Vol. 35, no. 04. P. 576–587. URL: <https://doi.org/10.2118/199639-pa>.
83. Technical Data Sheet, BlackBox HF Tool, 2020 National Oilwell Varco. <https://www.nov.com/products/blackbox-high-frequency-hf-tool>

84. Technical Data Sheet, CuBIC & PuK, 2026 Scout. <https://scoutdownhole.com/products-services/embedded-sensors/cubic>.
85. Technical Data Sheet, Smart-4™, 2024 INNOVA POWER SOLUTIONS INC. <https://www.innova-power.com/smart-4-technology.html>
86. Booer A. K., Meehan R. J. Drillstring Imaging: An Interpretation of Surface Drilling Vibrations. *SPE Drilling & Completion*. 1993. Vol. 8, no. 02. P. 93–98. URL: <https://doi.org/10.2118/23889-pa>.
87. Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони: патент 162455  
Україна: МПК E21B 12/02. № u 202402643; заявл. 16.05.2024; опубл. 01.04.2026, Бюл. №13.
88. Wright, James , Borri, Luca , Simeone, Davide , Longo, Joseph , Weber, Matt , and Brandon Barnes. "Nikaitchuq Project Vibration Mitigation Strategy." Paper presented at the SPE Western North American and Rocky Mountain Joint Meeting, Denver, Colorado, April 2014. doi: <https://doi.org/10.2118/169559-MS>.
89. Barnett L., Al Dushaishi M. F., Mubarak Hussain Khan M. F. Experimental investigation of drillstring torsional vibration effect on rate of penetration with PDC bits in hard rock. *Geothermics*. 2022. Vol. 103. P. 102410. URL: <https://doi.org/10.1016/j.geothermics.2022.102410>.
90. Drill Bit Failure Forensics Using 2D Bit Images Captured at the Rig Site / J. Chu et al. *SPE Journal*. 2022. P. 1–12. URL: <https://doi.org/10.2118/204124-pa>.
91. Complex dynamics of drill-strings: Theory and experiments / M. Wiercigroch et al. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 211. P. 01002. URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201821101002>.
92. Threshold vibration metrics of drilling tools as indicators of bit wear and rate of penetration decline: Field trials and data interpretation / S. Landar et al. *Mining of Mineral Deposits*. 2025. Vol. 19, no. 4. P. 147–157. URL: <https://doi.org/10.33271/mining19.04.147>.

93. Буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони: патент 159467 Україна: МПК E21B 17/07. № у 202401351; заявл. 14.05.5324; опубл. 04.06.2025, Бюл. № 23.
94. Warren T. M., Brett J. F., Sinor L. A. Development of a Whirl-Resistant Bit. *SPE Drilling Engineering*. 1990. Vol. 5, no. 04. P. 267–275.  
URL: <https://doi.org/10.2118/19572-pa>.
95. DIN 50100:2022-12. *Load controlled fatigue testing – Execution and evaluation of cyclic tests at constant load amplitudes on metallic specimens and components*. Berlin : Deutsches Institut für Normung (DIN), 2022. 114 p..
97. ASTM E466-21. *Standard Practice for Conducting Force Controlled Constant Amplitude Axial Fatigue Tests of Metallic Materials*. West Conshohocken, PA : ASTM International, 2021.
98. Christoforou A. P., Yigit A. S. DYNAMIC MODELLING OF ROTATING DRILLSTRINGS WITH BOREHOLE INTERACTIONS. *Journal of Sound and Vibration*. 1997. Vol. 206, no. 2. P. 243–260. URL: <https://doi.org/10.1006/jsvi.1997.1091>.
99. IEC 60068-2-6:2007. *Environmental testing – Part 2-6: Tests – Test Fc: Vibration (sinusoidal)*. Geneva : International Electrotechnical Commission (IEC), 2007.
100. ISO 10816-1:1995. *Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General guidelines*. Geneva: International Organization for Standardization (ISO), 1995.
101. Mitchell R. F., Miska S. Z. *Fundamentals of Drilling Engineering*. Society of Petroleum Engineers Richardson, Texas, USA, 2011.  
URL: <https://doi.org/10.2118/9781555632076>.
102. Plácido J. C. R. *Colunas de perfuração de poços de petróleo : apostila*. Rio de Janeiro : Petrobras / Universidade Petrobras, 2006. 49 p.
103. Black Diamond. UltraShock. URL: <https://bdoilfield.com/drilling-tools/ultrashock>

104. No Good Vibrations: Neo Oiltools' Solution to Vibrational Drilling Problems. URL: <https://www.hartenergy.com/exclusives/no-good-vibrations-neo-oiltools-solution-vibrational-drilling-problems-210385/>
105. Bybee K. MWD Vibration Measurements: A Time for Standardization. *Journal of Petroleum Technology*. 2009. Vol. 61, no. 12. P. 62–64. URL: <https://doi.org/10.2118/1209-0062-jpt>.
106. A Method for Applying the Use of a Smart 4 Controller for the Assessment of Drill String Bottom-Part Vibrations and Shock Loads / S. Landar et al. *Vibration*. 2024. Vol. 7, no. 3. P. 802–828. URL: <https://doi.org/10.3390/vibration7030043>.

## ДОВІДКА

про впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня доктора філософії  
«Розробка технологічної системи свердловинного інструменту  
діаметром 127 мм для зниження торсійних вібрацій»  
за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології  
ЛАНДАРЯ Сергія Миколайовича

Цим підтверджується, що основні результати дисертаційної роботи аспіранта Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» ЛАНДАРЯ Сергія Миколайовича «Розробка технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсійних вібрацій» за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології, використані у 2024-2025 р. ТОВ «Енергофінанс» при бурінні свердловин №179, №174, №178 та №61Д Анастасівського родовища.

Зокрема, було використано наступні основні результати дисертаційної роботи:

- Впроваджено систему автономного моніторингу вибійних вібрацій бурильної колони із застосуванням контролера Smart-4 для реєстрації осьових, поперечних та крутильних коливань під час буріння свердловин;
- Реалізовано методику оцінювання динамічного стану бурильного інструменту за інтегральними показниками вібрацій (LRMS, ARMS, SSI), що дозволило ідентифікувати інтервали з підвищеними динамічними навантаженнями;
- На основі аналізу вибійних вібрацій виконано оптимізацію підбору типів доліт PDC під геологічний розріз родовища;
- Отримано зниження інтенсивності явища Stick-Slip та зменшення пошкоджень ріжучої структури бурових доліт;
- Забезпечено підвищення механічної швидкості буріння до 40% у порівнянні з аналогічним інтервалом на попередній свердловині;
- Підтверджено практичну ефективність використання вибійного контролера Smart-4, як інструмента для коригування режимів буріння та підвищення довговічності елементів КНБК.

Заступник генерального директора

ГОРБАЧ Олег

ТОВ «ЕНЕРГОФІНАНС»

Поштова адреса: Україна, 01030, м. Київ,  
вул. Рейтарська, 20/24, оф. 25-26

Тел.: +38 (044) 239-97-78

www.drilling.kiev.ua

Код ЄДРПОУ 24594033

ENERGYFINANCE LLC

Post address: 25-26 office, 20/24 Reitarska  
str., Kyiv, Ukraine, 01030

Tel.: +38 (044) 239-97-78

www.drilling.kiev.ua

Identification code: 24594033



## ДОВІДКА

про необхідність впровадження результатів дисертаційної роботи  
на здобуття наукового ступеня доктора філософії  
«Розробка технологічної системи свердловинного інструменту  
діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій»  
за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології  
ЛАНДАРЯ Сергія Миколайовича

Цим підтверджується, що основні результати дисертаційної роботи аспіранта Національного університету «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка» ЛАНДАРЯ Сергія Миколайовича «Розробка технологічної системи свердловинного інструменту діаметром 127 мм для зниження торсіонних вібрацій» за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології, становлять практичний інтерес для ТОВ «Енергофінанс», зокрема може бути використаний буровий амортизатор крутильних коливань після виготовлення й промислової апробації.

Запропонована у дисертаційній роботі конструкція бурового амортизатора крутильних коливань відповідає основним вимогам та стандартам нафтогазової промисловості. Запропоновані технічні рішення є актуальними в сьогоденних реаліях при бурінні свердловин із використанням доліт PDC та можуть сприяти:

- підвищенню стабільності процесу буріння;
- зниженню аварійності;
- зменшенню динамічних навантажень на елементи КНБК;
- збільшенню робочого ресурсу породоруйнівного інструменту;
- підвищенню механічної швидкості буріння.

ТОВ «Енергофінанс» зацікавлене у можливості впровадження розробленого бурового амортизатора крутильних коливань після виготовлення дослідного зразка.

Заступник генерального директора



ГОРБАЧ Олег

ТОВ «ЕНЕРГОФІНАНС»

Поштова адреса: Україна, 01030, м. Київ,  
вул. Рейтарська, 20/24, оф. 25-26

Тел.: +38 (044) 239-97-78

www.drilling.kiev.ua

Код ЄДРПОУ 24594033

ENERGYFINANCE LLC

Post address: 25-26 office, 20/24 Reitarska  
str., Kyiv, Ukraine, 01030

Tel.: +38 (044) 239-97-78

www.drilling.kiev.ua

Identification code: 24594033



УКРАЇНА

(19) UA

(11) 159467

(13) U

(51) МПК

E21B 17/07 (2006.01)

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ  
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ  
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

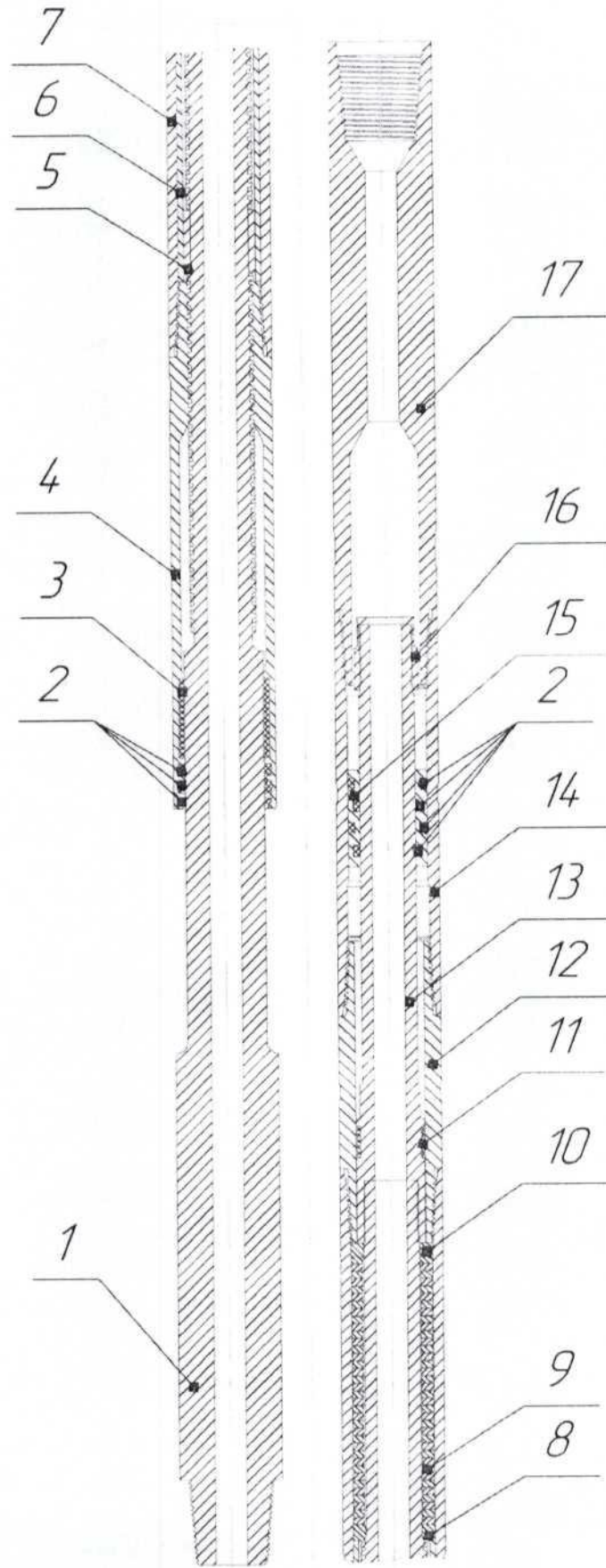
(21) Номер заявки: <b>u 2024 01351</b>	(72) Винахідник(и): <b>Ландар Сергій Миколайович (UA), Величкович Андрій Семенович (UA)</b>
(22) Дата подання заявки: <b>14.03.2024</b>	(73) Володілець (володільці): <b>Ландар Сергій Миколайович, пров. Горбанівський, 6, кв. 81, м. Полтава, 36021 (UA)</b>
(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>05.06.2025</b>	(74) Представник: <b>Крайник Олена Михайлівна</b>
(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>04.06.2025, Бюл.№ 23</b>	

**(54) БУРОВИЙ ВИБІЙНИЙ АМОРТИЗАТОР КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ**

**(57) Реферат:**

Буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони містить вузол передачі обертового моменту, нижній ущільнюючий вузол, нижній підшипник ковзання, проміжний підшипник ковзання, пружний вузол, верхній підшипник ковзання та систему компенсації тиску. Як пружний елемент містить тарілчасті пружини типу Belleville.

UA 159467 U



Корисна модель належить до бурових свердловинних інструментів, які використовуються в складі компоновки низу бурильної колони (КНБК) при бурінні нафтових, газових та геотермальних свердловин. Дана модель належить до групи амортизаторів крутильних коливань, основне призначення яких - це зменшення шкідливих радіальних коливань бурового долота/бурильної колони.

Відомі бурові амортизатори, що включають в себе вузол передачі обертового моменту та гвинтові (патент UA 116732) або хвилясті пружини (патент UA 114949) мають ряд конструктивних недоліків. Технічні особливості і принцип дії регулятора бурового (патент UA 114949) детально розкриті в статті: V. M. Moisyshyn and O. O. Slabyi, Creation of the Vibroprotective Derive for Adjustment of Dynamics of a Column of Steel Drill Pipes and a Bit, Melalloyfiz. Noveishie Tekhnol., 40. So. 4: 541 550 (2018) і in Ukrainian), DOI: W.15407/mfint.40.04.0541.

До складу першої моделі входить вузол передачі обертового моменту представлений гвинтовою парою з чотиризахідною трапецеїдальною різьбою та гвинтова пружина як пружний елемент. Основними недоліками даної конструкції є низька несуча здатність гвинтової пружини та розсіювання накопиченої енергії стиснення, оскільки під час роботи пружин даного типу відбуваються бокові коливання та прогин. Також в процесі експлуатації пружини відбувається усадка, яка потребує її постійної заміни для забезпечення відповідної жорсткості інструменту. В порівнянні з різьбою з більшою кількістю заходів, чотири західна різьба в вузлі передачі обертового моменту має менший хід (довжина переміщення гвинта відносно гайки за один оберт), а пружний елемент буде сприймати на себе більше зусилля стиску.

До складу другої моделі входить вузол передачі обертового моменту в вигляді планетарно-роликів гвинтової передачі та хвилясті пружини як пружний елемент. Основними недоліками є складність конструкції вузла передачі обертового моменту, а саме наявність значної кількості компонентів. Відомо, що при збільшенні кількості складових механізму збільшується вірогідність його відмови, особливо в жорстких умовах нафтових і газових свердловин. Також відомо, що хвилясті пружини мають меншу несучу здатність в порівнянні з тарілчастими пружинами.

Обидві моделі не включають в себе систему врівноваження гідростатичного та динамічного тиску.

В основу корисної моделі поставлено задачу розробити надійний пристрій з більш спрощеною конструкцією для досягнення максимальної тривалості роботи на вибої, збільшенням ходу багатозахідної різьби, зменшенням сили стиску, яка діє на пружини, підвищення несучої здатності пружного елемента та впровадження системи компенсації тиску. Вищевикладене обумовлює розширення робочого вікна режимів навантажень, які діють на інструмент в свердловині.

Поставлена задача вирішується тим, що буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони, який містить вузол передачі обертового моменту, нижній ущільнюючий вузол, нижній підшипник ковзання, проміжний підшипник ковзання, пружний вузол, верхній підшипник ковзання та систему компенсації тиску, згідно з корисною моделлю, як пружний елемент містить тарілчасті пружини типу Belleville.

Як вузол передачі обертового моменту містить багатозахідну трапецеїдальну, а саме чотирнадцятизахідну, різьбу, яка передбачає збільшення довжини ходу за один оберт за рахунок зміни кута підйому нарізі; зменшення сили стиску пружного елемента за рахунок збільшення коефіцієнта тертя на контактних поверхнях гвинтової пари.

Використовуються три розрізні підшипники, які є внутрішніми радіальними опорами у вигляді підшипників ковзання.

Буровий вибійний амортизатор містить систему компенсації тиску у вигляді герметизуючого плаваючого поршня, який розміщений на внутрішньому валу всередині перехідника поршня.

Конструкцію запропонованого механізму представлено на кресленні.

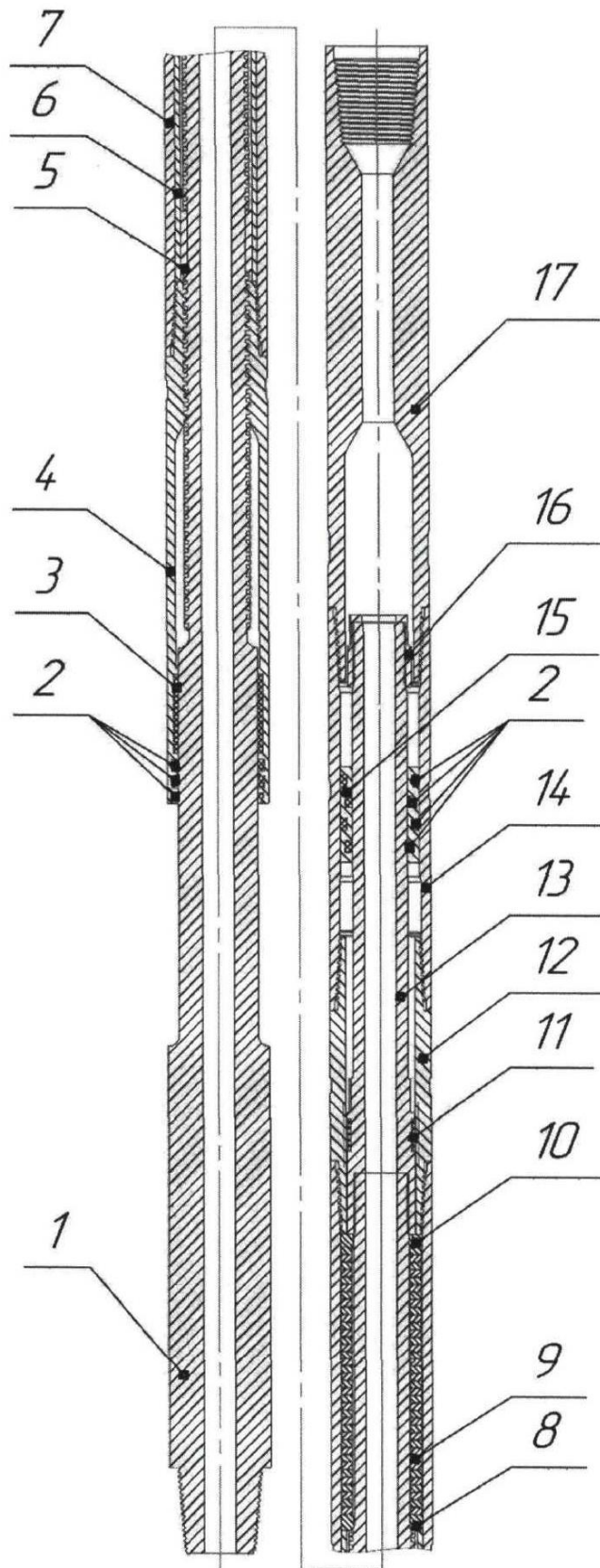
Вихідний вал (1) складається з нижньої частини з муфтою з замковою приєднувальною різьбою (для з'єднання з буровим долотом / КНБК) полірованого штоку і стійким до корозії покриттям, робочої внутрішньої частини з нарізами багатозахідної трапецеїдальної різьби. Полірований шток контактує з гумовими ущільненнями (2), розміщеними в різьбовому корпусі (4). Робоча частина вала сполучається з різьбовим корпусом (4), який також має нарізи з багатозахідною трапецеїдальною різьбою та посадкові місця для гумових ущільнюючих елементів (2) і розрізного підшипника (3). Розрізний підшипник (3) виконує функцію нижнього підшипника ковзання при обертанні корпусу амортизатора навколо осі вихідного вала. Різьбовий корпус (4) з'єднується з пружинним корпусом (7) та містить розрізний підшипник (5) і втулку (6), які являють собою проміжний підшипник ковзання для сприйняття радіальних навантажень та забезпечення центрування вихідного вала при роботі інструменту. Між верхнім

упорним торцем вихідного вала (1) з однієї сторони та пакетом тарілчастих пружин (9) встановлено упорне кільце (8), яке сприймає зусилля стиску пружин. Тарілчасті пружини (9) забезпечують демпфування та поглинають енергію, викликану крутильними вібраціями та крутним моментом, які генеруються на буровому долоті. Пружинний корпус (7) з'єднується з адапторним перехідником (12), який виконує суто технічну роль - з'єднання пружинного корпусу (7) та перехідника поршня (14). Між верхньою стороною пакета тарілчастих пружин та упорним торцем адапторного перехідника (12) встановлено натискне кільце (10), яке натискає на пружинний блок при стисканні амортизатора. Внутрішня частина вихідного вала (1) з'єднується з внутрішнім валом (13), який є його продовженням. На внутрішньому валі (13) встановлено розрізний підшипник (11), який виконує аналогічну функцію як і елементи (3) і (5) центрування та сприйняття радіальних навантажень на внутрішньому валу бурового амортизатора. Адапторний перехідник (12) з'єднується і перехідником поршня (14), в внутрішньому просторі якого розміщена зона роботи герметизуючого плаваючого поршня (15), яка може бути представлена як втулкою, так і полірованою поверхнею з антикорозійного матеріалу / покриття. Герметизуючий плаваючий поршень (15) розміщений на внутрішньому валу (13) та спільно з перехідником поршня (14) являє собою верхній ущільнюючий вузол та систему компенсації тиску. Герметичність досягається шляхом використання гумових ущільнюючих елементів (2) розміщених ззовні та всередині герметизуючого плаваючого поршня (15). Оскільки вся система герметична та заповнена мастилом, вона вимагає врівноваження тиску мастила внутрішнього середовища з тиском бурового розчину ззовні, це забезпечить надійну та тривалу безперебійну роботу амортизатора в умовах буріння нафтогазових свердловин. Верхня частина внутрішнього вала (13) оснащена запобіжною гайкою (16), яка є обмежувачем ходу самого вала відносно герметизуючого плаваючого поршня (15) та запобігає виходу поршня за межі робочої зони в перехіднику поршня (14). Перехідник поршня (14) з'єднується з верхнім перехідником (17) оснащеним верхньою приєднувальною різьбою та є перехідником з спеціальної різьби на замкову.

Амортизатор працює наступним чином: в процесі буріння періодично відбувається заклинювання бурового долота, яке відбувається по трьох основних причинах: високе осьове навантаження, агресивний дизайн долота та особливості властивостей гірських порід. При цьому бурильна колона продовжує обертатись. В цей час амортизатор перетворює енергію обертання в зусилля стиску пружних елементів, при цьому зменшується його довжина, оскільки корпус амортизатора обертається відносно вихідного вала з долотом. За рахунок зменшення довжини амортизатора відбувається зменшення загальної довжини бурильної колони. При зменшенні довжини колони, відповідно, зменшується осьове навантаження прикладене до долота, а отже, і крутний момент, так як ці дві величини мають лінійну залежність. Долото продовжує обертатися, а інструмент поступово розширюється, під дією накопиченої енергії в пружному елементі, після того як крутний момент нормалізується. Враховуючи вищевикладене, даний буровий амортизатор також належить до пристрою автоматичною регулювання осьового навантаження та крутного моменту на долоті.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

1. Буровий вибійний амортизатор крутильних коливань бурильної колони, який містить вузол передачі обертового моменту, нижній ущільнюючий вузол, нижній підшипник ковзання, проміжний підшипник ковзання, пружний вузол, верхній підшипник ковзання та систему компенсації тиску, який **відрізняється** тим, що як пружний елемент містить тарілчасті пружини типу Belleville.
2. Буровий вибійний амортизатор за п. 1, який **відрізняється** тим, що як вузол передачі обертового моменту містить багатозахідну трапецеїдальну, а саме чотирнадцятизахідну, різьбу.
3. Буровий вибійний амортизатор за п. 1, який **відрізняється** тим, що використовуються три розрізні підшипники, які є внутрішніми радіальними опорами у вигляді підшипників ковзання.
4. Буровий вибійний амортизатор за п. 1, який **відрізняється** тим, що містить систему компенсації тиску у вигляді герметизуючого плаваючого поршня, який розміщений на внутрішньому валу всередині перехідника поршня.



Комп'ютерна верстка О. Рябко

ДО "Український національний офіс інтелектуальної власності та інновацій", вул. Дмитра Годзенка, 1, м. Київ – 42, 01601



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **162455** (13) **U**  
(51) МПК (2026.01)  
**E21B 12/02** (2006.01)  
**E21B 47/00**

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ  
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ  
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

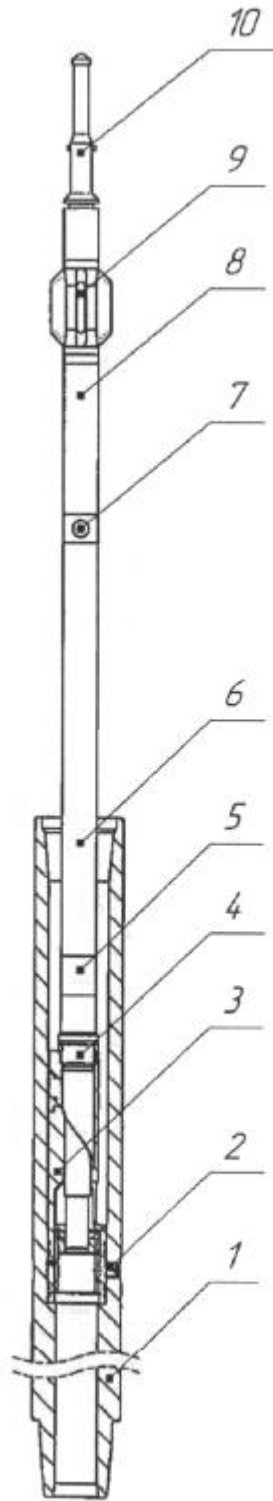
<b>(21)</b> Номер заявки: <b>u 2024 02643</b>	<b>(72)</b> Винахідник(и): <b>Ландар Сергій Миколайович (UA)</b>
<b>(22)</b> Дата подання заявки: <b>16.05.2024</b>	<b>(73)</b> Володілець (володільці): <b>Ландар Сергій Миколайович,</b> пров. Горбанівський, 6, кв. 81, м. Полтава, 36021 (UA)
<b>(24)</b> Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>02.04.2026</b>	<b>(74)</b> Представник: <b>Крайник Олена Михайлівна</b>
<b>(46)</b> Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>01.04.2026, Бюл.№ 13</b>	

**(54) БУРОВИЙ ВИБІЙНИЙ РЕЄСТРАТОР ДИНАМІЧНИХ КОЛИВАНЬ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ**

**(57)** Реферат:

Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони містить посадочний перехідник, посадочну втулку, нижній направляючий кінець, двоніпельний перехідник, головний корпус, амортизаційну пружину, елемент живлення з контролером, клапанний корпус, корпус контактної групи, центратор та верхню ловильну шийку.

UA 162455 U



Корисна модель належить до бурових свердловинних інструментів, які використовуються в складі КНБК при бурінні нафтових, газових та геотермальних свердловин. Дана модель відноситься до групи вимірювальних пристроїв, які здатні вимірювати величину динамічних коливань КНБК по осях X-Y-Z та швидкість її обертання і записувати дані значення у власну пам'ять в цифровому форматі.

Корисна модель не має аналогів в Україні та має унікальну конструкцію і метод запису даних.

В основу корисної моделі поставлена задача розробити пристрій з максимально спрощеною конструкцією, зниженою вартістю та тривалою автономною роботою в умовах свердловини.

Поставлена задача вирішується тим, що у буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони містить посадочний перехідник, посадочну втулку, нижній направляючий кінець, двоніпельний перехідник, головний корпус, амортизаційну пружину, елемент живлення з контролером, клапанний корпус, корпус контактної групи, центратор та верхню ловильну шийку. При цьому, забезпечує отримання точних даних з вибою свердловини.

Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони містить елемент живлення з контролером, який оснащено комплексом вимірювальних пристроїв, а саме: цифровими акселерометрами та гіроскопами для вимірювання вібрацій та швидкості обертання компоновки низу бурильної колони (КНБК) на вибої свердловини.

Струм елемента живлення споживає лише вбудований контролер, який сконструйовано таким чином, що в умовах безперебійної роботи, ємності елемента живлення вистачить не менш ніж на 1000 годин. Для виключення впливу дії тиску бурового розчину, елемент живлення з контролером вбудовано в герметичний корпус з стійких до ерозії та корозії матеріалів.

Корисна модель пояснюється графічним зображенням, на якому представлено конструкцію пристрою.

Посадочний перехідник 1 з'єднується з елементами КНБК нижньою та верхньою приєднувальною різьбою. Перехідник містить вузол фіксації посадочної втулки 3, представлений упорним бортом та двома боковими гвинтами 2, які в свою чергу забезпечують жорсткість кріплення втулки. Внутрішній простір посадочної втулки 3 містить з евольвентну нарізь та направляючий клин для фіксації реєстратора у визначеному положенні. Нижній направляючий кінець 4 являється нижнім герметизуючим вузлом реєстратора, а також має відповідний наріз та паз в який заходить направляючий клин посадочної втулки 3. Дана конструкція попереджує самовільне прокручування реєстратора під час роботи в свердловині. Нижній направляючий кінець 4 через ніпельний перехідник 5 з'єднується з головним корпусом 6, який містить амортизаційну пружину та елемент живлення з контролером. З іншої сторони головний корпус з'єднується з клапанним корпусом 7, який включає в себе запобіжний клапан для вивільнення надлишкового тиску газів, які можуть виділятися при хімічній реакції елемента живлення з буровим розчином. Клапанний корпус приєднується до корпусу контактної групи 8, який включає в себе електричний роз'єм для можливості підключення зчитувача даних. Верхнім герметизуючим вузлом являється ловильна шийка 10, яка додатково дозволяє проводити вилучення реєстратора на геофізичному кабелі в разі прихвату бурильної колони. Ловильна шийка також містить центратор 9 для забезпечення центрування верхньої частини реєстратора в трубному просторі КНБК.

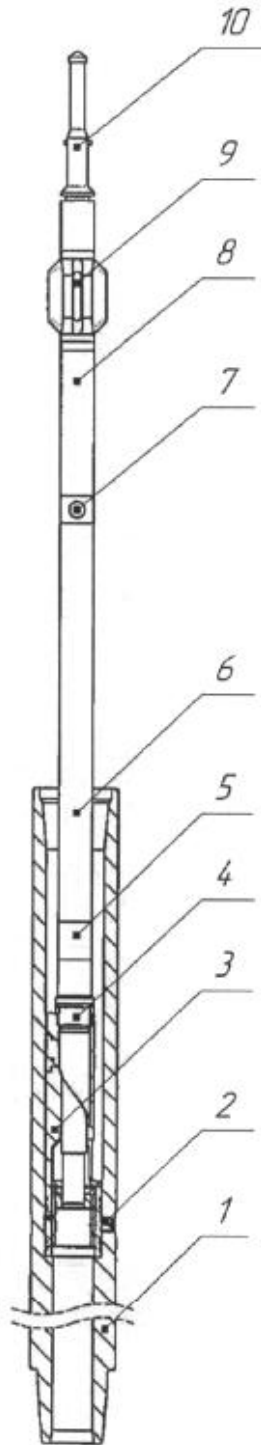
Буровий реєстратор працює наступним чином. У процесі буріння при руйнуванні гірських порід утворюються вібрації. Для вимірювання їх величини необхідно встановити реєстратор в будь-якому місці КНБК, але для точності та коректності даних, рекомендується розміщувати пристрій якомога ближче до долота або опорно-центруючих елементів. Реєстратор включає в себе комплекс вимірювальних пристроїв, а саме: цифрові акселерометри та гіроскопи. Події записуються у внутрішню пам'ять з прив'язкою до часу. Дані з пам'яті вивантажуються за допомогою спеціального зчитувача та підлягають інтерпретації та аналізу. Візуалізація може бути здійснена, як в числовому, так і графічному форматі. Після чого, можливо провести оптимізацію режимів буріння, типів КНБК / пороодо-руйнівного інструменту в конкретних геолого-технічних умовах. Основна мета приладу - підвищення ефективності буріння, детальне вивчення динаміки КНБК, мінімізація пошкоджень внутрішньо-свердловинного інструменту під впливом вібрацій.

#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

1. Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони, що містить посадочний перехідник, посадочну втулку, нижній направляючий кінець, двоніпельний перехідник, головний

корпус, амортизаційну пружину, елемент живлення з контролером, клапанний корпус, корпус контактної групи, центратор та верхню ловильну шийку.

2. Буровий вибійний реєстратор динамічних коливань бурильної колони за п. 1, який **відрізняється** тим, що містить елемент живлення з контролером, який оснащено комплексом вимірювальних пристроїв, а саме: цифровими акселерометрами та гіроскопами для вимірювання вібрацій та швидкості обертання компоновки низу бурильної колони (КНБК) на вибої свердловини.





УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **159776** (13) **U**  
(51) МПК (2025.01)  
**E21B 31/00**

НАЦІОНАЛЬНИЙ ОРГАН  
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ  
ДЕРЖАВНА ОРГАНІЗАЦІЯ  
"УКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ  
ОФІС ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ  
ВЛАСНОСТІ ТА ІННОВАЦІЙ"

**(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ**

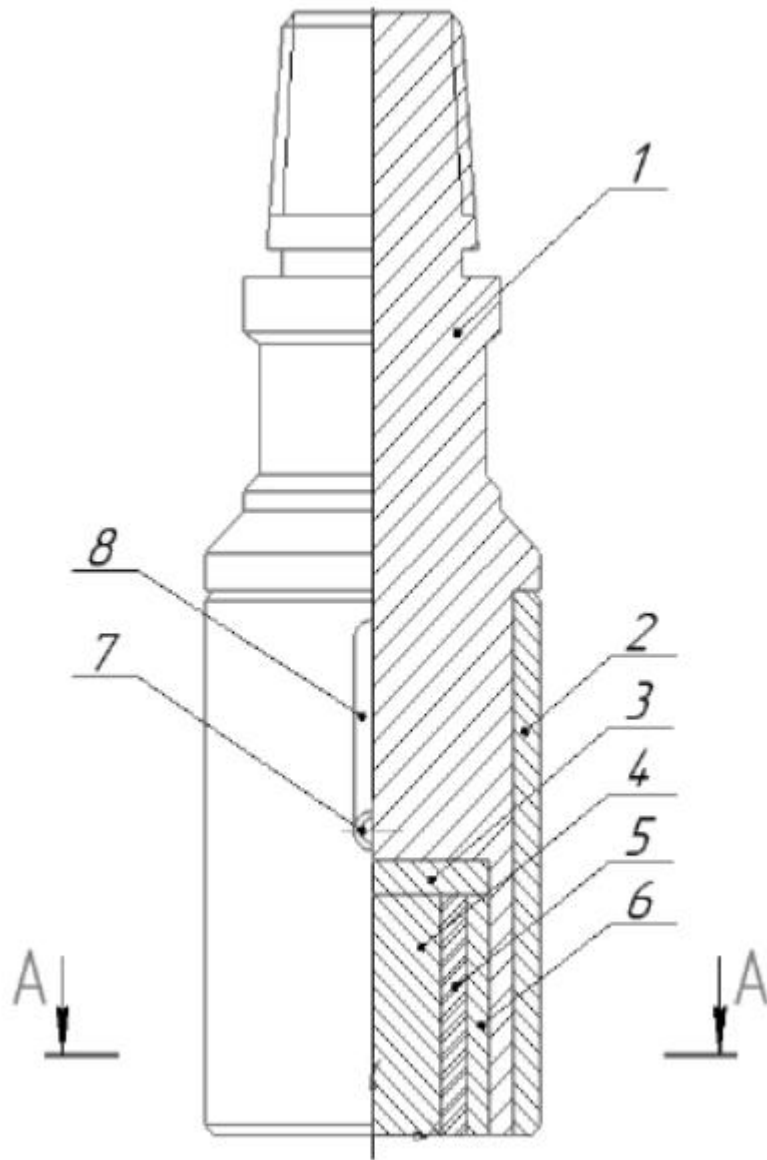
<p>(21) Номер заявки: <b>u 2025 00174</b></p> <p>(22) Дата подання заявки: <b>15.01.2025</b></p> <p>(24) Дата, з якої є чинними права інтелектуальної власності: <b>03.07.2025</b></p> <p>(46) Публікація відомостей про державну реєстрацію: <b>02.07.2025, Бюл.№ 27</b></p>	<p>(72) Винахідник(и): <b>Романишин Любомир Іванович (UA), Романишин Тарас Любомирович (UA), Галушка Роман Миколайович (UA), Ландар Сергій Миколайович (UA)</b></p> <p>(73) Володілець (володільці): <b>Романишин Любомир Іванович, вул. Київська, 23, м. Івано-Франківськ, 76014 (UA), Романишин Тарас Любомирович, вул. Київська, 23, м. Івано-Франківськ, 76014 (UA), Галушка Роман Миколайович, вул. Панянка, 75, кв. 52, м. Полтава, 36022 (UA), Ландар Сергій Миколайович, пров. Горбанівський, 6, кв. 81, м. Полтава, 36021 (UA)</b></p> <p>(74) Представник: <b>Середюк Богдан Іванович, реєстр. №60</b></p>
---	--

**(54) УЛОВЛЮВАЧ МАГНІТНИЙ**

**(57) Реферат:**

Уловлювач магнітний містить циліндричний корпус, перевідник і розміщену у корпусі магнітну систему, виконану із радіально намагнічених постійних магнітів у формі сегментів та магнітопроводів. Уловлювач додатково обладнаний змінним кожухом, у якому розміщений циліндричний корпус з магнітною системою. Змінний кожух обладнаний вертикальним пазом. Корпус уловлювача обладнаний фіксатором-обмежувачем вертикального переміщення корпусу і магнітної системи в межах вертикального паза кожуха, при дії зовнішнього зусилля, та утримання системи із уловленими металевими уламками у верхньому положенні.

**UA 159776 U**



Фиг. 1

Корисна модель належить до ловильних інструментів для очищення вибою свердловин від сторонніх феромагнітних предметів і може бути використана при аварійно-відновлювальних роботах в експлуатаційних свердловинах.

Відомий магнітний ловильний пристрій, що містить циліндричний корпус, перевідник, і розміщену у корпусі магнітну систему, виконану із радіально намагнічених постійних магнітів із рідкісноземельних матеріалів у формі сегментів і розміщені між центральним і зовнішнім магнітопроводами протилежної полярності [Патент UA № 117414. Магнітний ловильний пристрій / Романишин Л. І. та ін. E21 B31/06, опубл. 25.07.2018, бюл. № 14.]

Однак, цей магнітний ловильний пристрій має нерухома магнітну систему, що є причиною ненадійного захоплення і утримання сторонніх феромагнітних предметів видовженої форми та обмеженого об'єму вилучених із свердловини металевих уламків.

Найбільш близьким за технічною суттю до заявленого уловлювача є фрезер-уловлювач, що містить корпус із фрезерною коронкою, перевідник, розміщену у корпусі основну уловлюючу магнітну систему з можливістю її осьового переміщення і вільного повертання, та допоміжну утримуючу систему. [Патент UA № 117421. Магнітний ловильний пристрій / Романишин Т. Л. та ін. E21B 31/06, опубл. 25.07.2018, бюл. № 14].

Однак цей відомий фрезер-уловлювач має ненадійну систему фіксації положення основної системи з уловленими предметами у корпусі, потребує захисту магнітної системи від переміщення вниз від тиску стовпа промивальної рідини при підйомі колони труб та спеціального інструменту для повернення системи у вихідне положення після проведених ловильних робіт. Наявність промивального каналу на робочій поверхні системи ускладнює захоплення магнітною системою феромагнітних частин на вибої та сприяє їх відриву від нього.

В основу корисної моделі поставлено задачу створити уловлювач з рухома магнітною системою шляхом внесення конструктивних змін, спрощення конструкції вузла переміщення і фіксування магнітної системи у крайніх положеннях у кожусі, забезпечити надійну роботу пристрою при очищенні вибою свердловини від феромагнітних уламків незалежно від їх форми та транспортуванні їх на поверхню.

Поставлена задача вирішується тим, що уловлювач магнітний, який містить циліндричний корпус, перевідник і розміщену у корпусі магнітну систему, виконану із радіально намагнічених постійних магнітів у формі сегментів та магнітопроводів, згідно корисної моделі додатково обладнаний змінним кожухом, у якому розміщений циліндричний корпус з магнітною системою, змінний кожух обладнаний вертикальним пазом, корпус уловлювача обладнаний фіксатором-обмежувачем вертикального переміщення корпусу і магнітної системи в межах вертикального паза кожуха, при дії зовнішнього зусилля, та утримання системи із уловленими металевими уламками у верхньому положенні.

Таким чином завдяки обладнанню уловлювача змінним кожухом для розміщення в ньому циліндричного корпусу з магнітною системою, виконаною із радіально намагнічених постійних магнітів у формі сегментів та магнітопроводів, з можливістю переміщення у кожусі, що обладнаний вертикальним пазом, для цього корпус уловлювача обладнаний фіксатором-обмежувачем вертикального переміщення магнітної системи в межах паза кожуха при дії зовнішнього зусилля та утримання системи із уловленими металевими уламками у верхньому положенні, таке конструктивне рішення дозволяє збільшити об'єм уловлених металевих уламків та запобігти відриву металічних уламків, надійно захищених кожухом, від системи при ударах і вібраціях при підйомі на поверхню.

Разом з тим відсутність жорсткого кріплення корпусу до кожуха дозволяє знімати, змінювати діаметр кожуха, що дозволить проводити ловильні роботи у свердловинах різного діаметра та розширити діапазон використання уловлювача.

Таким чином сукупністю відомих і пропонованих суттєвих ознак маємо комплексне рішення, яке забезпечує технічний результат, достатній для вирішення поставленої задачі корисної моделі.

Суть корисної моделі пояснюють креслення.

На Фіг. 1 наведено уловлювач магнітний у робочому стані.

На Фіг. 2 наведено уловлювач магнітний у неробочому стані.

На Фіг. 3 наведено систему магнітну уловлювача.

Пропонований уловлювач магнітний містить корпус 1 із приєднувальною різьбою. У порожнині корпусу жорстко закріплена магнітна система 3, яка разом із корпусом (1) має можливість вертикального переміщення у кожусі 2. До корпусу (1) прикріплений фіксатор-обмежувач (штифт) 7, що переміщується у межах паза 8 кожуха (2) та фіксує розміщення корпусу (1) з магнітною системою (3) у робочому стані в нижньому (Фіг. 1) та в неробочому стані у верхньому (Фіг. 2) положеннях. Магнітна система 3 (Фіг. 3 переріз А-А) містить корпус, у якому

розміщені кільцеві центральний 4 та периферійний 6 магнітопроводи різнойменної полярності. Між магнітопроводами розміщені постійні радіально намагнічені магніти 5 із рідкісноземельних матеріалів у формі сегментів.

Уловлювач магнітний працює так.

5 За допомогою приєднувальної різьби на корпусі уловлювач закріплюють до геофізичного кабелю, троса або КГТ - колтубінгових гнучких труб (на Фіг. 1 не показано) і опускають у свердловину (Фіг. 1). При спуску кожух 2 під власною вагою переміщується у нижнє крайнє положення, а магнітна система 3 залишається у верхньому положенні. При досягненні вибою свердловини чи аварійного предмета, під дією осьового зусилля від ваги КГТ чи додаткових вантажів геофізичного кабелю або троса, корпус 1 з магнітною системою 3 переміщується у кожусі 2 у межах паза 8 у нижнє крайнє положення, де закріплюється фіксатором-обмежувачем 7. При досягненні магнітної системи контакту із металевими уламками на вибої свердловини магнітне поле взаємодіє із феромагнітними предметами, завдяки чому останні притягуються до системи 3.

15 При підйомі уловлювача корпус 1 та магнітна система 3 з притягнутими металевими уламками (на Фіг. 2 не показано) переміщується у кожусі 2 до верхнього крайнього положення фіксатора-обмежувача 7 у пазі 8. При цьому у кожусі 2, що утримується у корпусі 1 фіксатором-обмежувачем 7, звільняється простір для захопленого магнітною системою 3 зруйнованого металу. Таким чином при підйомі на поверхню магнітна система 3 захищена від ударів до обсадної колони, а уловлені предмети від відриву та випадання.

20 Тим самим забезпечується надійність утримання уловлених предметів при підйомі. Піднятий на поверхню уловлювач звільняють від кожуха шляхом від'єднання фіксатора-обмежувача 7 від корпусу 1, очищують систему від уловлених предметів та підготовлюють для подальшого застосування.

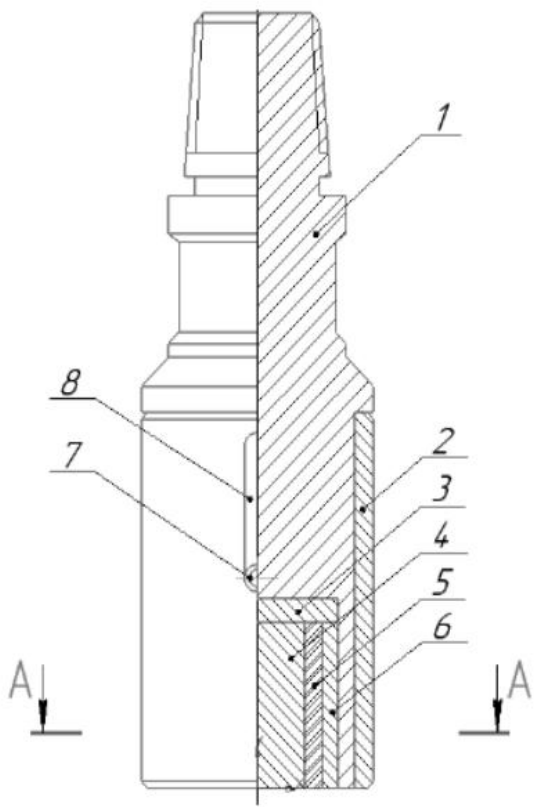
25 Використання пропонованого уловлювача магнітного завдяки збільшенню робочої зони у порожнині кожуха шляхом переміщення магнітної системи забезпечує повне очищення вибою свердловини від феромагнітних уламків і запобігає відриву уловлених предметів при підйомі інструменту на поверхню.

30

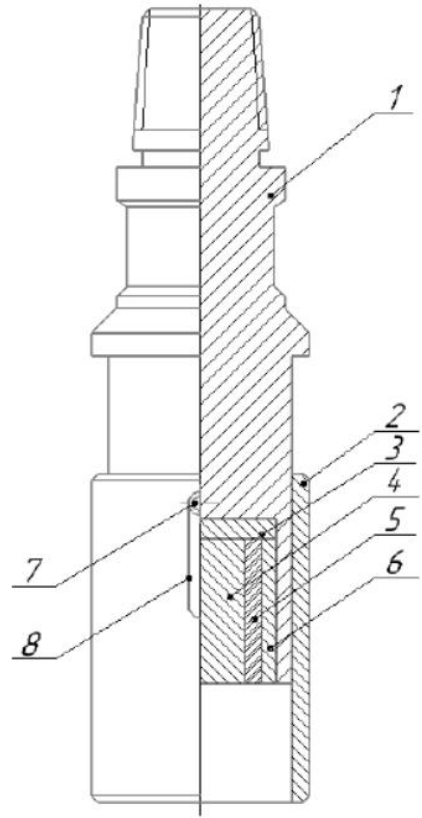
#### ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Уловлювач магнітний, що містить циліндричний корпус, перевідник і розміщену у корпусі магнітну систему, виконану із радіально намагнічених постійних магнітів у формі сегментів та магнітопроводів, який **відрізняється** тим, що уловлювач додатково обладнаний змінним кожухом, у якому розміщений циліндричний корпус з магнітною системою, змінний кожух обладнаний вертикальним пазом, корпус уловлювача обладнаний фіксатором-обмежувачем вертикального переміщення корпусу і магнітної системи в межах вертикального паза кожуха, при дії зовнішнього зусилля, та утримання системи із уловленими металевими уламками у верхньому положенні.

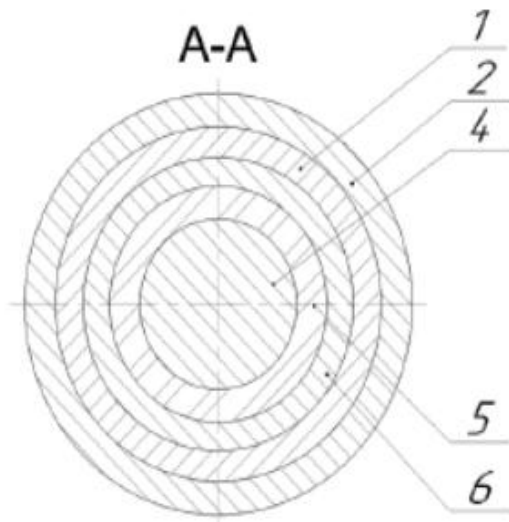
35



Фиг. 1



Фиг. 2



Фиг. 3