

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу  
Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Мохній Ігор Юрійович**

УДК 622.24.001.57

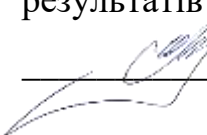
**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ ОПОРУ ОСЬОВОМУ ПЕРЕМІЩЕННЮ**  
**КОЛТЮБІНГОВИХ ГНУЧКИХ ТРУБ У СТОВБУРІ СКЕРОВАНОЇ**  
**СВЕРДЛОВИНИ**

185 – Нафтогазова інженерія та технології

18 – Виробництво 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

  
\_\_\_\_\_ І. Ю. Мохній

Науковий керівник **Чудик Ігор Іванович**, доктор технічних наук, професор

## АНОТАЦІЯ

*Мохній І. Ю.* Дослідження сил опору осьовому переміщенню колтюбінгових гнучких труб у стовбурі скерованої свердловини. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія та технології (18 – Виробництво та технології). – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2026.

В роботі, на основі техніко-технологічних та гірничо-геологічних даних буріння глибоких скерованих нафтогазових свердловин, проведено аналіз сучасних методів та засобів дослідження роботи колони колтюбінгових гнучких труб (КГТ), якими комплектуються бурильні колони (БК) разом з орієнтованими компоновками низу бурильної колони (КНБК), оснащеними гідравлічними осциляторами коливань (ГОК). Охарактеризовано особливості ускладнень при доведенні КГТ до проектних глибин внаслідок дії сил адгезійного прилипання та гідродинамічного опору. Дано техніко-технологічне обґрунтування щодо зменшення сил опору осьового переміщення КГТ у складі двоступеневої БК із КНБК, оснащеної ГОК.

Розроблено математичну модель визначення площі контакту і мідельного перерізу деформованої ділянки КГТ із стінкою скерованої свердловини. Досліджено зміну сил гідродинамічного опору осьовому руху зігнутих КГТ в місцях дотикання до стінок свердловини та сил адгезійного прилипання зігнутих КГТ в місцях впирання в стінки свердловини. На основі проведених досліджень розроблено “Методику розрахунку сил гідравлічного опору та адгезійного прилипання при взаємодії трубних колон зі стінками скерованої свердловини”.

Дано подальший науковий розвиток аналітично-числовій моделі дослідження дії дисипативних сил на деформовану КГТ у скерованій свердловині. Розроблено математичну та імітаційну моделі для управління

динамікою КГТ і КНБК, оснащеною ГОК при бурінні скерованої свердловини з урахуванням основних постулатів та законів динаміки.

Розроблено математичну та чисельно-імітаційну моделі поздовжніх коливань КГТ у складі двоступеневої БК з КНБК, оснащеної ГОК. На основі результатів чисельних експериментів дано техніко-технологічне обґрунтування щодо зменшення сил опору осьового переміщення КГТ з метою доведення їх до проектних глибин. Сформульоване обґрунтування включає в себе два важливі положення: комплексну побудову та реалізацію динамічної моделі сил опору, яка описує перехід від тертя спокою до тертя руху у в'язкому середовищі; теоретичне обґрунтування координованого інтегрування та безпосереднього застосування джерел вимушених коливань у місцях трубної колони, на які діють значні сили опору.

**Ключові слова:** бурильна колона; в'язко-пружний контакт; динамічна модель; колона гнучких колтубінгових труб; компоновка низу бурильної колони; коливання; математична модель; напружено-деформований стан, похило-скерована свердловина; площа міделя; площа поверхні контакту; резонанс; сила тертя; сила опору.

## ABSTRACT

*Mokhniy I.* Investigation of the forces of resistance to axial movement of coiled tubing flexible pipes in the directional wellbore. – Manuscript.

Thesis for the degree of Doctor of Philosophy in the specialty 185 – Oil and Gas Engineering and Technology (18 – Production and Technology) – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2026.

In the work, based on the technical and technological and mining and geological data of drilling deep directional oil and gas wells, an analysis of modern methods and means of studying the operation of a coiled tubing flexible pipe (СТР) column, which is equipped with drill strings (DST) together with oriented

bottom-of-drill-string assemblies (BHA) equipped with hydraulic oscillation oscillators (HOAs), is carried out. The features of the complication in bringing the CTP to the design depths due to the action of adhesive adhesion forces and hydrodynamic resistance are characterized. A technical and technological justification is given for reducing the resistance forces of axial movement of the CTP as part of a two-stage BHA with BHA equipped with HOAs.

A mathematical model for determining the contact area and the medial cross-section of the deformed section of the CGT with the wall of the directional well has been developed. The change in the forces of hydrodynamic resistance to axial movement of bent CGT in places of contact with the well walls and the forces of adhesive adhesion of bent CGT in places of abutment with the well walls has been investigated. Based on the conducted research, a “Methodology for calculating viscous resistance and adhesive adhesion forces” has been developed.

Further scientific development of the analytical-numerical model for studying the action of dissipative forces on a deformed CGT in a directional well has been given. A mathematical and simulation model has been developed for controlling the dynamics of CGT and BHA equipped with a GOK during directional well drilling, taking into account the basic postulates and laws of dynamics.

A mathematical and numerical simulation model of longitudinal vibrations of the CGT as part of a two-stage BC with BHA equipped with a GOK has been developed. Based on the results of a series of numerical experiments, a technical and technological justification has been given for reducing the resistance forces of the axial movement of the CGT in order to bring them to the design depths. The formulated justification includes two important provisions: a comprehensive construction and implementation of a dynamic model of resistance forces, which describes the transition from static friction to motion friction in a viscous medium; theoretical justification of coordinated integration and direct application of sources of forced oscillations in places of the pipe string, on which significant resistance forces act.

**Key words:** drill string; viscoelastic contact; dynamic model; flexible coiled tubing string; drill string bottom layout; oscillations; mathematical model; stress-strain state, directional well; midbody area; contact surface area; resonance; friction force; drag force.

## СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

### Статті, в яких опублікуванні основні результати дисертації

1. Мохній І.Ю., І. І. Чудик І.І. Науково-практичні основи застосування колони гнучких труб у скерованих свердловинах. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. №3 (84). С. 18-23. **(Фахове видання України).**

2. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі Ахмед, Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Дослідження деформованого стану бурильної колони, що обертається на ділянці похилої свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2023. №2. С. 38-52. [https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2\(40\)-38-52](https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2(40)-38-52) <http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9378> **(Фахове видання України).**

3. Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Імітаційна модель бурильної колони з установленим генератором осьових коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. №3 (88). С. 49-60. ISSN 1993-9973. e-ISSN 2415-332X. <https://doi.org/10.69628/pdogf/3.2023.49> **(Фахове видання України).**

4. Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю., Царук В.Ф., А.Б. Михайлів. Визначення оптимального місця розташування генератора осьових коливань в бурильній колоні. *Нафтогазова енергетика*. 2024. №1 (41) С. 86-95. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1\(41\)-86-95](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1(41)-86-95) **(Фахове видання України).**

5. Гриджук Я.С., Мохній І.Ю., Кондур Т.І., Слабий О.О., Царук В.Ф. Модель взаємодії орієнтованої компоновки низу бурильної колони із стінками свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2024. №2 (42). С. 61-70.

[https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-61-70](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-61-70) (Фахове видання України).

6. Гриджук Я.С., Чудик І.І., Слабий О.О., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Математична модель оцінки поздовжнього резонансу бурильної колони для буріння скерованих ділянок свердловин. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2026. №3 (301). С. 50–64. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2026-301-3-50-64> (Фахове видання України).

### Тези наукових конференцій

7. Мохній І.Ю., Чудик І.І. Науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах. *Modern research in world science. Proceedings of IV International Scientific and Practical Conference*. Lviv, Ukraine 10-12 July 2022. С. 276-281.

8. Гриджук Я.С., Чудик І.І., Слабий О.О., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Про аналітичне визначення площі зони контактування прогнутної ділянки бурильної колони із стінкою свердловини. *III Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023”*, Вінниця. 1-3 червня 2023р. С. 63-65. [15173 \(vntu.edu.ua\)](https://vntu.edu.ua)

9. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі, Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Сучасні тенденції комп’ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. *XII Міжнародна науково-технічна конференція “Прогресивні технології в машинобудуванні”*. 5-9 лютого 2024 р. Івано-Франківськ – Яремче. [ZbE\\_PTME2024\\_погодж 31-01.pdf - Google Диск](#)

10. О. Slabyi, Y. Grydzhuk, T. Kondur, I Mokhniy. Features of the drill string model construction with axial vibration oscillator. *XIV Міжнародна науково-технічна конференція “Прогресивні технології в машинобудуванні ATME 2026”*. 9-13 лютого 2026 р. Івано-Франківськ – Яремче. С. 58-59. DOI: <https://doi.org/10.31713/MCIT.2024.074>

Інформація про внесок кожного співавтора у публікаціях за темою дисертації наведено у додатку Б.

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП.....</b>	<b>10</b>
 <b>РОЗДІЛ 1</b>	
<b>ОГЛЯД І АНАЛІЗ ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....</b>	<b>16</b>
1.1 Основні аспекти застосування колтубінгових технологій у скерованих свердловинах.....	16
1.2 Огляд і аналіз опублікованих праць за обраною тематикою.....	18
1.3 Систематизація методів дослідження сил притискання елементів КГТ до стінок свердловини та сил опору руху.....	44
1.4 Аналіз математичних моделей для оцінки сил опору осьового руху КГТ у стовбурі свердловини.....	48
1.5 Висновки до розділу 1, постановка завдань дослідження та вибір методів їх вирішення .....	57
 <b>РОЗДІЛ 2</b>	
<b>ДОСЛІДЖЕННЯ ДІЇ СИЛ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ТА АДГЕЗІЙНОГО ПРИЛИПАННЯ НА ДЕФОРМОВАНУ КГТ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ .....</b>	<b>61</b>
2.1 Особливості дії сил гідродинамічного походження на деформованому КГТ та методів їх визначення .....	61
2.2 Вибір моделей контактуючих поверхонь КГТ і стінки свердловини та побудова моделі їх взаємного перетину .....	63
2.3 Математична модель визначення площі контакту і мідельного перерізу деформованої ділянки КГТ із стінкою скерованої свердловини.....	66
2.4 Визначення сил гідродинамічного опору осьовому руху зігнутих КГТ в місцях торкання до стінок свердловини.....	77

2.5	Визначення сил адгезійного прилипання зігнутих КГТ в місцях впирання в стінки свердловини.....	79
2.6	Висновки до розділу 2.....	85

### **РОЗДІЛ 3**

#### **ДОСЛІДЖЕННЯ ДІЇ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ НА**

#### **ДЕФОРМОВАНУ КГТ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ ...** 87

3.1	Побудова розрахункової схеми для дослідження в'язко-пружного контакту плоско деформованої КГТ із стінками свердловини.....	87
3.2	Математична модель дослідження контактних сил при втисканні плоско деформованої КГТ у стінку скерованої свердловини.....	90
3.3	Побудова розрахункової схеми для дослідження дії силових факторів на просторово деформовану КГТ.....	94
3.4	Математична модель дослідження сил опору при втисканні плоско деформованої КГТ у стінку скерованої свердловини.....	98
3.5	Імітаційне моделювання навантажування ділянки КГТ у скерованій свердловині .....	110
3.6	Аналіз результатів моделювання сил опору.....	119
3.7	Висновки до розділу 3.....	122

### **РОЗДІЛ 4**

#### **МЕТОДИКА ОЦІНКИ СИЛ ОПОРУ ОСЬОВОГО**

#### **ПЕРЕМІЩЕННЯ ДВОСТУПЕНЕВОЇ БК У СКЛАДІ КГТ**

#### **ТА КНБК, ОСНАЩЕНОЇ ГОК У СТОВБУРІ СКЕРОВАНОЇ**

#### **СВЕРДЛОВИНИ.....** 124

	Вибір основних закономірностей та побудова розрахункової	
4.1	схеми двоступеневої БК, оснащеної ГОК.....	124
4.2	Розробка математичної моделі поздовжніх коливань КГТ у	

складі двоступеневої БК, оснащеної ГОК.....	128
4.3 Розрахунок власних частот, побудова АЧХ та аналіз динаміки осьового руху двоступеневої БК у скерованій свердловині.....	132
4.4 Чисельно-імітаційне моделювання двоступеневої БК, оснащеної ГОК.....	142
4.5 Техніко-технологічне обґрунтування щодо зменшення сил опору осьового переміщення КГТ у складі двоступеневої БК .....	150
4.6 Висновки до розділу 4.....	152
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....</b>	<b>154</b>
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....</b>	<b>156</b>
<b>ДОДАТКИ.....</b>	<b>170</b>

## ВСТУП

**Обґрунтування вибору теми дослідження.** Сучасний етап розвитку нафтогазової галузі характеризується значним зростанням частки похило-скерованих та горизонтальних свердловин. В таких умовах колтюрбінгові технології є незамінним інструментом для проведення робіт з інтенсифікації видобутку та капітального ремонту без глушіння свердловини. Проте головним обмеженням застосування колони гнучких труб (КГТ) у викривлених стовбурах є виникнення значних сил опору їх осьовому переміщенню. Збільшення довжини горизонтальних ділянок призводить до зростання площі контакту труби зі стінками свердловини, що суттєво підвищує сили тертя. Неконтрольоване зростання цих сил часто стає причиною виникнення поздовжньої нестійкості та спірального вигину КГТ. Дослідженням в галузі колтюрбінгових технологій займалися такі відомі вчені, як Stefan Miska, Robert F. Mitchell, Yuan Pan, W. Heisig, J. Salies, K. Bhalla, W. Wu, J. Juvkam-Wold, В. С. Жданов, Є.І, Крижанівський, О.Ю. Витязь, А. М. Сиротюк, Р. С. Яким, Л. Адамс, Ф. Гуан, Н. Э. Сулейманов, С. Мур, А. Рамос, К. Невман, Л. Шаогу, Дж. Вайнштейн та ін.

В останні роки при промисловому використанні колтюрбінгу для буріння чи ремонту свердловин досить часто виникає таке ускладнення, як недоведення КГТ до проектної глибини. Даний вид ускладнень проявляється тоді, коли сили опору, що виникають при спуску КГТ, перевищують її вагу. Ці сили різні за своєю природою і є наслідком:

- опорів, що викликаються жорсткістю КГТ і криволінійністю стовбура свердловини;
- місцевих опорів (уступи, звуження, локальні викривлення і перегини стовбура свердловини і ін.);
- опорів, що спричинені дією перепаду тисків в системі "свердловина-пласт" за умови безпосереднього контакту КГТ з проникними стінками стовбура;

- опорів, що спричинені тертям КГТ об стінки свердловини (причому останні, крім порід, що складають розріз, можуть бути представлені глинистими кірками, що утворилися на проникних поверхнях при фільтрації бурових розчинів).

У кожному конкретному випадку недоведення КГТ до проектної глибини може відбуватися внаслідок дії сил опору як одного виду, так і декількох одночасно. Тому для попередження цього ускладнення необхідна науково обґрунтована розробка засобів і методів зниження всіх сил, які протидіють руху колтубінгової колони в стовбурі свердловини. Актуальність цієї проблеми є особливо важливою на сучасному етапі ведення бурових робіт, оскільки значно зросли середні глибини буріння свердловин.

Відсутність точних моделей оцінки сил опору призводить до помилок при виборі типорозміру труб, оскільки існуючі методики розрахунку часто не враховують реальний стан зносу поверхні КГТ та зміну коефіцієнта тертя в середовищі бурового розчину. Актуальність дослідження підсилюється необхідністю мінімізації ризиків аварійних обривів труб через надмірні розтягуючі або стискаючі навантаження. В умовах скерованого буріння навіть незначні відхилення від проектної траєкторії створюють додаткові точки опору, які важко врахувати класичними формулами. Зменшення тертя дозволяє використовувати труби меншого діаметру, що знижує металоємність та загальну вартість робіт. В умовах виснажених пластів помилки в розрахунках осьових зусиль можуть призвести до пошкодження дороговартісного вибійного обладнання – компоновок низу бурильної колони (КНБК). Розробка нових інженерних рішень для зменшення контактних зусиль та сил опору є пріоритетним завданням для вітчизняного нафтосервісного ринку. Тема роботи є актуальною ще й тому, що вона поєднує фундаментальні питання механіки деформованого твердого тіла у в'язкому суцільному середовищі з практичними запитамі нафтогазової галузі. Результати дослідження стануть основою для розробки галузевих

стандартів з безпечної експлуатації колтюбінгових установок у складних свердловинних умовах. Тому оцінка сил опору осьового переміщення КГТ у стовбурі скерованої свердловини є актуальною проблемою. Її вирішення дасть змогу в значній мірі підвищити ефективність процесу буріння свердловин і знизити аварійність.

**Мета і завдання дослідження.** Метою роботи є розроблення науково-практичних рішень щодо зменшення сил опору руху КГТ для доведення їх до проектних глибин.

Досягнення поставленої мети вимагає вирішення таких завдань:

1. Провести аналіз моделей деформованого стану та сил опору осьовому переміщенню КГТ в стовбурі скерованої свердловини.

2. Розробити моделі визначення площі мідельного перерізу та поверхні втискання деформованої ділянки КГТ у стінку скерованої свердловини.

3. Удосконалити моделі дії зосереджених та розподілених дисипативних сил на деформовану КГТ у скерованій свердловині.

4. Розробити моделі поздовжніх коливань двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК.

5. Обґрунтувати техніко-технологічне забезпечення щодо зменшення сил опору осьовому переміщенню КГТ.

6. Впровадити результати досліджень у промислових умовах.

**Об'єкт дослідження** – процеси динамічного навантажування та деформування КГТ під час її осьового переміщення у стовбурі скерованої свердловини.

**Предмет дослідження** – сили опору руху КГТ під час її осьового переміщення вздовж осі скерованої свердловини.

**Методи дослідження.** Дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає у сумісному використанні математичного

та комп'ютерного моделювання об'єкта та предмета досліджень із застосуванням сучасного програмного забезпечення.

### **Наукова новизна одержаних результатів.**

1. Вперше розроблено аналітично-числову модель дослідження та отримано залежності для визначення площі мідельного перерізу та поверхні контакту деформованої ділянки КГТ зі стінкою скерованої свердловини.

2. Отримала подальший науковий розвиток аналітично-числова модель дослідження дії дисипативних сил на деформовану КГТ у скерованій свердловині.

3. Вперше розроблено аналітично-числову модель позовжніх коливань двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК.

4. Удосконалено методику оцінки сил в'язкого опору та адгезійного прилипання і обґрунтовано науково-практичні рішення щодо зменшення сил опору руху КГТ з метою доведення їх до проектних глибин.

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

1. Комплексна побудова та реалізація динамічної моделі сил опору, яка описує перехід від тертя спокою до тертя руху у в'язкому середовищі.

2. Теоретичне обґрунтування координованого інтегрування та безпосереднього застосування джерел вимушених коливань у місцях трубної колони, на які діють значні сили опору.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

1. Розроблено програмні коди на мові Maple та Python з визначення площі мідельного перерізу та поверхні контакту деформованої ділянки КГТ зі стінкою скерованої свердловини.

2. Створено числову базу для побудови та дослідження чисельно-імітаційних моделей двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК на мові Maple та Python з урахуванням геометричних, кінематичних та динамічних параметрів, а також фізико-механічних характеристик

середовища свердловини з метою оцінки сил опору осьовому переміщенню (передано Філії “УГВ-Сервіс”).

3. Практичні результати дисертаційного дослідження відображено в керівному документі “Методика розрахунку сил гідравлічного опору та адгезійного прилипання при взаємодії трубних колон зі стінками скерованої свердловини” (впроваджено в Філії “УГВ-Сервіс”).

### **Особистий внесок здобувача**

Математичні моделі, аналітичні залежності і результати розрахунків, а також положення й висновки, що виносяться на захист належать особисто авторові. Із наукових праць, які опубліковані у співавторстві, на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто здобувачем. Зокрема: [52, 105] – проведено аналіз та охарактеризовано науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах; [67] – обґрунтовано аналітичне визначення площі зони контактування прогнутної ділянки бурильної колони із стінкою свердловини; [85] – розроблено математичну модель деформування бурильної колони на ділянці похилої свердловини; [115, 116] – взято участь у створенні числових баз для побудови чисельно-імітаційних моделей та проведенні чисельних досліджень динаміки БК, оснащеної ГОК; [83, 110] – обґрунтовано сучасні тенденції та запропоновано концепцію для комп’ютерного моделювання з дослідження роботи БК; [111, 114] – прийнято участь у розробці розрахункових схем і складання рівнянь рівноваги та руху БК у скерованих свердловинах.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертації доповідалися і обговорювалися на міжнародних науково-технічних конференціях: “Modern research in world science 2022”, “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту 2023”, “Прогресивні технології в машинобудуванні АТМЕ 2024”, “Прогресивні технології в машинобудуванні АТМЕ 2026”.

**Публікації.** За темою дисертації опубліковано 10 наукових праць, з яких 6 статей у фахових виданнях України, 4 тези наукових конференцій.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатку. Вона викладена на 215 сторінках машинописного тексту, містить 53 рисунки та 27 таблиць.

Автор висловлює щире подяку науковому керівнику, доктору технічних наук, професору Чудику І. І. за цінні поради при виконанні наукової роботи, а також Філії “УГВ-Сервіс” за надану промислову інформацію та технічну підтримку.

## РОЗДІЛ 1

### ОГЛЯД І АНАЛІЗ ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ТА ФОРМУЛЮВАННЯ ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 1.1 Основні аспекти застосування колтюрінгових технологій у скерованих свердловинах

Основним елементом колтюрінгової системи є колона колтюрінгових гнучких труб (КГТ), без замків і з'єднань, навіта на відповідний барабан машинної установки. Це забезпечує її ефективне згорання/розгорання, транспортування і управління роботою під час СПО та відповідних технологічних операцій [1, 2, 3]. Колтюрінгова установка зазвичай випускається на самохідному шасі автомобіля або компонується з окремих блоків, які в комплексі забезпечують її повноцінне функціонування (рис. 1.1).

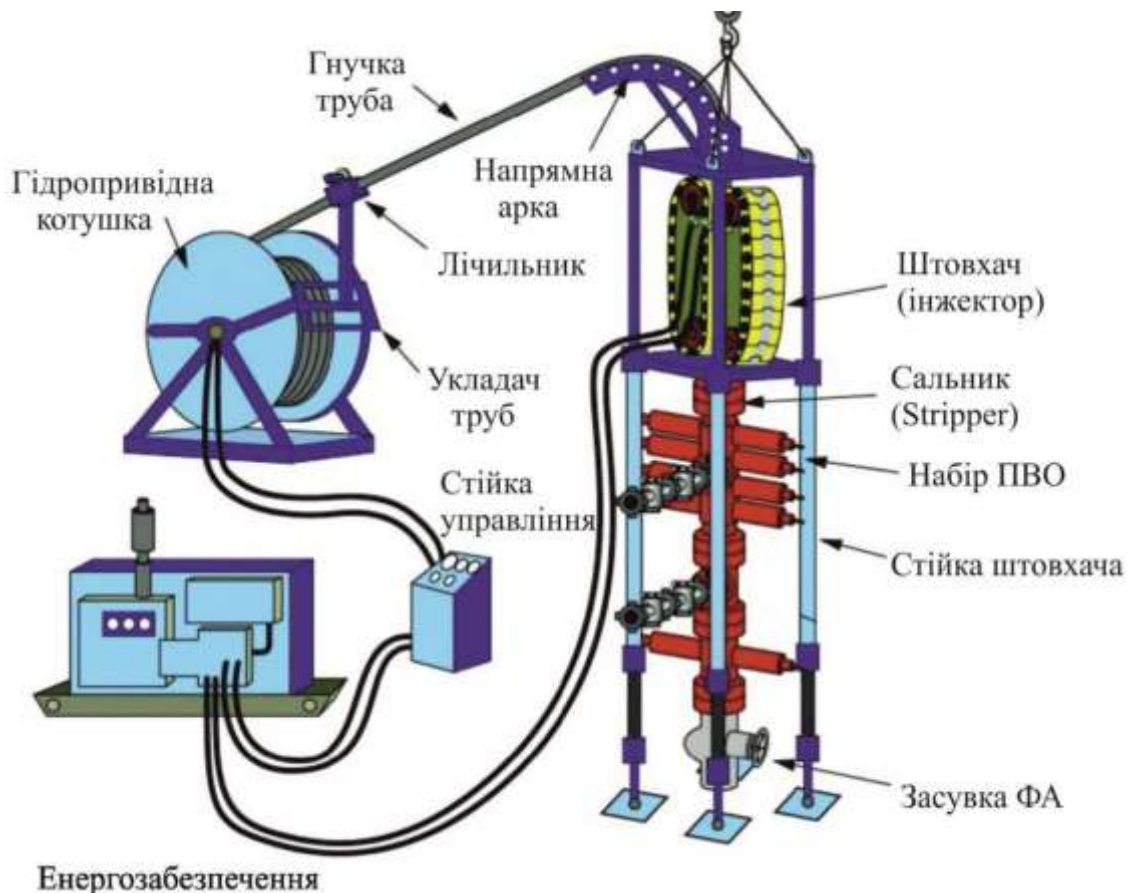


Рисунок 1.1 – Комплекс обладнання колтюрінгової свердловинної установки

Сьогодні колтбінгові технології, завдяки певному набору технологічних переваг, є найбільш високоефективними і затребуваними в процесах геофізичних досліджень, кислотних оброблень привибійної зони пластів, ремонтних та відновлювальних робіт в свердловинах довільних просторових профілів і великих глибин, особливо серед старого фонду зокрема [1÷3]. Серед її переваг:

- можливість забезпечення високої герметичності устя під час виконання технологічних операцій;
- здатність до реалізації операцій з освоєння продуктивних горизонтів;
- відсутня потреба в попередньому глушінні свердловини для проведення в ній ремонтних робіт;
- скорочення часу проведення підготовчих та фінальних операцій під час виконання технологічних операцій;
- придатність до буріння та виконання інших технологічних операцій з КГТ у вертикальних, горизонтальних або сильно викривлених свердловинах;
- сприяння покращенню умов праці виробничого персоналу під час буріння та ремонту свердловин;
- забезпечення екологічної безпеки шляхом зниження ризиків втрат пластових і технологічних рідин у закритій системі циркуляції.

Виконання колтбінгових робіт у скерованих свердловинах з великою протяжністю стовбура (похило-скерований чи горизонтальний) є складним технічним завданням. Адже при опусканні КГТ у скеровану свердловину використовується виключно її власна вага, а для її піднімання – тягове зусилля колтбінгового агрегату. Допоміжні прийоми чи засоби (обертання, вібрації чи проштовхування) не потрібні. При цьому верхня частина (або/чи вся КГТ) перебуває під дією розтягуючого, а нижня – під дією стискаючого осьового навантаження. Окрім цього, на них діють ще й сили опору навколишнього середовища, спрямовані в протилежному до переміщення колони труб напрямку. На відміну від традиційної колони бурильних труб, КГТ не комплектується обважненими трубами у свердловинних умовах. Це

призводить до втрати стійкості і набуття нею спіралеподібної форми [4, 5]. Сили тертя КГТ до стінок свердловини чи внутрішньої поверхні обсадної колони зростають, що визначає зміни зусиль, необхідних для опускання чи піднімання КГТ, і призводить до виникнення непродуктивних енергетичних втрат на виконання технологічних операцій чи реалізацію певних процесів та знижує коефіцієнт корисної дії [6, 7, 8].

Зважаючи на це, для зменшення опору осьового переміщення колони КГТ у стовбурі свердловини складного просторового профілю на практиці використовують такі підходи [3, 5, 7, 8]:

- додавання змащувальних компонентів до промивальної рідини;
- застосування різних пристроїв: гідронавантажувачі Baker Hughes, DezhouS helf Oil Tools, Halliburton, National Oilwell-Varco, Schlumberger, Weatherford, YJ та опорно-центрувальні елементи;
- створення осьового навантаження на вибій горизонтальної свердловини за допомогою силового циліндра з поршнем при нерухомій БК за рахунок сил тертя;
- використання імпульсної дії на ГТ за допомогою гідроударників та хвильове збурення трубної колони.

Використання цих технологічних рішень із відповідною частотою, зазвичай, допомагає певною мірою вирішити проблему проходження колони ГТ у стовбурі свердловини та забезпечити повноцінну реалізацію технологічного процесу.

## **1.2 Огляд і аналіз опублікованих праць за обраною тематикою**

Сучасний етап розвитку нафтогазової галузі характеризується широким впровадженням технологій колтубінгових гнучких труб (КГТ) для буріння та інтенсифікації видобування горизонтальних свердловин. Актуальність дослідження зумовлена необхідністю підвищення прохідності БК, до складу якої входить КГТ, оскільки збільшення сил опору зменшує глибини

(довжини) буріння. Основними чинниками, що обмежують дальність проходження КГТ, є втрата поздовжньої стійкості, де критичні навантаження синусоїдального та спірального вигину КГТ спричинюють великі сили та моменти опору. Тому метою огляду є аналіз сучасних наукових публікацій та стратегій запобігання «заклинюванню» (lock-up) інструменту, зокрема шляхом впровадження систем стабілізації та вібраційних технологій, що дозволяють збільшити досяжність цільової зони продуктивного пласта.

Серед методів дослідження стійкості, рівноваги та руху колони КГТ у скерованих свердловинах широкоживаними на даний час є енергетичні методи аналізу. Зокрема автори [9] встановили, що критичні навантаження синусоїдального та спірального вигину для ГНКТ діаметром 60,3мм у горизонтальній секції становлять 21,53кН та 60,88кН відповідно (рис. 1.2). Розрахунки показали, що врахування гравітаційної енергії суттєво впливає на точність оцінки сил тертя: при довжині горизонтальної ділянки 400м загальний опір зростає з 7,45кН до 10,59кН. Дослідження визначило ліміти глибини буріння, які при коефіцієнті тертя 0,1 та нульовому навантаженні на долото сягають 2100м, але різко скорочуються до 400м при збільшенні тертя до 0,3. Отримані результати підтверджено промисловими даними родовища Дацін із максимальною відносною похибкою розрахунку навантаження на гирлі 19,3%.

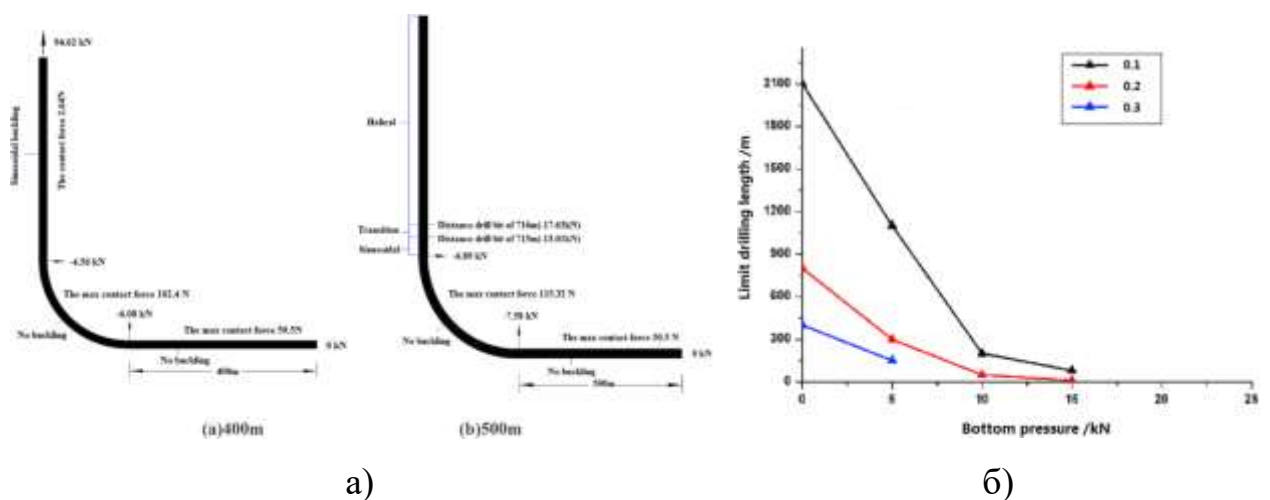


Рисунок 1.2 – Схема дослідження навантаження КГТ (а) та граничні довжини буріння (б) горизонтальної свердловини [9]

Стаття [10] присвячена розробці нових чисельних стратегій для аналізу зусиль у КГТ з метою запобігання «заклинюванню» через спіральну втрату стійкості. Автори представили алгоритм розрахунку, апробований на основі промислових даних буріння свердловин в Північному морі. Дослідження показало, що впровадження стабілізації, яка підвищує критичне навантаження спірального вигину на 31%, дозволяє суттєво збільшити дальність проходження колони (рис. 1.3). Зокрема, застосування такої стабілізації на 35,6% довжини стовбура свердловини забезпечує розширення досяжності ГКТ з 69,7% до 100% цільової зони пласта. Отримані результати підтверджують, що система є більш стійкою до коротких ділянок із критичними навантаженнями, ніж до тривалих інтервалів із помірною нестабільністю.

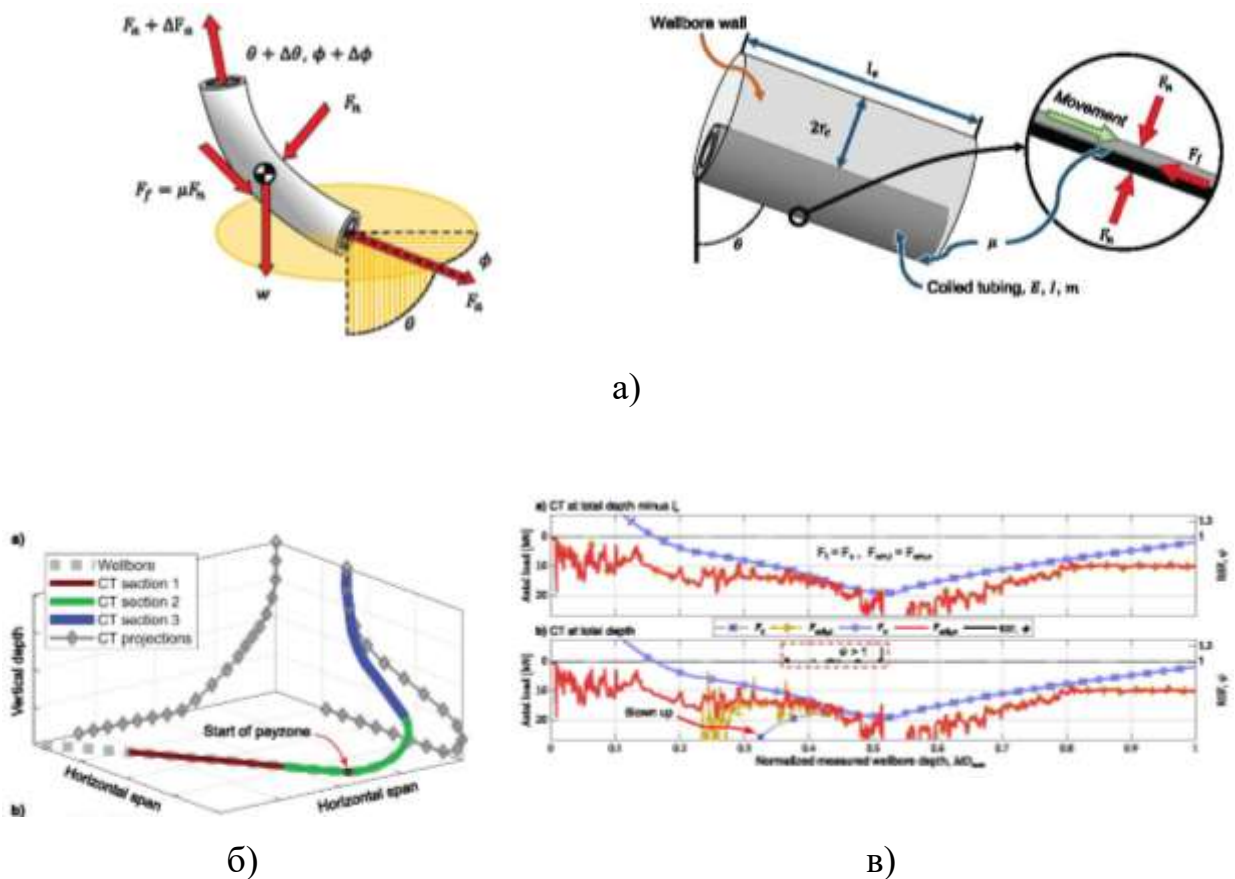


Рисунок 1.3 – Схема дослідження контактних сил ділянок КГТ (а), їх просторова геометрія (б) та закони зміни осьового навантаження (в) [10]

У звіті [11] представлено комплексний аналіз практики буріння із застосуванням КГТ, що базується на досвіді близько 1000 щорічних операцій. Автори зазначають, що для нових і спрямованих свердловин зазвичай використовуються ГНКТ розміром  $2\frac{3}{8}$  або  $2\frac{7}{8}$  дюйма з межею пружності матеріалу від 70 000 до 110 000 psi. Встановлено, що для успішного виконання робіт потужність інжектора має становити щонайменше 60 000 фунтів для нових свердловин і 40 000 фунтів для поглиблення існуючих. Розрахунки показують, що мінімальна швидкість висхідного потоку для ефективного очищення стовбура становить 120 фут/хв у вертикальних і 240 фут/хв у горизонтальних секціях. Валідація моделей підтверджує, що дотримання цих параметрів дозволяє мінімізувати втому труб та забезпечити стабільне передавання навантаження на долото.

Математична модель для розрахунку циркуляційних втрат тиску при радіальному бурінні на КГТ з надкоротким радіусом кривизни представлена у роботі [12]. Автори встановили, що основна частина втрат тиску (близько 86%) в системі припадає на високонапірний шланг, тоді як втрати в кільцевому просторі є мінімальними. Порівняльний аналіз показав, що втрати тиску в ГНКТ діаметром 1 дюйм (0,0254м) у 8–10 разів перевищують показники для труб діаметром 1,5 дюйма (0,0381м). Експериментально доведено, що додавання реагенту для зниження гідравлічного опору у чисту воду дозволяє зменшити втрати тиску приблизно в два рази. Розроблена модель була апробована шляхом порівняння розрахункових даних із вимірними значеннями, де максимальна похибка склала лише 5,1%.

У статті [13] розроблено повнорозмірну механічну модель для аналізу прохідності КГТ у горизонтальних свердловинах з урахуванням сил тертя, опору рідини та плавучості (рис. 1.4). Встановлено, що високий коефіцієнт тертя ( $\mu=0,38$ ) прискорює перехід труби зі стану розтягування в стиснення, зміщуючи цю точку на 430м раніше порівняно з коефіцієнтом 0,12. Дослідження показали, що залишкове напруження розтягу 50МПа зміщує нейтральну точку на 131,7м, тоді як стискаюче напруження -50МПа затримує

її на 156,57м, покращуючи умови експлуатації. Збільшення інтенсивності набору кривизни до  $8^\circ/30\text{м}$  призводить до появи нейтральної точки на 300м раніше та підвищує пікове тертя на 90%. Отримані результати дозволяють оптимізувати дизайн свердловин для досягнення максимальної глибини спуску до 4000м та запобігання ризику «заклинювання» колони.

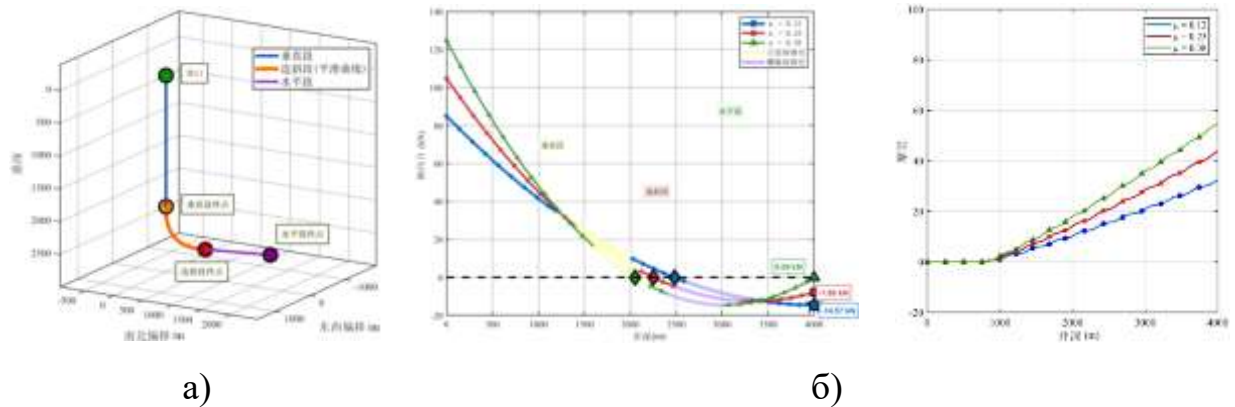
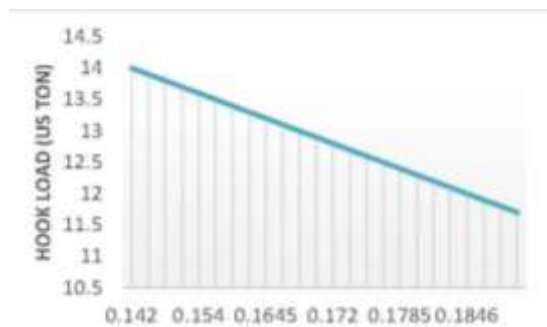


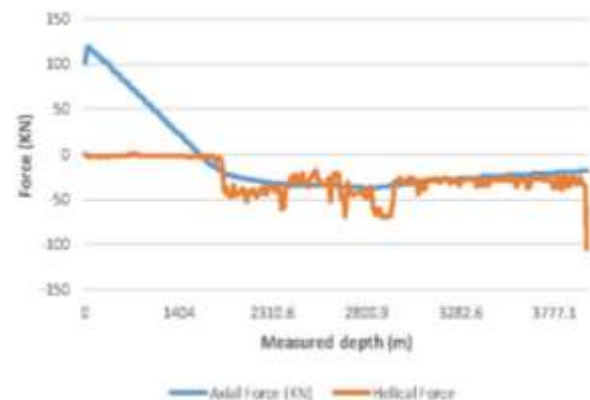
Рисунок 1.4 – 3D траєкторія свердловини (а) та дослідження впливу коефіцієнтів тертя на осьову силу та силу тертя (б) КГТ [13]

У статті [14] представлено результати динамічного аналізу системи «гнучка труба в райзері» (CT-in-riser) для офшорних операцій за допомогою скінченно-елементного моделювання в модулі Abaqus/AQUA. Автори встановили, що за відсутності інжекційного зусилля вихідна сила на нижньому кінці ГКТ довжиною 1000м становить 164,29кН завдяки власній вазі труби. Моделювання показало, що максимальне бічне зміщення райзера сягає 9,5м, а пікове напруження за Мізесом у початковій секції становить 99,7МПа. Дослідження виявило, що збільшення відхилення платформи до 50м призводить до різкого зростання згинального моменту райзера під навантаженням до 623,3кН·м. Результати досліджень показали, що для безпечної експлуатації необхідно мінімізувати тертя та зазор у кільцевому просторі, а також підтримувати оптимальний коефіцієнт натягу райзера (рекомендовано  $1,2 \div 1,6$ ).

У статті [15] представлено результати моделювання ліміту досяжності КГТ для поглиблення горизонтальної свердловини на іракському родовищі Ахдеб. Дослідження відкритого стовбура діаметром 152,4мм (6 дюймів) показало, що при русі вгору навантаження на гак зростає на 25 тонн, а при спуску зменшується на 11,4 тонни через сили тертя у викривленій секції стовбура. Розрахунки в ПЗ Drillbench підтвердили, що осьові сили стають негативними після глибини 1800м, що свідчить про перехід колони в стан стиснення та ризик виникнення синусоїдального вигину (рис. 1.5). Встановлено, що подовження труби досягає пікового значення 2,1м під час підйому на цільовій глибині, тоді як втрати тиску в горизонтальній секції знижуються до 350 бар завдяки ефекту насадок долота. Отримані коефіцієнти тертя в обсаджений колоні (15÷19%) та відкритому стовбурі (14%) знаходяться в межах галузевих норм, що дозволило успішно досягти глибини 3986,5м.



а)



б)

Рисунок 1.5 – Залежність коефіцієнта тертя від осьового навантаження (а) та залежність осьової сили та гвинтового згину від глибини свердловини (б) [15]

У виданні [16] представлено комплексні технологічні рішення компанії Baker Oil Tools для інтенсифікації видобутку та ремонту свердловин із застосуванням КГТ. Автори описують вісім ключових сфер застосування, включаючи очищення стовбура, ловильні роботи, ізоляцію зон та буріння

бокових стовбурів. Наведено результати успішного очищення свердловини у Північному морі, де за допомогою системи Sandtrap було вилучено 265 галонів піску за чотири спуско-підйоми. Технічні характеристики надувних пакерів підтверджують їхню здатність витримувати диференціальний тиск понад 8500 psi при розширенні елемента більш ніж на 350%. Також представлено досвід встановлення найдовшого у світі внутрішньотрубного фільтра довжиною 2748 футів, що демонструє можливості ГНКТ у глибоких горизонтальних свердловинах.

У звіті [17] представлено результати досліджень компанії Maurer Engineering щодо розвитку технологій використання КГТ. Автори проаналізували методи розширення зони досяжності КГТ та встановили, що зменшення коефіцієнта тертя на 35% дозволяє збільшити проникнення в горизонтальну секцію більш ніж на 2000 футів. Оцінка використання титанових КГТ показала їхню меншу ефективність у горизонтальних стовбурах порівняно зі сталевими через нижчу вагу та вищий коефіцієнт тертя. Дослідження комбінованих технік (оптимізація ваги, тертя та випрямлення труби) продемонструвало можливість досягнення глибини до 25000 футів. Отримані дані підтверджують, що використання випрямляча хоча й збільшує дальність проходження на 2153 фути, проте скорочує втому металу на 15÷23%.

У статті [18] проаналізовано сучасний стан та перспективи розвитку буріння на КГТ, яке в Канаді вже охоплює до 40% усіх нових свердловин. Встановлено, що використання КГТ у поєднанні з гібридними установками дозволяє скоротити витрати на 35÷40% на одну свердловину, забезпечуючи швидкість проходки до 600 фут/год. Дослідження показують, що впровадження труб більшого діаметру (до 4 дюймів) та інжекторів із вантажопідйомністю до 400 000 фунтів розширює ліміт глибини буріння до 10000÷15000 футів. Практичний досвід на Алясці підтвердив ефективність технології при горизонтальному розкритті пластів довжиною до 3000 футів, що збільшує загальну виміряну глибину до 13000 футів. До 2024 року частка

буріння на ГКТ у сегменті неглибоких свердловин США зростає до 25%, забезпечуючи економію у 3,4 млрд. доларів.

У дослідженні [19] проаналізовано закономірності фрикційного перепаду тиску для газорідного двофазного потоку в КГТ, що використовуються в нафтогазовій галузі. На основі чисельного моделювання встановлено, що градієнт тиску має параболічну залежність від газовмісту, досягаючи свого піку при значенні об'ємної частки газу 0,8. Автори виявили, що збільшення відношення кривизни труби та вхідної швидкості потоку призводить до зростання гідравлічного опору через посилення вторинних потоків. Розроблена кореляція для розрахунку коефіцієнта тертя показала високу точність: 82,3% змодельованих даних знаходяться в межах 20% похибки від розрахункових результатів. Отримані результати дозволяють оптимізувати гідравлічне проектування операцій із застосуванням КГТ, забезпечуючи ефективне використання енергії при бурінні та інтенсифікації свердловин.

У документі [20] представлено винахід у сфері скерованого буріння з використанням КГТ, КНБК з вибійним двигуном. Ключовим елементом є перевідник (orienting sub), який дозволяє дистанційно змінювати куту орієнтацію вигнутого корпусу двигуна для керування азимутом свердловини. Система індексування забезпечує поворот інструменту на  $45^\circ$  за один цикл зміни витрати промивальної рідини, що дозволяє досягти повного обороту у  $360^\circ$  за 8 циклів. Гнучкі труби, що використовуються в системі, мають типовий діаметр близько  $1\frac{3}{4}$  дюйма (44,5 мм), а зовнішній діаметр всього бурового інструменту становить трохи більше 3 дюймів (76,2 мм). Технологія передбачає використання MWD-системи для безперервного контролю інклюдії та азимуту, що в поєднанні з регулюванням навантаження на долото забезпечує точне керування заданою траєкторією. Запропонований метод дозволяє ефективно проводити буріння в умовах депресії на пласт, підвищуючи швидкість проходки.

У статті [21] розроблено нові чисельні стратегії для розширення глибини проникнення КГТ у горизонтальні свердловини шляхом запобігання їхньому спіральному згину. Автори представили кастомізовану програму аналізу зусиль (TFA) та карти стабільності, що дозволяють візуалізувати ризики «заклинювання» інструменту. Дослідження, на прикладі родовища в Північному морі, показало, що підвищення критичного навантаження згину на 31% (коефіцієнт стабільності  $\psi=1$ ) є достатнім для досягнення цільової глибини. Впровадження стабілізації на 46,75% довжини стовбура свердловини дозволило збільшити виліт КГТ з 89,8% до повних 100% зони продуктивного пласта. Запропонований підхід забезпечує високу точність планування операцій завдяки підтвердженій кореляції моделі з промисловими даними на рівні  $0,89 \div 0,94$ .

У роботі [22] досліджено метод розширення глибини проникнення КГТ у похило-скеровані свердловини за допомогою встановлення додаткового вибійного двигуна для обертання частини колони. Автор довів, що використання запропонованого «динамічного поглинача крутного моменту» дозволяє уникнути критичного скручування труб та збільшити дальність проходження порівняно зі стандартними стабілізаторами. Розрахунки показують, що для КГТ діаметром 1,75 дюйма критичний момент згину становить 6177 фунт-футів, що значно перевищує межу пружності в 2825 фунт-футів. Встановлено, що впровадження технології не потребує значної модифікації наявних установок КГТ, що робить її економічно вигідною для галузі. Результати моделювання підтверджують, що обертання сегмента колони ефективно мінімізує осьове тертя та запобігає передчасному «заклинюванню» інструменту (lockup).

У звіті [23] представлено результати дослідження методу зниження тертя КГТ шляхом застосування вібрації на поверхні під час буріння малих свердловин. На основі випробувань у тестовій установці довжиною 558 футів встановлено, що осьова вібрація ефективно зменшує тертя лише до моменту досягнення навантаження спірального згину. При перевищенні цієї

межі вібрація швидко загасає через сили контакту зі стінками, забезпечуючи фіксований приріст передачі зусилля лише на 200 фунтів для КГТ діаметром 1" та 500 фунтів для 1,5" (рис. 1.6). Автори довели, що латеральна (поперечна) вібрація призводить до втомного руйнування труб, тоді як торсійна є менш ефективною за осьову. Через обмеженість результатів зроблено висновок про комерційну недоцільність розробки поверхневих систем, оскільки вони не дозволяють досягти цільової горизонтальної проходки у 3000 футів.

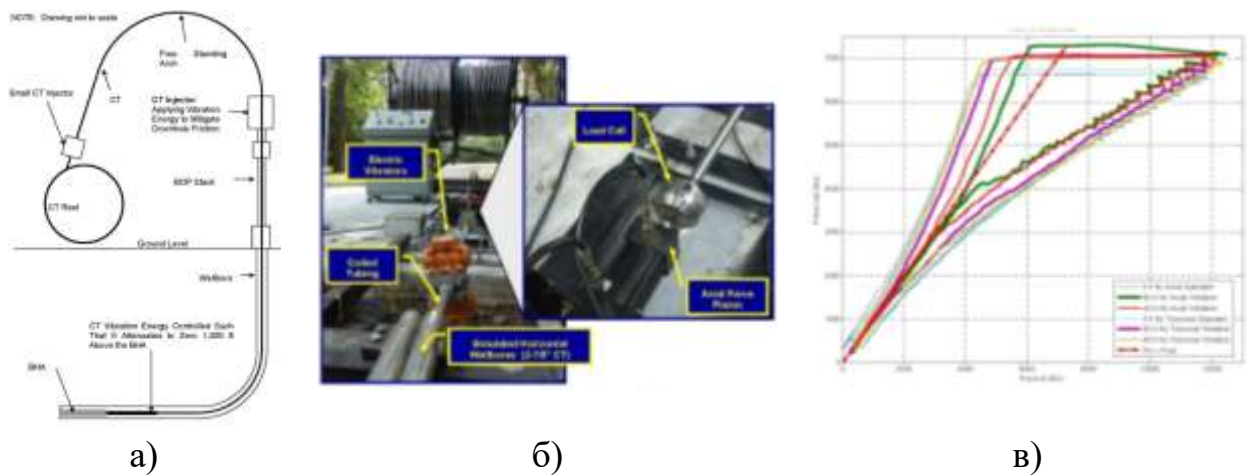


Рисунок 1.6 – Схема дослідження (а), обладнання (б) та зведена динамограма сил передачі та сил опору (в) при переміщенні КГТ [23]

У статті [24] розглядається досвід горизонтального буріння газових свердловин на депресії (underbalanced drilling) із використанням КГТ у Західно-Канадському басейні. Автори проаналізували чотири кейси, де глибина свердловин сягала 2572м за вертикаллю, а довжина горизонтальних ділянок до 368 м. Встановлено, що використання ГТ забезпечує стабільність вибійного тиску порівняно зі звичайними трубами, де стрибки тиску виникають при кожному нарощуванні. Для ефективного винесення шламу в похилих стовбурах рекомендовано підтримувати швидкість потоку в межах 0,9–43 м/с залежно від частки рідини. Дослідження підтвердило, що ГТ-технологія дозволяє в реальному часі контролювати параметри буріння та

інтенсивність газоприпливу, що в одному з випадків становив  $340 \times 10^3$  м<sup>3</sup>/добу.

У статті [25] досліджено синусоїдальну деформацію КГТ у горизонтальних свердловинах із застосуванням методу розділення констант. Автори встановили, що критичне навантаження для виникнення згину безпосередньо залежить від коефіцієнта кутового прискорення перерізу, а при довжині труби понад 14,64 безрозмірних одиниць розрахункова точність моделі значно зростає. Доведено, що перехід до змішаної синусоїдально-гвинтової форми деформації відбувається при досягненні безрозмірного осьового навантаження приблизно 1,876. Чисельне моделювання показало, що контактна сила між КГТ та стінкою свердловини змінюється періодично, а її пікові значення суттєво зростають при збільшенні швидкості руху колони, наприклад, з 0 до 0,12 м/с. Отримані результати (рис. 1.7) дозволяють уточнити прогнози «заклинювання» інструменту, оскільки враховують динамічні ефекти, які зазвичай ігноруються в статичних моделях.

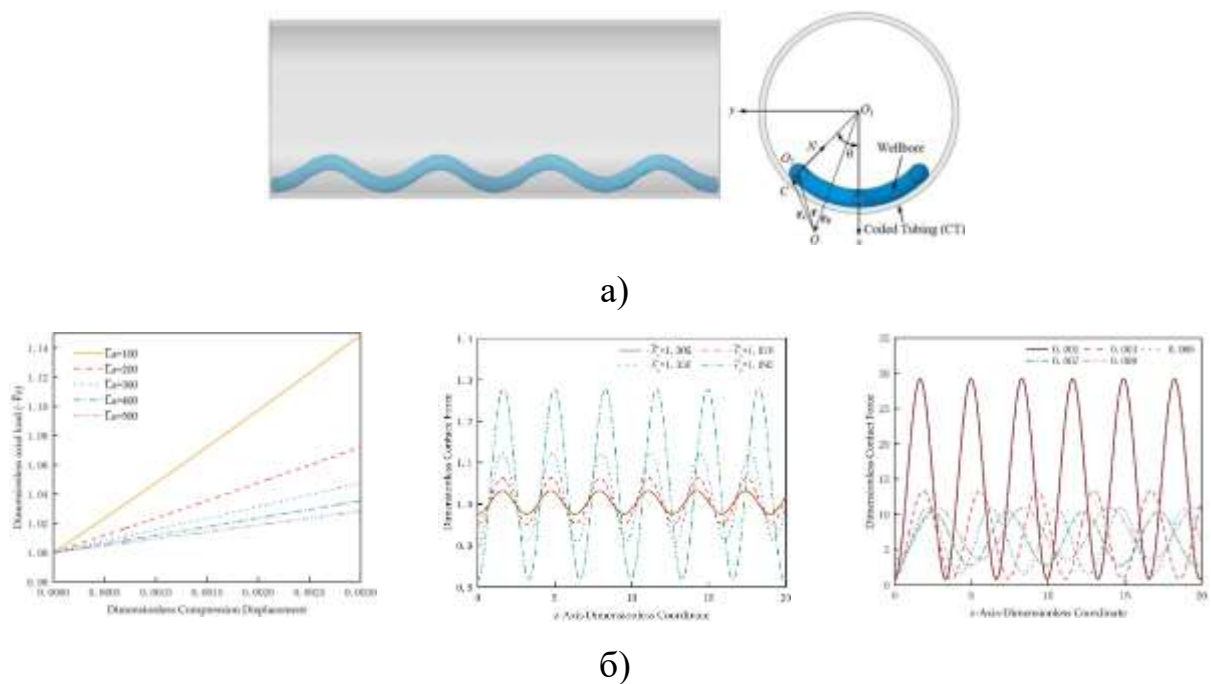


Рисунок 1.7 – Дослідження деформування КГТ (а) і зміни осьового навантаження та сил контакту (б) зі стінками скерованої свердловини [25]

У роботі [26] досліджено основи, техніку та стратегії оптимізації буріння з використанням КГТ, як економічно ефективною альтернативою роторному бурінню. Технологія дозволяє використовувати труби діаметром від 2,54см до 11,4см із межею плинності сталі до 827,4МПа. Розглянуто переваги методу, зокрема можливість безперервної циркуляції та роботи в режимі недокомпенсації при тиску насосів до 4000 psi. Автор аналізує практичний досвід застосування STD на родовищах, включаючи кейс Хассі-Месауд, де було пробурено понад 115 бічних стовбурів. За результатами досліджень розроблено технічні рекомендації для підвищення швидкості проходки та мінімізації часу на спуско-підйомні операції, що критично для малих свердловин глибиною до 200÷300 м.

У статті [27] представлено математичну модель динамічного гвинтового згину КГТ у горизонтальних свердловинах, яка враховує вплив часу та швидкості руху (рис. 1.8). На основі розв'язку збурення третього порядку встановлено, що безрозмірне критичне осьове навантаження для виникнення гвинтового згину становить 1,5, що на 6% перевищує традиційні теоретичні прогнози. Дослідження показали, що збільшення швидкості стиснення призводить до зростання сили контакту зі стінками свердловини, що прискорює настання стану «заклинювання» (lock-up). Зокрема, при осьовому навантаженні -4 різниця в максимальній силі контакту при зміні швидкості становить близько 1,06. Автори довели, що під впливом гравітації внутрішні напруження в мікроелементах труби змінюються періодично, а збільшення осьового навантаження дозволяє відтермінувати момент заклинювання. Отримані результати забезпечують нову теоретичну базу для оптимізації параметрів спуско-підйомних операцій та підвищення безпеки використання КГТ.

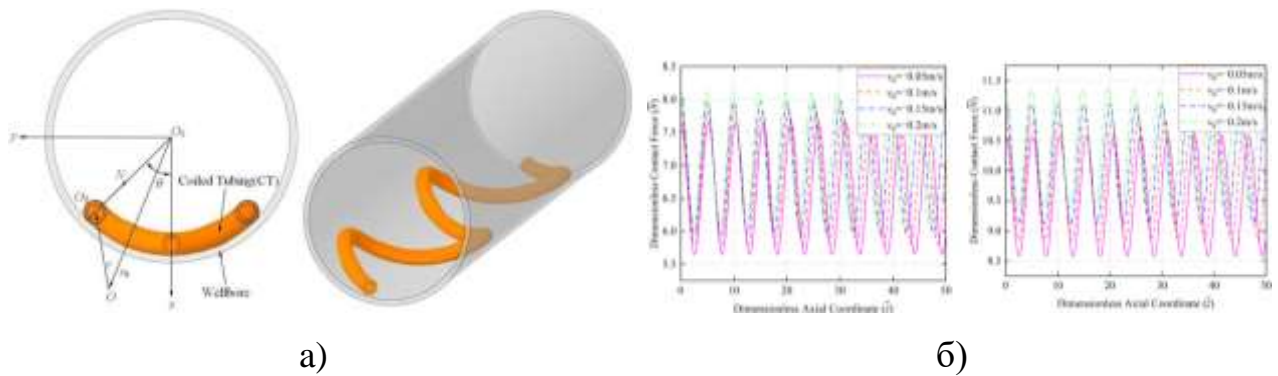


Рисунок 1.8 – Результати дослідження деформування КГТ (а) та зміни сил контакту (б) зі стінками скерованої свердловини [27]

У статті [28] представлено результати розробки «розумної» системи буріння КГТ з електричним приводом (Е-СТД), що забезпечує незалежність потужності від потоку рідини. Випробування другої фази проекту продемонстрували роботу двигуна постійного струму з піковою потужністю 28к.с. при 500об/хв. Система дозволяє витримувати екстремальні температури до 450°F (232°C) та забезпечує довговічність двигуна в межах 2000÷5000 годин. Впровадження зворотного зв'язку в реальному часі через силовий кабель дозволило оптимізувати швидкість проходки, утримуючи її на пікових значеннях при частоті обертання долота 300÷400 об/хв. Автори довели, що перехід на КНБК з електродвигунами дозволяє автоматизувати процес буріння та підвищити точність слідування геологічним цілям.

У статті [29] представлено результати досліджень щодо оптимізації очищення стовбура свердловини під час розбурювання композитних пробок за допомогою КГТ. На основі реологічних експериментів встановлено, що для забезпечення турбулентного потоку та ефективного винесення шламу оптимальна в'язкість промивальної рідини має становити 5÷15сП при швидкості зсуву 170с<sup>-1</sup>. Автори довели, що збільшення концентрації гелю 3 ÷ 7 гал/10 барелів при температурі 250°F призводить до критичного руйнування структури більшості полімерів. Впровадження рекомендованих стратегій дозволило досягти цільової глибини горизонтальних ділянок

довжиною від 5000 до 7000 футів. Дослідження підтвердило, що підтримання швидкості підйому інструменту на рівні 35 футів/хв або менше мінімізує ризик заклинювання труби через накопичення залишків пробок. Отримані дані дозволяють значно знизити витрати на хімічні реагенти та скоротити час проведення операцій завдяки зменшенню кількості коротких рейсів (short trips).

Стаття [30] присвячена розробці та аналітичному дослідженню математичної моделі КНБК для буріння похило-скерованих свердловин установками КГТ. У роботі проаналізовано напружено-деформований стан гвинтових вибійних двигунів при зенітних кутах від  $45^\circ$  до  $90^\circ$ , що дозволило визначити оптимальні відстані від долота до точок контакту зі стінками свердловини. Дослідження показало, що модель двигуна DR3-95M.5/6.50 з осьовим навантаженням 60кН забезпечує кращу прохідність порівняно з агрегатами типу D-63, де навантаження становить лише 20кН. Чисельне моделювання в середовищі Ansys Workbench встановило, що максимальні напруження в корпусі гідравлічного стенда досягають 394,25МПа, а максимальна деформація не перевищує 0.0004мм. Автори довели, що використання гідравлічного завантажувача дозволяє не лише створювати необхідне осьове зусилля, а й ефективно гасити вібрації, що виникають на долоті під час буріння.

У статті [31] розроблено інженерний підхід до оцінювання корозійно-втомної пошкоджуваності КГТ, виготовлених із високоміцних низьколегованих сталей. На основі аналізу експлуатаційних даних встановлено, що частка корозійно-втомних руйнувань та пошкоджень від кислотної корозії складає 13% та 18% відповідно. Автори запропонували нову математичну модель, яка описує зародження поверхневої тріщини як результат синергетичної взаємодії циклічних напружень та електрохімічного розчинення металу. Отримане критеріальне співвідношення дозволяє розрахувати період зародження макротріщини, враховуючи густину корозійного струму та параметри навантаження. Практичне застосування

результатів забезпечує підвищення точності прогнозування залишкового ресурсу ГТ в умовах агресивних робочих середовищ нафтогазових родовищ.

Дослідження [32] механізмів тертя, прилипання та зношування КГТ і обсадних колон за високих температур показало, що при сухому терті його коефіцієнт досягає 0,35. Використання бурового розчину на нафтовій основі знижує цей показник до 0,1033, суттєво зменшуючи зношування. Експерименти при 200°C та тиску 153МПа виявили критичний вплив температури на реологічні властивості мастильних середовищ (рис. 1.9). Встановлено, що основним механізмом руйнування при таких умовах є інтенсивне абразивне зношування. Отримані дані дозволяють оптимізувати склад бурових розчинів для продовження терміну служби обладнання в надглибоких свердловинах.

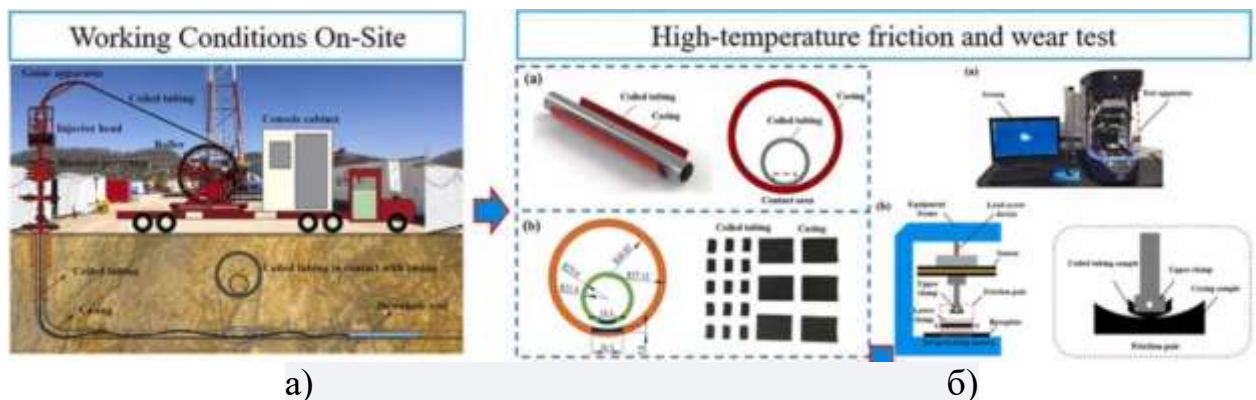


Рисунок 1.9 – Схема промислового (а) та лабораторного (б) дослідження механізмів тертя та зношування КГТ [32]

У статті [33] досліджено корозійну тривкість сталі QT-800, що використовується для виготовлення КГТ, у різних робочих середовищах при температурі 70°C. Встановлено, що найвища швидкість корозії спостерігається в 13% розчині соляної кислоти, який повністю руйнує стінки труби через 576 годин експозиції. Автори виявили, що в розчинах із меншим вмістом кислоти переважає локальна корозія у формі макропітингів та виразок, тоді як у нейтральних середовищах швидкість руйнування є значно нижчою. Доведено, що наявність поверхнево-активних речовин у середовищі

сприяє формуванню захисних бар'єрних плівок, які, проте, поступово руйнуються при тривалому термічному впливі. Результати дослідження підкреслюють необхідність обов'язкової нейтралізації залишків кислот лугами для запобігання аварійним ситуаціям під час експлуатації та зберігання ГТ.

У роботі [34] розвинуто наукові основи оцінювання роботоздатності бурильних та КГТ шляхом удосконалення методів розрахунку їхнього динамічного режиму та визначення залишкової довговічності. Встановлено, що при зміні коефіцієнта тертя КГТ від 0,1 до 0,3 довжина горизонтальної ділянки свердловини зменшується у 2,7 рази, а використання гідронавантажувача збільшує її в 1,68 рази. Доведено, що для сталей груп міцності «К» та «Л» частка пружної складової J-інтеграла є незначною ( $1,0 \div 2,3\%$ ), що вказує на переважання пластичного руйнування. Експериментально зафіксовано, що у 13% розчині HCl швидкість корозії зростає до 60 разів, а утворені макротріщини мають стале співвідношення півосей  $c/a \approx 0,539$ . Впровадження розробленого амортизатора АППК-178 дозволило підвищити механічну швидкість буріння на 12%.

У статті [35] представлено нову динамічну модель для пояснення відмінностей у вимірюваннях сили тертя під час спуску та підйому колони в похило-скерованих свердловинах. Автори довели, що під час спуску колона зазнає поздовжнього згину (буклінгу) через стиснення, тоді як при підйомі вона перебуває під дією розтягування і залишається в контакті з найкоротшою частиною стовбура. Чисельне моделювання проводилося для чотирьох сценаріїв, включаючи умови горизонтальних ділянок та морського середовища з урахуванням вертикальної качки судна амплітудою 0,5м. Результати показали, що сила нормального контакту та відповідне тертя при буклінгу суттєво коливаються, на відміну від стабільних значень при витягуванні інструменту. Дослідження підтверджує, що динамічні ефекти є ключовим фактором при проектуванні гнучких труб, оскільки статичні моделі не здатні пояснити різницю у вазі на гаку.

У статті [36] запропоновано інтегрований метод динамічного моніторингу для визначення сил опору та крутного моменту в горизонтальних свердловинах за допомогою вибійного вимірювального апарату (DPMA). На основі польових експериментів на свердловині Т2-4-22Н1 встановлено, що при роторному бурінні фактична вага на долоті (DWOB) у 1,36 рази менша за поверхневу (SWOB), тоді як при слайдуванні ця різниця зростає до 7,92 рази. Автори виявили, що осьовий коефіцієнт тертя в обсадженій колоні становить 0,235, а у відкритому стовбурі – 0,377. Дослідження показало, що при слайдуванні виникає ризик спірального згину труб, що знижує ефективність передачі навантаження до 10÷20%. Розроблений алгоритм інверсії дозволяє в реальному часі коригувати коефіцієнти тертя, що забезпечує підвищення швидкості проходки та безпеку буріння

У статті [37] представлено математичне моделювання закритичних станів трубних колон у горизонтальних свердловинах з урахуванням їхньої контактної взаємодії зі стінками. На основі теорії гнучких криволінійних стержнів автори побудували аналітичні розв'язки, що визначають критичні значення поздовжніх сил та крутних моментів. Дослідження показало, що при зміні радіуса осі спіралі з 0,15м до 0,3м спостерігається зменшення критичного кута підйому та зростання сил контактного тиску. Зокрема, для колони з радіусами перерізу 0,08415м та 0,07415м критичний кут при певних навантаженнях може сягати 88,4°. Отримані результати дозволяють прогнозувати ризики виникнення «ефекту прихоплення» інструменту, що є критичним для безаварійного буріння глибоких свердловин (рис. 1.10).

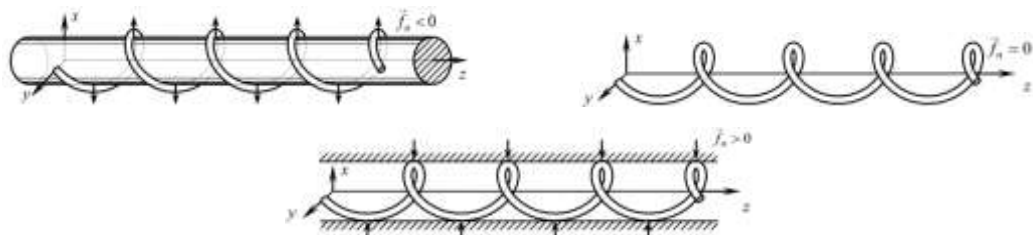


Рисунок 1.10 – Схеми деформування БК у горизонтальній свердловині [37]

У статті [38] розроблено комплексну математичну модель поперечних вібрацій бурильної колони, яка базується на чотирьох класичних теоріях з врахуванням впливу навколишнього середовища. Дослідження встановило, що деформація зсуву та інерція відіграють вирішальну роль у взаємодії з рідиною, причому жорсткість води ( $2,02 \cdot 10^9$  Н/м) суттєво змінює динамічний відгук системи. Чисельне моделювання показало, що збільшення зазору в свердловині з 0,1 до 0,5 дюйма сповільнює загасання вібрацій: для моделі Релея час заспокоєння зростає з 10 000 до 50 000 секунд. Встановлено, що власна частота балки Ейлера-Бернуллі в повітрі становить 5614,83 рад/с, а занурення у воду робить систему нестабільною через експоненціальне зростання амплітуди коливань. Отримані результати дозволяють приймати обґрунтовані рішення для запобігання втомному руйнуванню компонентів бурильної колони в реальних умовах експлуатації.

У дисертаційній роботі [39] розроблено інноваційну гіпергеометричну модель для опису механічного поздовжнього згину (буклінгу) бурильних колон у вигнутих стовбурах свердловин. Модель базується на новій теорії вигнутого стовбура та узагальненій теорії балки-колони, де загальний розв'язок диференціального рівняння представлено через узагальнені гіпергеометричні функції. Запропонований метод зміщення Р-кривої дозволяє проводити повний аналіз поведінки колон змінного перерізу в багатосекційних вигнутих свердловинах. Експериментальна валідація на середньомасштабній установці підтвердила високу точність прогнозів моделі щодо локальних та позиційних сил згину. Отримані результати є унікальним інструментом для проєктування оптимальних бурильних колон при спорудженні горизонтальних нафтових, газових та геотермальних свердловин.

У статті [40] досліджено вплив звивистості стовбура свердловини на виникнення поздовжнього згину та максимальну довжину горизонтального буріння. Автори провели аналіз трьох траєкторій сланцевих свердловин із різною швидкістю набору кривини (8, 12 та 16 град/100 фт) та чотирма

рівнями звивистості. Встановлено, що інтенсивна звивистість призводить до зростання сили тертя в латеральній секції до 0,36 кфунтів/100 фт порівняно з 0,26 кфунтів/100 фт для ідеальної траєкторії. Результати моделювання показали, що при високій кривизні (16 град/100 фт) індекс суворості згину досягає критичного рівня 4, що обмежує безпечну глибину буріння (р. 4). Доведено, що оптимальною є траєкторія з помірним набором кривини (12 град/100 фт), яка дозволяє максимізувати корисну довжину резервуара при контрольованих силах опору.

У статті [41] представлено комплексний огляд технологій оцінювання та контролю вібрацій бурильної колони, що є причиною 25% непродуктивного часу в нафтогазовій галузі. Автори систематизували десять видів вібрацій, визначивши їхні граничні параметри: максимальна частота сягає 350 Гц, а амплітуда – 200 g. Встановлено, що понад 75% випадків руйнування інструментів припадає на втомне руйнування, спричинене резонансними явищами. Дослідження порівнює пасивні, активні та напівактивні методи контролю, підкреслюючи ефективність нових компоновок низу колони, які дозволяють підвищити механічну швидкість буріння на 36%. Отримані результати дозволяють оптимізувати траєкторії свердловин та подовжити термін експлуатації дорогоцінного обладнання MWD/LWD.

У статті [42] представлено результати розробки та випробувань нового вибійного осцилятора на базі гвинтового двигуна, призначеного для підвищення ефективності руйнування гірських порід. На основі запропонованої математичної моделі встановлено, що при швидкості обертання 120 об/хв основна частота збурення становить 6Гц, а амплітуда осьових коливань на долоті сягає 12мм. Лабораторні тести підтвердили точність розрахунків: максимальна швидкість вібрації вузла інструменту змінюється в межах 2м/с. Промислові випробування на свердловині «С» показали, що використання осцилятора дозволило збільшити середню швидкість проходки до 6,88м/год, що в 1,3÷1,5 рази більше порівняно з

сусідніми свердловинами. Отримані дані доводять, що комбінація обертального різання та стабільного високочастотного удару ефективно знижує сили тертя та запобігає прихопленню бурильної колони.

У статті [43] розроблено нелінійну динамічну модель поперечно-торсійного зв'язку бурильної колони для похило-скерованих свердловин з використанням рівняння Лагранжа. На основі чисельного моделювання встановлено, що при зенітному куті понад  $25^\circ$  частота зіткнень компоновки низу бурильної колони (КНБК) з нижньою стінкою свердловини стає вищою порівняно з верхньою (рис. 1.11). Доведено, що збільшення осьового навантаження до 160кН провокує виражені автоколивання (stick-slip motion), які негативно впливають на стабільність стовбура. Автори визначили, що для глибини 5000м оптимальна швидкість обертання має становити 40-70об/хв, а навантаження на долото – 20-40кН. Отримані результати дозволяють мінімізувати втрати на тертя та запобігти аварійним вібраціям під час спорудження складних свердловин.

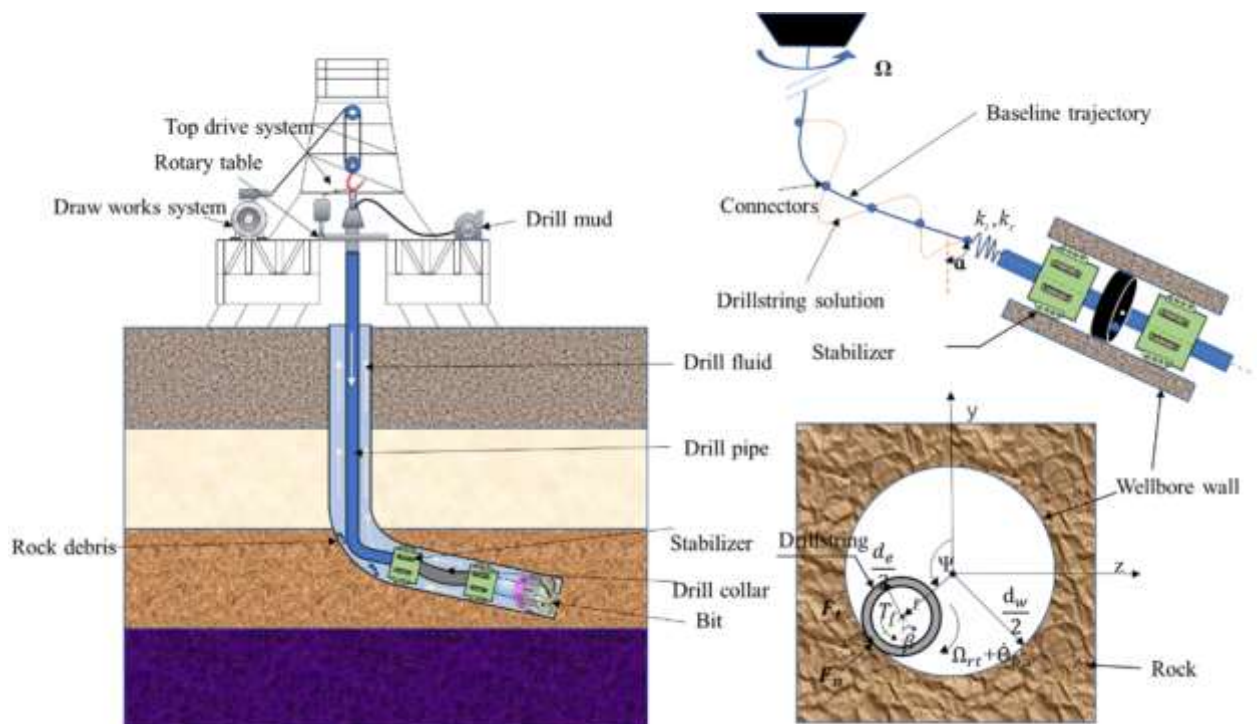


Рисунок 1.11 – Гідромеханічна система буріння скерованої свердловини [43]

У статті [44] представлено гібридну динамічну модель системи спрямованого буріння, яка поєднує метод скінченних елементів (FEM) для вигнутих ділянок та метод матриці переносу (TMM) для прямих сегментів колони (рис. 1.12). Для підвищення обчислювальної ефективності застосовано техніку редукції порядку моделі на основі методу Гальоркіна, що дозволило скоротити кількість станів з 432 до 120. Симуляції підтвердили здатність моделі точно відтворювати критичні вібраційні явища, такі як «stick-slip» (переривчасте ковзання долота) та «bit-bounce» (підстрибування долота). Порівняльний аналіз показав суттєву економію часу обчислень: для 30-секундної симуляції редукована модель працює у 2,8 рази швидше за повну FEM-модель. Отримані результати забезпечують високу точність і надійність для оцінювання стану системи та синтезу систем керування в реальному часі.

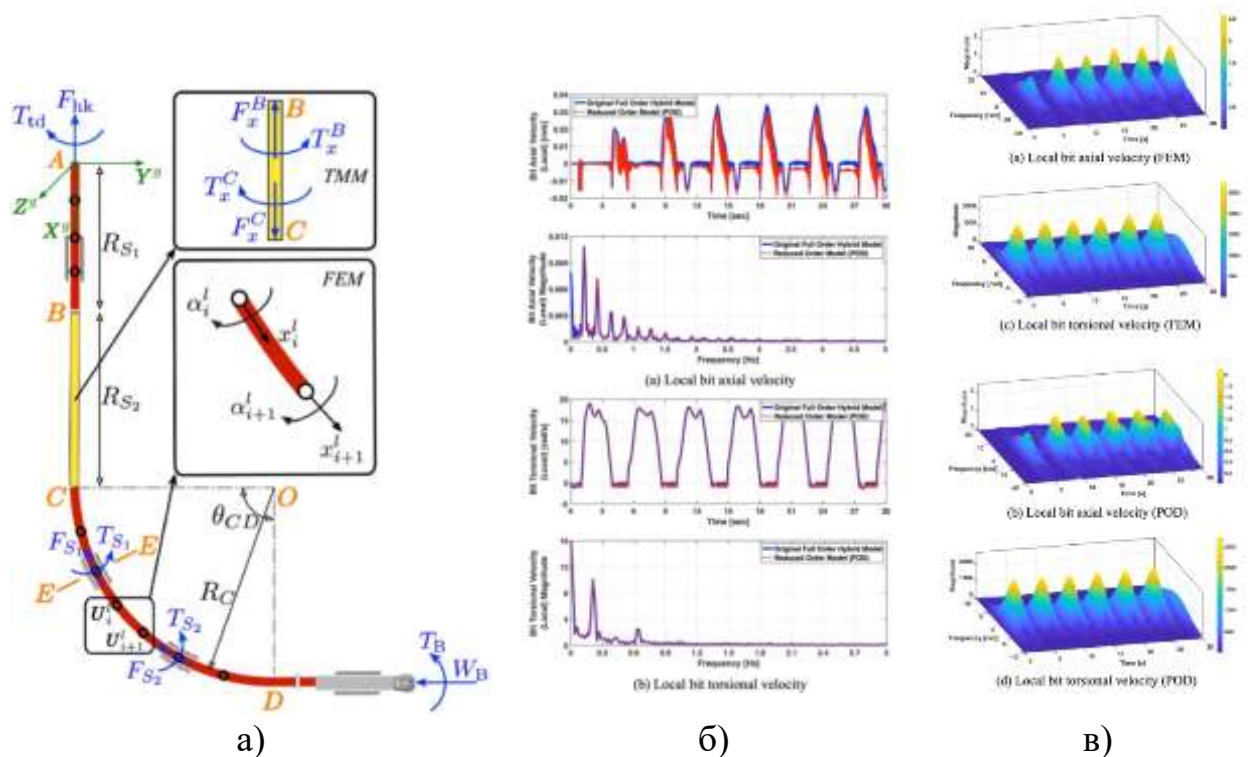


Рисунок 1.12 – Динамічна модель буріння горизонтальної свердловини (а) та результати її реалізації (б, в) [44]

У статті [45] представлена нелінійна динамічна модель бурильної колони в тривимірному викривленому стовбурі свердловини, що враховує

взаємодію з промивальною рідиною та стінками (рис.1.13). Для моделювання використано 3D-елементи балки Тимошенка з 12 ступенями вільності, а розрахунок перехідних процесів здійснено за схемою Рунге-Кутта 4-го порядку. Параметричний аналіз показав, що збільшення витрати рідини (від 0,01 до 0,06м<sup>3</sup>/с) та її густини (від 1200 до 2100кг/м<sup>3</sup>) призводить до зростання амплітуди латеральних вібрацій через зниження ефекту демпфування. Автори встановили, що в усталеному режимі після 40с симуляції бурильна колона здійснює зворотне вихрове обертання з характерною частотою -2,781Гц. Доведено, що врахування ексцентриситету колони суттєво змінює профіль втрат тиску та коефіцієнт в'язкості рідини вздовж стовбура. Отримані результати дозволяють точніше прогнозувати критичні явища, такі як «stick-slip» та підстрибування долота, для підвищення механічної швидкості буріння.

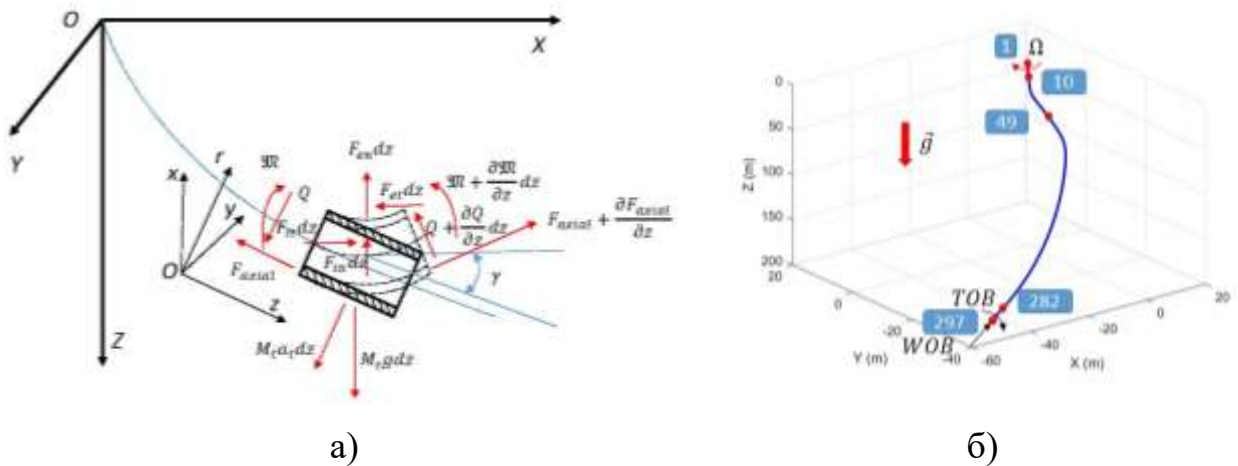


Рисунок 1.13 – Динамічна модель елемента БК при бурінні скерованої свердловини (а) та результат дослідження її траєкторії (б) [45]

У монографії [46] представлено комплексні дослідження технологій буріння та експлуатації нафтогазових свердловин у складних гірничо-геологічних умовах, зокрема в осадових глинистих породах. Автори обґрунтували, що застосування органічних поверхнево-активних речовин дозволяє знизити ступінь набухання монтморилоніту зі 100% до 22–32,5%,

що значно ефективніше за неорганічні добавки. Встановлено, що підвищення температури промивальної рідини з 25°C до 50°C призводить до зростання адсорбційного об'єму глини у 3,5 рази (з 0,82 до 2,92см<sup>3</sup>/г), вимагаючи додаткової термічної стабілізації розчинів. Окрему увагу приділено методам інтенсифікації нафтовилучення та ремонту свердловин із використанням гнучких труб (колтюбінгу) для відновлення герметичності обсадних колон.

У дослідженні [47] представлено нелінійну динамічну модель горизонтальної свердловини для оптимізації роботи гідравлічного осцилятора коливань (ГОК) у похило-скерованому бурінні (рис. 1.14). Результати моделювання показали, що використання пристрою дозволяє збільшити середнє динамічне навантаження на долото з 80кН до 100кН, значно знижуючи силу тертя. Встановлено, що оптимальне місце встановлення осцилятора діаметром 172мм становить 200÷300м від долота. Найкраща ефективність проходки досягається при частоті вібрації 17Гц та ударному навантаженні 100кН. Промислові випробування підтвердили зростання механічної швидкості буріння з 1,66м/год до 4,89м/год. Застосування осцилятора також знижує ймовірність виникнення спірального вигину бурильної колони та зменшує амплітуду її поперечних вібрацій.

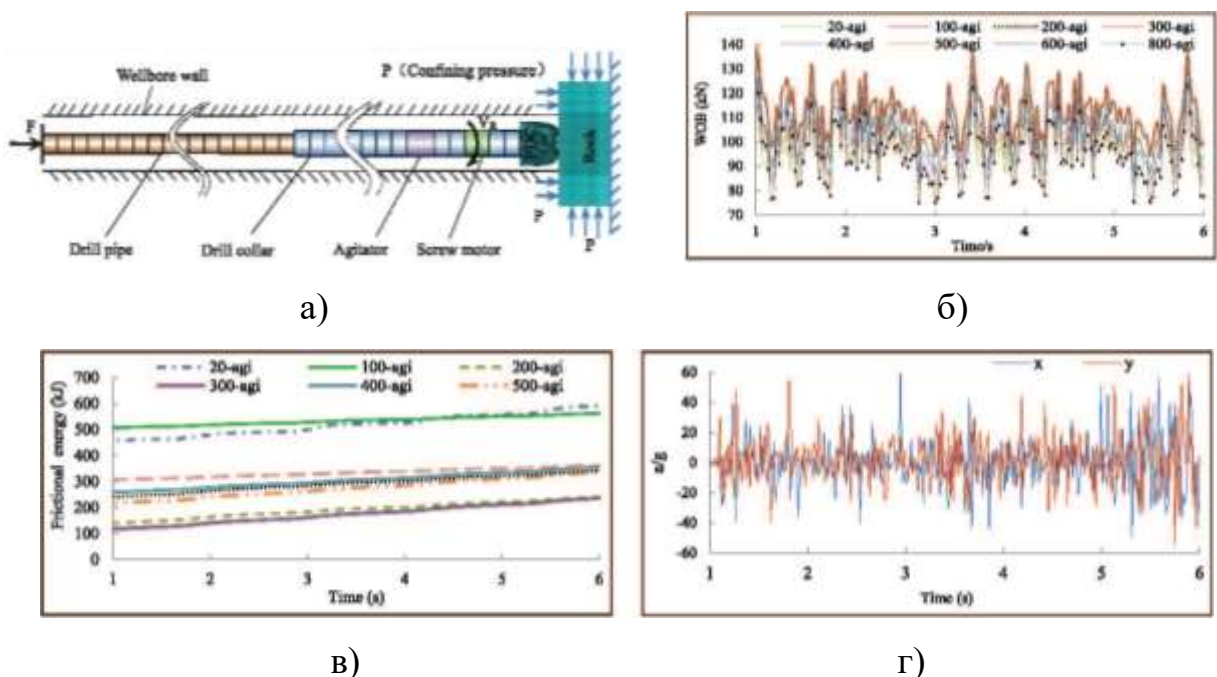


Рисунок 1.14 – Динамічна модель ГОК (а), осьове навантаження (б),

енергограма сил тертя із ГОК (в), поперечні вібрації без ГОК (г) [47]

У статті [48] представлено аналіз кінетичних характеристик нового торсійного осцилятора, розробленого для зменшення явища стик-сліп (переривчастого ковзання) під час буріння. Авторами побудовано динамічну модель та проведено експериментальні випробування з використанням параметрів потоку на вході 20, 25 та 30л/с. Дослідження підтвердило, що при збільшенні вхідного потоку до 30л/с середній крутний момент досягає свого максимуму, а кутове зміщення вібрації становить приблизно  $4 \cdot 10^{-4}$  рад. Результати моделювання та експериментів показали, що період зіткнення деталей осцилятора обернено пропорційний швидкості потоку, тоді як амплітуда кутової швидкості та зміщення зростають. Запропонований пристрій забезпечує високу точність розрахунків (коефіцієнт корекції 0.5) та є ефективним інструментом для підвищення руйнування гірських порід.

У статті [49] представлено аналіз вібраційних характеристик нової системи бурильної колони з гідроосцилятором для горизонтальних свердловин (рис. 1.15). На основі кінематичних рівнянь і динамічної моделі встановлено, що частота вібрації інструменту становить 12,14Гц, що забезпечує перехід від статичного тертя до динамічного.

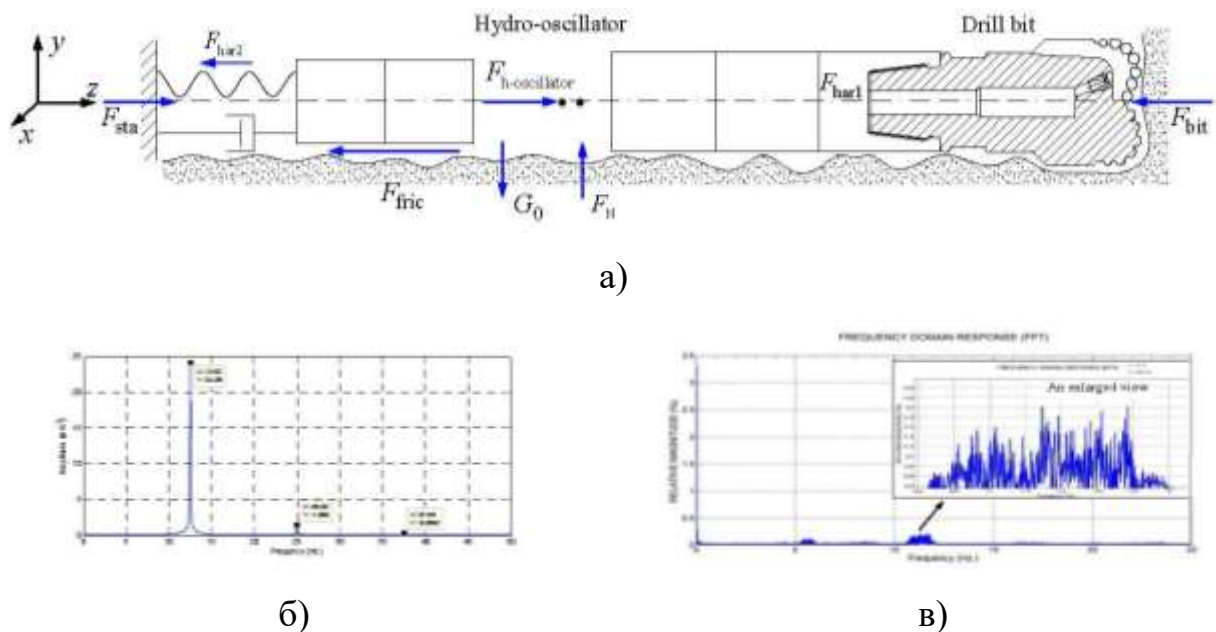


Рисунок 1.15 – Динамічна модель ГОК (а), аналітична АЧХ відброприскорення (б), експериментальна АЧХ осевої сили (в) [49]

Результати розрахунків показали, що при зменшенні площі потоку осьова сила зростає до 34кН, сприяючи ефективнішому руйнуванню породи долотом. Експериментальні випробування при витраті промивальної рідини 22л/с підтвердили амплітуду осьового зміщення на рівні 3÷4 мм та прискорення до 18–20м/с<sup>2</sup>. Дослідження доводить, що використання гідроосцилятора дозволяє значно підвищити швидкість проходки (ROP) та довжину рейсу завдяки зменшенню сил опору. Запропонована модель є достовірною, оскільки теоретичні дані корелюють із результатами стендових випробувань у діапазоні частот 10,8÷12 Гц.

У статті [50] представлено результати розробки та випробувань нового бурового осцилятора, призначеного для зменшення тертя бурильної колони в горизонтальних свердловинах. На основі кінематичних моделей встановлено, що частота зміни площі потоку пропорційна витраті рідини і становить 12,5Гц при потоці 25л/с. Чисельне моделювання показало, що амплітуда вібраційного зміщення інструменту варіюється в діапазоні 1÷16 мм, а швидкість вібрації — від –0,8 до 0,8 м/с. Експериментальні дані підтвердили, що при робочому тиску 5 МПа перепад тиску на пристрої становить 2÷3МПа, що забезпечує стабільну осьову вібрацію. Застосування даного осцилятора дозволяє змінити вид тертя зі статичного на динамічне, підвищуючи ефективність передачі навантаження на долото та швидкість проходки.

У дослідженні [51] на основі динамічної моделі тертя LuGre проаналізовано вплив параметрів гідравлічного осцилятора на ефективність зниження опору під час буріння горизонтальних свердловин, в тому числі із застосуванням КГТ (рис. 1.16). Встановлено, що оптимальними параметрами для досягнення найкращого результату є сила осциляції 40кН, частота 15Гц та амплітуда 16мм. За таких умов ефективність зниження опору може сягати 56,8% для сили осциляції та 44,6% для амплітуди.

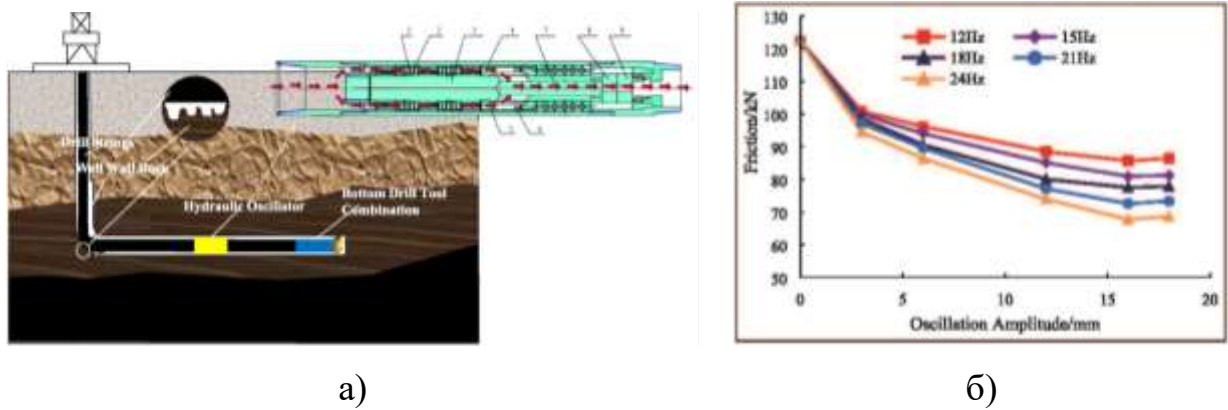


Рисунок 1.16 – Динамічна модель ГОК (а) та залежність сил тертя від параметрів руху (б) [51]

Результати ортогональних випробувань показали, що за ступенем впливу на тертя параметри розташовуються в такому порядку: інтенсивність, частота, а потім амплітуда осциляції. Практичне застосування цих даних дозволяє ефективно зменшувати знос бурильної колони та підвищувати швидкість проходження свердловин.

У представленому огляді проаналізовано фактори, що впливають на прохідність КГТ у горизонтальних свердловинах, де критичні навантаження синусоїдального та спірального вигину для труб діаметром 60,3мм становлять 21,53кН та 60,88кН відповідно. Встановлено, що збільшення коефіцієнта тертя з 0,1 до 0,3 призводить до різкого скорочення ліміту глибини буріння з 2100м до 400м. Доведено, що використання гідравлічних осциляторів дозволяє підвищити навантаження на долото з 80кН до 100кН, забезпечуючи зростання механічної швидкості буріння в 1,3÷1,5 рази. Впровадження стабілізації на 46,8% довжини стовбура свердловини дозволяє збільшити виліт КГТ до 100% цільової зони пласта. Математичне моделювання підтвердило, що додавання реагентів для зниження гідравлічного опору зменшує втрати тиску приблизно в два рази з максимальною похибкою розрахунків 5,1%.

На основі огляду добірки опублікованих праць за тематикою використання КГТ та КНБК у горизонтальних та скерованих свердловинах

можна сформулювати наступні висновки про критерії працездатності бурильних колон. До них відносяться: критичні навантаження та стійкість, сили опору осьовому руху, гідравлічні параметри та очищення бурового розчину, динамічна інтенсифікація та вібрації, корозійна стійкість та ресурс. Встановлено, що критичні навантаження синусоїдального вигину для ГНКТ діаметром 60,3мм становлять 21,53кН, а спірального – 60,88кН. Впровадження стабілізації дозволяє підвищити поріг спіральної втрати стійкості на 31%, що забезпечує повне (100%) проходження колони до цільової зони пласта. Зміна коефіцієнта тертя з 0,1 до 0,3 призводить до різкого скорочення ліміту глибини буріння з 2100м до 400м. Оптимізація параметрів тертя та ваги дозволяє досягати вимірної глибини до 25 000 футів (близько 7620м). Для ефективного очищення стовбура мінімальна швидкість потоку має становити 120 фут/хв у вертикальних та 240 фут/хв у горизонтальних секціях. При цьому до 86% циркуляційних втрат тиску припадає на лінію високого тиску, а використання реагентів зменшує гідравлічний опір удвічі. Застосування гідравлічних осциляторів дозволяє збільшити навантаження на долото з 80кН до 100кН та підвищити механічну швидкість буріння в 1,3÷1,5 рази. Ефективність зменшення сил опору при використанні ГОК може сягати 50-60%.

### **1.3 Систематизація методів дослідження сил притискання елементів КГТ до стінок свердловини та сил опору руху**

Кількісна оцінка енерговитрат під час осьового переміщення КГТ у стовбурі свердловини можлива лише при чіткому уявленні про величини сил контактної взаємодії між трубами і стінками виробки, дослідженням яких займалися багато науковців [1, 4, 6, 8 і ін.], якими було схематизовано загальну картину процесу. Аналітичні розрахунки і експериментальні дослідження показали малу значущість даного фактору на тлі загальних втрат складової ваги КГТ по її довжині у свердловині [1÷8, 9÷16 і ін.],

величина якої визначається силами тертя металу труб до стінок виробки та молекулярною взаємодією (адгезійного зчеплення) між колоною і фільтраційною кіркою (ФК) [1, 4, 8]. Також в даних дослідженнях не враховано низку чинників, які вносять неточності в математичні моделі та методи розрахунку сил опору колоні труб у свердловині і, відповідно, оцінки енерговитрат, зокрема характер площинної (а не точкової) взаємодії ГТ зі стінками свердловини та локальні викривлення її стовбура.

При дослідженні процесу осьового переміщення труб в стовбурі свердловини використовуються такі основні емпіричні закони тертя [1, 8÷10 і ін.]:

- закон Амонтона:

$$F_{mp} = fN ; \quad (1.1)$$

- закон Кулона:

$$F_{mp} = C + fN ; \quad (1.2)$$

- закон Дерягіна:

$$F_{mp} = f(A_{dg}S_0 + N), \quad (1.3)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;

$N$  – сила притискання труб до стінок свердловини;

$C$  – складова сили тертя, яка не залежить від величини;

$A_{dg}$  – адгезійна міцність ФК на зсув;

$S_0$  – фактична площа контакту КГТ і ФК.

Зважаючи на складність визначення фактичної величини площі контакту труб із стінкою свердловини, покритої ФК, адгезійна складова сил

опору на момент проведення досліджень [1, 6÷10 і ін.] не була врахована, що обумовило широке використання залежностей (2) і (3) і необхідність виведення нових залежностей, зокрема для визначення сили тертя при СПО:

$$F_{mp} = 1,1 + 0,15N + 0,436N^{1,36} . \quad (1.4)$$

За результатами лабораторних експериментальних досліджень все ж було встановлено емпіричну залежність сили адгезійної взаємодії ФК і металу труб [1÷8] від сили її притискання до стінки свердловини:

$$F_{ad} = 0,124 + 0,056N - 0,22h - 0,296(N - 1,4)(h - 0,216), \quad (1.5)$$

де  $h$  – товщина ФК.

Проте, на основі експериментальних досліджень у лабораторних умовах було змінено залежність (1.5) шляхом введенням в неї таких параметрів, як  $N$ ,  $S_0$ ,  $A_{dg}$  та лобового опору при обтіканні колони труб буровим розчином  $F_l$ :

$$F = fN + A_{dg}S_0 + F_l . \quad (1.6)$$

З часом у ході лабораторних експериментальних досліджень [2, 8 і ін.] за даним напрямком було встановлено низку закономірностей. Так, зусилля відриву металу від глинистої кірки є меншим, ніж для ГП; зусилля відриву для алюмінію є меншими, ніж для сталі; міцність структури ФК на зсув із глибиною свердловини зростає за рахунок її щільності; на сили адгезійної взаємодії металу труб КГТ і ФК впливають зменшення товщини кірки і контактного тиску до певної міри збільшення площі контакту і підвищення температури в свердловині.

Поглибленням досліджень у даному напрямку стало вивчення впливу мастильних домішок на опір тертя між колоною труб і стовбуром свердловини. Встановлено залежності для визначення величин  $F$  і  $A_{dg}$  [1, 3÷7 і ін.]:

$$F = 735.5 - 14.17X_1 - 9.17X_3 - 30.42X_4 - \\ -15.62X_1X_2 - 13.12X_2X_3 - 24.37X_3X_4 - \\ -8.38X_2^2 + 29.11X_3^2 + 10.36X_4^2; \quad ; \quad (1.7)$$

$$A_{dg} = 298 - 50.8X_1 - 20.42X_2 - 15.62X_2X_4 - \\ -37.67X_1^2 - 18.91X_3^2 + 12.67X_4^2, \quad , \quad (1.8)$$

де  $X_i$  – емпіричні коефіцієнти [6].

Узагальнюючи наведене, робимо висновок, що на умови роботи КГТ у свердловині з врахуванням найскладніших умов буріння (горизонтального стовбура) впливають низка основних чинників [1, 4 і ін.]: коефіцієнт тертя  $f$  труб до стінки свердловини; сили нормального тиску  $N$  в зоні контакту труби до стінки свердловини; сили опору  $F_{св}$ , обумовлені взаємодією труби із стінкою свердловини при її деформування під дією осьових сил; сила опору  $F_{бк}$ , обумовлена наявністю конструктивних особливостей поверхні КГТ; опір  $F_{пр}$ , обумовлений промивальною рідиною;  $F_{ад}$  – адгезійна сила взаємодії колони ГТ з в'язкою фільтраційною кіркою;  $F_{н}$  – намагніченість гірської породи.

Отже, рівнянням сили опору взаємодії КГТ з обмежуючим її простором є:

$$F_{оп} = fN + F_{св} + F_{бк} + F_{пр} + F_{ад} + F_{н} \quad . \quad (1.9)$$

В роботі [7] при визначенні сили опору осьового переміщення труб у свердловині схиляються до думки щодо необхідності врахування сил адгезійного тертя в зоні контакту КГТ та стінок гірничої виробки:

$$F_{\text{оп}} = fN + F_{\text{ад}}. \quad (1.10)$$

Зважаючи на те, що дослідженнями доведено значний вплив на інтенсивність викривлення свердловини сили тертя (навіть за малих радіусів складають понад 30% від ваги КГТ), їх об'єктивна оцінка стимулює пошук відповідних рішень для проектування як конструкції, так і режимів експлуатації КГТ.

#### **1.4 Аналіз математичних моделей для оцінки сил опору осьового руху КГТ у стовбурі свердловини**

Враховуючи особливості роботи КГТ у свердловині, на основі аналізу застосування КГТ у скерованих свердловинах та огляду аналітико-емпіричних закономірностей сил опору руху [52, 53], виділимо окремі графоаналітичні моделі. Залежність сил опору від того, як саме рухається тіло, зазвичай визначається швидкістю та властивостями середовища [54, 55]. Спираючись на закони механіки твердого тіла та механіки в'язких середовищ [56, 57] можна виділити наступні основні варіанти:

- лінійна залежність  $F \sim v$ ; сила опору прямо пропорційна швидкості. Це характерно для руху КГТ у фільтраційній кірці, або для дуже малих швидкостей (закон Стокса);

- квадратична залежність  $F \sim v^2$ ; сила опору пропорційна квадрату швидкості. Це найпоширеніший випадок для руху КГТ у середовищі бурового розчину. В цьому випадку опір виникає через необхідність «розштовхувати» масу середовища перед собою;

- залежність від прискорення  $F \sim a$ ; при швидкому розгоні, чи зупинці тіла в рідині виникає ефект «приєднаної маси». Середовище чинить додатковий опір, оскільки тілу доводиться прискорювати не лише себе, а й шари рідини навколо.

Оскільки прискорення осьового переміщення КГТ у свердловині під час буріння є мізерними, то подальший аналіз проведемо для сил опору КГТ залежних від швидкості її руху. Рух КГТ у буровому розчині та ФК будемо розглядати, як рух твердого тіла у в'язкому середовищі з малими і середніми швидкостями.

#### 1.4.1 Кусково-задана форма зміни сили опору

Кусково-заданій формі зміни сили опору відповідає закон, зображений на рисунку 1.17. Основна особливість цієї моделі полягає в тому, що величина сили опору не залежить від модуля швидкості, але її напрямок завжди протилежний напрямку руху.

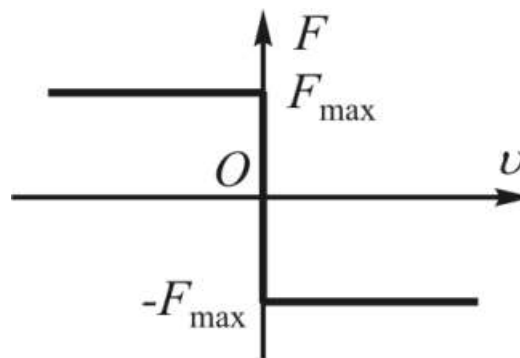


Рисунок 1.17 – Кусково-задана форма закону зміни сили опору [57]

В загальному випадку аналітична форма такого закону має наступний вигляд [53, 54 ÷ 57]:

$$F(v) = -F_{\max} \operatorname{sgn}(v) \quad (1.11)$$

Якщо записувати модель (1.11) без використання спеціальних функцій, вона виглядає так:

$$F(v) = \begin{cases} -F_{\max}, & \text{якщо } v > 0 \\ [-F_{\max}, F_{\max}], & \text{якщо } v = 0 \\ F_{\max}, & \text{якщо } v < 0 \end{cases} \quad (1.12)$$

Тут традиційно розглядають наступні випадки:

- при  $v > 0$  тіло рухається вперед, сила опору від'ємна (напрямлена проти руху) і дорівнює  $-F_{\max}$ ;
- при  $v < 0$  тіло рухається назад, сила опору додатна і дорівнює  $F_{\max}$ ;
- при  $v = 0$  існує стан спокою. Вертикальна лінія на графіку показує, що сила тертя спокою може набувати будь-якого значення в діапазоні від  $-F_{\max}$  до  $F_{\max}$ , щоб компенсувати зовнішню рушійну силу.

Математичні залежності (1.11), (1.12) підпорядковуються закону тертя (1.1) саме при нульовій швидкості.

#### 1.4.2 Закон Стрібека

Цей закон графічно показує, що сила опору  $F$  завжди діє в сторону, протилежну до напрямку швидкості  $v$  (рис. 1.18).

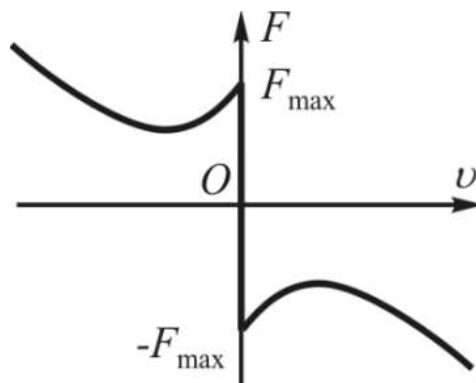


Рисунок 1.18 – Зміна сил опору за законом Стрібека [57]

Графік складається з трьох ключових складових:

- статичне тертя (спокою): Вертикальна лінія при  $v=0$  Сила може набувати будь-якого значення від  $-F_{\max}$  до  $F_{\max}$ , поки тіло не зрушить з місця;
- характерні прогини “ефекту Стрібека” відразу після початку руху. Коли швидкість зростає, тертя спочатку трохи зменшується (через змащення або мікрорельєф поверхні);
- подальше зростання сили при великих швидкостях (криві йдуть вгору/вниз від осі), що характерно для опору повітря чи в'язкого тертя  $F \sim v^2$ .

У першому наближенні аналітичний вигляд закону (рис. 1.18) можна подати за допомогою поліному. Для правої частини графіка  $v > 0$  криву можна описати квадратичною залежністю, що має мінімум:

$$F(v) = av^2 - bv + F_{\max}, \quad (1.14)$$

де  $F_{\max}$  – початкове значення сили при зрушенні з місця;

$-bv$  – доданок, що відповідає за початкове зниження сили;

$av^2$  – доданок, що відповідає за подальше зростання опору.

Більш точно залежність описує узагальнена модель тертя [53, 54 ÷ 57]:

$$F(v) = \text{sgn}(v) \left[ F_c + (F_{\max} - F_c) e^{-|v/v_s|} + k|v|^n \right], \quad (1.15)$$

де  $F_{\max}$  – максимальна сила тертя спокою (амплітуда в точці  $v=0$ );

$F_c$  – сила кулонівського (сухого) тертя;

$e^{-|v/v_s|}$  – компонент Стрібека, що описує «провал» сили після старту  $v_s$  – критична швидкість ковзання);

$kv^n$  – складова в'язкого опору, яка спричиняє зростання сили на великих швидкостях; зазвичай  $n=1$ , або  $n=2$ ;

$k$  – коефіцієнт в'язкого опору;

$\text{sgn}(v)$  – функція знаку, що забезпечує зміну напрямку сили при зміні напрямку руху.

Проведемо фізичний аналіз зон:

- зона нульової швидкості при  $v=0$  тіло нерухоме, зовнішня сила врівноважується опором;

- в зоні низьких швидкостей сила різко падає від  $F_{\max}$  до певного мінімуму (початку ковзання);

- в зоні високих швидкостей опір починає стрімко зростати пропорційно квадрату швидкості, що видно на краях графіка.

### 1.4.3 Квадратичний закон зміни сили опору

Квадратичний закон зміни сили опору – це крива, що лежить у чвертях (рис. 1.19), де знаки  $v$  і  $F$  є протилежні, які підтверджують те, що сила є реактивною (опірною) при  $v > 0$   $F < 0$  і навпаки. Лінія не є прямою, вона має вигляд параболи, що розвернута симетрично відносно початку координат. Це вказує на нелінійну (квадратичну) залежність сили від швидкості.

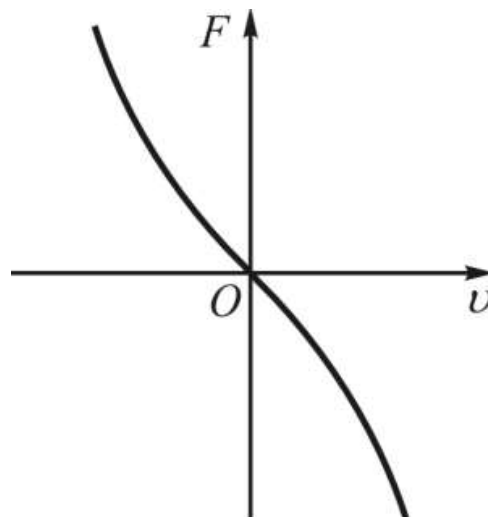


Рисунок 1.19 – Квадратичний закон зміни сил опору [57]

Найбільш точна математична модель для такого графіка – це закон квадратичного опору, який зазвичай виникає при русі тіла в газі або рідині з великою швидкістю:

$$F(v) = -k \cdot v \cdot |v|, \quad (1.16)$$

де  $F$  – сила опору середовища;

$v$  – швидкість відносного руху;

$k$  – коефіцієнт опору, який залежить від форми тіла, його площі перерізу та густини середовища.

У переважній більшості випадків [53, 54 ÷ 57]:

$$k = \frac{1}{2} C_x \rho S, \quad (1.17)$$

де  $C_x$  – коефіцієнт, що залежить від форми тіла;

$\rho$  – густина рідини;

$S$  – площа поверхні лобового опору.

Якщо записувати для окремих випадків напрямку руху, то матимемо такі випадки:

- при русі вперед:  $v > 0$ ;  $F(v) = -k \cdot v^2$ ;
- при русі назад:  $v < 0$ ;  $F(v) = k \cdot v^2$ .

З урахуванням (1.17) у (1.16) використовують наступну закономірність:

$$F(v) = C_x \frac{\rho v^2}{2} S. \quad (1.18)$$

Слід зазначити, що особливістю сили квадратичного опору (1.18) є і те, що вона виникає при швидкому русі тіла в рідині, коли основна енергія витрачається на приведення мас середовища в рух.

#### 1.4.4 Об'єднаний закон сухого і в'язкого тертя

Математична модель такої закономірності утворюється шляхом поєднання пар залежностей (1.11) ÷ (1.12) та (1.14) ÷ (1.15). Об'єднана модель сил опору поєднує в собі властивості сухого (кулонівського) та в'язкого тертя (рис. 1.20).

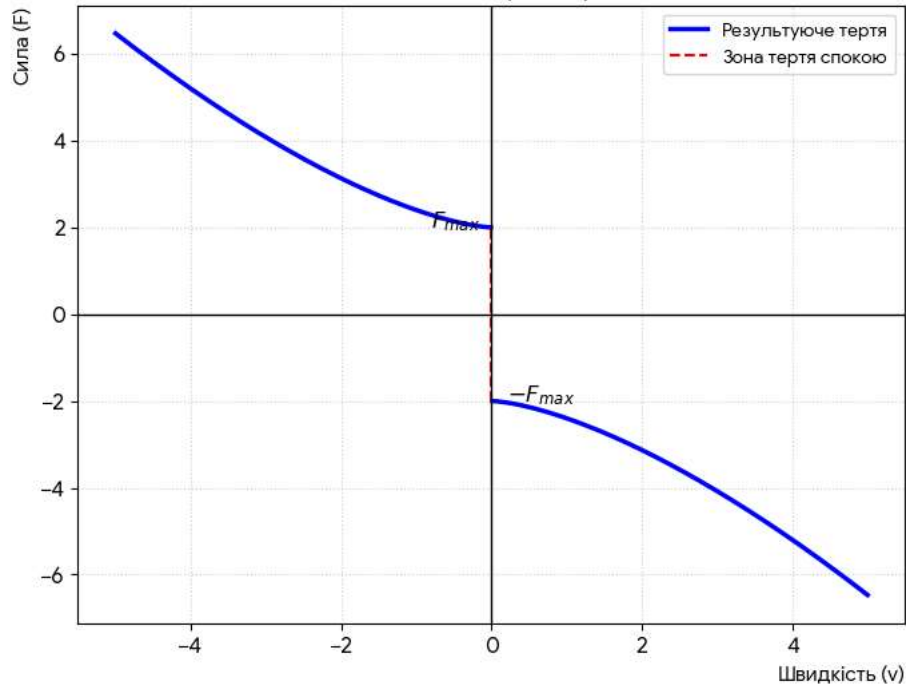


Рисунок 1.20 – Об'єднаний закон сухого і в'язкого тертя

$$F(v) = \operatorname{sgn}(v) \left\{ \left[ F_c + (F_{\max} - F_c) e^{-|v/v_s|} + k|v|^n \right] + F_{\max} \right\}. \quad (1.19)$$

Це дозволяє більш точно описати поведінку реальних механічних систем. Зона тертя спокою (червона пунктирна лінія) – це вертикальний відрізок при нульовій швидкості. Коли об'єкт нерухомий, сила тертя дорівнює прикладеній силі, але не може перевищувати певного максимуму. Поки прикладена сила менша за  $F_{\max}$  тіло залишається на місці. Як тільки швидкість стає відмінною від нуля  $v \neq 0$  виникає різкий перехід (стрибок) до значення сили тертя ковзання. Навіть при мінімальній швидкості сила тертя вже має певне базове значення яке моделює закон Кулона-Амонтонна (1.11) ÷ (1.12). Зі зростанням швидкості сила тертя не залишається постійною, а

продовжує збільшуватися за модулем. Це є в'язке тертя, яке характерне для руху тіла в рідині або газі, або за наявності мастила між поверхнями, що описується залежностями (1.14) ÷ (1.15).

Графічна залежність (рис. 1.20) показує, що загальна сила опору руху складається з двох частин: постійної складової, яка необхідна для того, щоб взагалі зрушити тіло з місця (сухе тертя) та змінної складової, яка зростає пропорційно швидкості об'єкта (в'язке тертя). Слід зауважити, що графік розташований у другому та четвертому квадрантах означає, що сила тертя завжди спрямована проти напрямку швидкості.

#### 1.4.5 Закон взаємодії КГТ із стінкою свердловини внаслідок адгезії

Під адгезією розуміють взаємодію між приведеними у контакт поверхнями двох фаз різної природи. Силу адгезійного прилипання (диференційного прихоплення) КГТ можна визначити за формулою [53]:

$$F_{np} = k_{ad} \Delta p S_n, \quad (1.20)$$

де  $k_{ad}$  – коефіцієнт адгезії (залежить від її складу та товщини), типове значення для якісної кірки;

$\Delta p$  – диференційний тиск, різниця між гідростатичним тиском стовпа промивальної рідини та пластовим тиском;

$S_n$  – площа контакту (прилипання) труби зі стінкою свердловини. Вона залежить від глибини втискання труби в кірку та довжини зони перепаду тиску.

Коефіцієнт адгезії зростає пропорційно часу нерухомого контакту колони з кіркою. Цей процес називається «старінням» або зміцненням контакту. На даний час цю залежність здебільшого описують емпірично формулою:

$$k_t = k_0 t^n, \quad (1.21)$$

де  $k_t$  – коефіцієнт адгезії в певний момент часу  $t$ ;

$k_0$  – коефіцієнт адгезії в певний момент часу  $t = 0$ ;

$t$  – час нерухомості (спокою).

$n$  – показник степеня, що залежить від липкості кірки.

Після співставлення (1.21) і (1.20) силу адгезійного прилипання можна описати, як функцію часу (рис. 1.21):

$$F_{np}(t) = k_0 t^n \Delta p S_n. \quad (1.22)$$

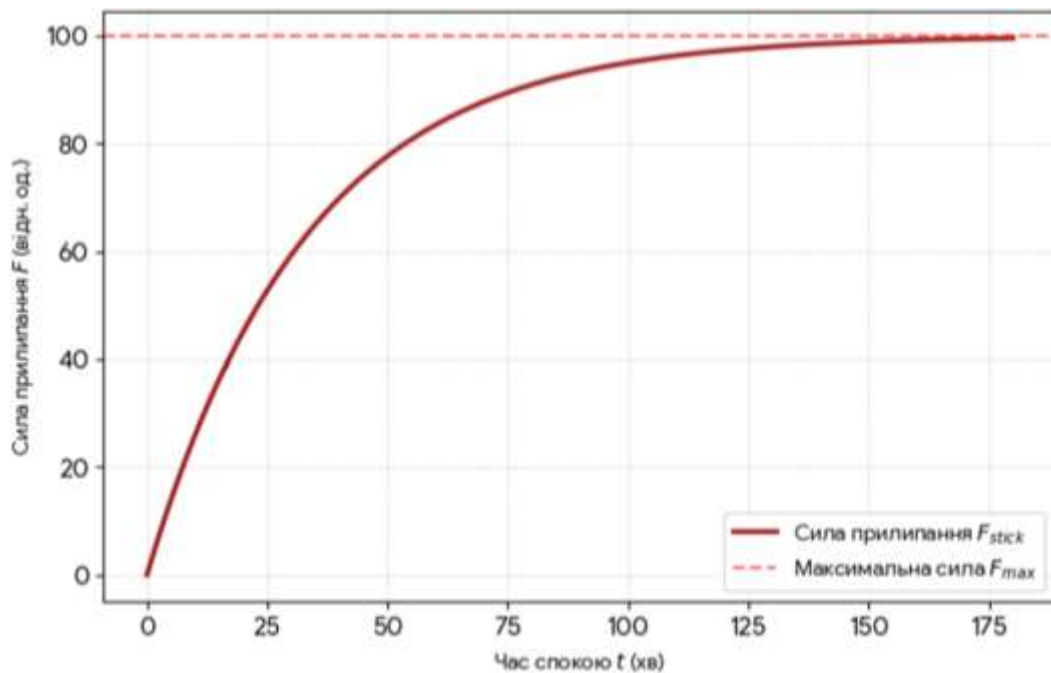


Рисунок 1.21 – Закон адгезійної взаємодії КГТ із стінкою свердловини

Слід сказати, що проведений комплексний аналіз математичних моделей для оцінки сил опору осьовому руху КГТ має виключно оглядовий характер. Математично описана типологія законів тертя встановила прямі залежності сил опору від швидкості руху і від часу: кусково-задана форма описує незалежність сили опору від модуля швидкості з акцентом на зміну напрямку; закон Стрібека характеризує складну поведінку тертя, що

включає статичну складову, ефект зниження сили на початку руху та подальше в'язке зростання; об'єднаний закон синтезує властивості сухого (Кулонівського) та в'язкого тертя для точного моделювання реальних систем; закон адгезійної взаємодії характеризує контактну взаємодію в “короткій” і “тривалій” статистиці.

Залишилися невирішені питання в плані переходу від тертя спокою до тертя ковзання та в'язкого опору, які потребують глибокого опрацювання. Основної уваги, на нашу думку, вимагають нелінійні залежності, що виникають під час руху труб у буровому розчині та адгезійної взаємодії зі стінками свердловини. Аналітичні залежності (1.1) ÷ (1.10) по своїй сутності орієнтовані на розв'язок статичних задач у відносно малих часових інтервалах. Тому, на нашу думку, для розв'язування динамічних задач та оцінки динамічних процесів, надалі окремої уваги заслуговують нелінійні залежності сил опору від параметрів руху та факторів адгезійного прилипання від часу.

### **1.5 Висновки до розділу 1, постановка завдань дослідження та вибір методів їх вирішення**

У результаті проведеного огляду та аналізу опублікованих наукових праць, огляд і аналізу існуючих конструкцій колтюрінгових систем для буріння можна підвести певні підсумки, що розкривають суть існуючої проблеми з дослідження сил опору переміщенню КГТ у стовбурах скерованих нафтогазових свердловин.

1. Проведено кількісну оцінку ефективності колтюрінгових технологій шляхом застосування беззамкових гнучких труб, що є найбільш прогресивним методом для робіт у свердловинах складного профілю. Аналіз публікацій з даного напрямку засвідчив, що використання КГТ у поєднанні з орієнтованими КНБК дозволяє скоротити операційні витрати на 35–40%, забезпечуючи при цьому високу швидкість проходки (до 600 фут/год).

2. Додатково ідентифіковано критичні чинники втрати стійкості КГТ. Визначено, що основним технічним бар'єром для проходження КГТ у горизонтальних ділянках є втрата поздовжньої стійкості (синусоїдальний та спіральний буклінг) внаслідок дії значних сил опору. Дослідженнями з даного напрямку встановлено, що перехід до спіральної форми деформації суттєво підвищує сили контактного тиску та тертя, що призводить до виникнення непродуктивних енергетичних втрат та ризику «заклинювання» (lock-up) інструменту. До прикладу, для стандартних КГТ діаметром 60,3мм критичні навантаження становлять 21,53кН та 60,88кН відповідно.

3. Проведено аналіз впливу фрикційних характеристик на досяжність до продуктивного пласта. У дослідженнях з даного напрямку оцінено нелінійну залежність між коефіцієнтом тертя та максимальною довжиною проходки: при збільшенні тертя з 0,1 до 0,3 ліміт глибини буріння різко скорочується з 2100м до 400м. Доведено, що для розширення зони досяжності критично важливою є мінімізація тертя шляхом додавання змащувальних компонентів до промивальної рідини, що дозволяє збільшити проникнення в горизонтальну секцію на понад 2000 футів.

4. Обґрунтовано методи динамічної та механічної інтенсифікації буріння з використанням КГТ. Дослідженнями з даного напрямку доведено високу ефективність застосування гідравлічних осциляторів, які дозволяють перетворити статичне тертя на динамічне, знижуючи сили опору на 50–60%. Це забезпечує зростання механічної швидкості буріння в 1,3–1,5 рази та підвищення навантаження на долото з 80кН до 100кН. Водночас встановлено, що впровадження механічної стабілізації на 46,8% довжини стовбура підвищує поріг стійкості на 31%, забезпечуючи 100% проходження колони до цільової зони.

Систематизовано математичні моделі сил опору та корозійної тривкості: Проведено аналіз математичних моделей сил опору (закони Амонтона, Кулона, Дерягіна та Стрібека), а також адгезійного прилипання та «старіння» контакту з фільтраційною кіркою. Для розв'язування динамічних

задач та оцінки динамічних процесів, окремої уваги надалі заслуговують нелінійні залежності сил опору від параметрів руху та факторів адгезійного прилипання від часу.

На основі більш точного та об'єктивного оцінювання умов роботи, параметрів навантажування та деформування КГТ, необхідно оцінити сили опору, що протидіють її осьовому переміщенню у скерованій свердловині. Для цього слід розробити математичні та імітаційні моделі навантажування КГТ силовими факторами рушійного та дисипативного характеру. Шляхом аналітичного, чисельного та чисельно-аналітичного методів розв'язку таких моделей дослідити закони зміни сил опору, що протидіють осьовому переміщенню КГТ у скерованій свердловині. З урахуванням отриманих законів зміни сил опору, обґрунтувати технологічні заходи та технічне забезпечення щодо зменшення сил опору осьового переміщення КГТ.

Таким чином, на основі вищевикладеного можна сформулюємо мету дисертаційної роботи: розроблення науково-практичних рішень для оцінки сил опору переміщенню КГТ в складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння шляхом дослідження динамічних процесів їх деформування у скерованих свердловинах.

Для досягнення мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз моделей деформованого стану та сил опору осьовому переміщенню КГТ в стовбурі скерованої свердловини.
2. Розробити моделі визначення площі мідельного перерізу та поверхні втискання деформованої ділянки КГТ у стінку скерованої свердловини.
3. Удосконалити моделі дії зосереджених та розподілених дисипативних сил на деформовану КГТ у скерованій свердловині.
4. Розробити моделі поздовжніх коливань двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК.
5. Обґрунтувати техніко-технологічне забезпечення щодо зменшення сил опору осьовому переміщенню КГТ.

6. Впровадити результати досліджень у промислових умовах.

Поставлені завдання вирішуються шляхом математичного та імітаційного моделювання. Математичне моделювання динамічних процесів проводились з використанням основних законів та положень механіки твердого та деформованого тіла, механіки суцільного середовища, теорії коливань, теорії диференціальних рівнянь та чисельних методів досліджень. Імітаційне моделювання та числові дослідження передбачали використання спеціалізованих програмних продуктів та автоматизованих систем. Реалізація таких методів вирішення завдань дозволить сформулювати нові наукові положення, спрямовані на підвищення ефективності експлуатації КГТ при бурінні скерованих свердловин.

## РОЗДІЛ 2

### ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛ ГІДРОДИНАМІЧНОГО ОПОРУ ТА АДГЕЗІЙНОГО ПРИЛИПАННЯ НА ДЕФОРМОВАНУ КГТ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ

#### 2.1 Особливості дії сил гідродинамічного походження на деформованому КГТ та методів їх визначення

Характерною особливістю роботи КГТ у свердловині є викривлення її частин внаслідок втрати стійкості прямолінійної форми під дією поздовжніх та поперечних сил [58, 59]. Маючи велику довжину, КГТ втрачає стійкість у результаті дії стискуючих, крутних, гідравлічних силових факторів, як на прямолінійних, так і на викривлених інтервалах свердловини. Осьові сили стиску, перевешивши свої критичні значення, спричинюють згин колони по плоскій хвилеподібній кривій зі сталою довжиною півхвилі (рис. 2.1а). У випадках, коли сили стиску можуть перевищувати не тільки перше критичне значення, теоретично слід очікувати появу вищих форм втрати стійкості колони [60, 61]. В подальшому, при наявних початкових відхиленнях від прямолінійності та розташування КГТ у свердловині з ексцентриситетом переводять плоску форму кривої в просторову. Реактивний крутний момент від вибою, що передається через КНБК, намагається надати осі КГТ гвинтову форму (рис. 2.1б).

Механічна дія бурильної колони, яка втратила стійкість [62, 63] на стінки свердловини є однією з причин утворення виробок та різних супутніх геометричних недосконалостей, особливо в процесі динамічного навантажування. Сила притискання бурильних труб до стінок свердловини обумовлена осьовим навантаженням на долото, власною вагою елементів

бурильної колони, їх конструктивними параметрами, пружністю на згин, перепадом тиску і повною величиною гідростатичного тиску. Її збільшення сприяє покращенню прилипання бурильної колони до фільтраційної кірки [64, 65].

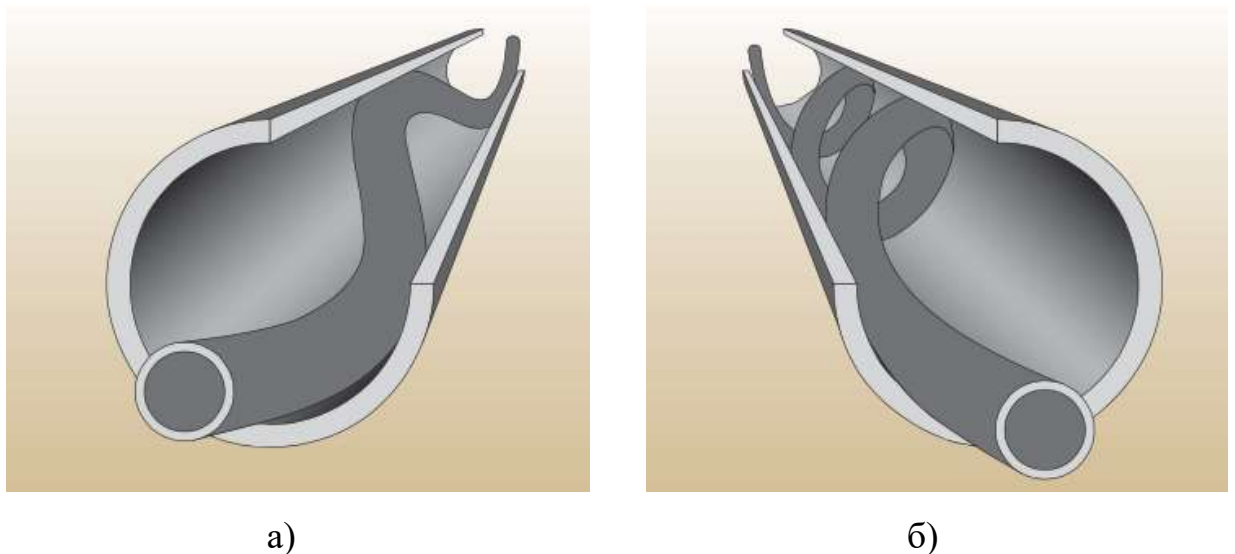


Рисунок 2.1 – Плоска (а) та простова (б) форми КГТ у свердловині

Тому відомості про фактичні величини сил, діючих в місцях взаємодії окремих ділянок бурильної колони із стінками свердловини, форму і площу зон контактування дозволять точніше проектувати розміри вибійних компоновок, попередити жолобоутворення і визначити найбільш вразливі ділянки бурильної колони. Вирішенню цих питань присвячено багато наукових праць. Одні з авторів не враховують площу контактування, беручи до уваги лише лінійний контакт по всій довжині колони труб, інші приймають умовну величину, рівну певній долі від половини діаметра, коли бурильна колона притиснута до стінки свердловини [60, 61, 62]. Незважаючи на це, не враховується контакт різних елементів труби (замок, тіло труби) із

стінками свердловини, покритої фільтраційною кіркою при можливому протиранні жолобів по стінці гірничої виробки.

Тому при розгляді задач контактної взаємодії ділянок бурильної колони із стінками свердловини важливим питанням є визначення площ контактуючих поверхонь. Розміри площ контактуючих поверхонь суттєво впливатимуть на параметри напружено-деформованого стану бурильної колони і стінок свердловини та можуть стати причиною зміни розмірів проектного профілю [60, 61]. Через відсутність точних аналітичних формул для визначення площі зон контактної взаємодії елементів бурильної колони із стінками свердловини в практиці буріння на даний час обмежуються емпіричними залежностями [65].

## **2.2 Вибір моделей контактуючих поверхонь КГТ і стінки свердловини та побудова моделі їх взаємного перетину**

Розглянемо процес втискання прогнутої півхвилі КГТ у стінку свердловини. Вважатимемо, що основою стінки свердловини є речовина з пружно-анізотропними властивостями, а її поверхня вкрита суцільною фільтраційною кіркою. При локальному торканні до в'язкої поверхні стінки свердловини бурильна колона продовжує втискатися в неї з подальшим утворенням жолобоподібної поверхні до того часу, коли максимальна реакція стінки стане рівною максимальній силі пружного втискання. При остаточному впиранні прогнутої ділянки колони в тверду основу стінки свердловини її реакція досягає максимального значення, а швидкість втискання при цьому стає рівною нулю. Результати аналізу напружено-деформованого стану деформованої ділянки КГТ [58, 59, 66] та процесу її втискання у стінку свердловини дають можливість сформулювати необхідні дані

для постановки та розв'язку геометричної задачі про визначення площі зони їх взаємного контактування.

Зону локального контактування прогнутої ділянки КГТ із стінкою свердловини можна моделювати як частину поверхні тора, яка вирізається круговим циліндром [67] (рис. 2.2). З достатньою точністю зовнішню поверхню ділянки КГТ, прогнутої у площині паралельній осі свердловини, можна ототожнити з поверхнею ділянки тора, а внутрішню поверхню стінки свердловини – із поверхнею кругового циліндра [68, 69]. Тоді визначення площі зони контактування можна звести до визначення площі поверхні взаємного перетину поверхонь тора і циліндра, відповідно четвертого та другого порядку (рис. 2.3).

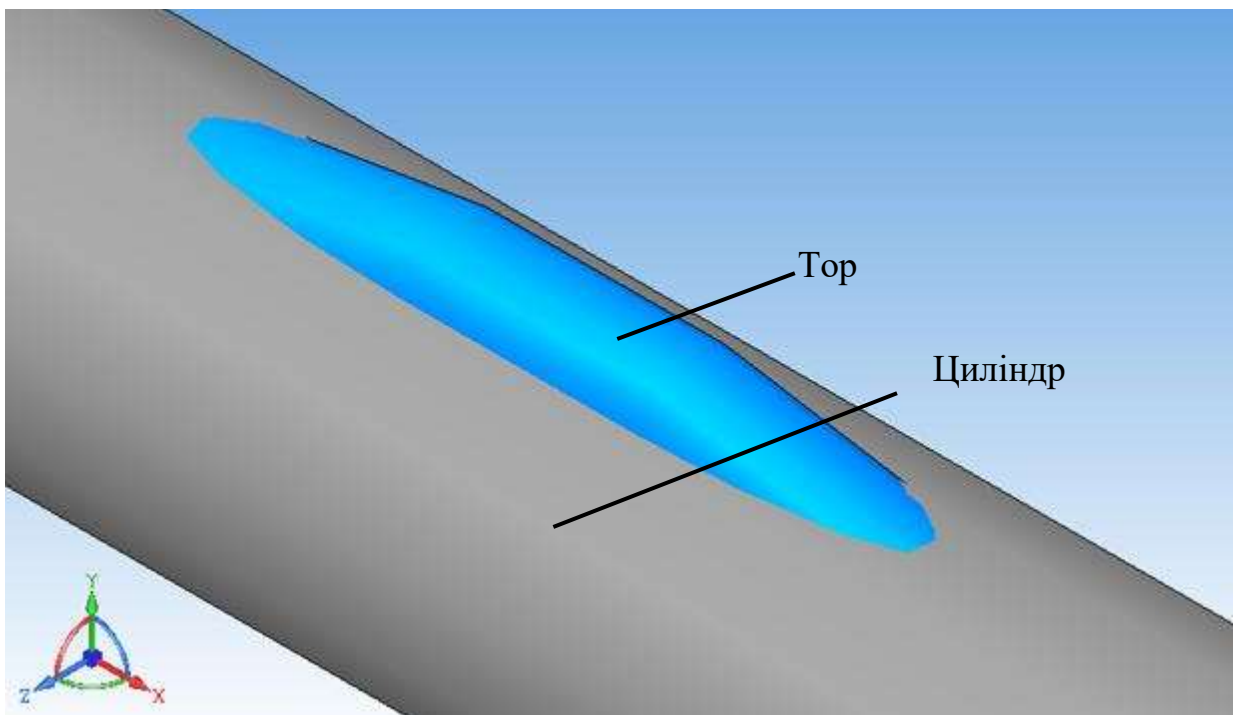


Рисунок 2.2 – Модельна поверхня зони контактування прогнутої ділянки КГТ, яка втиснута у стінку свердловини

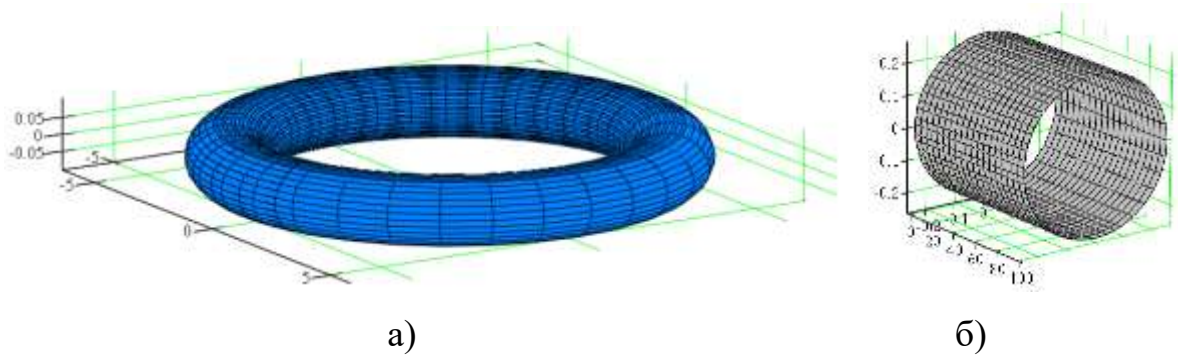


Рисунок 2.3 – Моделі поверхонь тора а) та кругового циліндра б)

Тор є геометричною фігурою, поверхня якої описується рівнянням четвертого порядку. Рівняння тора з радіусом твірного кола  $r$  і відстанню від центра цього кола до осі (центру) тора  $R$  задається у наступному вигляді:

$$\left(x^2 + y^2 + z^2 + R^2 - r^2\right)^2 - 4R^2\left(x^2 + y^2\right) = 0, \quad (2.1)$$

де  $r$  – радіус твірного кола;  $R$  – відстань від центру твірного кола до головної осі симетрії тора.

Циліндр є геометричною фігурою, поверхня якої описується рівнянням другого порядку. Для кругового циліндра з радіусом твірного кола  $\rho$  задається у такому:

$$x^2 + y^2 = \rho^2, \quad (2.2)$$

де  $\rho$  – радіусом твірного кола циліндра.

Аналітичне моделювання взаємного перетину поверхонь перетину тора і циліндра є досить складною геометричною задачею через те, що обидві поверхні є криволінійними [68, 69, 70]. Оскільки тор є поверхнею четвертого порядку, а циліндр – другого, результуюча лінія перетину в загальному випадку описується рівнянням восьмого ступеня. В такий спосіб, аналітичне моделювання перетину тора й циліндра зводиться до розв’язання системи нелінійних рівнянь високих порядків. Основне завдання – це визначення площі поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра та площі поперечного перерізу “вирізаного” елемента тора.

### 2.3 Математична модель визначення площі контакту і мідельного перерізу деформованої ділянки КГТ із стінкою скерованої свердловини

Для побудови математичної моделі для визначення площі поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра та площі поперечного перерізу “вирізаного” елемента тора застосуємо метод параметризації. Обраний метод є найефективнішим, оскільки можна представити одну з поверхонь у параметричному вигляді [70]. Одночасно застосуємо метод аналізу особливих точок: за допомогою похідних (градієнтів поверхонь) визначатимемо точки дотику або самоперетину кожної кривої; якщо градієнти обох поверхонь у точці колінеарні, то це свідчатиме про їх дотик [68, 69, 70].

Розташуємо головну вісь симетрії тора перпендикулярно головній осі симетрії циліндра таким чином, щоб поверхня тора випиналася на величину  $a$  відносно поверхні циліндра і проведемо січну площину (рис. 2.4). Введемо геометричні параметри моделі:  $\rho$  – радіусом твірного кола циліндра;  $r$  – радіус твірного кола;  $R = x_0x_1$  – відстань від центру твірного кола до головної осі симетрії тора;  $\alpha$  – половина центрального кута сегмента твірного кола тора;  $\beta$  – половина центрального кута сегмента кола циліндра;  $L = Ox_1$  – відстань між центром циліндра і центром поперечного перерізу тора;  $a$  – глибина втискання тора в циліндр;  $S_M$  – сегментна площа міделевого перерізу (площа міделя). Надалі зробимо припущення, що:

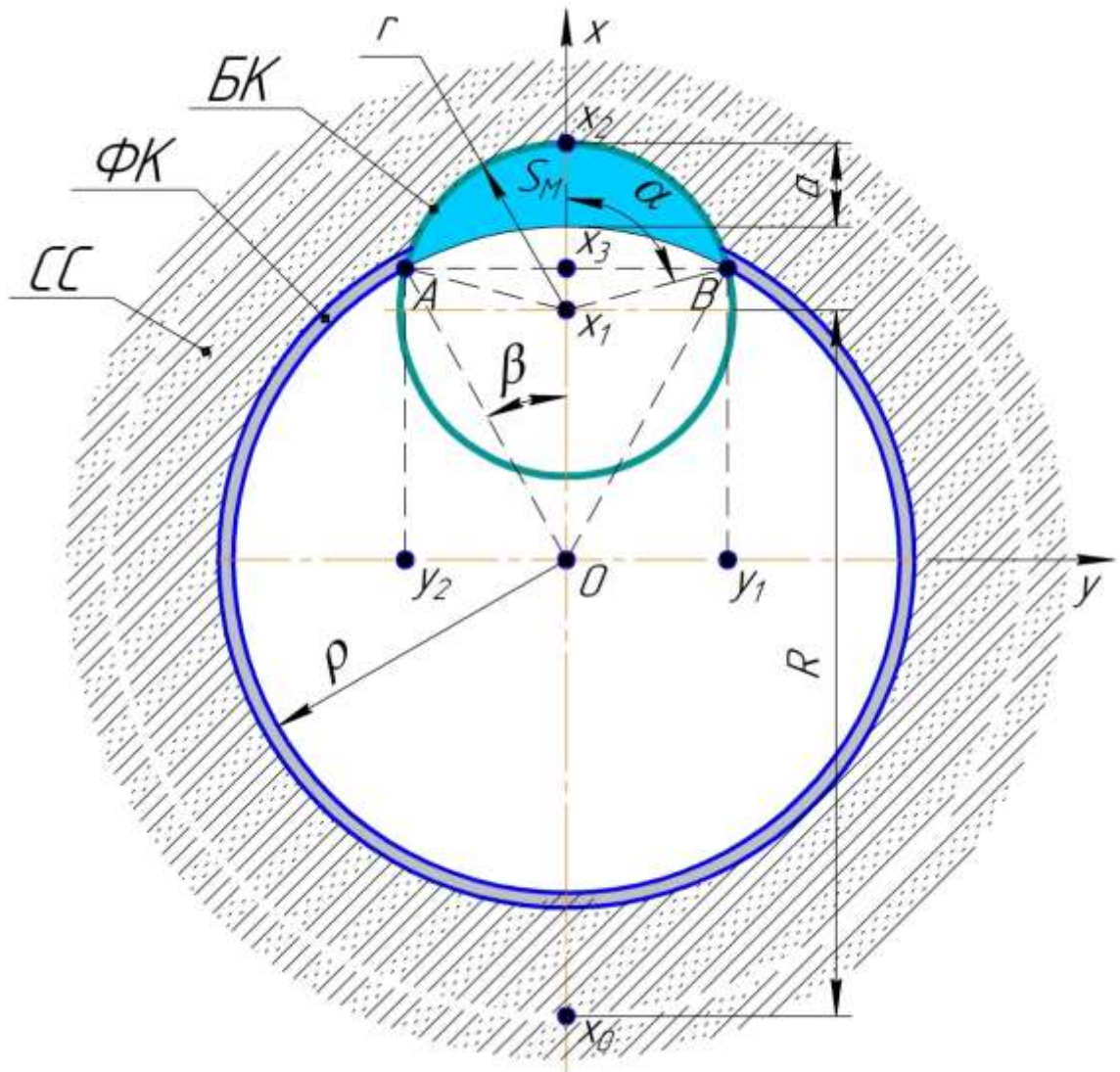
$$\rho \leq x_0 + R + r \leq \rho + a, \quad a = \frac{r}{2}. \quad (2.3)$$

Вважатимемо, що головна вісь симетрії тора перетинатиме вісь  $Ox$  у точці з абсцисою  $x_0$ . Тоді з урахуванням (2.3) рівняння поверхні тора (2.1) перепишемо у наступному вигляді:

$$\left( (x - x_0)^2 + y^2 + z^2 + R^2 - r^2 \right)^2 = 4R^2 \left( (x - x_0)^2 + z^2 \right), \quad (2.4)$$

а рівняння кола поперечного перерізу тора:

$$(x - (x_0 + R))^2 + y^2 = r^2. \quad (2.5)$$



СС – стрінка свердловини; ФК – фільтраційна кірка; БК – бурильна колона

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема поперечного перерізу тора в циліндрі

З рис. 2.4 видно, що А і В – це точки перетину кола радіусом  $\rho$  циліндра, що моделює внутрішню поверхню стінки свердловини та кола радіусом  $r$ , що моделює твірну тора. Для визначення координат точок А і В складемо систему з рівнянь цих кіл:

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = \rho^2; \\ (x - (x_0 + R))^2 + y^2 = r^2. \end{cases} \quad (2.6)$$

Додавши обидва рівняння системи (2.6), приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$2x(x_0 + R) = \rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2,$$

звідки

$$x = x_3 = \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)}. \quad (2.7)$$

Після цього, підставивши (2.7) у перше рівняння системи (2.6), приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$y^2 = \rho^2 - x^2 = \rho^2 - \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)},$$

Звідки

$$y_{1,2} = \sqrt{\rho^2 - \left( \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)} \right)^2}. \quad (2.8)$$

В результаті проведених математичних процедур, отримали координати точок  $A$  і  $B$  (рис. 2.4):  $A(x_3, y_2)$  та  $B(x_3, y_1)$ . Після цього виділимо область  $Q$ , яка в між точками  $A(x_3, y_2)$ ,  $B(x_3, y_1)$  та абсцисою  $x_2$  буде обмежена дугами кіл радіусами  $\rho$  та  $r$ .

Надалі з рівняння тора (2.4) виразимо  $z$ , як функцію  $x$  і  $y$  та приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$\begin{aligned} z^4 + 2z^2 \left( (x - x_0)^2 + y^2 - (R^2 + r^2) \right) + \\ + \left( (x - x_0)^2 + y^2 + R^2 - r^2 \right) - 4R^2 (x - x_0)^2 = 0. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Знайдемо корені біквдратного рівняння (2.9):

$$z = \pm \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2}. \quad (2.10)$$

Оскільки поверхня симетрична відносно  $xOy$ , то досить розглянути  $z \geq 0$ , а отже рівняння поверхні, яка отримується в результаті взаємного вирізання тора циліндром прийме такий вигляд:

$$z = \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2} = F(x; y). \quad (2.11)$$

Площу поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра можемо визначити за відомою формулою визначення поверхонь у тривимірному просторі:

$$S_n = \iint_{\varrho} \sqrt{1 + \left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2} dx dy. \quad (2.12)$$

Тепер знайдемо часткові похідні:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial x} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[ \sqrt{\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)^2 - (x - x_0)^2} \right] = \\ &= -\frac{x - x_0}{\sqrt{\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)^2 - (x - x_0)^2}}; \end{aligned} \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial y} &= \frac{\partial}{\partial y} \left[ \sqrt{\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)^2 - (x - x_0)^2} \right] = \\ &= -\frac{y\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)}{\sqrt{\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)^2 - (x - x_0)^2} \sqrt{r^2 - y^2}}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Після цього з використанням (2.13) і (2.14) сформуємо підінтегральну функцію формули (2.12):

$$\sqrt{1 + \left(\frac{\partial F}{\partial x}\right)^2 + \left(\frac{\partial F}{\partial y}\right)^2} = \frac{r\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)}{\sqrt{\left[\left(\sqrt{r^2 - y^2} \pm R\right)^2 - (x - x_0)^2\right]}\left(r^2 - y^2\right)}. \quad (2.15)$$

З урахуванням (2.15) формула (2.12) набуде такого вигляду:

$$S_n = 2 \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{\sqrt{r^2-y^2}}^{\sqrt{r^2-y^2}+x_0+R} \frac{r(\sqrt{r^2-y^2} \pm R)}{\sqrt{\left[ (\sqrt{r^2-y^2} \pm R)^2 - (x-x_0)^2 \right] (r^2-y^2)}} dx. \quad (2.16)$$

Після низки математичних перетворень вираз (2.16) приведемо до наступного вигляду:

$$S_n = 2r \int_{y_1}^{y_2} \frac{\sqrt{r^2-y^2} \pm R}{\sqrt{r^2-y^2}} \left[ \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2-y^2} + R}{\sqrt{r^2-y^2} \pm R} \right) - \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2-y^2} - x_0}{\sqrt{r^2-y^2} \pm R} \right) \right] dy. \quad (2.17)$$

Отриманий інтеграл (2.17) є досить складним для знаходження первісної в елементарних функціях. Тому остаточний розв'язок здійснюємо чисельним методом – методом Сімпсона. Для реалізації даного методу складено програму на мові Python та Maple (таблиці 2.1 та 2.2).

У випадку взаємодії КГТ із стінкою по спіралеподібній траєкторії (рис. 1.10), площу поверхні контактування можна виразити наступним чином:

$$S_{nc} = 2r\alpha L_c, \quad (2.18)$$

де  $\alpha$  – половина центрального кута сегмента твірного кола тора;  $L_c$  – довжина ділянки КГТ деформованої у спіраль; за даними [25, 27, 37, та ін.]  $L_c$  становить близько 25-35% від загальної довжини КГТ.

Площу області  $S_M$ , як площу поперечного перерізу поверхні КГТ, що втиснута у жолоб фільтраційну кірку (мідель), виразимо через радіуси поперечних перерізів циліндра  $\rho$  і твірного кола тора  $r$ :

$$S_M = r^2(\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha) - \rho^2(\beta - \sin \beta \cdot \cos \beta), \quad (2.19)$$

$\beta$  – половина центрального кута сегмента кола циліндра.

Таблиця 2.1 – Код програми на мові Python для чисельного інтегрування за методом Сімпсона

### Python

```
import numpy as np
from scipy.integrate import quad

# Вкажіть ваші значення тут:
r = 10.0
R = 5.0
x0 = 2.0
y1, y2 = 0, 5 # Межі інтегрування
sign = 1 # 1 для '+', -1 для '-'

def integrand(y):
    term_sqrt = np.sqrt(r**2 - y**2)
    numerator = term_sqrt + (sign * R)

    arg1 = (term_sqrt + R) / numerator
    arg2 = (term_sqrt - x0) / numerator

    # Перевірка області визначення arcsin (від -1 до 1)
    if abs(arg1) > 1 or abs(arg2) > 1:
        return 0

    res = (numerator / term_sqrt) * (np.arcsin(arg1) -
np.arcsin(arg2))
    return res

integral_val, error = quad(integrand, y1, y2)
S = 2 * r * integral_val

print(f"Результат S: {S}")
```

Таблиця 2.2 – Код програми на мові Maple для чисельного інтегрування за методом Сімпсона

### Maple

```

restart; # Очищення пам'яті
with(Student[Calculus1]): # Завантаження пакету для чисельного
аналізу

# --- 1. Введення констант (задайте власні значення) ---
r := 10.0: # Радіус r
R := 15.0: # Параметр R
x0 := 2.0: # Параметр x0
y1 := -9.0: # Нижня межа інтегрування (має бути > -r)
y2 := 9.0: # Верхня межа інтегрування (має бути < r)
n := 100: # Кількість кроків розбиття (для методу Сімпсона
має бути парним)

# --- 2. Визначення підінтегральної функції ---
# Примітка: використовуємо знак "+" (якщо потрібно "-", змініть
у формулі нижче)
f := y -> 2*r * ((sqrt(r^2 - y^2) + R) / sqrt(r^2 - y^2)) *
      (arcsin((sqrt(r^2 - y^2) + R) / (sqrt(r^2 - y^2) + R)) -
      arcsin((sqrt(r^2 - y^2) - x0) / (sqrt(r^2 - y^2) + R))):

# --- 3. Обчислення методом Сімпсона ---
# Команда ApproximateInt повертає наближене значення інтеграла
result_simpson := ApproximateInt(f(y), y = y1 .. y2, method =
simpson, partition = n, output = value):

# --- 4. Точне чисельне значення для порівняння ---
# Використовуємо стандартний адаптивний метод Maple
result_exact := evalf(Int(f(y), y = y1 .. y2)):

# --- 5. Виведення результатів ---
printf("Параметри: r=%g, R=%g, x0=%g\n", r, R, x0);
printf("Межі інтегрування: [%g, %g]\n", y1, y2);
printf("-----\n");
printf("Результат за методом Сімпсона (n=%d): %.10f\n", n,
evalf(result_simpson));
printf("Точне чисельне значення (evalf/Int): %.10f\n",
result_exact);
printf("Абсолютна похибка: %.10e\n",
abs(evalf(result_simpson) - result_exact));

```

Кути  $\alpha$  і  $\beta$  визначаємо відповідно до рис. 2.4:

$$\alpha = \arccos\left(\frac{\rho^2 - L^2 - r^2}{2rL}\right); \quad (2.20)$$

$$\beta = \arccos\left(\frac{\rho^2 + L^2 - r^2}{2\rho L}\right), \quad (2.21)$$

де  $L$  – відстань між центром циліндра і центром поперечного перерізу тора:

$$L = \rho - r + a. \quad (2.22)$$

Для практичних розрахунків у випадках, коли глибина втискання значно менша за радіуси ( $a \ll r, \rho$ ), використовують спрощену наближену формулу:

$$S_M = \frac{4}{3} a \sqrt{2R_{36} a}, \quad (2.23)$$

де  $R_{36}$  – зведений радіус

$$R_{36} = \rho r (\rho - r). \quad (2.24)$$

Визначену в такий спосіб площу поверхні тора  $S_T$ , яка “вирізається” поверхнею циліндра надалі можемо ототожнити з площею поверхні зігнутої бурильної труби, що втискається у стінку свердловини і знаходиться у

жолобній “виробці”, а площу частини поперечного перерізу тора “вирізаного” елемента (площі міделя)  $S_M$  – з площею частини поперечного перерізу цієї зігнутої бурильної труби, яка контактує із стінкою свердловини в межах “жолобу”. Використовуючи геометричні дані колтубінгових гнучких труб (КГТ) із застосуванням встановлених залежностей (2.17) та (2.18) проведено обчислення зазначених площ (рис. 2.5, 2.6), а результати розрахунку зведено в таблиці 2.3, 2.4.

Таблиця 2.3 – Площі міделевого перерізу  $S_M$  ( $\text{м}^2$ ) прогнутих ділянок КГТ при їх втисканні у стінку свердловини

$a$	$L_{BT} = 20 \text{ м}$		$L_{BT} = 40 \text{ м}$	
	$d_{KGT} = 60,3 \text{ мм}$ 2 3/8"	$d_{KGT} = 66,7 \text{ мм}$ 2 5/8"	$d_{KGT} = 73,0 \text{ мм}$ 2 7/8"	$d_{KGT} = 88,9 \text{ мм}$ 3 1/2"
0,1r	0,000059	0,000073	0,000089	0,000136
0,2r	0,000164	0,000202	0,000245	0,000375
0,3r	0,000293	0,000363	0,000439	0,000668
0,4r	0,000441	0,000544	0,000658	0,001000
0,5r	0,000601	0,000742	0,000896	0,001357

Таблиця 2.4 – Площі поверхні контактування  $S_n$  ( $\text{мм}^2$ ) прогнутих ділянок КГТ при їх втисканні у стінку свердловини

$a$	$L_{BT} = 20 \text{ м}$		$L_{BT} = 40 \text{ м}$	
	$d_{KGT} = 60,3 \text{ мм}$ 2 3/8"	$d_{KGT} = 66,7 \text{ мм}$ 2 5/8"	$d_{KGT} = 73,0 \text{ мм}$ 2 7/8"	$d_{KGT} = 88,9 \text{ мм}$ 3 1/2"
0,1r	0,0744214	0,0892995	0,1041771	0,2996449
0,2r	0,1474269	0,1764327	0,2054385	0,5871047
0,3r	0,2191611	0,2616292	0,3040972	0,8638019
0,4r	0,2897696	0,3451016	0,4004335	1,1310382
0,5r	0,3593968	0,4270558	0,4947147	1,3898831

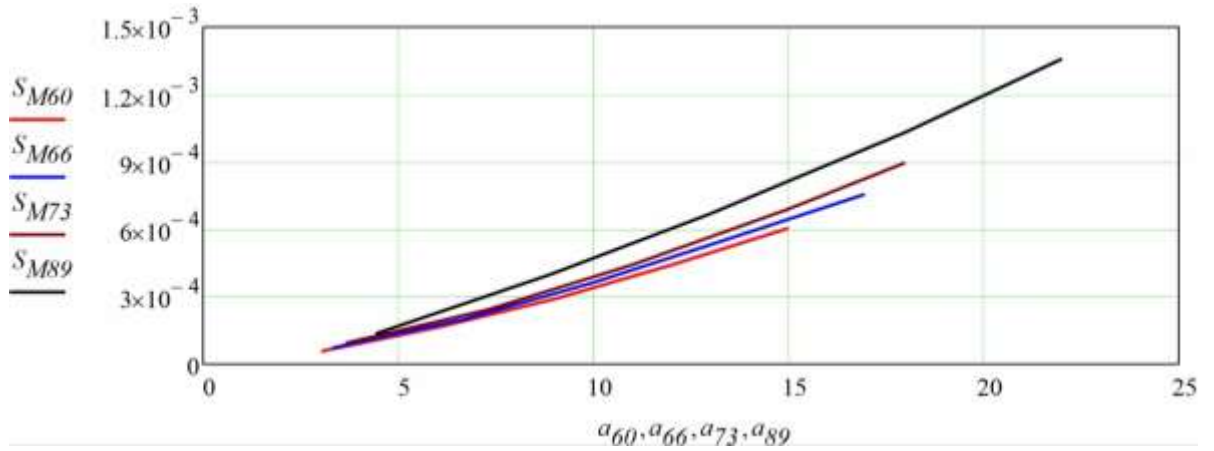


Рисунок 2.5 – Залежність площ мідельного перерізу  $S_M$  прогнутих ділянок КГТ від глибини їх втискання у стінку свердловини

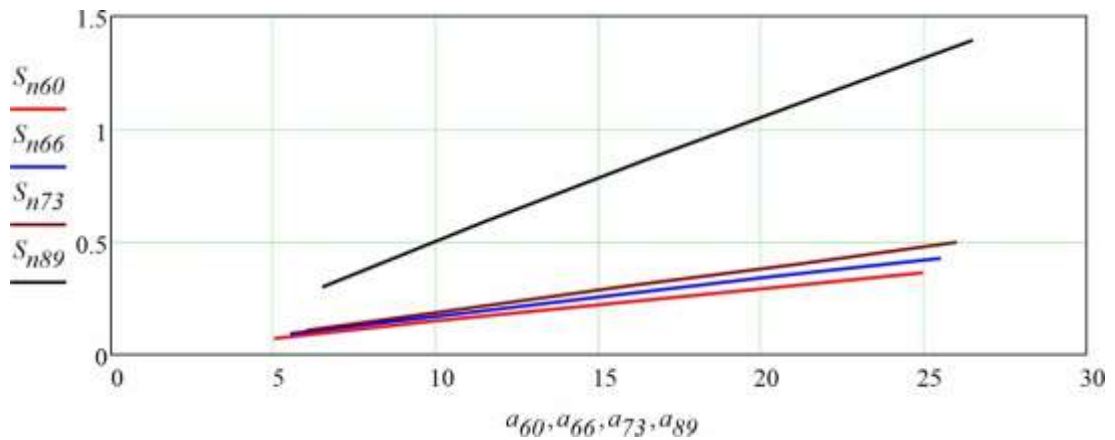


Рисунок 2.6 – Залежність площ поверхні контактування  $S_n$  прогнутих ділянок КГТ від глибини їх втискання у стінку свердловини

## 2.4 Визначення сил гідродинамічного опору осьовому руху зігнутих КГТ КГТ в місцях торкання до стінок свердловини

Згідно теоретичних викладок [71, 72] сила гідродинамічного опору, яка діє на КГТ при її ковзанні по жолобу вкритого фільтраційною кіркою, визначається за формулою:

$$F_{ГО} = C_x \frac{\rho_p v^2}{2} S_m, \quad (2.25)$$

де  $C_x$  – безрозмірний коефіцієнт лобового опору (залежить від форми тіла;

$\rho_p$  – густина в'язкого середовища (розчину);  $v$  – швидкість руху;

$S_m$  – площа лобового опору (мідель).

Коефіцієнт лобового опору не є константою, він залежить від геометрії тіла (наскільки воно обтічне) та режиму руху рідини (числа Рейнольдса). У бурінні цей коефіцієнт найчастіше розглядають для замкових з'єднань, муфт та доліт під час їх руху в розчині. У відповідності до результатів досліджень [71, 72] та теоретичних викладок [73] було вибрано значення коефіцієнтів лобового опору, наведені у таблиці 2.6.

В якості в'язкого середовища, в якому рухається зігнута ділянка КГТ в зоні контакту із стінкою свердловини приймаємо густину фільтраційної кірки. При спорудженні скерованих та горизонтальних свердловин вимоги до фільтраційної кірки жорсткіші через високий ризик прихоплень та необхідність мінімізації тертя. Згідно [73] для розчинів на водній основі приймаємо густину фільтраційної кірки  $1200 \div 1600 \text{ кг/м}^3$ ; для розчинів з обважнювачем (наприклад, баритом) -  $1800 \div 2100 \text{ кг/м}^3$ .

Таблиця 2.6 – Числові значення коефіцієнта  $C_x$  для різних форм елементів

Форма тіла / елемента	Значення	Примітки
Сфера	0,44 ÷ 0,47	Для частинок шламу або кульових клапанів.
Довгий циліндр (поперек)	1,0 ÷ 1,2	Бурильна труба при бічному зміщенні.
Бурильний замок з фаскою 18°	0,4 ÷ 0,5	Сучасні обтічні замки буриньних труб.
Бурильний замок з фаскою 90° (прямий уступ)	0,8 ÷ 1,1	Замки старого зразка або стабілізатори без скосів.
Стабілізатори (з лопатями)	1,2 ÷ 1,8	Лопаті створюють величезний гідродинамічний опір через складну геометрію та велику площу контакту.
Перехідники (сабси)	0,9	Залежить від різкості переходу. Короткі перехідники з різким кроком
Довгий циліндр, тіло прямої труби (вздовж потоку)	0,15 ÷ 0,2	Коротка труба L/d=10
	1,2-2,5	Довга труба L/d=100
	≈ 10	Дуже довга труба L/d=500
ОБТ малою стрілою вигину	0,06 ÷ 0,09	Для плавної дуги
Вигнута ділянка БТ	0,15 ÷ 0,35	Плоска конфігурація, вигин в одній площині
	0,5 ÷ 0,9	Просторова (спіральна) конфігурація
Вигнута ділянка КГТ	0,06 ÷ 0,12	Плоска конфігурація
	0,1 ÷ 0,3	Спіральна конфігурація
Тіло плоскої форми (пластина)	1,1 ÷ 1,3	Створює максимальний опір.

Швидкість осьових коливань ділянки КГТ при бурінні PDC долотом у скерованій свердловині не є константою і залежить від режиму буріння, проте в умовах стабільної роботи без вираженого “стрибання” долота (bit bounce) при наявності у КНБК ГОК з частотою роботи 10-25Гц та амплітудою 2-20мм вона зазвичай становить від 0,15м/с до 0,45м/с [37, 46, 49, 73]. При виникненні резонансних явищ або сильної осьової вібрації амплітудна швидкість може сягати 0,5–1,0м/с, що є критичним для цілісності колони [50, 51].

## **2.5 Визначення сил адгезійного прилипання зігнутих КГТ в місцях впирання в стінки свердловини**

Під час контактування із поверхнею стінки свердловини, яка вкрита фільтраційною кіркою, внаслідок різниці тисків виникають сили адгезійного прилипання. Спочатку труба торкається стінки свердловини, де вже сформувався шар фільтраційної кірки. Тиск бурового розчину всередині свердловини зазвичай вищий за пластовий тиск у породі. Ця різниця «притискає» трубу до стінки [73]. Фільтраційна кірка навколо місця контакту ущільнюється, виникає ефект вакууму або «присмоктування». Чим довше труба не рухається, тим сильніше вона «вростає» в цей осад [71, 72]. Для колтюбінгових гнучких труб це особливо небезпечно, тому що вони мають велику площу контакту зі стінкою через свою довжину та гнучкість, а їхня міцність на розрив обмежена, що ускладнює вивільнення прихоплення.

З використанням визначених площ поверхонь контактування  $S_n$  прогнутих ділянок КГТ при їх втисканні у стінку свердловини силу адгезійного прилипання (диференційного прихоплення) КГТ можна визначити за формулою:

$$F_{np} = k\Delta p S_n, \quad (2.26)$$

де  $k$  – коефіцієнт адгезії (залежить від її складу та товщини), типове значення для якісної кірки  $k = 0,05 - 0,4$ ;

$\Delta p$  – диференціальний тиск, різниця між гідростатичним тиском стовпа промивальної рідини та пластовим тиском; ( $\Delta p = 5 \cdot 10^6$  Па);

$S_n$  – площа контакту ділянки КГТ зі стінкою свердловини при її плоскому прогині; для ділянок КГТ, що зазнають спіралеподібної деформації в розрахунках слід приймати  $S_{nc}$ .

Величина цієї різниці тисків (репресії) не є фіксованою і залежить від конкретних геологічних умов та етапу робіт. Згідно з правилами безпеки, тиск стовпа розчину має перевищувати пластовий на певну величину, щоб запобігти викиду флюїду. Нормативні межі різниці тисків для безпечного буріння мають бути такими: для нафтових свердловин: на 10–15% від пластового тиску (або на  $1,5 \div 2,5$  МПа); для газових свердловин: на 15–20% від пластового тиску (або на  $2,5 \div 3,5$  МПа).

Практичні межі різниці тисків встановлюють, виходячи з виробничої практики. Мінімальна репресія  $0,5 \div 1,0$  МПа - це «межа ризику», коли будь-яке коливання тиску (наприклад, при підйомі труби) може призвести до припливу газу чи нафти. Оптимальна репресія  $1,5 \div 3,5$  МПа забезпечує стабільність стовбура та контроль над пластом без надмірного ризику прихоплення. Висока репресія  $5,0 \div 10,0$  МПа і більше часто виникає у виснажених пластах або при бурінні через зони з різними пластовими тисками. Саме при таких значеннях ризик адгезійного прилипання ГКТ стає критичним.

У технологіях буріння на депресії (Underbalanced Drilling) тиск у свердловині спеціально тримають нижчим за пластовий на  $1,0 \div 3,0$  МПа. У

такому разі адгезійне прилипання технічно неможливе, оскільки флюїд тисне з пласта в свердловину, “відштовхуючи” трубу від стінки. Якщо різниця тисків перевищує  $7\div 8$  МПа, стандартні змащувальні добавки можуть не впоратися, і ризик прихоплення ГКТ зростає в геометричній прогресії. Коефіцієнт адгезії (тертя) глинистої кірки – це динамічний показник. Він рідко буває сталим і зазвичай коливається в межах  $0,05\div 0,4$ . Він залежить від товщини та проникності фільтраційної кірки. Чим товстіша і “пухкіша” кірка, тим глибше в неї занурюється труба, збільшуючи опір. Низькопроникна кірка швидше припиняє ріст, що зменшує площу контакту. Коефіцієнт адгезії також залежить від типу основи. У розчинів на нафтовій основі коефіцієнт тертя значно нижчий ( $0,05\div 0,15$ ), ніж у водних ( $0,2\div 0,4$ ). Слід відзначити, що час нерухомого стану КГТ – це критичний фактор, оскільки коефіцієнт адгезії зростає з часом. Поки труба рухається, тертя кінетичне (низьке). Як тільки рух припиняється, фільтрат витискається з зони контакту і труба “прикипає” до самої породи. Спеціальні мастильні добавки, лубриканти (графіт, скляні кульки, олії) створюють слизьку плівку, знижуючи коефіцієнт у  $2\div 3$  рази. Велика кількість піску або шламу в розчині робить кірку шорсткою та “липкою”. Нові або спеціально оброблені гнучкі труби мають менший коефіцієнт тертя порівняно зі старими, кородованими трубами. Високі температури в глибоких свердловинах можуть змінювати хімічні властивості полімерів у розчині, роблячи кірку більш “в'язкою”.

У підсумку, для практичних розрахунків згідно [16] можна брати наступні значення для розрахунків: добре підготовлений розчин з лубрикантами  $k = 0,05 - 0,15$ ; звичайний водний розчин  $k = 0,2 - 0,3$ ; погано підготовлений розчин  $k \geq 0,4$ . З метою зменшення сил адгезійного прилипання у буровий розчин додають змащувальні домішки (лубриканти), контролюють якість і товщину фільтраційної кірки, забезпечують рухомість

бурового інструменту завдяки застосуванню гідравлічних осциляторів коливань.

За результатами розрахунку за формулами (2.25) і (2.25) побудовано графічні залежності сил гідродинамічного опору і сили адгезійного прилипання в залежності від глибини втискання у стінку свердловини деформованих ділянок КГТ. Зі збільшенням діаметра КГТ з 60,3мм до 88,9мм площа міделя та площа контакту зростають більш ніж у 2 рази при однаковому відносному втисканні  $a/r$ .

Сила адгезійного прилипання в сотні кілоньютон є значно більшою від сили гідродинамічного опору, яка при швидкості 0,3м/с не перевищує 0,01Н. Це підтверджує, що головною небезпекою прихоплення є статичний контакт зі стінкою. Графіки мають виражений нелінійний характер (параболічну залежність), що зумовлено геометрією взаємного перетину тора (КГТ) та циліндра (свердловини) (рис. 2.7).

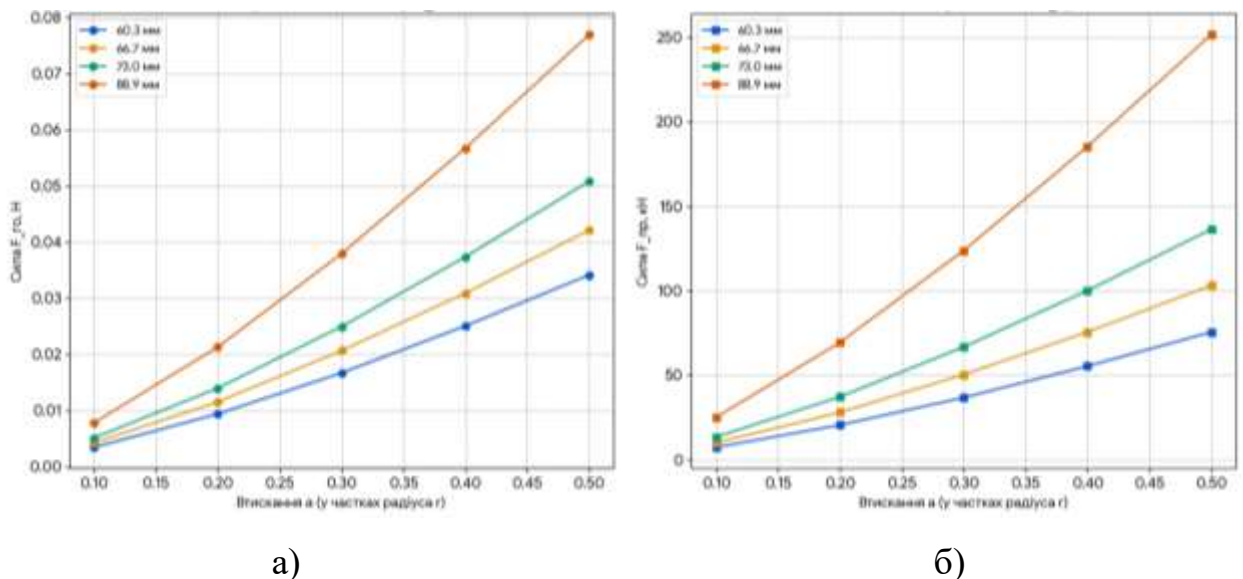
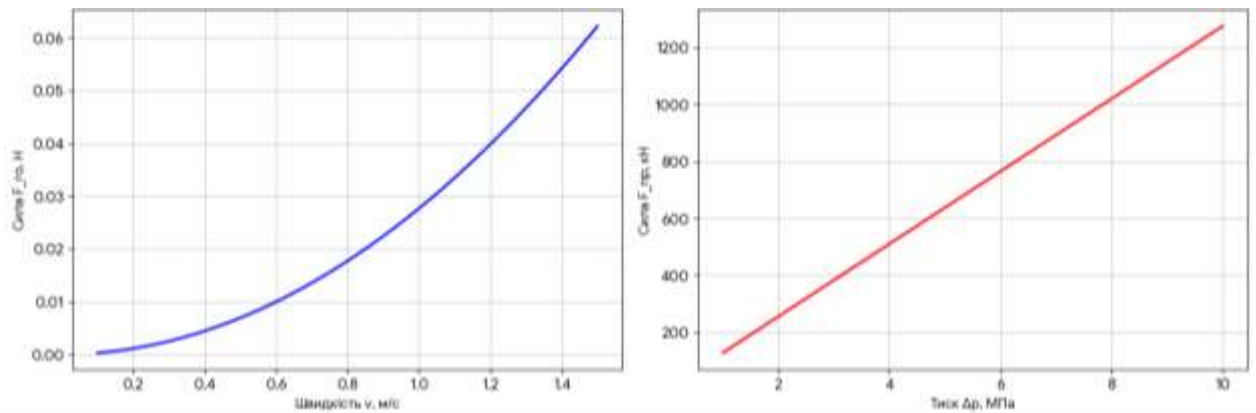


Рисунок 2.7 – Залежність сил гідравлічного опору (а) і адгезійного прилипання (б) деформованих ділянок КГТ до стінок свердловини від величини відносного втискання  $a/r$

Для глибшого аналізу розглянемо, як зміна швидкості руху  $v$  та диференційного тиску  $\Delta p$  впливає на сили для КГТ діаметром 73мм (середній показник). Нижче наведено графіки залежності від цих параметрів при фіксованому втисканні  $a=0,3г$  (рис. 2.8).



а)

б)

Рисунок 2.8 – Залежність сил гідравлічного опору (а) і адгезійного прилипання (б) деформованих ділянок КГТ до стінок свердловини від швидкості руху  $v$  та диференційного тиску  $\Delta p$

Оскільки сила гідравлічного опору пропорційна квадрату швидкості руху, то навіть невелике збільшення швидкості (наприклад, при вібраціях або резонансі) призводить до стрімкого зростання опору. При переході від нормальної швидкості 0,3м/с до резонансних коливань 1м/с сила опору зростає в 11 разів. Хоча в абсолютних одиницях вона залишається малою, це створює додаткові енергетичні втрати при роботі осциляторів. Лінійна залежність від тиску показує, що у глибоких свердловинах з високою репресією 8-10МПа сила прилипання може сягати 1200-1500кН, що перевищує межу міцності багатьох типів КГТ на розрив. У труб більшого діаметру більший радіус кривизни  $r$  що при однаковій глибині втискання  $a$

створює значно більшу пляму контакту зі стінкою свердловини. Як видно з розрахунків, для КГТ 88,9мм сила прилипання може бути у  $2 \div 2,5$  рази вищою, ніж для КГТ 60,3мм при однаковому втисканні. Хоча сила гідродинамічного опору значно менша за адгезію, вона також зростає з діаметром: так площа лобового опору для труби 88,9мм ( $0,001357\text{м}^2$ ) майже у 2,3 рази є більшою, ніж для труби 60,3мм ( $0,000601\text{ м}^2$ ) при втисканні  $a=0,5r$ . Хоча жорсткіші труби (більшого діаметру) краще опираються вигину, у горизонтальних стовбурах вони мають більшу власну вагу. Сила притискання до нижньої стінки свердловини через вагу та жорсткість призводить до глибшого втискання у фільтраційну кірку, що запускає ланцюгову реакцію зростання опору.

## **2.6 Висновки до розділу 2**

У другому розділі проведено комплексне теоретичне та чисельне дослідження механізмів виникнення та дії гідродинамічних дисипативних сил і сил адгезійного прилипання на деформовані ділянки КГТ на інтервалах скерованих свердловин. Отримані результати дозволяють сформулювати наступні висновки:

1. Запропоновано та обґрунтовано геометричну модель контактної взаємодії, яка базується на представленні прогнутої півхвилі КГТ як фрагмента поверхні тора (рівняння четвертого порядку), а внутрішньої стінки

свердловини – як поверхні кругового циліндра (другого порядку). Такий підхід дозволяє з високою точністю описувати зону контакту в умовах втискання труби у фільтраційну кірку або гірську породу.

2. Розроблено математичний апарат та програмне забезпечення для розв'язання задачі визначення площ взаємного перетину криволінійних поверхонь. Використання методу параметризації та чисельного інтегрування за методом Сімпсона (реалізовано у вигляді програмних кодів Maple та Python) дозволило встановити точні значення площ міделевого перерізу  $S_M$  та поверхонь контактування  $S_n$  для широкого спектра типорозмірів КГТ (від 60,3 до 88,9мм), БТ та ОБТ.

3. Встановлено нелінійний характер залежності сил від глибини втискання. Доведено, що при збільшенні відносного втискання а/г площі контакту зростають за параболічним законом. Зокрема, для КГТ діаметром 88,9мм площа лобового опору ( $0,001357\text{м}^2$ ) майже у 2,3 рази є більшою, ніж для КГТ 60,3мм при однаковому втисканні.

4. Виявлено критичний вплив динамічних режимів на гідродинамічний опір. Оскільки сила опору пропорційна квадрату швидкості, перехід від стабільного буріння (0,3м/с) до резонансних осьових коливань (1,0м/с) призводить до зростання сили опору в 11 разів. Це створює додаткові втрати енергії осциляторів, хоча в абсолютних одиницях ці сили залишаються значно меншими за сили адгезії.

5. Доведено домінуючу роль сил адгезійного прилипання як основного фактору ризику виникнення диференційних прихоплень. Встановлено, що при високих репресіях ( $8\div 10$  МПа) у глибоких свердловинах сила прилипання може сягати  $1200\div 1500$ кН, що перевищує межу міцності КГТ на розрив. Підтверджено лінійну залежність сили прилипання від диференційного тиску та її пряму залежність від часу нерухомого стану колони.

6. Визначено шляхи мінімізації негативних сил. На основі аналізу коефіцієнтів тертя  $k$  та коефіцієнта лобового опору  $C_x$  рекомендовано: здійснювати суворий контроль товщини та проникності фільтраційної кірки в інтервалах з високою репресією; використання бурових розчинів на нафтовій основі або розчинів з лубрикантами для зниження коефіцієнта адгезії у 2÷3 рази (із зменшенням  $k$  від 0,3÷0,4 до 0,05÷0,15); застосуванням у складі КНБК гідравлічних осциляторів коливань (ГОК) підтримувати постійний рух колони забезпечивши тим самим перехід від статичного до кінетичного тертя.

## РОЗДІЛ 3

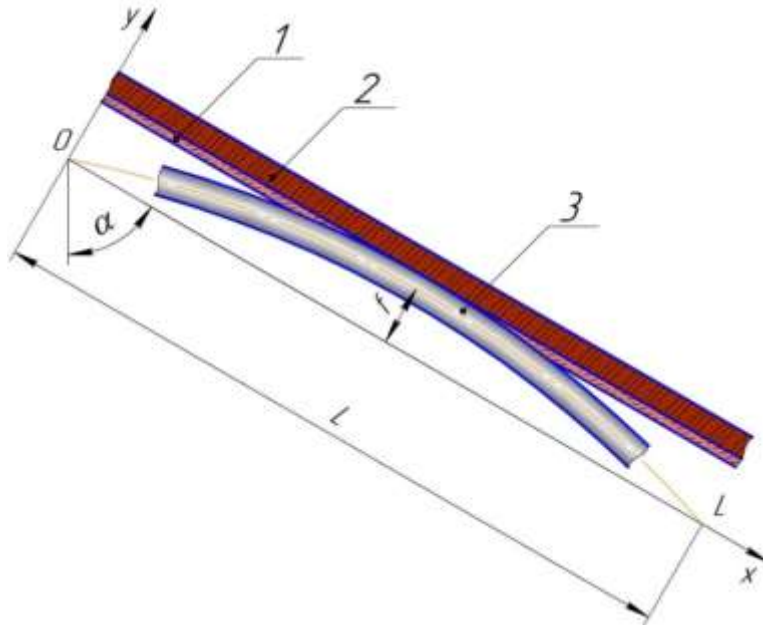
### ДОСЛІДЖЕННЯ ДІЇ РОЗПОДІЛЕНИХ ДИСИПАТИВНИХ СИЛ НА ДЕФОРМОВАНУ КГТ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ

#### 3.1 Побудова розрахункової схеми для дослідження в'язко-пружного контакту плоско деформованої КГТ із стінками свердловини

Короткотривале динамічне контактування ділянки КГТ із стінкою скерованої свердловини внаслідок дії нестаціарного випадкового навантаження з достатньою точністю можна змоделювати як механічне, в'язко-пружне контактування твердого тіла з анізотропними властивостями з ізотропною поверхнею. При розгляді контактної взаємодії тіл складних механічних систем важливими є дослідження впливу динамічних навантажень на параметри хвильових процесів [1, 2, 3÷6]. Розглянемо ділянку КГТ, яка знаходиться у стовбурі похило-скерованої свердловини в процесі буріння з використанням вибійного двигуна. Під дією осьового навантаження КГТ втрачає прямолінійну форму і починає прогинатись у перпендикулярному до стінки свердловини напрямку (рис. 3.1). Використовуючи методику зведення мас [1÷3], зведемо масу ділянки прогнутої бурильної колони у точку з найбільшим прогином  $f$ . Водночас, цю ж точку вважатимемо місцем локального контактування ділянки КГТ із стінкою свердловини, яка вкрита фільтраційною кіркою. Приймаємо, що на момент торкання деформованою бурильною колоною фільтраційної кірки і розм'яклої поверхні породи відбувається її в'язко-пружне контактування із стінкою свердловини.

Під час буріння фільтрат та тверда фаза бурового розчину погіршують фільтраційні властивості колекторів. Під дією перепаду тиску буровий розчин

фільтрується в пласт. Тверді частинки бурового розчину, розміри яких перевищують розміри пор, відкладаються на стінках свердловини у вигляді фільтраційної кірки, товщина якої становить  $1 \div 5$  мм.

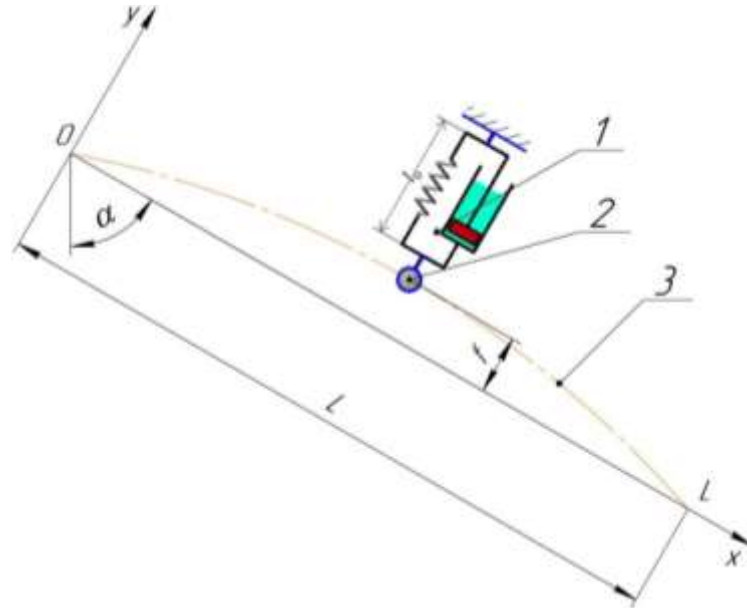


1 – фільтраційна кірка; 2 – стінка свердловини; 3 – ділянка КГТ

Рисунок 3.1 – Деформована ділянка КГТ, оперта на стінку похило-скерованого стовбура свердловини

Інша частина твердої фази, розміри частинок якої менші за розміри пор, проникає у пласт і осідає у пристовбурній області у вигляді зони кольматації. Із теоретичних та експериментальних досліджень [5, 6, 11, 22, 24, 75] випливає, що з погіршенням фільтраційно-ємнісних властивостей колектора ускладнюється структура внутрішньопорового простору і збільшується об'єм пор, що призводить до збільшення об'єму бурового розчину, що проникає у пласт. Всі ці особливості призводять до того, що на момент торкання БК фільтраційної кірки і розм'яклої поверхні пласта відбувається її вязко-пружне контактування із стінкою свердловини.

Враховуючи в'язко-пружний характер контактування модель взаємодії ділянки КГТ із стінкою свердловини у відповідності із [74, 75, 76, 77] подаємо тілом Фойгта-Кельвіна (рис. 3.2).



1 – модель Фойхта-Кельвіна; 2 – зведена маса ділянки КГТ; 3 – пружна вісь ділянки КГТ  
Рисунок 3.2 – Розрахункова схема в'язко-пружного контактування зведеної маси ділянки КГТ із стінкою похило-скерованого стовбура свердловини

Тіло Фойгта-Кельвіна являє собою паралельно включені пружину та демпфер; в'язкі властивості фільтраційної кірки моделює демпфер, а пружні властивості стінки – пружина. За умов змочування буровим розчином поверхневих шарів стінки, що зазнають внаслідок почергових пружних втискань КГТ та змочувань буровим розчином при поверхневі шари стінки свердловини вважатимемо пружно-анізотропними. Швидкість поперечного прогинання ділянки КГТ визначає глибину її втискання у в'язко-пружну стінку свердловини, від якої залежить нормальні складові реакції:

$$F_{on} = \mu v = \mu \frac{dy}{dt}; \quad (3.1)$$

$$F_{np} = cy, \quad (3.2)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт в'язкого опору;  $v = dy/dt$  – швидкість руху ділянки бурильної колони;  $y$  – координата, що визначає положення зведеної маси ділянки бурильної колони;  $c$  – жорсткість стінки свердловини.

### 3.2 Математична модель дослідження контактних сил при втисканні плоско деформованої КГТ у стінку скерованої свердловини

Для дослідження параметрів в'язко-пружного контактування КГТ із стінкою скерованої свердловини розглянемо систему сил (рис. 3.3):  $\vec{F}_{on}$  – сили в'язкого опору;  $\vec{F}_{np}$  – сили пружності;  $m\vec{g}$  – сили тяжіння;  $\vec{P}$  – осьове навантаження на ділянці колони;  $\vec{F}_{mp}$  – сили тертя ковзання.

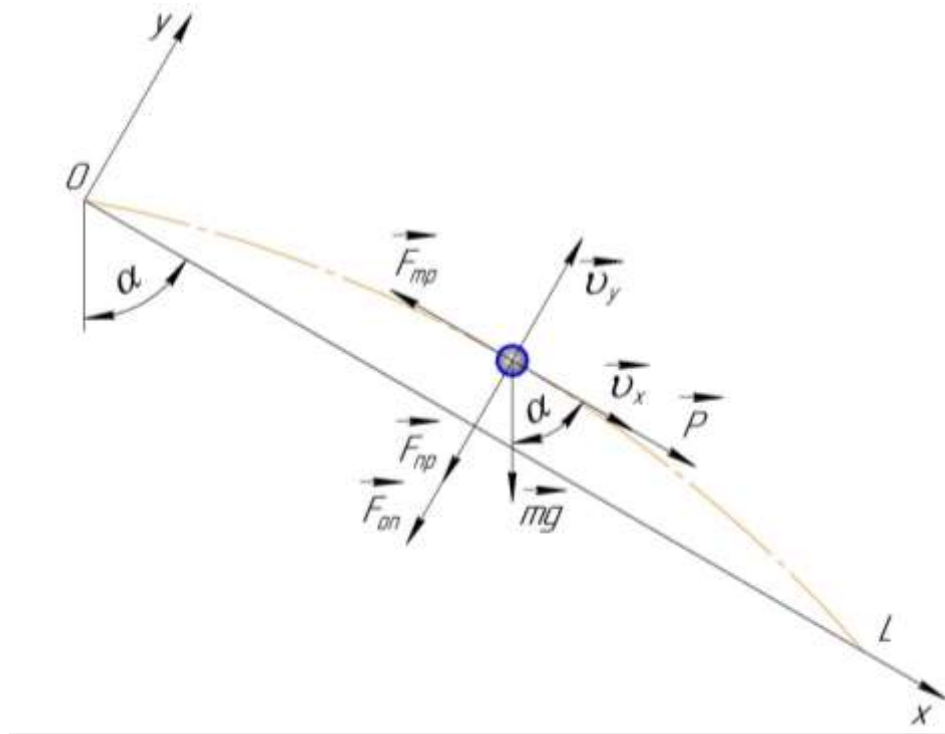


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема системи сил, що діють на зведену масу ділянки КГТ під час в'язко-пружного контактування із стінкою похило-скерованого стовбура свердловини

Спроектуємо систему сил на вісь  $y$  і запишемо рівняння поперечного віддалення зведеної маси від осі свердловини:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -F_{on} - F_{np} - mg \sin(\alpha), \quad (3.3)$$

де  $m$  – маса ділянки бурильної колони, зведена у точку контакту зі стінкою свердловини;  $\alpha$  – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут).

З урахуванням (3.1) і (3.2) рівняння (3.3) набуде наступного вигляду:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -\mu \frac{dy}{dt} - cy - mg \sin(\alpha). \quad (3.4)$$

Надалі, поділивши ліву і праву частину рівняння на масу  $m$ , а також провівши певні заміни та математичні перетворення, отримаємо:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{\mu}{m} \frac{dy}{dt} + \frac{c}{m} y = g \sin(\alpha); \quad (3.5)$$

або

$$\frac{d^2 y}{dt^2} + 2n \frac{dy}{dt} + k^2 y + g \sin(\alpha) = 0; \quad (3.6)$$

де  $n = \mu/(2m)$  – коефіцієнт згасання коливань;  $k = \sqrt{c/m}$  – частота власних коливань ділянки колони.

Повний інтеграл рівняння (3.6) запишемо у вигляді суми двох розв'язків – загального і часткового:

$$y(t) = C_1 e^{\sqrt{k^2 - n^2}t - nt} + C_2 e^{-\sqrt{k^2 - n^2}t - nt} - \frac{g \sin(\alpha)}{k^2}; \quad (3.7)$$

або

$$y(t) = C_1 e^{k^* t - nt} + C_2 e^{-k^* t - nt} - \frac{g \sin(\alpha)}{k^2}, \quad (3.8)$$

де  $C_1, C_2$  – константи інтегрування;  $k^* = \sqrt{k^2 - n^2}$  – частота згасаючих коливань;  $T = 2\pi/\sqrt{k^2 - n^2} = 2\pi/k^*$  – період коливань ділянки колони.

Для визначення швидкості поперечного втискання ділянки бурильної колони у стінку свердловини продиференціюємо рівняння (3.7) по часу  $t$ :

$$\frac{dy(t)}{dt} = v(t) = C_1 e^{k^* t - nt} (k^* - n) - C_2 e^{-k^* t - nt} (k^* + n). \quad (3.9)$$

Для визначення констант інтегрування запишемо початкові умови:

$$y(0) = 0; \quad v(0) = 0 \quad (3.10)$$

і застосувавши їх для рівнянь (3.8) і (3.9) складемо наступну систему:

$$\begin{cases} 0 = C_1 + C_2 e^{-\frac{g \sin(\alpha)}{k^2}}; \\ 0 = C_1 (k^* - n) - C_2 (k^* + n). \end{cases} \quad (3.11)$$

Звідси маємо:

$$C_1 = \frac{g \sin(\alpha) (k^* + n)}{k^2 \cdot 2k^*}; \quad (3.12)$$

$$C_2 = \frac{g \sin(\alpha) (k^* - n)}{k^2 \cdot 2k^*}. \quad (3.13)$$

Підставивши (3.12) і (3.13) відповідно у (3.8) і (3.9), остаточно отримаємо:

$$y(t) = \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} + \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} - 1 \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2}; \quad (3.14)$$

$$v_y(t) = \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} (k^* - n) - \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} (k^* + n) \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2}. \quad (3.15)$$

Від початку контактування, коли бурильна колона впирається у стінку свердловини, нормальна реакція (контактна сила) збільшується, а на етапі зворотного руху (релаксації) – зменшується. При цьому закон зміни реакції стінки свердловини з на основі сили в'язкого опору, сили пружності та сили тяжіння можна описати наступним виразом:

$$\vec{N} = \mu \vec{\omega}_y + c \vec{y} + m \vec{g} \quad . \quad (3.16)$$

При опиранні на нижню та верхню стінки свердловини реакції можна подати відповідно так:

$$N(t) = \mu \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} (k^* - n) - \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} (k^* + n) \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2} + \quad ; \quad (3.17)$$

$$+ c \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} + \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} - 1 \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2} - mg \sin(\alpha)$$

$$N(t) = \mu \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} (k^* - n) - \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} (k^* + n) \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2} + \quad . \quad (3.18)$$

$$+ c \left[ \frac{(k^* + n)}{2k^*} e^{k^* t - nt} + \frac{(k^* - n)}{2k^*} e^{-k^* t - nt} - 1 \right] \frac{g \sin(\alpha)}{k^2} + mg \sin(\alpha)$$

Отримані в такий спосіб динамічні реакції стінок свердловини (3.17), (3.18) при врахуванні особливостей поведінки пружної осі КГТ у двох взаємо

перпендикулярних площинах можна переорієнтувати та розширити для моделювання у просторовій постановці.

### **3.3 Побудова розрахункової схеми для дослідження дії силових факторів на просторово деформовану КГТ**

Похило-скероване буріння на сьогоднішній день набуло значного поширення при спорудженні свердловин для видобутку корисних копалин, коли спорудження вертикальних свердловин є неможливим, економічно недоцільним або обмеженим законодавчим регулюванням. Це часто зустрічається при розробці шельфових родовищ поряд з береговою лінією, розробці родовищ у сильно пересічних та заболочених місцевостях, розробці родовищ у місцевостях, які мають природоохоронний статус, складних геологічних умовах, при кущовому та багатостовбуровому бурінні. Особливістю похило-скерованого буріння є те, що профіль свердловини представляє собою набір викривлених і похилих ділянок, на яких бурильна колона перебуває у складному напружено-деформованому стані та постійно контактує із стінками свердловини [1÷2, 3÷5 та ін.]. Розуміння особливостей такого напружено-деформованого стану, особливостей контактної взаємодії між БК, КНБК і стінками свердловини, а також впливу на них різних конструктивних та технологічних факторів дасть змогу вирішувати цілу низку прикладних задач, які виникають при спорудженні ПСС.

Задача побудови та розв'язку математичної моделі деформованого стану КГТ, КНБК, що знаходиться в ПСС є доволі складною, оскільки потребує розробку моделі їх просторової деформації, яка б враховувала можливість втрати нею стійкості під дією осьової сили і крутного моменту, часто з врахуванням обертання колони верхнім приводом. Окрім цього в моделі слід врахувати велике число внутрішніх і зовнішніх, статичних та

динамічних силових факторів, складну геометричну форму свердловини та з достатньою точністю описати процес взаємодії БК і КНБК із стінками свердловини. Зважаючи на це в більшості досліджень приймаються ті чи інші припущення, за допомогою яких вдається спростити математичну та чисельну складність одержаної математичної моделі.

Аналіз проведених досліджень різних авторів показує, що вивчення динаміки БК у свердловині є доволі складною задачею і на сьогодні не існує моделей які б з достатньою точністю описували взаємодію КГТ із свердловиною, а також враховували вплив промивальної рідини на динаміку деформованого стану КНБК у похило-скерованій свердловині [78, 79, 80] Ключовим завданням є отримання математичної моделі опису зміни просторового деформованого стану КГТ на похилій ділянці свердловини, яка з достатньою точністю описує контактну взаємодію КНБК із стінкою свердловини, а також враховує вплив протікання промивальної рідини. На основі досліджень [1 ÷ 10] розроблено імітаційну модель в середовищі мови Modelica, яка в подальшому повинна бути включена в пакет для моделювання динаміки роботи бурильної колони при бурінні похило-скерованих свердловин [81, 82].

За об'єкт дослідження приймаємо частину КГТ, що знаходиться на ділянці похилої свердловини. Розрахункова схема досліджуваного об'єкту наведена на рисунку 3.4. Вважаємо, що досліджувана ділянка свердловини є ідеальним циліндром діаметром  $d_w$  довжиною  $L_w$  вісь якого нахилена під кутом  $\alpha$  до горизонту. Верхній кінець похилої ділянки свердловини знаходиться на глибині  $h_w$  від гирла свердловини. В свердловині знаходиться БК, що приводиться в рух верхнім приводом. БК представляємо суцільним однорідним пустотілим стрижнем круглого січення довжиною  $L_d$  в

недеформованому стані, зовнішній діаметр якого рівний  $D_d$ , а діаметр отвору  $d_d$ . Отже площа  $A_i$  отвору БК рівна:

$$A_i = \frac{\pi d_d^2}{4}, \quad (3.19)$$

площа  $A_d$  поперечного січення БК рівна:

$$A_d = \frac{\pi}{4}(D_d^2 - d_d^2), \quad (3.20)$$

а площа поперечного перерізу БК  $A_o$  по зовнішньому діаметру рівна:

$$A_o = A_i + A_d = \frac{\pi D_d^2}{4}. \quad (3.21)$$

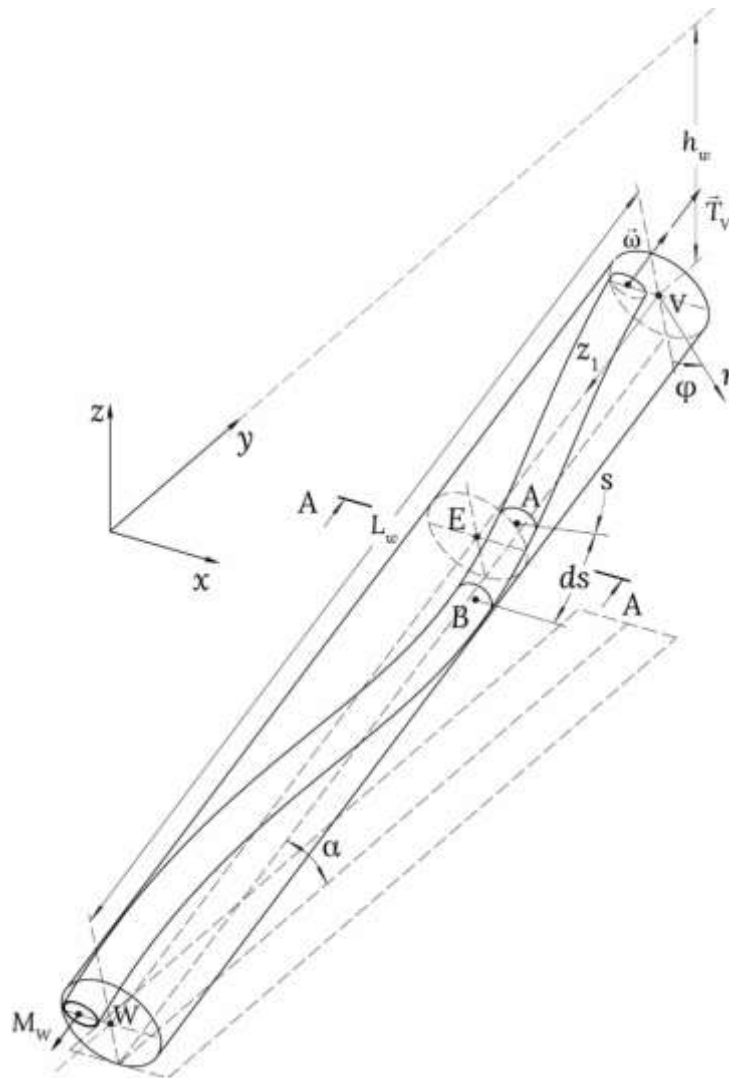


Рисунок 3.4 – Механічна модель досліджуваної системи

Матеріал, з якого виготовляються бурильні труби, характеризуємо густиною  $\rho_d$ , модулем пружності першого  $E_d$  та другого  $G_d$  роду. Вважаємо, що по БК із сталою швидкістю  $v_m$  протікає промивальна рідина густиною  $\rho_m$ . Свердловина заповнена промивальною рідиною, з аналогічними властивостями, яка рухається в зворотному напрямку. Тиск промивальної рідини в БК позначаємо  $p_i$ , а промивальної рідини в свердловині  $p_o$  і приймаємо, що вони є незмінними у часі. Матеріал стінок свердловини моделюємо тілом Кельвіна-Фойгта із коефіцієнтом жорсткості  $c_w$  та коефіцієнтом демпфування  $\mu_w$ .

Величину тиску промивальної рідини, яка знаходиться у БК і відповідає її верхньому кінцю позначаємо  $p_v$ . Вважаємо, що до кінців бурильної колони прикладаються осьова сила  $\vec{T}_j$ , крутний момент  $\vec{M}_j$  та кутова частота обертання колони  $\omega_j$ , де  $j$  - індекс який описує відповідний кінець БК. Приймаємо, що вісь ненавантаженої БК співпадає із віссю свердловини.

Побудову математичної моделі просторового напружено-деформованого стану БК на ділянці похилої свердловини ведемо прийнявши наступні припущення:

1. Вважаємо, що величина поперечних деформацій БК в порівнянні із довжиною півхвилі її прогину є достатньо малою. Отже бурильну колону представляємо стрижнем в якому виконується гіпотеза Бернуллі, а впливом дотичних напружень при вивченні роботи колони на згин нехтуємо.

2. Вважаємо, що зміна форми поперечного перерізу БК у площині перпендикулярній до осі свердловини є достатньо малою і нею можна знехтувати. В усіх розрахунках окрім випадку дослідження поперечних деформацій вважаємо, що січення БК у площині перпендикулярній осі свердловини є круглим.

3. БК приймаємо суцільним однорідним стрижнем круглого перерізу. Впливом геометрії замків, а також механічними властивостями з'єднання бурильних труб між собою нехтуємо.

4. Вважаємо, що напруження, які виникають в колоні не перевищують границю пружності та границю пропорційності матеріалу з якого вона виготовлена, а отже саму колону моделюємо тілом Гука.

5. Вважаємо, що промивальна рідина є нестискуваною. Впливом гідродинамічних явищ на динаміку БК нехтуємо. Приймаємо, що промивальна рідина, яка знаходиться між трубному просторі, спричиняє лише опір рухові БК, а впливом швидкості її руху на деформований стан колони нехтуємо.

6. Визначення контактної сили між БК і стінкою свердловини проводимо в залежності від величини деформації стінки свердловини, яку моделюємо тілом Фойхта - Кельвіна.

7. Впливом відносного видовження осі БК на зміну характеристик її поперечного січення, зокрема площі, моменту інерції перерізу тощо, через їхній незначну зміну нехтуємо.

Виходячи із прийнятих припущень БК є стрижнем, що піддається розтягу/стиску, крученню та просторовому згину. Отже, опис напружено-деформованого стану бурильної колони ведемо за допомогою:

- $s(l,t)$  - функції, що описує поздовжню деформацію осі бурильної колони;
- $\vec{u}(s,t)$  - функції, що описує просторове положення осьової лінії бурильної

колони в просторі,

де  $l$  - відстань по осі бурильної колони в недеформованому стані до заданого січення,  $t$  - час.

### **3.4 Математична модель дослідження сил опору при втисканні плоско деформованої КГТ у стінку скерованої свердловини**

Для побудови математичної моделі використаємо три системи координат та положення [13, 14, 85]. Одну - нерухому глобальну декартову, в якій визначається положення свердловини в просторі, другу – циліндричну, в

якій визначається деформований стан бурильної колони у свердловині і третю - рухому систему координат, що жорстко пов'язана з геометрією колони. Слід відмітити, що оскільки колона моделюється стрижнем круглого сичення початковий вибір напрямку осей рухомої системи координат не залежить від геометрії стрижня, оскільки усі осі, що проходять через центр стрижня є головними. Отже для побудови математичної моделі використовуватимемо наступні системи координат:

- декартову  $xyz$  пов'язану із гирлом свердловини, вісь  $z$  якої паралельна напрямку дії сили ваги, базиси даної системи координат позначимо  $\{\hat{x}_1, \hat{x}_2, \hat{x}_3\}$ ;
- циліндричну  $z_1 r \varphi$ , що жорстко пов'язана із геометрією свердловини, вісь  $z_1$  якої направляємо по осі свердловини, базиси даної системи координат позначимо  $\{\hat{e}_1, \hat{e}_2, \hat{e}_3\}$ ;
- рухому систему, що рухається вздовж деформованої осі бурильної колони, базиси даної системи позначимо  $\{\hat{d}_1, \hat{d}_2, \hat{d}_3\}$ .

Зважаючи на особливості диференціювання векторів в рухомих системах координат, для кращої наочності вектори задані в різних системах координат позначатимемо наступним чином:

$$\begin{aligned}\vec{r}_X &= r_x \hat{x}_1 + r_y \hat{x}_2 + r_z \hat{x}_3; \\ \vec{r} &= r_{z_1} \hat{e}_1 + r_r \hat{e}_2 + r_\varphi \hat{e}_3; \\ \vec{r}_L &= r_1 \hat{d}_1 + r_2 \hat{d}_2 + r_3 \hat{d}_3,\end{aligned}\tag{3.22}$$

де  $\vec{r}_X$  - вектор заданий в глобальній декартовій системі координат,  $\vec{r}$  - вектор заданий в циліндричній системі координат,  $\vec{r}_L$  - вектор заданий в рухомій системі координат,  $r_i$  - проекція вектору на  $i$ -ту вісь.

Для перетворення векторів заданих у різних базисах використовуємо матриці переходу, тобто:

$$\begin{cases} \vec{r}_X = A\vec{r}, \vec{r} = A^T\vec{r}_X; \\ \vec{r}_L = Q\vec{r}, \vec{r} = Q^T\vec{r}_L, \end{cases} \quad (3.23)$$

де  $Q$  і  $A$  матриці переходу.

Вибір підходу щодо визначення коефіцієнтів матриці переходу  $Q$  між базисами рухомої і циліндричної системи координат напряму впливає на кінцеву чисельну складність і стабільність отримуваної моделі. Загалом для визначення дев'яти коефіцієнтів матриці переходу  $Q$  достатньо знати три незалежні величини. Однак традиційний підхід із використанням кутів Ейлера має низку недоліків. Це зумовлено потребою здійснення значної кількості тригонометричних обчислень та наявності невизначеності за певних умов [13, 14]. Зважаючи на це, для переходу між базисами використаємо поворот за допомогою кватерніона [13], тоді матриця переходу матиме вигляд:

$$Q = \begin{bmatrix} q_1^2 + q_2^2 - q_3^2 - q_4^2 & 2q_2q_3 - 2q_1q_4 & 2q_2q_4 + 2q_1q_3 \\ 2q_2q_3 + 2q_1q_4 & q_1^2 - q_2^2 + q_3^2 - q_4^2 & 2q_3q_4 - 2q_1q_2 \\ 2q_2q_4 - 2q_1q_3 & 2q_3q_4 + 2q_1q_2 & q_1^2 - q_2^2 - q_3^2 + q_4^2 \end{bmatrix}, \quad (3.24)$$

де  $q_1, q_2, q_3$  і  $q_4$  коефіцієнти одиничного кватерніона  $q$ :

$$q = q_1 + q_2 \cdot i + q_3 \cdot j + q_4 \cdot k,$$

що описує поворот між базисами циліндричної та рухомої системи координат. Оскільки кватерніон повороту є одиничним, то повинна виконуватись умова:

$$\begin{aligned} \|q\| &= 1; \\ q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2 &= 1. \end{aligned} \quad (3.25)$$

Враховуючи вищесказане, для визначення деформованого стану бурильної колони необхідно також визначити чотири коефіцієнти кватерніона, які є функціями від  $s$  і  $t$ . Для зручності представимо їх у вигляді вектору  $\vec{q} = [q_1(s, t), q_2(s, t), q_3(s, t), q_4(s, t)]^T$ . Виразимо зміну напрямку базисів

рухомої системи координат по довжині колони та в часі через коефіцієнти кватерніона повороту по аналогії до підходу наведеного в роботі [12]. Виходячи із правил диференціальної геометрії напрямків базисів рухомої системи координат можна знайти:

$$\hat{d}_1 = \frac{\partial \vec{u}}{\partial s}. \quad (3.26)$$

Згідно формул Френне-Серрі знаємо, що

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial s} = \vec{\kappa}_L \times \hat{d}_i, \quad i = 1, 2, 3; \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial t} = \vec{\omega}_L \times \hat{d}_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (3.28)$$

де  $\vec{\kappa}_L = \kappa_1 \hat{d}_1 + \kappa_2 \hat{d}_2 + \kappa_3 \hat{d}_3$  вектор кривизни, що описує зміну напрямку базисів рухомої системи координат по довжині колони,  $\vec{\omega}_L = \omega_1 \hat{d}_1 + \omega_2 \hat{d}_2 + \omega_3 \hat{d}_3$  вектор кутової швидкості, що описує зміну напрямку базисів рухомої системи координат в часі. Помноживши рівняння (3.27) на відповідний орт  $\hat{d}_i$  та здійснивши математичні перетворення отримуємо:

$$\kappa_1 = -\hat{d}_2 \frac{\partial \hat{d}_3}{\partial s}, \quad \kappa_2 = -\hat{d}_3 \frac{\partial \hat{d}_1}{\partial s}, \quad \kappa_3 = -\hat{d}_1 \frac{\partial \hat{d}_2}{\partial s}. \quad (3.29)$$

Представимо орти рухомої системи координат  $\hat{d}_i$ , як функції від  $\vec{q}$ . Тоді кожен стовпець матриці переходу  $Q$  буде відповідати відповідному базису в рухомої системі координат:

$$Q = [\hat{d}_1(\vec{q}(s,t)) \quad \hat{d}_2(\vec{q}(s,t)) \quad \hat{d}_3(\vec{q}(s,t))]. \quad (3.30)$$

Враховуючи прийняті припущення розглянемо порядок взяття похідної по базису:

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial s} = \frac{\partial \hat{d}_i}{\partial \vec{q}} \frac{\partial \vec{q}}{\partial s} = J \frac{\partial \vec{q}}{\partial s}, \quad (3.31)$$

де  $J$  - матриця Якобі. Підставивши рівняння (3.30) і (3.31) в рівняння (3.29), та здійснивши математичні перетворення враховуючи (3.25) величину коефіцієнтів вектору  $\vec{\kappa}_L$  можна задати, як функцію від  $\vec{q}$ :

$$\kappa_i = 2B_i\bar{q} \frac{\partial \bar{q}}{\partial s}, \quad i=1,2,3, \quad (3.32)$$

де  $B_i$  - косо-симетрична матриця:

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (3.33)$$

По аналогії встановлюємо залежність для векторів кутової швидкості  $\bar{\omega}$  :

$$\omega_i = 2B_i\bar{q} \frac{\partial \bar{q}}{\partial t}. \quad (3.34)$$

В результаті отримані кінематичні залежності руху рухомої системи координат як функцію від довжини деформованої осі бурильної колони  $s$ . Оскільки параметр  $s$  залежить також від часу, перейдемо до визначень кінематичних залежностей як функцій довжини по недеформованій осі бурильної колони  $l$  для чого введемо поняття поздовжньої деформації осі бурильної колони:

$$\lambda = \frac{\partial s}{\partial l}. \quad (3.35)$$

Застосувавши до рівнянь (3.26) і (3.32) правило ланцюга отримуємо:

$$\begin{aligned} \hat{d}_1 &= \lambda \frac{\partial \bar{u}}{\partial l}; \\ \kappa_i &= 2\lambda B_i\bar{q} \frac{\partial \bar{q}}{\partial l}, \quad i=1,2,3. \end{aligned} \quad (3.36)$$

Для виведення рівняння динаміки роботи БК, розглянемо рівняння рівноваги її деформованої частини довжиною  $ds$ , що відповідає довжині  $dl$  недеформованої осі балки під дією зовнішніх та внутрішніх сил та моментів (рис. 3.6). Згідно [12, 13, 14] рівняння динаміки стрижня має вигляд:

$$\begin{aligned}\vec{v} &= \frac{\partial \vec{u}}{\partial t}; \\ \rho_d A_d \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} &= \frac{\partial Q^T \vec{F}_L}{\partial l} + \lambda \vec{f}; \\ \rho_d I \frac{\partial \vec{\omega}_L}{\partial t} + \vec{\omega}_L \times I \vec{\omega}_L &= \frac{\partial \vec{M}_L}{\partial l} + \vec{\kappa}_L \times \vec{M}_L + \lambda (Q \hat{d}_1 \times \vec{F}_L) + \lambda \vec{m},\end{aligned}\quad (3.37)$$

де  $\vec{u}$  - функція, що описує просторове положення деформованої осі бурильної колони, яка визначається в циліндричній систему координат і має вигляд:

$$\vec{u} = u_{z1} \hat{e}_1 + u_r \hat{e}_2, \quad (3.38)$$

$\vec{v}$  - швидкість елемента стрижня,  $\vec{F}$  - вектор внутрішніх сил, що діють в січненні стрижня, величина якого рівна:

$$\vec{F} = F_1 \hat{d}_1 + F_2 \hat{d}_2 + F_3 \hat{d}_3, \quad (3.39)$$

де  $F_i$  - проекція вектору внутрішньої сили на  $i$ -ту вісь рухомої системи координат,  $\vec{f} = \sum \vec{f}_i$  - сумарний приведений вектор зовнішніх розподілених сил, що діють на одиницю довжини стрижня,  $\vec{M}$  - вектор моменту внутрішніх сил, що діють в січненні стрижня, величина якого рівна:

$$\vec{M} = M_1 \hat{d}_1 + M_2 \hat{d}_2 + M_3 \hat{d}_3, \quad (3.40)$$

де  $M_i$  - проекція вектору внутрішнього моменту сили на  $i$ -ту вісь рухомої системи координат,  $\vec{m} = \sum \vec{m}_i$  - сумарний приведений вектор розподіленого моменту зовнішніх сил, що діють на одиницю довжини стрижня,  $I$  - симетричний тензор інерції елемента стержня відносно центру мас, величина якого рівна:

$$I = \frac{\pi (D_d^4 - d_d^4)}{64} \text{diag} (2,1,1). \quad (3.41)$$

Встановимо залежність між внутрішніми силовими факторами і деформацією бурильної колони. Величина осьового зусилля  $F_1$  залежить від величини поздовжньої деформації. Враховуючи теорію ефективного натягу величина осьової сили запишемо наступним чином:

$$F_1 = E_d A_d (\lambda - 1) + A_o p_o - A_i p_i. \quad (3.42)$$

При визначенні величини зміну тиску промивальної рідини по довжині бурильної колони, нехтуємо впливом деформації бурильної колони через їх незначний вплив. Отже, величина тиску промивальної рідини у свердловині рівна гідростатичному тискові, тобто:

$$p_o = \rho_m g (h_w + l \sin \alpha). \quad (3.43)$$

Зміна тиску промивальної рідини, що протікає бурильною колоною по її довжині визначається з умови відомого значення на одному із кінців колони з врахуванням зміни гідростатичного тиску та втрат від тертя об стінки свердловини згідно формули Дарсі-Вейбаха:

$$p_i = p_v + \rho_m l g \sin \alpha - \rho_m \frac{\xi}{d_d} \frac{v_m^2}{2} l, \quad (3.44)$$

де  $p_v$  - тиск промивальної рідини на верхньому кінці бурильної колони,  
 $\xi$  - коефіцієнт тертя Дарсі.

Крутний момент  $M_1$  визначається наступним чином:

$$M_t = G_d I_1 \kappa_1, \quad (3.45)$$

де  $G_d I_1$  - жорсткість бурильної колони на кручення.

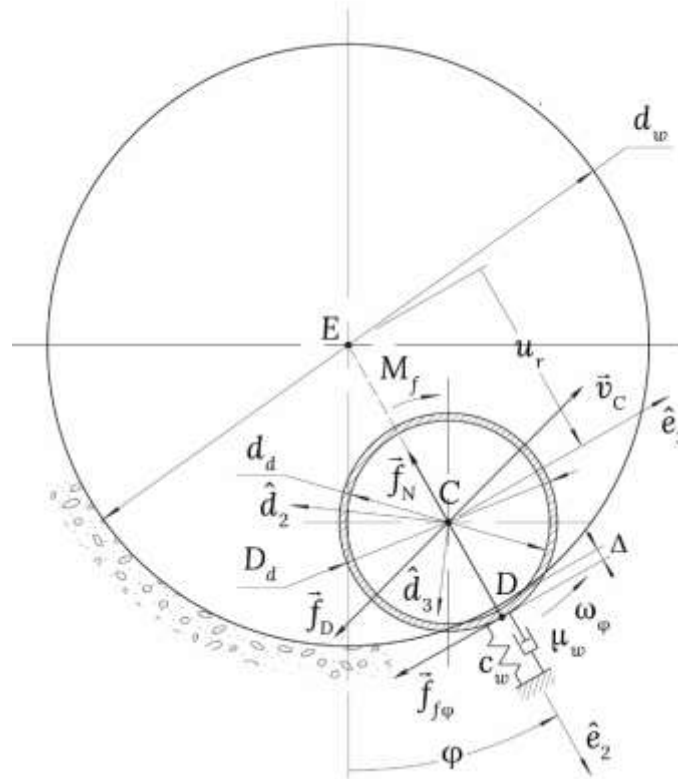
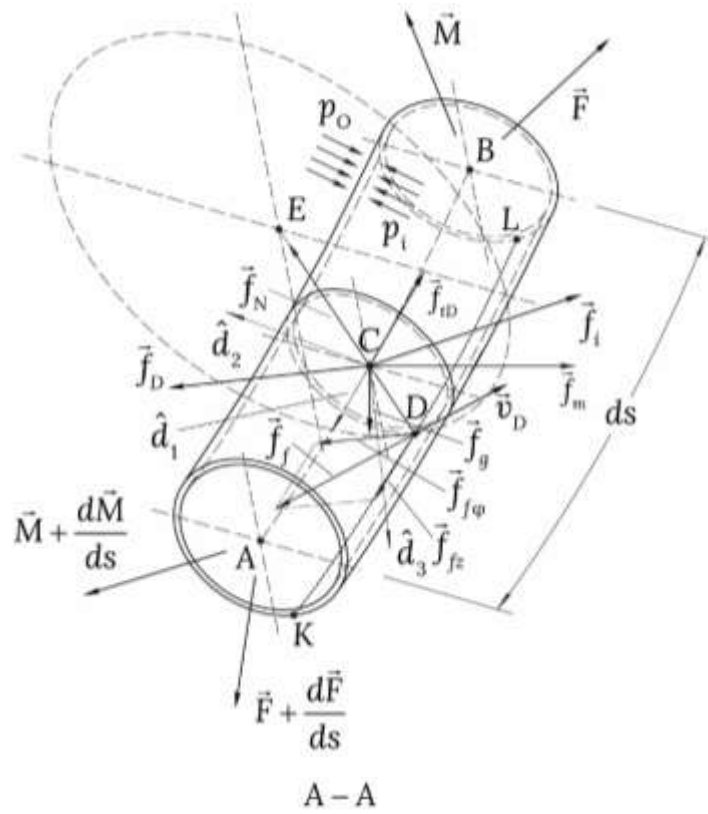


Рисунок 3.5 – Силві фактори, що діють при втисканні елемента КГТ у стінку скерованої свердловини

Величина згинаючого моменту відносно двох інших осей рухомої системи координат, визначаємо за формулою:

$$M_i = EI_i \kappa_i, \quad i = 2, 3. \quad (3.46)$$

де  $EI$  - жорсткість бурильної колони на згин.

Складність дослідження рівноваги одиничного елемента БК полягає в тому, що на нього діють різні силові фактори, що визначаються в базисах різних систем координат. Усі розподілені зовнішні силові фактори і моменти, що діють на елемент БК можна поділити на наступні групи згідно природи їх виникнення:

- сила ваги і сила Архімеда  $\vec{f}_g$ ;
- силові фактори, що виникають в результаті контакту БК з стінками свердловини  $\vec{f}_{con}$
- сили, що діють на елемент з боку промивальної рідини, яка знаходиться в ньому  $\vec{f}_m$ ;
- сили, що діють на елемент внаслідок його руху в середовищі промивальної рідини  $\vec{f}_D$ .

Розглянемо кожен із даних факторів окремо.

Величина сили ваги з врахуванням сили Архімеда, що діє на елемент БК рівна:

$$\begin{aligned} \vec{f}_g &= -(\rho_d - \rho_m) A_d g \hat{x}_3 = \\ &= (\rho_d - \rho_m) A_d g (\sin \alpha \hat{e}_1 + \cos \alpha \cos \varphi \hat{e}_2 - \cos \alpha \sin \varphi \hat{e}_3), \end{aligned} \quad (3.47)$$

де  $g$  - пришвидшення вільного падіння.

Взаємодію БК із стінками свердловини описуємо реакцією в'язі  $\vec{f}_N$ , силою тертя ковзання  $\vec{f}_f$ , яка виникає в точці  $D$  контакту БК із стінкою свердловини, а також моментом тертя кочення  $\vec{m}_f$ . Реакція в'язі направляєється по нормалі до дотичної площини контакту двох тіл, а її величина залежить від деформації стінки свердловини, матеріал якої моделюємо тілом Кельвіна-Фойхта. Отже реакція  $\vec{f}_N$  рівна:

$$f_N = \begin{cases} 0, \Delta < 0 \\ -\left(c_w \Delta + \mu_w \frac{d\Delta}{dt}\right) \hat{e}_2, \Delta \geq 0 \end{cases} \quad (3.48)$$

де  $c_w$  і  $\mu_w$  - приведені коефіцієнти жорсткості і демпфування матеріалу стінки свердловини,  $\Delta$  - величина деформації стінки свердловини, що визначається за формулою:

$$\Delta = u_r - 0.5(d_w - D_d). \quad (3.49)$$

Окрім реакції в'язі в точці контакту БК із стінкою свердловини виникає сила тертя ковзання  $\vec{f}_f$ , що діє в дотичній площині до точки контакту  $D$  між БК і стінкою свердловини. Дану силу можна записати в базисах циліндричної системи координат:

$$\vec{f}_f = f_{fz} \hat{e}_1 + f_{f\varphi} \hat{e}_3. \quad (3.50)$$

Зважаючи на те, що сила тертя направляєється протилежно до вектора відносної швидкості між тілами тертя, проекції сил тертя можна визначити за формулами [86, 87, 88]:

$$f_{f\varphi} = -\frac{v_{D\varphi}}{v_D} f_f, \quad f_{fz1} = -\frac{v_{Dz1}}{v_D} f_f, \quad (4.51)$$

де  $v_D$ ,  $v_{Dz1}$  і  $v_{D\varphi}$  - числове значення повної відносної швидкості в точці контакту між БК та стінкою свердловини та її проєкцій на базиси циліндричної системи координат. Дані швидкості визначаємо виходячи із кінематики руху елемента БК і прийнятих припущень:

$$\begin{aligned} v_{Dz1} &= \frac{du_{z1}}{dt}; \\ v_{D\varphi} &= \frac{d_w}{2} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{D_d}{2} \omega_1; \\ v_D &= \sqrt{v_{Dz1}^2 + v_{D\varphi}^2}. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Величину зусилля тертя визначаємо згідно моделі тертя Стрібека:

$$f_f = \mu_d f_N + (\mu_{st} - \mu_d) f_N \exp\left(-\left(\frac{v_D}{v_s}\right)^2\right), \quad (3.53)$$

де  $v_s$  - швидкість Стрібека,  $\mu_{st}$  і  $\mu_d$  - статичний та динамічний коефіцієнт тертя між бурильною колоною і стінкою свердловини.

Вплив промивальної рідини, що знаходиться у БК можна описати двома складовими:

$$\vec{f}_m = \vec{f}_{mi} + \vec{f}_{mf}, \quad (3.54)$$

де  $\vec{f}_{mf}$  - сила, що виникає внаслідок тертя рідини об стінку, величина якої рівна:

$$\vec{f}_{mf} = -\frac{1}{8} \pi \xi d_d \rho_m v_m^2 \hat{d}_1, \quad (3.55)$$

$\vec{f}_{mi}$  - сила інерції, що обчислюється за формулою:

$$\vec{f}_{mi} = -\rho_m A_i \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + v_m^2 \frac{\partial \hat{d}_1}{\partial s} + 2v_m \frac{\partial \hat{d}_1}{\partial t} \right) = -\rho_m A_i \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + v_m^2 \kappa_3 \hat{d}_2 + 2v_m \vec{\omega}_L \times \hat{d}_1 \right).$$

Вплив промивальної рідини, що знаходиться у свердловині описуємо у вигляді сил, які виникають в наслідок руху елемента БК у середовищі промивальної рідини. Дослідження морських трубопроводів показують, що в такому випадку на елемент будуть діяти сила опору  $\vec{f}_D$  та поперечна підйомна сила  $\vec{f}_L$ . Величина сили опору рухові визначається за формулою Морісона [89, 90, 91]:

$$\vec{f}_D = - \left( \frac{1}{2} \rho_m D_d c_d |v_{C\varphi}| v_{C\varphi} + \frac{1}{4} \pi \rho D_d^2 c_m \frac{dv_{C\varphi}}{dt} \right) \hat{e}_3, \quad (3.56)$$

де  $c_d$  і  $c_m$  - коефіцієнт опору і інерції,  $v_{C\varphi}$  - швидкість точки С в проекції на базис  $\hat{e}_3$ :

$$v_{C\varphi} = u_r \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3.57)$$

Опором рухові на інші базиси нехтуємо, через їхній незначний вклад.

Величина піднімальної сили, яка виникає внаслідок несиметричного розподілу градієнту тиску навколо елемента БК, через близькість стінки свердловини обчислюється за формулою [91, 92, 93]:

$$\vec{f}_L = -\frac{1}{2} \rho_m D_d c_L v_{C\varphi}^2 \hat{e}_2, \quad (3.58)$$

де  $c_L$  - коефіцієнт піднімальної сили.

### 3.5 Імітаційне моделювання навантаження ділянки КГТ у скерованій свердловині

На основі запропонованої математичної моделі просторового напружено-деформованого стану БК, до складу якої входить КГТ на похилій ділянці свердловини розроблено імітаційну модель в середовищі моделювання на базі мови Modelica. Середовища моделювання на базі даної мови дають змогу розв'язувати системи нелінійних диференціальних рівнянь в часі за допомогою вбудованих програмних модулів чисельними методами. Оскільки актуальна версія мови Modelica 4.0 не підтримує можливість опису моделей за допомогою диференціальних рівнянь з частинними похідними при створенні імітаційної моделі застосовано чисельний метод ліній (Numeric Method of Lines, NMOL) [83, 84], згідно якого усі рівняння із частковими похідними по  $l$  за допомогою центральної кінцево-різницевої схеми перетворювались в системи звичайних диференціальних рівнянь з похідними по часу.

Для розв'язку отриманої системи рівнянь до неї слід додати граничні умови та визначити початкові умови. Задача встановлення початкових умов є доволі складною та спричиняє часті помилки на етапі початкового балансування системи. Це зумовлено об'ємом математичної моделі, її чисельною складністю та вираженою нелінійністю і погано задокументованою логікою оптимізації та побудови дерева залежностей розв'язку моделі програмними модулями, а отже складністю визначення основних та похідних параметрів для моделі (для складних моделей варто задавати початкові значення тільки основним параметрам, усі інші значення будуть обчислені згідно описаної моделі системи в іншому разі почнеться багатокрокове балансування значень початкових значень параметрів системи). Для вирішення даної проблеми застосовано наступний підхід.

Приймаємо, що в початковий момент часу колона немає деформацій та знаходиться на дні стінки свердловини і вільно обертається із заданою кутовою швидкістю. Вплив усіх зовнішніх силових факторів на колону описуємо як добуток їх значень на функцію  $\tanh(0.5t)$ , в результаті чого при імітаційному моделюванні їхня величина плавно змінюється від 0 в початковий момент часу до повного значення в момент часу  $5c$  і далі. Такий підхід дає змогу значно спростити визначення початкових умов, оскільки в такому разі більшість значень початкових параметрів рівна нулю і зазвичай зникають проблеми розбіжності початкових значень параметрів моделі.

Граничні умови визначаються із особливості кріплення верхнього і нижнього кінця ділянки бурильної колони. Для створеної імітаційної моделі, вони були обрані наступними:

$$\left\{ \begin{array}{l} u_R|_{l=0} = u_R|_{l=L_D} = \frac{1}{2}(d_w - D_d); \\ \varphi|_{l=0} = \varphi|_{l=L_D} = 0, \quad u_z|_{l=0} = 0; \\ M_2|_{l=0} = M_2|_{l=L_D} = 0, \quad M_3|_{l=0} = M_3|_{l=L_D} = 0; \\ s|_{l=0} = 0, \quad F_1|_{l=L_D} = T_w, \quad M_1|_{l=L_D} = 0, \quad \omega_1|_{l=0} = \omega_v, \end{array} \right. \quad (3.59)$$

де  $\omega_v$  і  $T_w$  - кутова швидкість та осьове зусилля у верхньому та нижньому кінці ділянки бурильної колони відповідно.

Вхідні дані для моделювання БК, до складу якої входить КГТ і КНБК за системою (3.59) наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Вхідні дані для моделювання

№	Назва параметру	Позначення	Величина
1	Довжина КНБК	$l_{d2}$	200 м
2	Зовнішній діаметр КГТ	$D_{d1}$	114 мм
3	Внутрішній діаметр КГТ	$d_{d1}$	98 мм
4	Зовнішній діаметр КНБК	$D_{d2}$	178 мм
5	Внутрішній діаметр КНБК	$d_{d2}$	80 мм
6	Густина матеріалу КГТ	$\rho_{d1}$	4500 кг/м <sup>3</sup>
7	Густина матеріалу КНБК	$\rho_{d2}$	7800 кг/м <sup>3</sup>
8	Модуль Юнга матеріалу КГТ	$E_{d1}$	114 ГПа
9	Модуль Юнга матеріалу КНБК	$E_{d2}$	21 ГПа
10	Модуль зсуву матеріалу КГТ К	$G_{d1}$	45 ГПа
11	Модуль зсуву матеріалу КНБК	$G_{d2}$	8 ГПа
12	Густина промивальної рідини	$\rho_m$	1300 кг/м <sup>3</sup>
13	Швидкість промивальної рідини, що протікає в КГТ і КНБК	$v_m$	3,2 м/с
14	Коефіцієнт пружності матеріалу стінки свердловини	$c_w$	10 МН/м
15	Коефіцієнт демпфування матеріалу стінки свердловини	$\mu_w$	0,1 МН с/м
16	Коефіцієнт опору	$c_d$	1,2
17	Коефіцієнт інерції	$c_m$	1,9
18	Коефіцієнт підйомної сили	$c_L$	0,4
19	Коефіцієнт статичного тертя БК об стінку свердловини	$\mu_s$	0,3
20	Коефіцієнт динамічного тертя бурильної колони об стінку свердловини	$\mu_d$	0,2
21	Частота обертання РДС долота	$\omega_V$	6,28 рад/с
22	Частота роботи гідравлічного осцилятора коливач (ГОК)	$\nu_2$	16 Гц
23	Осьова сила на долоті	$T_W$	20 кН
24	Кількість точок дискретизації БК по довжині		50

Розроблена за побудованою розрахунковою схемою математична модель при обраній дискретизації налічує 2110 рівняння, з яких 1539 рівнянь є лінійними, а 571 нелінійних. Тому в силу такої великої кількості рівнянь розроблену математичну модель досліджено шляхом імітаційного моделювання [83, 84]. Для дослідження параметрів просторового напружено-деформованого стану КГТ рівняння імітаційної моделі, створеної на мові Modelica розв'язано чисельним методом із використанням програмного модулю DASSL в часовому інтервалі  $0 \div 20$  с. Як видно з рис. 3.6 спостерігається поява динамічних складових поперечних сил в січеннях колони, що можна пояснити особливістю її динаміки в складному деформованому стані за наявності простого скручування внаслідок втрати стійкості та дії реактивного моменту. Проведене імітаційне моделювання показало адекватність створеної математичної моделі, можливість її використання для дослідження різних динамічних явищ, що виникають при спорудженні похило-скерованих свердловин. Також написана програма на мові Python (табл. 3.2) дала можливість розрахувати сили статичного та динамічного тертя, а також силу в'язкого опору (демпфування) стінки свердловини в залежності від швидкості відносного ковзання.

Представивши часові залежності за допомогою перетворення Фур'є у частотній області отримано амплітудно-частотну (АЧХ) і фазо-частотну (ФЧХ) характеристики. Більший інтерес для подальших досліджень представляє логарифмічна амплітудно-фазова частотна характеристика (ЛАФЧХ), яка будується у вигляді двох графіків: логарифмічної амплітудно-частотної характеристики і фазо-частотної характеристики. Зазвичай вони розташовуються одна під одною і носять назву “Загальної діаграми Боде”. Для цього у пакеті прикладної програми для інженерних обчислень MATLAB для побудови ЛАФЧХ використано функцію “bode” [94].

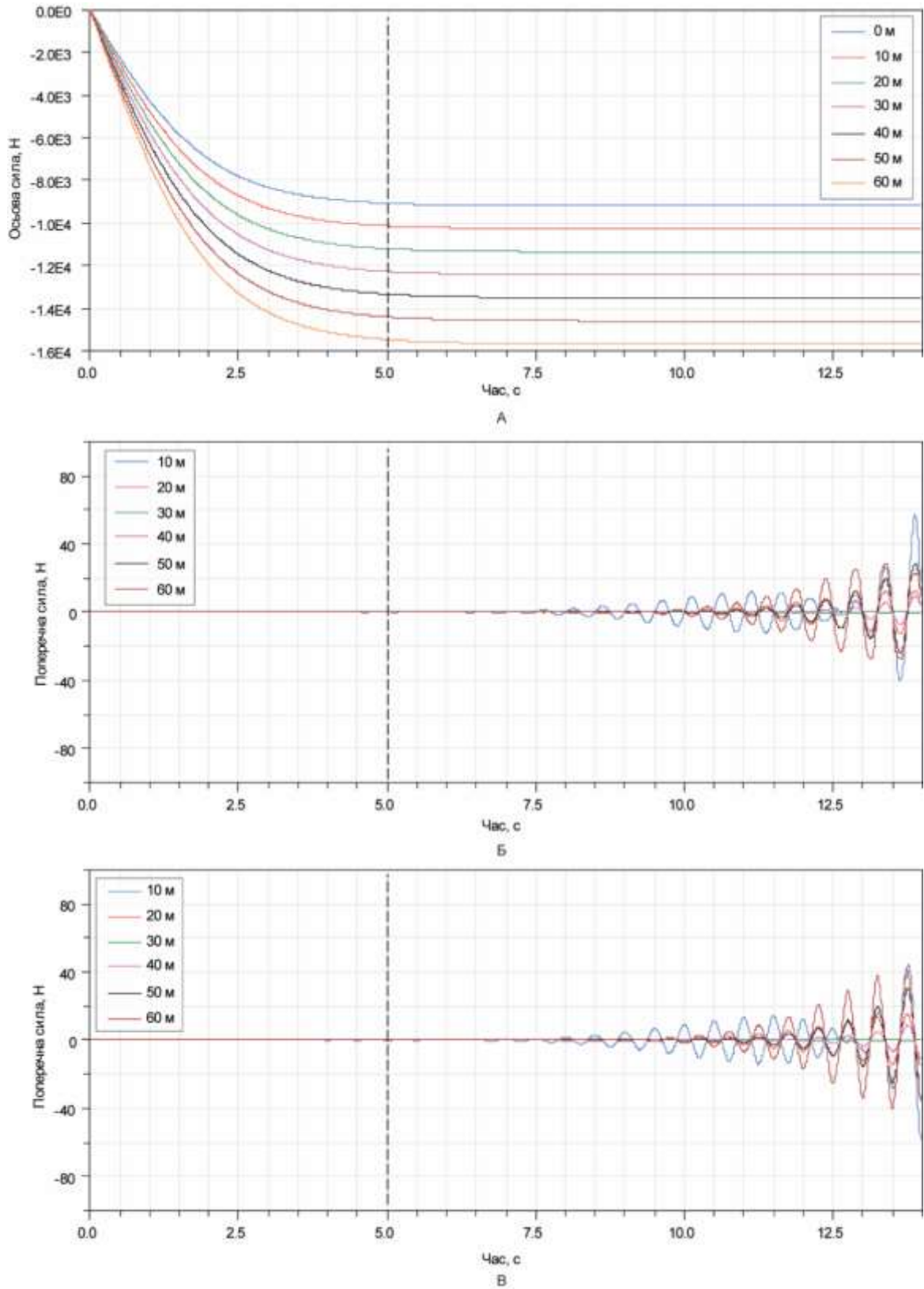


Рисунок 3.6 – Часові залежності внутрішніх сил в перерізах БК в часі  
 А – осьової сили  $F_1$ , Б – поперечної сили  $F_2$ , В – поперечної сили  $F_3$ .

Таблиця 3.2 – Текст програми для дослідження сили статичного та динамічного тертя, а також силу в'язкого опору (демпфування) стінки свердловини

```
python
import numpy as np
# Вхідні дані (Таблиця 3.1)
L_knbk = 200.0          # м
D_d = 0.114            # м (Зовнішній діаметр БК)
d_d = 0.098            # м (Внутрішній діаметр БК)
rho_d = 4500.0         # кг/м3 (Густина БК)
E_d = 114e9            # Па (Модуль Юнга БК)
rho_m = 1300.0         # кг/м3 (Густина рідини)
v_m = 3.2              # м/с (Швидкість рідини)
c_w = 10e6             # Н/м (Коефіцієнт пружності стінки)
mu_w = 0.1e6           # МН с/м (Коефіцієнт демпфування)
mu_s = 0.3             # Коефіцієнт статичного тертя
mu_d = 0.2             # Коефіцієнт динамічного тертя
Tw = 20000.0          # Н (Осьова сила на долоті)
n_points = 20         # Кількість точок дискретизації

def calculate_nds():
    # 1. Геометричні характеристики перерізу
    area = (np.pi / 4) * (D_d**2 - d_d**2)
    # 2. Розрахунок напруження (спрощено: осьове від навантаження)
    # sigma = F / A
    stress = Tw / area # Па
    # 3. Контактна сила (радіальна)
    # Припустимо деформацію стінки на 1 мм для прикладу розрахунку реакції
    delta_r = 0.001
    F_contact = c_w * delta_r
    # 4. Сила тертя (динамічна)
    F_friction = mu_d * F_contact
    # 5. Сила в'язкого опору (демпфування)
    # Залежить від швидкості руху колони (припустимо v_col = 0.5 м/с)
    v_col = 0.5
    F_viscous = mu_w * (v_m + v_col)
    return stress, F_contact, F_friction, F_viscous
stress, f_c, f_f, f_v = calculate_nds()
print(f"--- Результати розрахунку (для однієї точки) ---")
```

```

print(f"Осьове напруження: {stress / 1e6:.2f} МПа")
print(f"Контактна сила (при деф. 1мм): {f_c:.2f} Н")
print(f"Сила динамічного тертя: {f_f:.2f} Н")
print(f"Сила в'язкого опору: {f_v:.2f} Н")

```

## python

```

import math
# Вхідні дані з Таблиці 3.1
F_axial = 20000          # Осьова сила на долоті (Tw), Н (20 кН)
mu_s = 0.3              # Коефіцієнт статичного тертя
mu_d = 0.2              # Коефіцієнт динамічного тертя
mu_w = 0.1 * 10**6     # Коефіцієнт демпфування стінки (0.1 МН с/м)
v_m = 3.2              # Швидкість промивальної рідини, м/с

def calculate_forces():
    # 1. Розрахунок сили статичного тертя
    # Припускаємо, що нормальна сила в даному контексті відповідає осьовому
    # навантаженню
    F_static_friction = mu_s * F_axial
    # 2. Розрахунок сили динамічного тертя
    F_dynamic_friction = mu_d * F_axial
    # 3. Розрахунок сили в'язкого опору стінки свердловини
    # Визначається як добуток коефіцієнта демпфування на швидкість потоку
    F_viscous_resistance = mu_w * v_m
    return F_static_friction, F_dynamic_friction, F_viscous_resistance
# Виконання розрахунків
f_s, f_d, f_v = calculate_forces()

print(f"--- Результати розрахунку ---")
print(f"Сила статичного тертя: {f_s:.2f} Н")
print(f"Сила динамічного тертя: {f_d:.2f} Н")
print(f"Сила в'язкого опору стінки: {f_v:.2f} Н")

```

Перевагою ЛАФЧХ над звичайними АЧХ і ФЧХ є те, що завдяки властивостям логарифмів, складна операція множення передавальних функцій перетворюється на просте додавання графіків. Логарифмічний масштаб дозволяє одночасно бачити і дуже низькі, і дуже високі частоти на одному графіку, що неможливо у звичайних координатах. І саме головне, ЛАФЧХ дає можливість визначити запасів стійкості системи за амплітудою та фазою.

З використанням автоматизованого пакету MATLAB [21] отримано “Загальну діаграму Боде”, яка об’єднує АЧХ та ФЧХ нормальних поперечних сил, сил притискання КГТ і КНБК до стінок свердловини, а також сил тертя та в’язкого опору. На рис. 3.7 показано ЛАФЧХ результуючої сили опору (сили тертя ковзання та сили в’язкого опору) для зенітних кутів  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $80^\circ$  та  $90^\circ$ . Аналізуючи амплітудно-частотну (верхню) частину діаграми, слід виділити характерний “горб” резонансу на низьких частотах ( $\sim 1 \div 3$  Гц). Частотні графіки сил тертя ковзання і сил в’язкого опору для зенітних кутів  $60^\circ$ ,  $70^\circ$ ,  $80^\circ$  та  $90^\circ$  майже збігаються. Це свідчить про те, що динамічні властивості системи (власні частоти) значною мірою визначаються масою та жорсткістю КНБК, а зміна кута нахилу в цьому діапазоні не суттєво зміщує резонансні частоти. Після частоти 3 Гц спостерігається стабільний спад амплітуди (приблизно -40 дБ на декаду). Це вказує на те, що система ефективно гасить високі частоти, поводячись як фільтр низьких частот. Важливо, що при зенітному куті  $90^\circ$  амплітуда найвища, що підтверджує критичність вібрацій у горизонтальних стовбурах свердловин навіть при дії великих сил тертя. На частоті 16 Гц (частоті роботи ГОК) амплітуда стабільно спадає, що свідчить про ефективне демпфування завдяки сумісній дії на КГТ і КНБК сил тертя та в’язкого опору. Вертикальна пунктирна лінія робочої частоти 16 Гц показує, що ГОК працює далеко за межами резонансної зони.

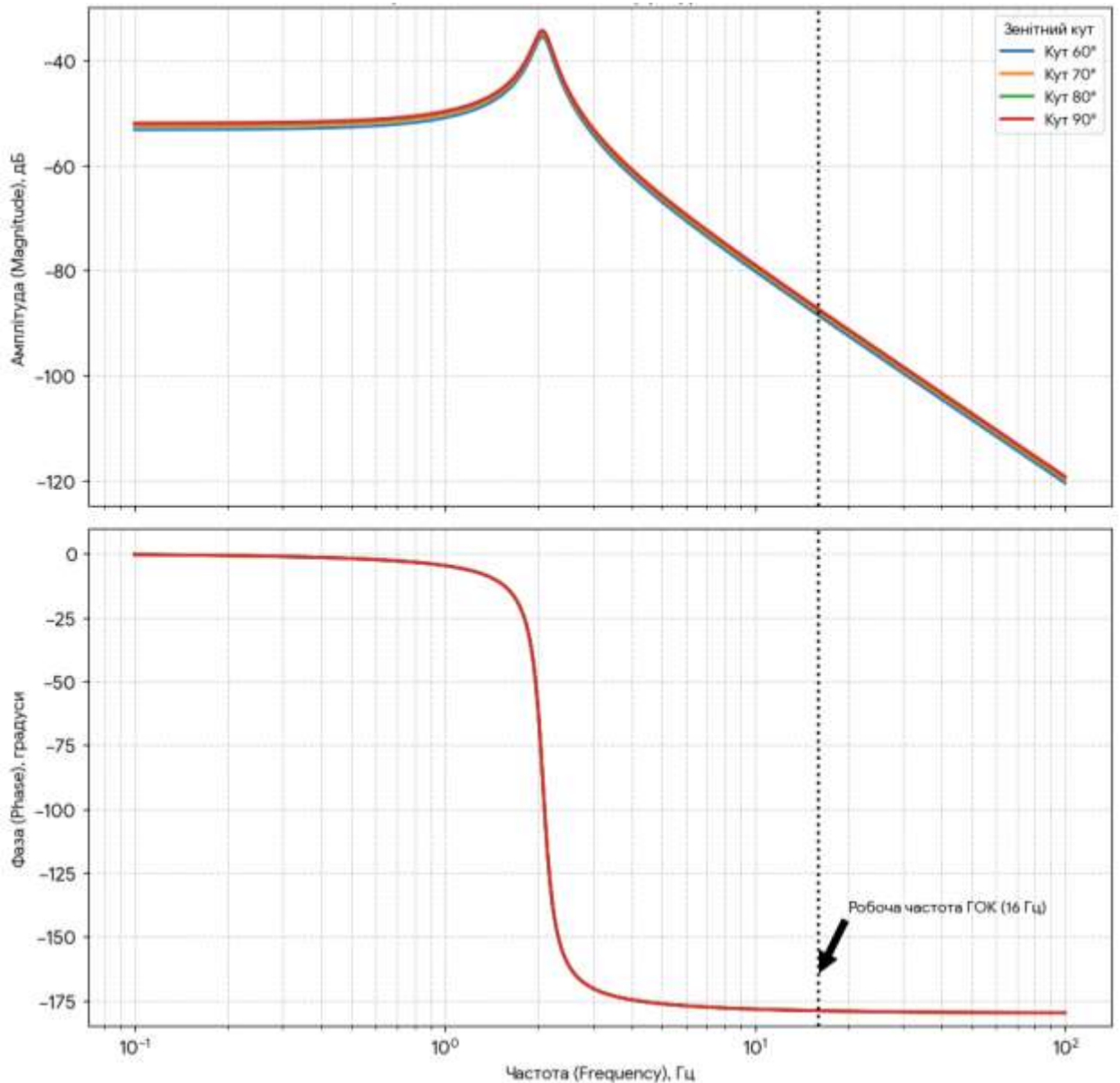


Рисунок 3.7 – Загальна діаграма Бодє (ЛАФЧХ) сил сумарного опору руху КГТ (2250м) з КНБК (200м)

Аналіз фазо-частотної (нижньої) частини діаграми у зоні резонансу ( $\sim 2.5$  Гц) засвідчує фазовий зсув близько від  $0^\circ$  до  $-175^\circ$ . Це означає, що реакція сили опору майже повністю протилежна за напрямком до збурення. Це типово для таких масивних та інертних систем, як КНБК (200м і більше), інерція яких переважає над жорсткістю стінок свердловини. На частотах вище

5Гц фаза стабілізується біля  $-180^\circ$  на частотах з високим підсиленням процес буріння при дії визначених поперечних сил і сил опору залишається динамічно стійким. Це означає, що реакція КНБК на збурення, що приходять зверху від КГТ, відбувається у протифазі.

### 3.6 Аналіз результатів моделювання сил опору

В процесі імітаційного моделювання шляхом чисельного розв'язку рівнянь рівноваги та рівнянь руху отримано значення статичних та динамічних складових силових факторів, що діють на перерізи КГТ, зокрема значення сили тертя ковзання (Кулона), сили в'язкого опору (Стрібека) та сумарної сили опору. Результати статичного та динамічного розрахунку наведено в таблицях 3.3 та 3.4 та рисунках 3.8 і 3.9.

Таблиця 3.3 – Значення сумарної сили опору руху КГТ з КНБК у свердловині із зенітним кутом  $70^\circ$  за різних довжин КГТ

Довжина колони, м	Сила Кулона, кН	Макс. Сила опору, кН	Абсолютна різниця, кН	Перевищення піка над рівнем сили Кулона, %
2000	32	47,5	15,5	48,4
3000	48	71,0	23,0	47,9
4000	64	94,5	30,5	47,6
5000	80	118,0	38,0	47,5

Таблиця 3.4 – Значення сил тертя, в'язкого опору і сумарної сили опору для КГТ ( $l=2250\text{м}$ ) з КНБК (200м) за різних зенітних кутів

Параметр/Зенітний кут	$60^\circ$	$70^\circ$	$80^\circ$	$90^\circ$
Сила тертя ковзання, кН	43,85	47,61	49,91	50,68
Сила в'язкого опору, кН	284,34	284,34	284,34	284,34
Сумарна сила опору, кН	328,19	331,95	334,25	335,02

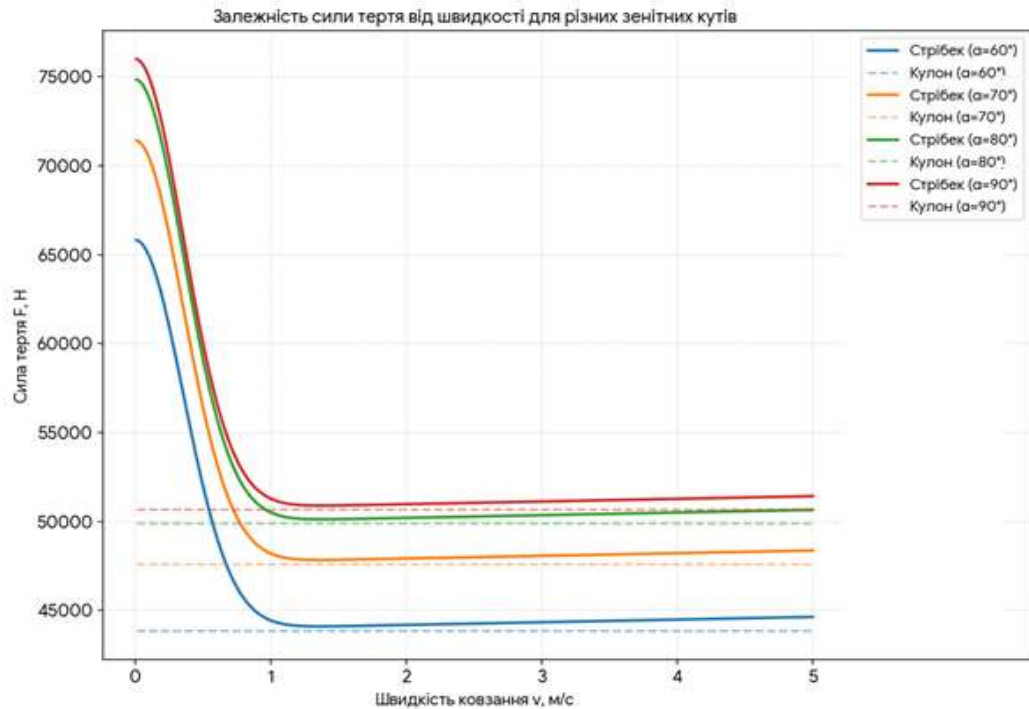


Рисунок 3.8 – Модельні криві сили тертя Кулона і в'язкого тертя Стрібека КГТ  $l=2250$ м до стінки свердловини для різних зенітних кутів

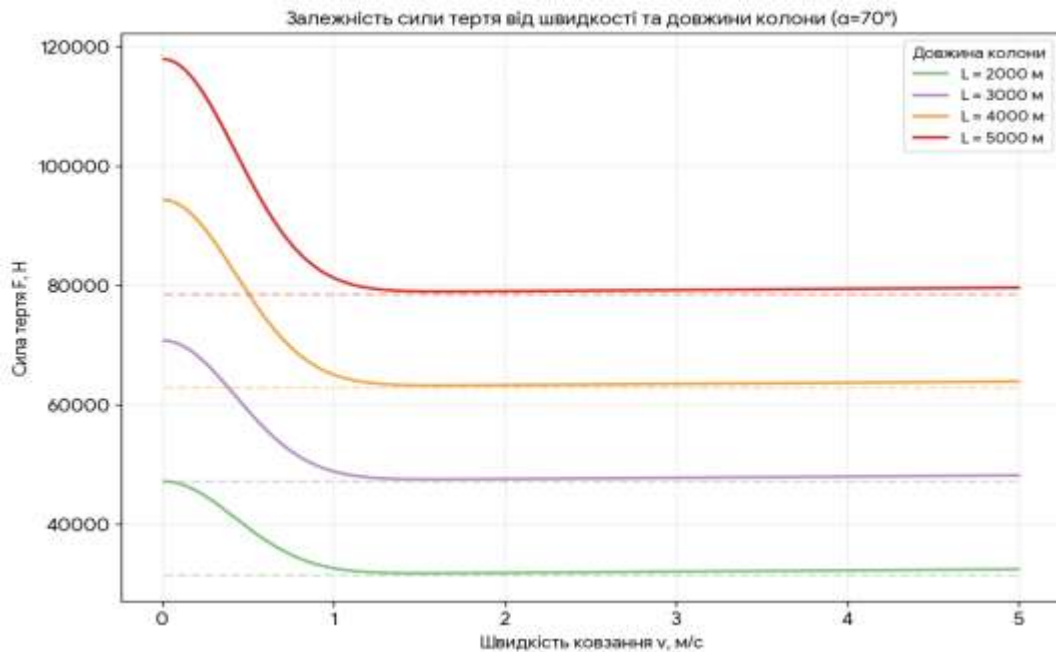


Рисунок 3.9 – Модельні криві сили тертя Кулона і в'язкого тертя Стрібека КГТ із зенітним кутом  $70^\circ$  до стінки свердловини для різних довжин

Аналіз отриманих результатів досліджень засвідчує суттєвий вплив на сили опору переміщенню КГТ зенітного кута. Зі збільшенням зенітного кута від 60 до 90 град нормальна сила притискання колони до нижньої стінки зростає, що пропорційно збільшує всі складові сили тертя. Найбільша сила тертя спостерігається при 90 град. (горизонтальна ділянка), оскільки нормальна складова ваги колони в цьому стані максимальна. Найбільша різниця між модельними залежностями спостерігається при малих швидкостях ( $v < 1$  м/с), де діє статичне тертя  $\mu_s = 0,3$ . Це зона ризику виникнення автоколивань (stick-slip). На графіках чітко видно падіння сили тертя при малих швидкостях ( $v < 1$  м/с), що відповідає переходу від статичного до динамічного контакту. При високих швидкостях ковзання домінує лінійне зростання за рахунок в'язкого опору промивальної рідини. При швидкостях понад 3 м/с (робочий діапазон промивки 3,2 м/с) сили тертя починають лінійно зростати через гідродинамічний опір бурового розчину.

Звідси можна зробити висновок, що при зміні швидкості ковзання  $v_s = 0 \div 1,2$  м/с при збільшенні довжини КГТ від 2000 м до 5000 м абсолютна різниця між максимальною силою опору і силою тертя Кулона збільшується на  $\Delta F_o = 22,5$  кН практично не змінюється ( $\approx 1\%$ ). Що стосується оптимальної швидкості осьових коливань, то найменший загальний опір спостерігається в діапазоні швидкостей  $1,2 \div 2,0$  м/с, коли механічне і в'язке тертя є найменшими.

### 3.7 Висновки до розділу 3

1. Розроблено розрахункову схему та математичну модель просторового напружено-деформованого стану (НДС) КГТ (БК) для умов похило-скерованої свердловини. Модель базується на теорії стрижнів (гіпотеза Бернуллі) та враховує дію осьових сил, крутних моментів, а також контактну взаємодію зі стінками свердловини.

2. Застосовано апарат кватерніонів для опису поворотів між циліндричною та рухомою системами координат. Це дозволило уникнути тригонометричних невизначеностей, властивих кутам Ейлера, та знизити обчислювальну складність імітаційної моделі.

3. Обґрунтовано комплекс силових факторів, що діють на елемент КГТ/(БК), включаючи сили власної ваги з урахуванням виштовхувальної сили Архімеда, сили контактної взаємодії (модель Кельвіна-Фойгта), сили тертя ковзання (модель Стрібека) та гідродинамічний опір промивальної рідини (формула Морісона).

4. Реалізовано імітаційну модель у середовищі Modelica із застосуванням чисельного методу ліній (NMOL). Модель налічує 2110 рівнянь, що дозволяє з високою точністю досліджувати динамічні процеси в часовому інтервалі та частотній області.

5. Встановлено характер впливу zenітного кута та швидкості ковзання на сили опору. Найбільший опір зафіксовано при zenітному куті  $60 \div 90$  град. через максимальну нормальну складову ваги. Визначено «зону ризику» виникнення автоколивань (stick-slip) при швидкостях ковзання менше 1 м/с та оптимальний діапазон швидкостей  $1,2 \div 2,0$  м/с з мінімальним загальним опором.

6. Проведено частотний аналіз (діаграми Бode), який виявив резонансний «горб» на низьких частотах ( $1 \div 3$  Гц). Показано, що система ефективно гасить

високі частоти (спад амплітуди 40 дБ/дек після 3Гц), а робоча частота гідравлічного осцилятора (16Гц) знаходиться далеко за межами резонансної зони, що свідчить про стабільність роботи компоновки.

7. Зі збільшенням довжини КГТ з 2000м до 5000м спостерігається пропорційне зростання як сили Кулона (з 32кН до 80кН), так і максимальної сили опору (з 47,5кН до 118кН). При цьому пікове перевищення сили опору над рівнем сили Кулона залишається стабільним і становить близько  $47,5 \div 48,4\%$ , що свідчить про майже лінійний характер накопичення сил опору по довжині.

## РОЗДІЛ 4

### МЕТОДИКА ОЦІНКИ СИЛ ОПОРУ ОСЬОВОГО ПЕРЕМІЩЕННЯ ДВОСТУПЕНЕВОЇ БК У СКЛАДІ КГТ ТА КНБК, ОСНАЩЕНОЇ ГОК У СТОВБУРІ СКЕРОВАНОЇ СВЕРДЛОВИНИ

#### 4.1 Вибір основних закономірностей та побудова розрахункової схеми двоступеневої БК у складі КГТ та КНБК, оснащеної ГОК

У відповідності із описаними у роботах [95, 96, 97] положеннями, проведемо комплексний аналіз параметрів, які необхідні для побудови математичної моделі двоступеневої бурильної колони для буріння скерованих ділянок свердловин. Перший блок параметрів – це геометричні та фізико-механічні параметри колони. Оскільки бурильна колона є двоступеневою, ці дані потрібні окремо для кожного ступеня (верхньої частини та нижньої компоновки – КНБК): довжина ступенів, або їх протяжність вздовж осі свердловини; зовнішній та внутрішній діаметри поперечних перерізів ступенів для розрахунку площі перерізу та моменту інерції; механічні властивості матеріалів ступенів колони; Модуль Юнга, модуль зсуву, густина; коефіцієнти жорсткості та демпфування. Другий блок вхідних даних - це параметри свердловини та середовища [98, 99, 100]. Ці дані визначають зовнішні сили, що діють на колону: профіль свердловини; зенітний кут та азимут, що критично важливо для скерованого буріння, оскільки вони визначають силу притискання колони до стінки; густина (в'язкість) бурового розчину; коефіцієнт тертя БК об стінку свердловини (статичний та динамічний); гідравлічний опір; втрати тиску в колоні та затрубному просторі [101, 102, 103]. Третій блок вхідних даних - це параметри гідравлічного осцилятора коливань (ГОК) – джерела додаткового динамічного збурення:

частота коливань, яка зазвичай залежить від витрати бурового розчину; амплітуда збурюючої сили; значення поздовжньої сили, яку генерує клапанний механізм; закон зміни сили, зазвичай це гармонічна функція; місце встановлення - відстань від долота, де інтегрований ГОК [104, 105]. Четвертий блок вхідних даних - це граничні умови та взаємодія з вибоєм. Сюди слід віднести такі параметри: осьове навантаження на долото  $P$ , яке враховується як статична стискаюча сила; реактивний момент на вибої (момент опору)  $M_0$ , що виникає при руйнуванні гірської породи; коефіцієнт жорсткості вибою при контакті з долотом.

Математична модель руху ступенів бурильної колони описується класичним хвильовим рівнянням пружного стержня з урахуванням демпфування:

$$E_i F_i \frac{\partial^2 u_i(s,t)}{\partial t^2} - \mu_i \frac{\partial u_i(s,t)}{\partial t} - \rho_i F_i \frac{\partial^2 u_i(s,t)}{\partial s_i^2} = 0, \quad (4.1)$$

де  $u_i(s,t)$  – зміщення поперечного  $i$ -го перерізу стержня з координатою  $s$  момент часу  $t$ ;  $E_i F_i$  – модуль Юнга і площа поперечного  $i$ -го перерізу перерізу стержня відповідно;  $\mu$  – коефіцієнт дисипації, який характеризує в'язкий опір середовища, який пропорційний швидкості відносного зміщення;  $\rho_i$  – густина матеріалу  $i$ -го перерізу перерізу стержня.

Рівняння (4.1) є математичною моделлю поширення поздовжньої хвилі (стиснення та розтягування) вздовж стержня і поступового згасання через зовнішнє тертя. Рівність нулю у правій частині говорить про те, що розглядаються вільні коливання (без дії зовнішніх сил, що збурюють)

Математична модель проведення скерованого буріння передбачає визначення сил притискання і сил тертя [106, 107, 108]. У викривлених

ділянках виникає нормальна сила притискання, яка створює силу тертя Кулона. Коефіцієнт демпфування при цьому стає нелінійним:

$$F_{mp} = f_{mp} N(x) \operatorname{sgn}\left(\frac{\partial u}{\partial t}\right), \quad (4.2)$$

де  $f_{mp}$  – коефіцієнт тертя;  $N(x)$  – сила притискання бурильної колони до стінок свердловини, яка залежить від зенітного кута та інтенсивності викривлення;

$$N(x) = \sqrt{(q \sin \alpha + T\xi)^2 + (T\xi \sin \alpha)^2}, \quad (4.3)$$

$q$  – вага одиниці довжини труби;  $T$  – осьове зусилля;  $\alpha$  – зенітний кут;  $\xi$  – інтенсивність викривлення.

У випадку, коли сили опору є досить великими виникає необхідність у застосуванні ГОК, математична модель якого може бути представлена часовою закономірністю зміни збурюючої сили:

$$F_{ocq}(t) = \Delta p_{\max} F_n \cdot \sin(2\pi\nu \cdot t), \quad (4.4)$$

де  $\Delta p_{\max}$  – максимальне значення перепаду тиску;  $F_n$  – площа поршня осцилятора;  $\nu$  – частота роботи осцилятора, яка зазвичай прямо пропорційна витраті бурового розчину;  $\nu = kQ$ ;  $k$  – конструктивний параметр осцилятора;  $Q$  – подача бурового розчину.

Для побудови розрахункової схеми математичної моделі поздовжніх коливань двоступеневої бурильної колони задаємося рядом геометричних, кінематичних, динамічних та конструктивних параметрів як бурильної

колони, так і середовища свердловини, які безпосередньо впливають на її роботу у скерованій свердловині [109, 110, 111]. До геометричних параметрів віднесемо:  $F_1, F_2$  - відповідно площі поперечних перерізів першої і другої ступенів відповідно;  $l_1, l_2$  - довжина першої і другої ступенів відповідно;  $L \approx l_1 + l_2$  - загальна довжина бурильної колони (свердловини);  $\alpha$  - зенітний кут. Введемо ключові кінематичні параметри:  $u_1(s_1, t)$ ,  $u_2(s_2, t)$  - осьові зміщення поперечних перерізів першої і другої ступенів колони відповідно;  $S_1, S_2$  - осьові координати поперечних перерізів першої і другої ступенів колони відповідно. До динамічних параметрів віднесемо:  $\mu_1, \mu_2$  - коефіцієнти дисипації на першій і другій ступенях відповідно;  $\chi_1, \chi_2$  - швидкості поширення поздовжніх збурень уздовж бурильної колони відповідно на першій і другій ступенях відповідно;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $E_1, E_2$  - модуль Юнга матеріалів першої і другої ступенів відповідно.

У відповідності до складеної розрахункової схеми (рис. 4.1) запишемо диференціальні рівняння поздовжніх переміщень поперечних перерізів бурильної колони:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} + \mu_1 \frac{\partial u_1}{\partial t} - \chi_1^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial s_1^2} = g \cos \alpha, & s_1 \in [0, l_1], \\ \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + \mu_2 \frac{\partial u_2}{\partial t} - \chi_2^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial s_2^2} = g \cos \alpha, & s_2 \in [0, l_2] \end{cases} \quad (4.5)$$

Надалі, зважаючи на умови розташування та контактування ступенів БК, граничні умови до системи (4.5) запишемо наступним чином:

$$\begin{cases} (s_1 = 0): \frac{\partial u_1}{\partial s_1} = \frac{cu_1}{E_1 F_1}; \\ (s_1 = l_1, s_2 = 0): u_1 = u_2, \frac{\partial u_1}{\partial s_1} E_1 F_1 = \frac{\partial u_2}{\partial s_2} E_2 F_2; \\ (s_2 = l_2): \frac{\partial u_2}{\partial s_2} = -\frac{P}{E_2 F_2}. \end{cases} \quad (4.6)$$

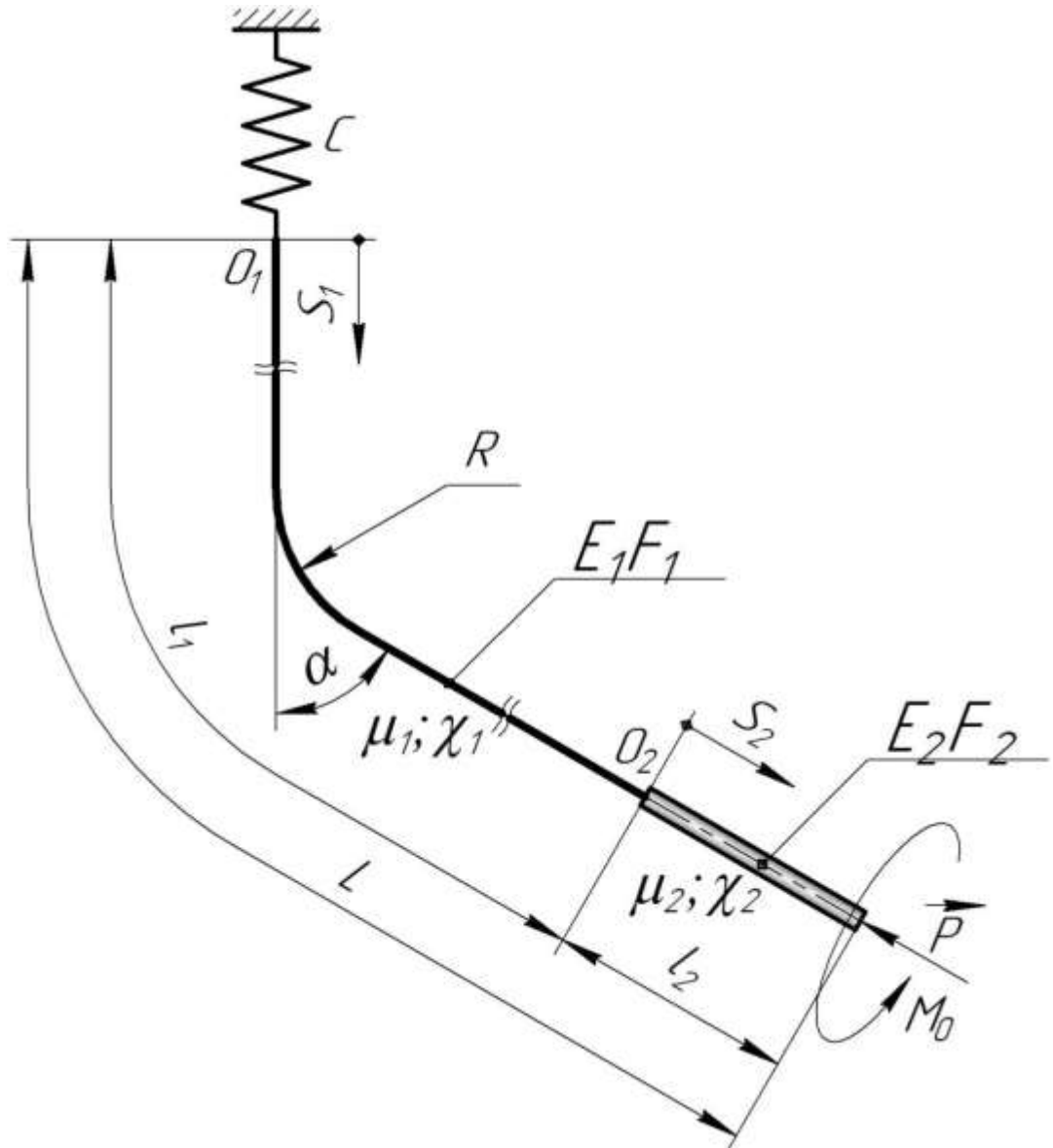


Рисунок 4.1 – Розрахункова схема для дослідження поздовжніх коливань двоступеневої бурильної колони при бурінні скерованої свердловини

## 4.2 Розробка математичної моделі поздовжніх коливань КГТ у складі двоступеневої БК та КНБК, оснащеної ГОК

Спочатку змодельюємо положення БК, коли вона перебуває в стані спокою, а на долото зі сторони вибою діє осьове навантаження  $P = P_0 = const$ . У цьому випадку коли пара кінематичних параметрів  $u_1(s_1; t)$  та  $u_2(s_2; t)$  не залежить від часу, а є функціями лише величин  $s_1$  і  $s_2$ . Позначивши  $u_1 = u_{01}(s_1)$ ,  $u_2 = u_{02}(s_2)$  і враховуючи рівність нулю всіх часткових похідних по часу  $t$ , перепишемо рівняння (4.1) у наступному вигляді:

$$u_{01''}(s_1) = -\frac{g \cos \alpha}{\chi_1^2}, \quad s_1 \in [0, l_1]; \quad u_{02''}(s_2) = -\frac{g \cos \alpha}{\chi_2^2}, \quad s_2 \in [0, l_2]. \quad (4.7)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} (s_1 = 0): E_1 F_1 u_{01'} = c u_{01}; \\ (s_1 = l_1, s_2 = 0): u_{01} = u_{02}, E_1 F_1 u_{01'} = E_2 F_2 u_{02'}; \\ (s_2 = l_2): E_2 F_2 u_{02'} = -P_0. \end{cases} \quad (4.8)$$

Розв'язок системи (4.7) з урахуванням граничних умов (4.8) буде наступним:

$$\begin{cases} u_{01}(s_1) = \left[ \frac{g \cos \alpha l_1}{\chi_1^2} + \theta \left( \frac{g \cos \alpha l_2}{\chi_2^2} - \frac{P_0}{E_2 F_2} \right) \right] \times \left( \frac{1}{h} + s_1 \right) - \frac{g \cos \alpha s_1^2}{2 \chi_1^2}, \quad s_1 \in [0, l_1], \\ u_{02}(s_2) = \left( \frac{1}{h} + \frac{l_1}{2} \right) \frac{g \cos \alpha l_1}{\chi_1^2} + \left( \frac{g \cos \alpha l_2}{\chi_2^2} - \frac{P_0}{E_2 F_2} \right) \left[ \theta \left( \frac{l_1}{h} + l_1 \right) + s_2 \right] - \frac{g \cos \alpha s_2^2}{2 \chi_2^2}, \quad s_2 \in [0, l_2]. \end{cases} \quad (4.9)$$

$$\text{де, } h = \frac{c}{E_1 F_1}, \quad \theta = \frac{E_2 F_2}{E_1 F_1}.$$

Надалі подамо шукані функції у наступному вигляді:

$$u_1(s_1, t) = u_{01}(s_1) + U_1(s_1, t); \quad u_2(s_2, t) = u_{02}(s_2) + U_2(s_2, t), \quad (4.10)$$

де  $U_1(s_1, t)$ ,  $U_2(s_2, t)$  – функції, що характеризують ступінь зміщення перерізів ступеней бурильної колони від їх положень у стані спокою.

Після врахування останніх виразів у (4.5) і (4.6), отримаємо наступну систему рівнянь та граничні умови:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} + \mu_1 \frac{\partial U_1}{\partial t} = \chi_1^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial s_1^2}, & s_1 \in [0, l_1], \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} + \mu_2 \frac{\partial U_2}{\partial t} = \chi_2^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial s_2^2}, & s_2 \in [0, l_2]. \end{cases} \quad (4.11)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} (s_1 = 0): \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = h U_1, \quad h = \frac{c}{E_1 F_1}; \\ (s_1 = l_1, s_2 = 0): U_1 = U_2, \quad \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = \theta \frac{\partial U_2}{\partial s_2}, \quad \theta = \frac{E_1 F}{E_2 F_2}; \\ (s_2 = l_2): \frac{\partial U_2}{\partial s_2} = -P_v. \end{cases} \quad (4.12)$$

де  $P_v = P - P_0$  – відхилення осьового навантаження відносно  $P_0 = const$ , причому

$$P_v(t + T_0) = P_v(t), \quad (4.13)$$

$T_0$  – час пульсації осьового навантаження на вибої, який практично рівний періоду як поздовжніх, так і крутильних автоколиваний, що виникають через неоднорідність вибою свердловини.

Відомо, що вплив зовнішньої гармонійної сили на пружну систему формує в останньої гармонійні коливання із частотою збудовуючої сили. Амплітуда й частота таких коливань повністю визначаються механічними

властивостями коливної системи й амплітудою і частотою збурюючої сили. Саме цей вид коливань представляє інтерес в плані дослідження резонансу механічної системи та його параметрів (рис. 4.1). З теорії коливань механічних систем відомо, що значення резонансних частот дуже близькі до власних частот вільних коливань. Також відомо, що навіть порівняно значні дисипативні сили незначно впливають на власні частоти коливань цих систем [112, 113 та ін.]. Тому з метою спрощення досліджень, що, однак, практично не позначиться на кінцевих результатах, приймаємо коефіцієнти дисипації коливань на першій і другій ступенях нульовими:  $\mu_1 = \mu_2 = 0$ .

Надалі звернемося до принципу вільного підвішування бурильної колони, як двохрозмірного стержня [77, 98, 110, 111] і застосуємо його для рішення поставленого завдання. Вважаючи закріплення вгорі стрижня пружним (рис. 4.1), прийнявши осьове навантаження рівним нулю, систему (4.11) перепишемо у вигляді:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial t^2} = \chi_1^2 \frac{\partial^2 U_1}{\partial s_1^2}, & s_1 \in [0, l_1]; \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial t^2} = \chi_2^2 \frac{\partial^2 U_2}{\partial s_2^2}, & s_2 \in [0, l_2]. \end{cases} \quad (4.14)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} (s_1 = 0): \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = h U_1, h = \frac{c}{E_1 F_1}; \\ (s_1 = l_1, s_2 = 0): U_1 = U_2, \frac{\partial U_1}{\partial s_1} = \theta \frac{\partial U_2}{\partial s_2}; \\ (s_2 = l_2): \frac{\partial U_2}{\partial s_2} = 0. \end{cases} \quad (4.15)$$

### 4.3 Розрахунок власних частот, побудова АЧХ та аналіз динаміки осевого руху двоступеневої БК у скерованій свердловині

Для визначення власних частот поздовжніх коливань у системі (4.14) зробимо заміну змінних і перейдемо до безрозмірних параметрів:

$$\tau_1 = \frac{\chi_1}{l_1} t, \tau_2 = \frac{\chi_2}{l_2} t, \xi_1 = \frac{s_1}{l_1}, \xi_2 = \frac{s_2}{l_2}. \quad (4.16)$$

У обраних змінних завдання (4.14) приймає наступний вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 U_1}{\partial \tau_1^2} = \frac{\partial^2 U_1}{\partial \xi_1^2}, \\ \frac{\partial^2 U_2}{\partial \tau_2^2} = \frac{\partial^2 U_2}{\partial \xi_2^2} \end{cases} \quad (4.17)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} (\xi_1 = 0): \frac{\partial U_1}{\partial \xi_1} = h_0 U_1, h_0 = h l_1 = \frac{c l_1}{E_1 F_1}; \\ (\xi_1 = 1, \xi_2 = 0): U_1 = U_2, \frac{\partial U_1}{\partial \xi_1} = \theta^* \frac{\partial U_2}{\partial \xi_2}, \theta^* = \theta \frac{l_1}{l_2}; \\ (\xi_2 = 1): \frac{\partial U_2}{\partial \xi_2} = 0. \end{cases} \quad (4.18)$$

Розв'язок системи (4.17) шукаємо у вигляді:

$$\begin{cases} U_1(\xi_1, \tau_1) = A_1(\xi_1) e^{j\omega_1 \tau_1}; \\ U_2(\xi_2, \tau_2) = A_2(\xi_2) e^{j\omega_2 \tau_2}, \end{cases} \quad (4.19)$$

де  $j = \sqrt{-1}$  – уявна одиниця,  $\omega_1, \omega_2$  – безрозмірні постійні параметри. Після підстановки (4.19) в (4.17) одержуємо звичайні диференціальні рівняння:

$$\begin{cases} A_1''(\xi_1) + \omega_1^2 A_1(\xi_1) = 0, \\ A_1''(\xi_1) + \omega_1^2 A_1(\xi_1) = 0. \end{cases} \quad (4.20)$$

Граничні умови:

$$\begin{cases} \xi_1 = 0: A_1(0) = h_0 A_1(0); \\ \xi_1 = 1, \xi_2 = 0: A_1(1)e^{j\omega_1\tau_1} = A_2(0)e^{j\omega_2\tau_2}, A_1'(1)e^{j\omega_1\tau_1} = \theta^* A_2'(0)e^{j\omega_2\tau_2}; \\ \xi_2 = 1: A_2(1) = 0. \end{cases} \quad (4.21)$$

Оскільки граничний переріз між ступенями колони коливається з однаковими параметрами, тому повинна виконуватися наступна умова:

$$\omega_1\tau_1 = \omega_2\tau_2. \quad (4.22)$$

Підставивши сюди значення  $\tau_1$ , і  $\tau_2$ , скоротивши на час  $t$ , одержимо:

$$\omega_1 \frac{\chi_1}{l_1} = \omega_2 \frac{\chi_2}{l_2} = \Omega. \quad (4.23)$$

де  $\Omega$  - кругова частота.

З врахуванням (4.22) гранична умова на стику між ступенями бурильної колони (друга гранична умова) запишеться у формі:

$$\begin{cases} A_1(1) = A_2(0), \\ A_1'(1) = \theta^* A_2'(0). \end{cases} \quad (4.24)$$

Рішення рівнянь (4.20) мають вигляд:

$$\begin{cases} A_1(\xi_1) = C_{1,1} \sin \omega_1 \xi_1 + C_{2,1} \cos \omega_1 \xi_1; \\ A_2(\xi_2) = C_{1,2} \sin \omega_2 \xi_2 + C_{2,2} \cos \omega_2 \xi_2, \end{cases} \quad (4.25)$$

де  $C_{1,1}, C_{2,1}, C_{1,2}, C_{2,2}$  - постійні інтегрування.

Продиференціюємо ( $A_1(\xi_1), A_2(\xi_2)$ ) по часу, отримаємо:

$$\begin{cases} A_1'(\xi_1) = \omega_1 (C_{1,1} \cos \omega_1 \xi_1 - C_{2,1} \sin \omega_1 \xi_1), \\ A_2'(\xi_2) = \omega_2 (C_{1,2} \cos \omega_2 \xi_2 - C_{2,2} \sin \omega_2 \xi_2). \end{cases} \quad (4.26)$$

Звернемося до системи (4.24) і запишемо граничну умову на стику двох по-різному різних ступенів:

$$\begin{cases} A_1(1) = C_{1,1} \sin \omega_1 + C_{2,1} \cos \omega_1, & A_2(0) = C_{2,2}, \\ A_1'(1) = \omega_1 (C_{1,1} \cos \omega_1 - C_{2,1} \sin \omega_1), & A_2'(0) = \omega_2 C_{1,2}. \end{cases} \quad (4.27)$$

З урахуванням рівностей (4.27) співвідношення (4.24) запишемо наступним чином:

$$\begin{cases} C_{1,1} \sin \omega_1 + C_{2,1} \cos \omega_1 = C_{2,2}; \\ C_{1,1} \cos \omega_1 - C_{2,1} \sin \omega_1 = \eta C_{1,2}, \end{cases} \quad (4.28)$$

$$\text{де } \eta = \frac{\omega_2}{\omega_1} \theta^*.$$

Беручи до уваги (4.23), коефіцієнт  $\eta$  можна виразити через коефіцієнт відбиття  $k_n$  [112, 113] наступною залежністю:

$$\eta = \frac{1-k_n}{1+k_n}, \quad k_n = \frac{\chi_2 E_1 F_1 - \chi_1 E_2 F_2}{\chi_2 E_1 F_1 + \chi_1 E_2 F_2}. \quad (4.29)$$

Знайдемо з (4.28)  $C_{1,1}, C_{2,1}$ , і розглянемо їхнє відношення:

$$\frac{C_{1,1}}{C_{2,1}} = \frac{C_{2,2} \sin \omega_1 + \eta C_{1,2} \cos \omega_1}{C_{2,2} \cos \omega_1 - \eta C_{1,2} \sin \omega_1}. \quad (4.30)$$

Надалі вираз (4.30) перетворимо до наступного виду:

$$\frac{C_{1,1}}{C_{2,1}} = \frac{\operatorname{tg} \omega_1 + \eta \frac{C_{1,2}}{C_{2,2}}}{1 - \operatorname{tg} \omega_1 \eta \frac{C_{1,2}}{C_{2,2}}}. \quad (4.31)$$

Після цього записане співвідношення (4.31) можна представити так:

$$\begin{cases} \frac{C_{1,1}}{C_{2,1}} = \operatorname{tg}(\omega_1 + \psi_1), \\ \psi_1 = \operatorname{arctg} \left( \eta \frac{C_{1,2}}{C_{2,2}} \right). \end{cases} \quad (4.32)$$

Далі з урахуванням співвідношень (4.25) і (4.26) із граничних умов 3 і 1 (4.21) одержуємо:

$$\frac{C_{1,2}}{C_{2,2}} = \operatorname{tg} \omega_2, \quad (4.33)$$

$$\frac{C_{1,1}}{C_{2,1}} = \frac{h_0}{\omega_1} . \quad (4.34)$$

Тепер, спільно розв'язуючи рівняння (4.32) (4.33) і (4.34), отримаємо:

$$\operatorname{tg}(\omega_1 + \psi_1) = \frac{h_0}{\omega_1}, \quad (4.35)$$

Звідки

$$\omega_1 + \psi_1 = m\pi + \operatorname{arctg} \frac{h_0}{\omega_1}, \quad m = 0, 1, 2, 3, \dots, \quad (4.36)$$

де

$$\psi_1 = \operatorname{arctg}(\eta \operatorname{tg} \psi_2).$$

Безрозмірні частоти  $\omega_1, \omega_2$  виражаються через резонансну частоту  $\Omega$ :

$$\omega_1 = \frac{l_1}{\chi_1} \Omega, \quad \omega_2 = \frac{l_2}{\chi_2} \Omega. \quad (4.37)$$

Виразивши  $\omega_1, \omega_2$  через  $\Omega$  за залежністю (4.23) і підставивши їх в (4.35), отримаємо рівняння для визначення частот поздовжнього резонансу.

Перейдемо до оцінки зони поздовжнього резонансу. Оскільки при  $c \rightarrow 0$  параметр  $h_0 \rightarrow 0$ , а при  $c \rightarrow \infty$  параметр  $h_0 \rightarrow \infty$ , то знаходимо, що зони поздовжнього резонансу визначаються наступними співвідношеннями:

$$\begin{aligned} m\pi < \omega_1 + \psi_1 < (m + 0.5)\pi, \\ m = 0, 1, 2, 3, \dots, \end{aligned} \quad (4.38)$$

де

$$\psi_1 = \operatorname{arctg}(\eta \operatorname{tg} \psi_2). \quad (4.39)$$

Після підстановки значень  $\omega_1, \omega_2$  в нерівності (4.38) і нескладних перетворень одержуємо:

$$\begin{cases} l_2 + \frac{\chi_1}{\Omega} \left[ m\pi - \operatorname{arctg} \left( \eta \operatorname{tg} \frac{\Omega l_2}{\chi_2} \right) \right] < L, \\ l_2 + \frac{\chi_1}{\Omega} \left[ (m+0,5)\pi - \operatorname{arctg} \left( \eta \operatorname{tg} \frac{\Omega l_2}{\chi_2} \right) \right] > L, \end{cases} \quad (4.40)$$

де  $m = 0, 1, 2, 3, \dots$   $L = l_1 + l_2$ .

Таким чином, система нерівностей (4.40) визначає положення зони поздовжнього резонансу для бурильної колони, що складається з двох різнорідних ступенів. Оскільки така колона складається з двох ступенів різної жорсткості та маси, вона має складний спектр власних частот, що робить її особливо вразливою. У місці переходу від одного ступеня до іншого (стик труб різного діаметру) виникає концентрація напружень. При переході хвилі через межу двох ступенів частина енергії відбивається, а частина – посилюється, що може створити "стоячу хвилю" саме в районі перехідника, призводячи до його пошкодження та подальшого руйнування.

Як показують сучасні теорія і практика буріння [1÷50], на вертикальних ділянках свердловин дисипація енергії коливань значно нижча, ніж на похило-скерованих, що робить вертикальні ділянки більш схильними до тривалих резонансних коливань. Разом з тим, небезпека резонансу може бути присутня і на похило-скерованих ділянках поблизу КНБК при застосуванні ГОК. Тому для аналізу поздовжнього резонансу обрано чотири компоновки бурильних колон з ГОК для буріння скерованих ділянок свердловин із режимними параметрами: зенітним кутом  $\alpha$ , радіусом викривлення  $R$ , густиною бурового розчину  $\rho_p$ , частотою роботи осцилятора та частотою обертання долота  $n$  (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Параметри компоновок бурильних колон та параметри буріння

Позначення параметру	Од. виміру	Значення для компоновок			
		№1	№2	№3	№4
$l_1$	м	2225	3250	4000	4750
$l_2$	м	200	250	225	250
$F_1$	см <sup>2</sup>	153,9	153,9	126,7	62,1
$F_2$	см <sup>2</sup>	208,8	208,8	173,8	173,8
$E_1$	Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$1,1 \cdot 10^{11}$
$E_2$	Па	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$	$2,1 \cdot 10^{11}$
$\rho_1$	кг/м <sup>3</sup>	7850	7850	7850	4500
$\rho_2$	кг/м <sup>3</sup>	7850	7850	7850	7850
$\alpha$	град	60	70	80	90
$R$	м	500	550	600	500
$\rho_p$	кг/м <sup>3</sup>	1250	1300	1250	1200
$\mu_1$		0,02	0,02	0,03	0,03
$\mu_2$		0,08-0,15	0,15-0,2	0,18-0,25	0,25-0,4
$\nu$	Гц	14	16	18	20
$n$	об/хв	90	60	60	60

Для ефективного процесу буріння КНБК чотирьох компоновок оснащено ГОК. Частота роботи ГОК визначалася технологічними особливостями роботи осцилятора, зенітним кутом та конструктивними особливостями компоновок. Конструктивною особливістю компоновки №4 є те, що до її складу входить ступінь колтюбінгових гнучких труб, виготовлених з титанового сплаву. Для дослідження резонансу компоновок визначимо власні частоти поздовжніх коливань. Для двоступеневої бурильної колони у випадку, коли верхній кінець підвішений, а нижній вільний, кругова частота власних коливань згідно [77, 98, 111] визначається за наступним рівнянням:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_1}{\chi_1}\right) \cdot \operatorname{tg}\left(\frac{\omega l_2}{\chi_2}\right) = \frac{F_1}{F_2}. \quad (4.41)$$

Кількість частот власних коливань може бути нескінченною, тому кожному значенню  $\omega$  для довільного моменту часу  $t$  в довільному перерізі колони з координатою  $s$  відповідатимуть і певні часткові розв'язки рівнянь (4.41), які будуть сумою всіх часткових розв'язків для кожного значення  $\omega$ . За результатами розв'язку рівняння (4.41) у таблиці 4.2 наведено значення власних частот коливань перших трьох форм.

Таблиця 4.2 – Власні частоти поздовжніх коливань

Позначення параметру	Од. виміру	Значення для компонок			
		№1	№2	№3	№4
$\omega_I$	Гц	0,58	0,40	0,32	0,28
$\omega_{II}$	Гц	1,74	1,20	0,97	0,84
$\omega_{III}$	Гц	2,91	2,00	1,62	1,41

Для дослідження можливого резонансу двоступеневої БК зручно проводити шляхом побудови амплітудо-частотних характеристик (АЧХ) (рис. 4.2) [113]. АЧХ бурильної колони дозволяє виявити “небезпечні” частоти, при яких відбувається різке зростання амплітуди вимушених коливань, що може призвести до обриву інструменту. Знаючи АЧХ, буровики можуть обирати такі частоти обертів долота, щоб вийти із зони сильних вібрацій і вберегти бурове обладнання. Графіки АЧХ демонструють залежність амплітуди зміщення від частоти осцилятора та часу, враховуючи зміну фізико-механічних властивостей матеріалів, геометричних параметрів ступенів, режимних параметрів буріння. На графіках (рис. 4.2) видно “гребені” резонансу на частотах, близьких до робочої частоти ГОК. По осі часу спостерігається гармонічний характер коливань, що відповідає характеру роботи ГОК. АЧХ компонок №1 і №2 мають найбільш чітко виражені та

гострі резонансні піки. Це зумовлено тим, що ці компоновки мають однорідну сталеву структуру.

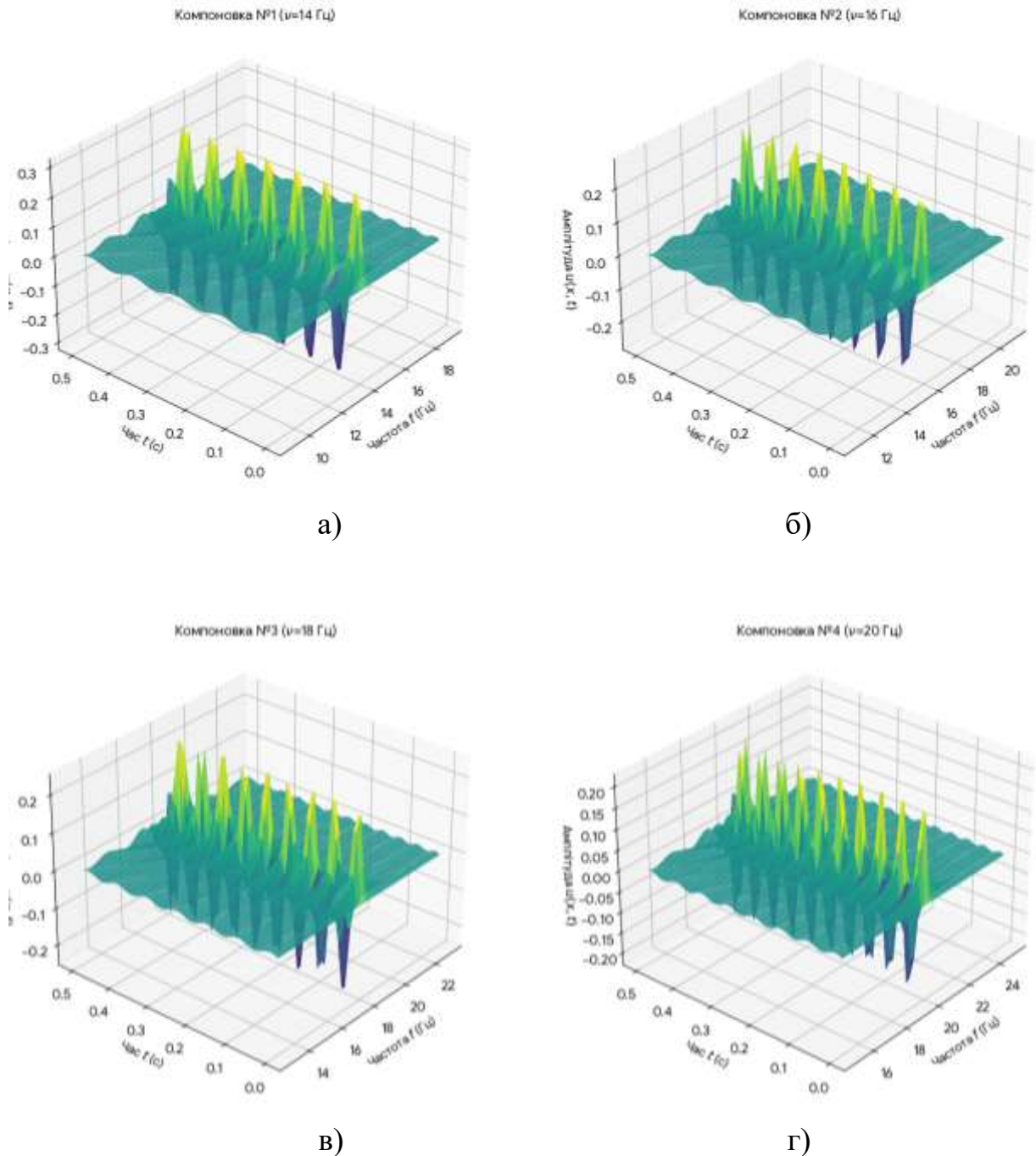


Рисунок 4.2 – АЧХ оцінки резонансу поздовжніх коливань компоновок двоступеневих бурильних колон при бурінні скерованих свердловин; а) №1; б) №2; в) №3; г) №4

При відносно малих довжинах 2225 і 3250м компоновки мають більшу жорсткість. Через низьку дисипацію енергії на цих ділянках виникає критичне зростання амплітуд напружень, що створює високий ризик втомного руйнування металу та аварійних обривів інструменту. При власній частоті 0,58Гц і частоті роботи осцилятора 14Гц АЧХ №1, а також при власній частоті 0,40Гц і частоті осцилятора 16Гц АЧХ компоновки №2 спостерігаються піки з амплітудою зміщення відповідно близько 0,3 і 0,2 ум. од. Для АЧХ компоновки №3 спостерігається явище «розмиття» резонансного піку. Велика довжина (4000м) та значний zenітний кут (80град) призводять до високої дисипації (розсіювання) енергії коливань. Хоча піки менш виражені, резонанс все одно можливий, проте він має менш «ударний» характер порівняно з коротшими колонами. При власній частоті 0,32Гц та частоті осцилятора 18Гц максимальна амплітуда значно нижча, піки не перевищують 0,15 ум. од. На АЧХ компоновки №4 спектр власних частот суттєво зміщений вниз (найнижчі значення власних частот 0,28Гц), використання легкого титанового сплаву для колюбінгової секції та велика загальна довжина (4750м). При високій частоті роботи осцилятора (20Гц) основні резонансні піки мають амплітуду до 0,2, проте спектр дуже насичений, що вказує на специфічну загрозу резонансу на вищих гармоніках (5-й або 6-й моді), що потребує особливої обережності при виборі режимів промивки. Тобто найбільш небезпечними з точки зору амплітуди є резонанси в жорстких сталевих колонах (№1, №2) з нижчими модами, тоді як у надглибоких та легкосплавних системах (№4) головною загрозою є збіг робочих частот із вищими модами власних коливань.

#### 4.4 Чисельно-імітаційне моделювання двоступеневої БК, оснащеної ГОК

Суть чисельно-імітаційного моделювання поздовжніх коливань у такій системі полягає у відстеженні того, як динамічний імпульс від ГОК поширюється вздовж усієї колони та як він допомагає долати сили тертя [12, 13, 18 та ін.]. Ключовими аспектами для поздовжньої динаміки є: механізм поширення поздовжніх хвиль задля створення додаткового динамічного навантаження на долото; динаміка сил тертя; розв'язок хвильових рівнянь; практична цінність моделювання [83, 106, 114].

При моделюванні коливного процесу головним позиціонується механізм поширення поздовжніх хвиль. ГОК генерує періодичні стрибки тиску або механічні удари. Моделювання дозволяє побачити цей процес як хвилю стиску - розтягу, що біжить від вибою до гирла. Модель поздовжніх коливань двоступеневої БК показує, як хвиля проходить через межу розділу різних труб різної жорсткості (наприклад, де важкі ОБТ переходять у ТБТ, а потім – у КГТ). На цих стиках частина енергії відбивається, а частина – проходить далі [77, 98, 106]. Динаміка сил тертя – це головна мета моделювання, оскільки у похило-скерованих свердловинах значна частина КГТ і КНБК із ГОК «лежать» на нижній стінці. Чисельна модель імітує, як мікропереміщення від поздовжніх коливань на мить «відривають» трубу від мертвої точки. Розрахунок переходу від тертя спокою (високий коефіцієнт) до тертя ковзання (нижчий коефіцієнт). Це дозволяє прогнозувати реальну передачу осьового навантаження на долото. Математичне наповнення моделі базується на хвильовому рівнянні, яке розв'язується чисельними методами (найчастіше – скінченних різниць або скінченних елементів [83, 110, 111]. Модель імітує згасання коливань через в'язкість бурового розчину та механічне тертя об породу. На нижньому кінці задається збурення від ГОК

та реакція вибою, на верхньому – жорсткість підвісної системи бурової установки.

Практична цінність моделювання полягає у вирішенні трьох ключових питань:

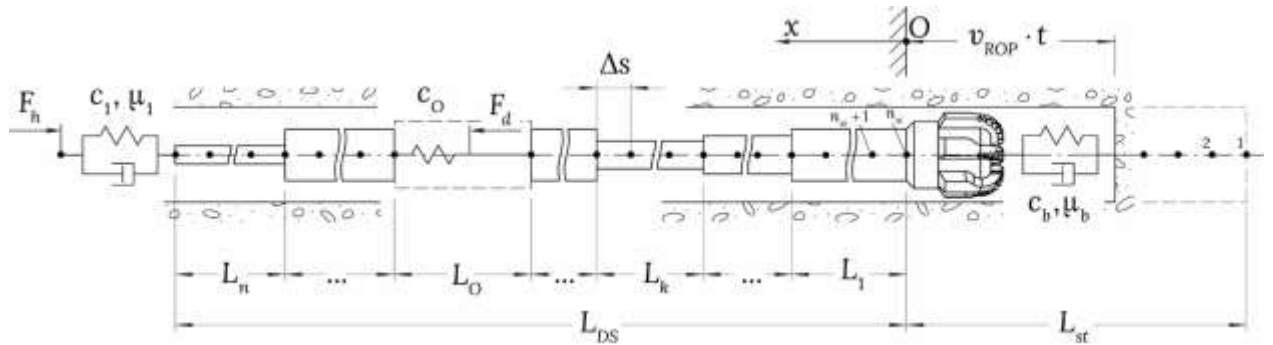
- доведенні енергії коливань від ГОК до ділянки, де виникає найбільше прихоплення, уникаючи критичного “затухання” в КНБК;
- забезпеченні різниці між частотою роботи ГОК із частотою власних коливань БК, з метою уникнення ускладнень та аварійних ситуацій;
- оцінка зменшення сил опору осьовому руху колони при ввімкненні ГОК.

Таким чином, суть чисельно-імітаційного моделювання зводиться до відтворення динамічного “дихання” колони під дією імпульсів ГОК, щоб знайти такий режим роботи, при якому тертя мінімальне, а передача осьового навантаження на долото – максимальна.

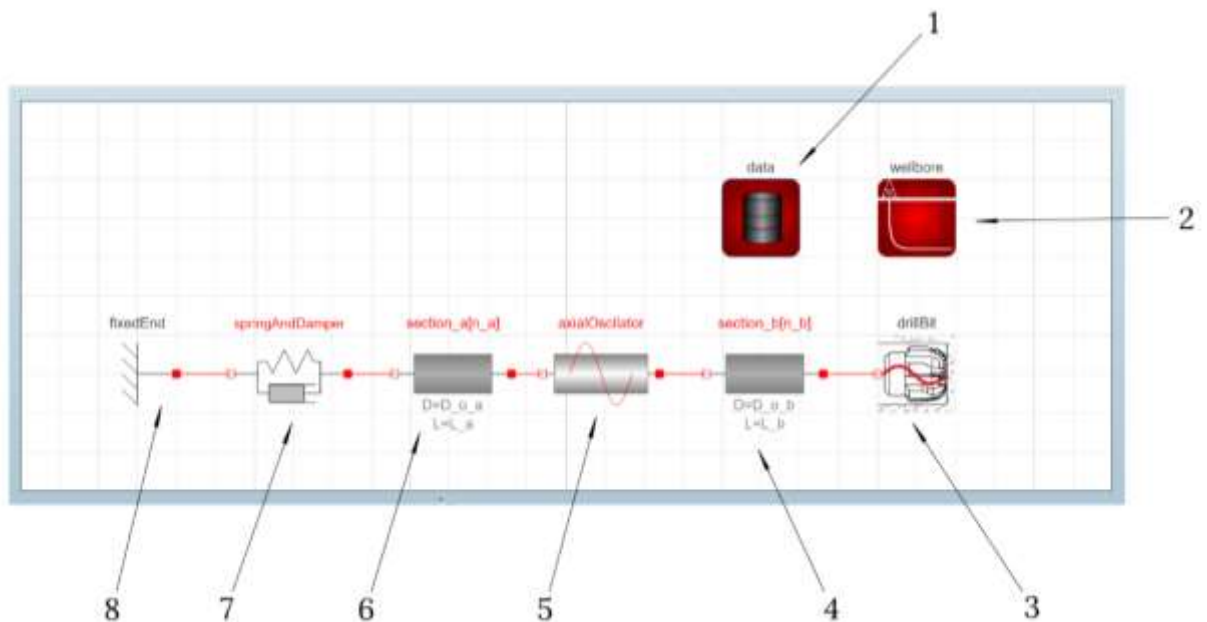
Алгоритм розрахунку сил тертя – це найскладніша частина моделювання, оскільки тертя в свердловині не є постійним. В імітаційному моделюванні використовують нелінійні моделі тертя (найчастіше моделі Кулона-Амонтона та Стрібека з модифікаціями). Головним аспектом моделі є відстеження моменту, коли сумарна сила (статичне навантаження + динамічний імпульс від ГОК) перевищує силу тертя спокою. Як тільки вузол колони починає мінімальний рух (навіть на міліметри), модель миттєво змінює коефіцієнт тертя зі статичного на кінетичний (який значно менший). Програма розраховує контактну силу в кожній точці викривленої свердловини. Для двоступеневої БК це критично, оскільки легша частина КГТ та важча КНБК притискаються по різному [76, 80, 106].

Враховуючи вище описані вимоги, обрано наступні технічні рішення для реалізації методики моделювання. Динамічна модель БК у похило-скерованій свердловині створюється засобами мови моделювання Modelica

[115, 116]. Дана мова дає можливість, окрім прямого опису моделі досліджуваної системи у вигляді системи звичайних диференціально-алгебраїчних рівнянь, створювати моделі складних систем із набору моделей окремих підсистем. БК представляємо у вигляді об'єкта, що складається із двох частин, що поєднані через ГОК (рис. 4.3).



а)



б)

1 – модель задання режимних параметрів буріння; 2 - модель даних свердловини; 3 – модель долота; 4 – секції ОБТ; 5 – модель ГОК; 6 – секції КГТ; 7 – модель в'язкопружної взаємодії; 8 – модель верхнього кінця БК

Рисунок 4.3 – Розрахункова схема (а) та імітаційна модель (б)

двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК+ГОК

Кожна частина БК є складеним пустотілим стрижнем круглого перерізу із розподіленими параметрами по довжині, що не володіє жорсткістю на згин (soft-string модель) та складається із скінченного числа секцій [114, 115]. ГОК моделюємо у вигляді пружного тіла жорсткістю  $c_0$ , до одного кінця якого прикладається динамічна сила  $F_d$  із заданою частотою та амплітудою коливань. Для зменшення затрат часу на імітаційне моделювання в моделі розглядаємо тільки нижню частину БК загальною довжиною  $L_{DS}$ , а відкинута верхня частина замінюється еквівалентним пружно-в'язким тілом з коефіцієнтом жорсткості  $c_1$  та демпфування  $\mu_1$  та прикладеною статичною осьовою силою  $F_h$ . Величина  $L_{DS}$  обирається так, щоб коливання генеровані ГОК повністю згасали на ділянці низу бурильної колони, що розглядається. В кожній частині бурильної колони визначаються секція довжиною  $L_k$  та  $L_m$ , відповідно, величина яких змінюватиметься програмно для змінення місця розташування ГОК. Графічна ілюстрація імітаційної моделі наведена на рисунку 4.3б. До її складу входять: 1 – модель задання режимних параметрів буріння; 2 - модель даних свердловини; 3 – модель долота; 4 – секції ОБТ; 5 – модель ГОК; 6 – секції КГТ; 7 – модель в'язкого-пружної взаємодії; 8 – модель верхнього кінця БК.

Проведемо оцінку результатів імітаційного моделювання коливних процесів під час буріння похило-скерованої свердловини БК компоновкою №3 на проміжку часу  $t_s = 100\text{с}$ , що передбачає вихід БК на усталений режим роботи. Із графіків (рис. 4.4 та 4.5) видно, що усталений режим роботи починає встановлюватись на проміжку часу, починаючи із 15с. Приймавши інтервал визначення середнього значення сумарної величини сил опору та осьової сили на долоті за 10с, оцінимо відмінність отриманих значень для різних моделей на інтервалі  $15 \div 25\text{с}$  та  $90 \div 100\text{с}$ .

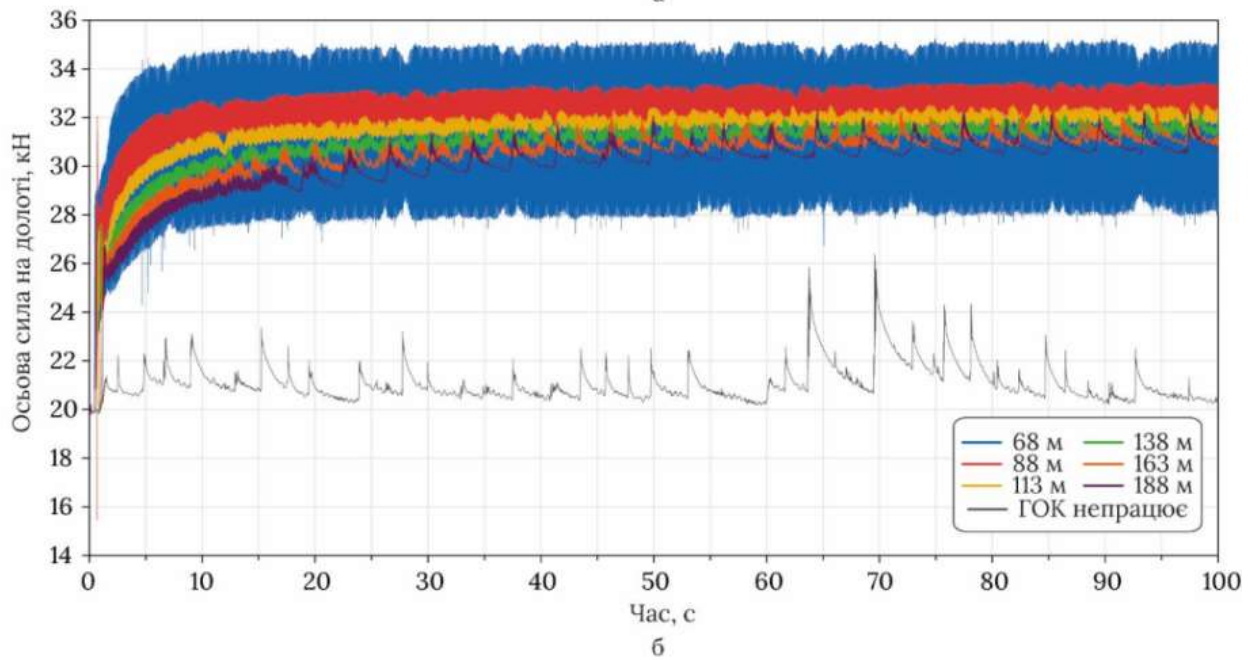
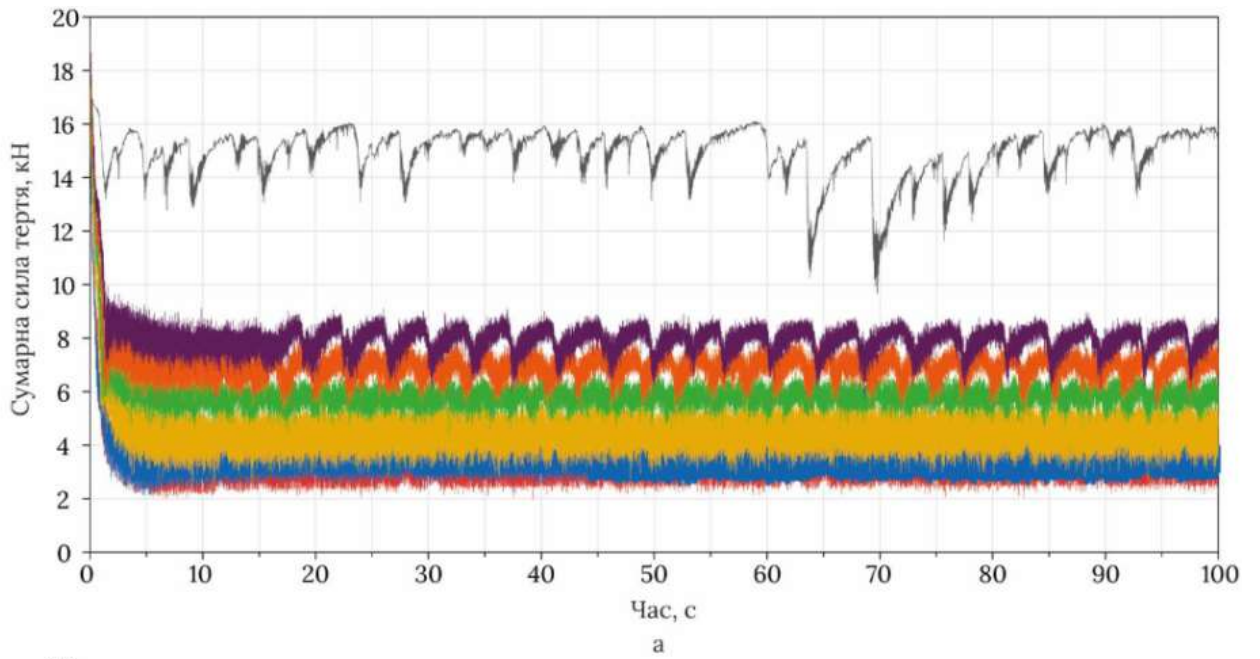


Рисунок 4.4 – Графіки зміни сумарної сили тертя (а) та осьової сили, яка передається до долота (б)

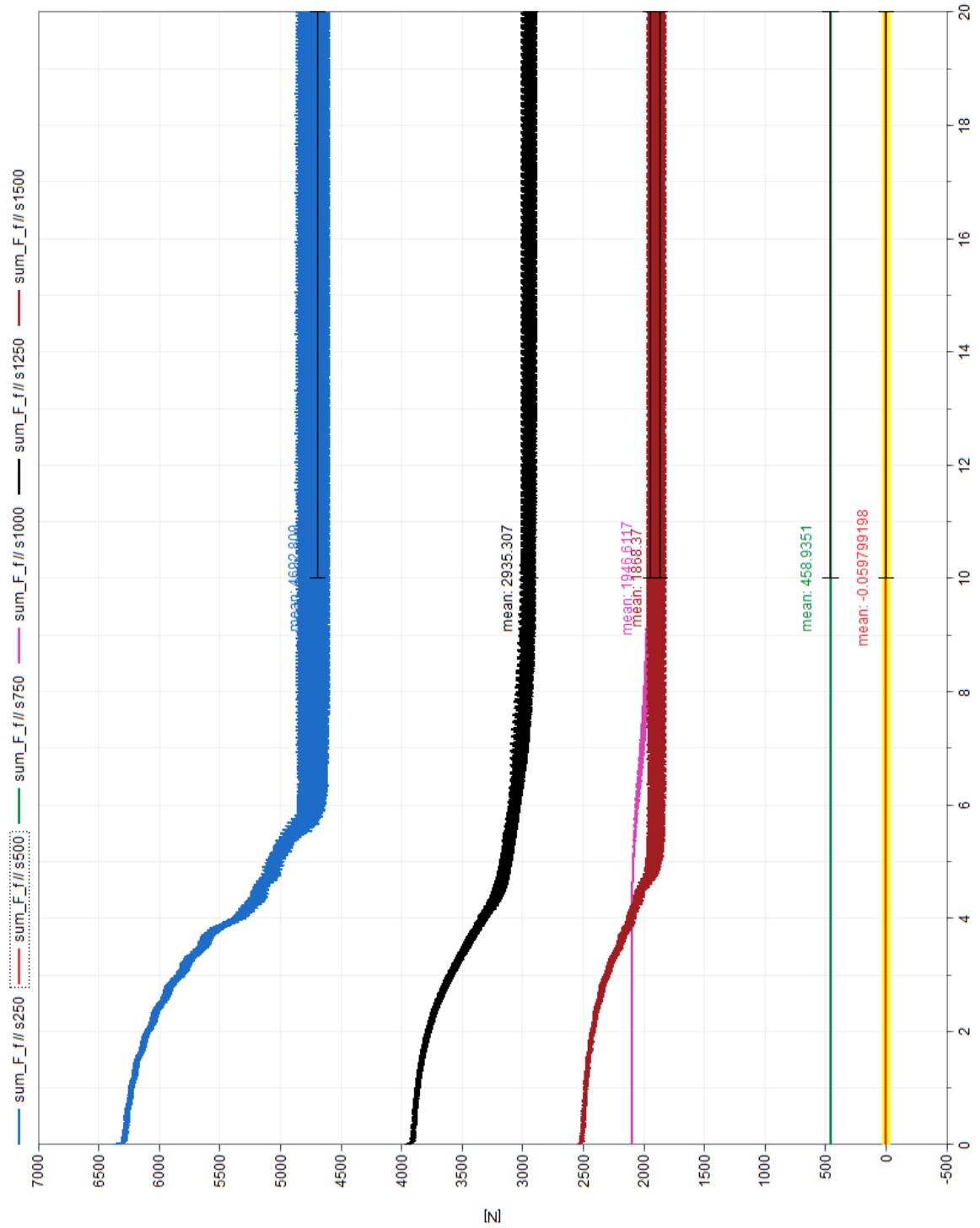


Рисунок 4.5 – Зміна сумарних сил опору в БК на різних етапах буріння

Як свідчать результати досліджень, середнє значення сумарної величини сил опору на ділянці часу 15÷25с відрізняється відзначення на

ділянці часу  $90 \div 100$ с для моделі з розташування ГОК на відстані 88м на 2,2%, 138м на 1,9% та 188м – 0,5%. Для осьової сили на долоті ці значення становлять: 1,3%, 2,8% та 4,5% відповідно. Як бачимо, у випадку роботи ГОК загальні сили тертя БК є значно меншими і стабільними в часі в порівнянні із сумарними силами тертя в БК з відключеним ГОК. На відміну від отриманих значень для БК із включеним ГОК, в БК із відключеним ГОК спостерігаються періодичні зменшення сумарних сил тертя, що відповідає переривчастому проковзуванню КГТ з КНБК похило-скерованою ділянкою свердловини.

Нахил кривих на етапі  $2 \div 6$  секунд стає крутішим при збільшенні кута, оскільки система швидше накопичує критичне значення сил опору (рис. 4.6).

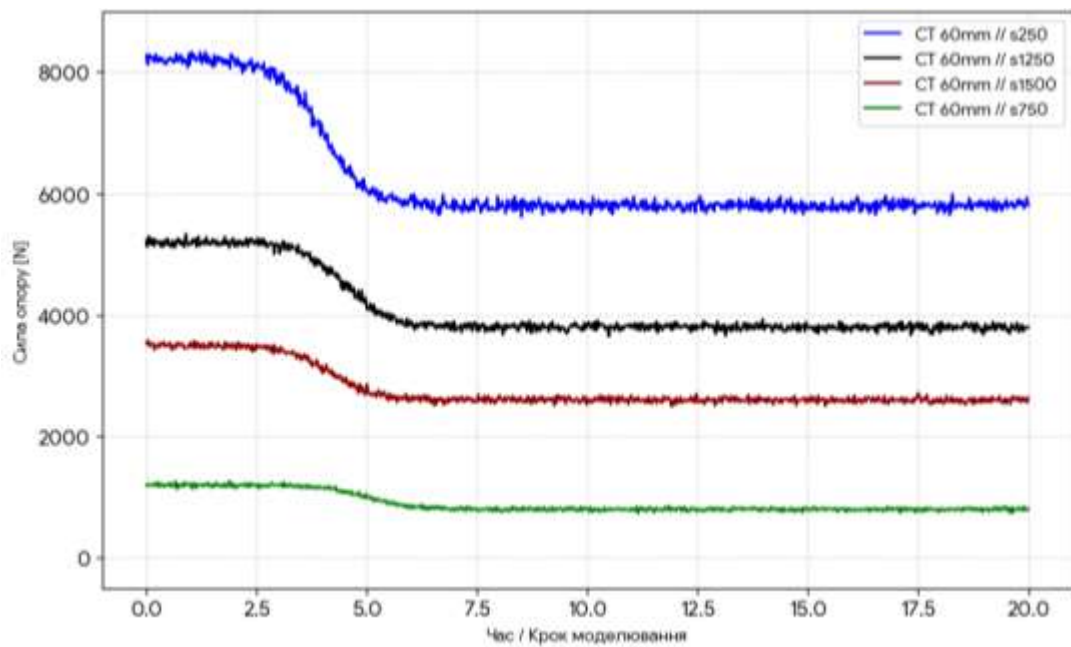


Рисунок 4.6 – Зміна сумарних сил опору в КГТ на різних етапах буріння для кута 60 град

При зміні зенітного кута від  $60^\circ$  до  $90^\circ$  спостерігається зростання нестабільності руху КГТ через високі сили тертя спокою, які доводиться долати всій БК разом із включеним ГОК (рис. 4.7). При  $90^\circ$  сумарні сили опору зростають до  $5500 \div 6000$ Н, що майже вдвічі більше значень при  $60^\circ$  і

пояснюється великою кількістю точок тертя об стінки свердловини деформованої КГТ.

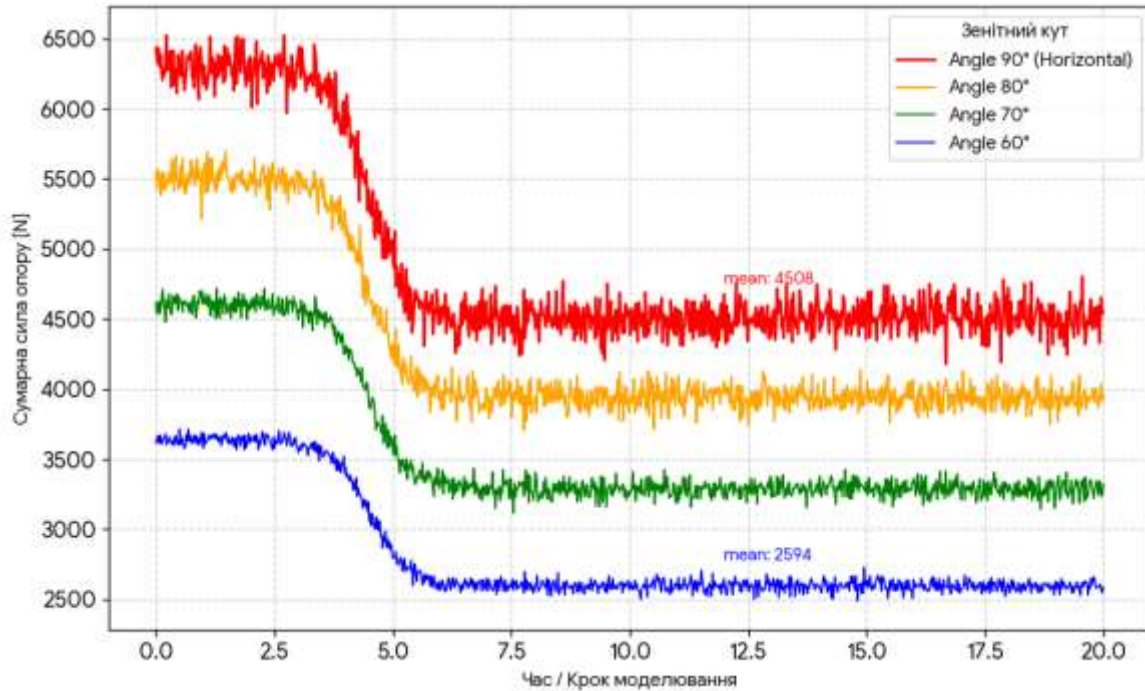


Рисунок 4.7 – Зміна сумарних сил опору в КГТ Ø60мм на різних етапах буріння для зенітних кутів 60, 70, 80, 90град

В силу описаного вище, алгоритм застосування чисельно-імітаційної моделі для двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК+ГОК можемо описати в наступній послідовності:

- 1) провести аналіз досліджуваного об'єкту, встановити усі параметри для його опису;
- 2) виходячи із конструкції БК, синтезувати базову імітаційну модель;
- 3) здійснити необхідні зміни в базовій імітаційній моделі та ввести в неї параметри досліджуваного об'єкту і як результат одержати імітаційну модель для проведення чисельних експериментів;
- 4) за результатами тестового імітаційного моделювання визначити необхідний проміжок часу  $t_e$  для динамічного моделювання, а також

тривалість усталеного режиму роботи  $t_s$ , на якому визначатиметься критерій ефективності ГОК;

5) обрати дискретні значення довжин КГТ для задання різних точок розташування ГОК відносно долота, а також дискретні значення розташування фактичного вибою відносно проектного;

б) задати обрані дані у програму для автоматизації процесу проведення та обробки чисельних експериментів та отримати звіт.

#### 4.5 Техніко-технологічне обґрунтування щодо зменшення сил опору осьовому переміщенню КГТ у складі двоступеневої БК

На основі проведених аналітичних та чисельно-імітаційних досліджень сил опору доповнимо обґрунтування існуючих техніко-технологічних заходів щодо зменшення сил опору осьовому переміщенню перерізів КГТ у стовбурі скерованої свердловини (рис. 4.8).

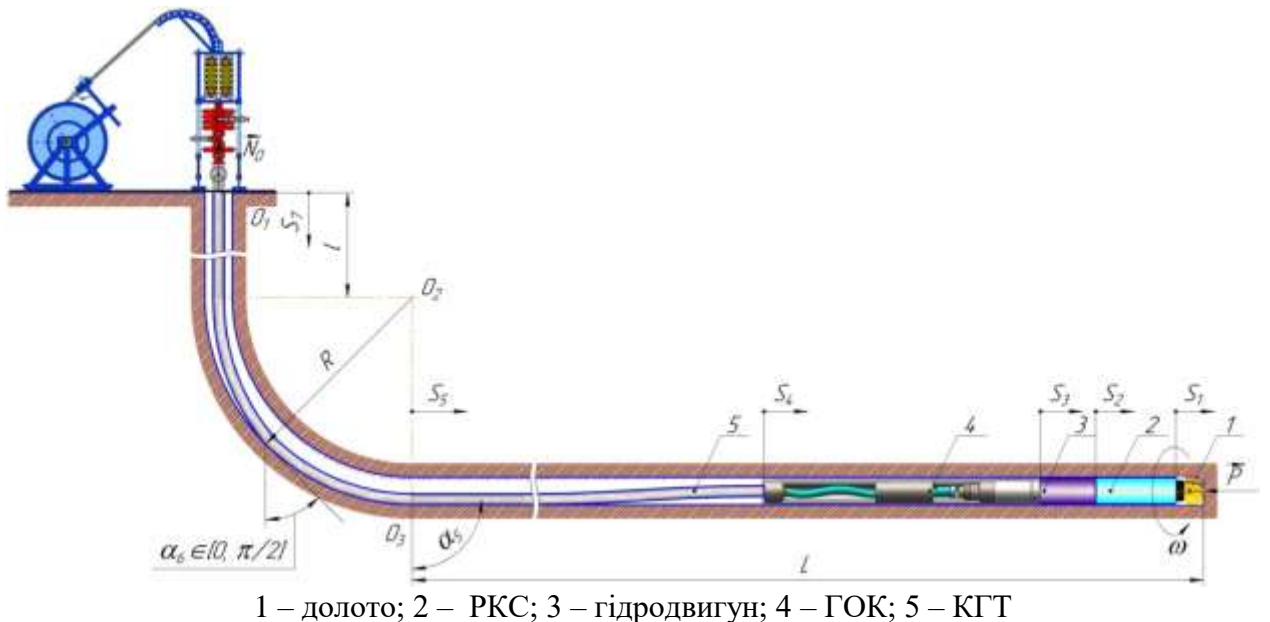


Рисунок 4.8 – Схема осьового переміщення перерізів двоступеневої БК, оснащеної КГТ та КНБК із ГОК

## 1. Триботехнічна модифікація середовища

1.1 Лубрикація. Введення у буровий розчин адсорбційно-активних добавок (змащувальних композицій). Формування на поверхні КГТ стійкої граничної плівки товщиною в декілька мікрон знижує коефіцієнт тертя на 20÷40% і більше, особливо в умовах високих контактних тисків.

1.2 Контроль фази. Мінімізація вмісту піску та шламу в розчині, що запобігає створенню «піщаних пробок» та абразивного опору.

## 2. Застосування внутрішньо свердловинного обладнання

2.1 Активна вібраційна дія (ГОК). Застосування в КНБК гідравлічних осциляторів (наприклад, типу Agitator), які генерують низькочастотні поздовжні імпульси дозволяє мінімізувати площу статичного контакту труби зі стінкою та створює динамічну силу в осьовому напрямі, що важливо для подолання сил тертя спокою.

2.2 Встановлення спеціалізованих роликкових центраторів у певних точках КНБК. Заміна тертя ковзання на тертя кочення дозволяє з меншим опором ефективно проходити криволінійні ділянки свердловин.

## 3. Конструктивна оптимізація КГТ

3.1 Використання КГТ зі змінною товщиною стінки. Важча верхня секція забезпечує необхідне зусилля проштотування, тоді як полегшена та гнучка нижня частина легше проходить ділянки набору кривизни та має менший опір на вигинах.

3.2 Використання КГТ, виготовлених з титанових сплавів для буріння горизонтальних ділянок свердловин з метою зменшення ваги та сил притискання до нижньої стінки свердловини.

3.3 Гідродинамічне “витягування”. Застосування на кінці КГТ реактивних гідромоніторних насадок. Реактивна сила струменя рідини, спрямована в протилежну від руху сторону, створює додаткову тягову силу, яка допомагає

«затягувати» гнучку трубу у горизонтальну ділянку, розтягуючи її та запобігаючи вигину.

#### 4. Попереднє моделювання та моніторинг КГТ

Виконання попереднього розрахунку зусиль та геометрії деформування КГТ. Для цього можна застосовувати, як власні наробки, так і готове спеціалізоване ПЗ (наприклад, Cerberus (NOV), CoilCAT (SLB / Schlumberger, Landmark WELLPLAN (Halliburton), Pegasus (Onyx Engineering) або тандемні симулятори). Це дозволяє вчасно коригувати навантаження та контролювати синусоїдальну та спіральну деформацію КГТ.

#### 4.6 Висновки до розділу 4

Розроблено математичну модель для оцінки поздовжнього резонансу бурильної колони при бурінні скерованих ділянок свердловин. Проведений аналіз амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) та розрахунок власних частот дозволяють виділити наступне.

1. Найбільшу небезпеку з точки зору руйнування становлять короткі сталеві колони (компоновки №1, №2). Через високу жорсткість і низьке розсіювання енергії вони мають найвищі резонансні піки (амплітуда до 0,3). Це створює критичні втомні напруження, що можуть призвести до обриву інструменту вже на перших модах коливань.

2. У глибоких свердловинах (компоновка №3) спостерігається ефект демпфування. Зі збільшенням довжини колони (понад 4000м) та зенітного кута спостерігається позитивний ефект «розмиття» резонансу. Висока дисипація енергії знижує пікові амплітуди (до 0,15), роблячи роботу ГОК більш м'якою, хоча ризик виникнення «стоячих» хвиль залишається.

3. Для колтюбінгових колон (компоновка №4) позитивною є «специфіка легких сплавів». Використання титанових секцій суттєво змінює динамічний

портрет колони, зміщуючи спектр власних частот вниз (0,28Гц). Головною загрозою тут є не основний резонанс, а збіг частоти осцилятора з вищими гармоніками (5-6 мода). Це вимагає особливо точного підбору витрати промивальної рідини.

4. Усталений режим роботи з активованим ГОК (спостерігається після 15-ї секунди моделювання) демонструє значне зменшення амплітуди коливань сил опору в КГТ. Генеруючи динамічні імпульси ГОК забезпечує миттєву зміну коефіцієнта тертя зі статичного на кінетичний, що візуально підтверджується зниженням рівня сил тертя з рівня  $\sim 14 \div 16$  кН до  $\sim 4 \div 10$  кН. Включення ГОК забезпечує зниження амплітуди коливань сил опору до рівня менше 2,2%, що усуває ефект прихоплення труб та гарантує безперервний рух колони в похило-скерованих ділянках.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз моделей деформованого стану та сил опору осьового переміщення КГТ в стовбурі скерованої свердловини. ідентифіковано критичні чинники втрати стійкості КГТ. Визначено, що основним технічним бар'єром для проходження КГТ у горизонтальних ділянках є дія значних сил опору, внаслідок чого відбувається втрата поздовжньої стійкості (синусоїдальний та спіральний буклінг). До прикладу, для стандартних КГТ діаметром 60,3мм критичні навантаження становлять 21,53кН та 60,88кН відповідно.

2. Розроблено моделі визначення площі контакту втискання та мідельного перерізу деформованої ділянки КГТ в стінку скерованої свердловини. Використання методу параметризації та чисельного інтегрування за методом Сімпсона (реалізовано на мовах Maple та Python), а також моделювання у SolidWorks дозволило встановити точні значення площ міделевого перерізу та поверхонь контактування вигнутих ділянок КГТ діаметрами 60,3; 66,7; 70,3 та 88,9мм. Досліджено зміну сил гідродинамічного опору осьовому руху зігнутих КГТ в місцях торкання до стінок свердловини та сил адгезійного прилипання зігнутих КГТ в місцях впирання в стінки свердловини.

3. Удосконалено модель дії зосереджених та розподілених дисипативних сил на деформовану КГТ у скерованій свердловині. Обґрунтовано комплекс силових факторів, що діють на елемент КГТ, включаючи сили власної ваги та інерції, виштовхувальної сили Архімеда, сили контактної взаємодії (модель Кельвіна-Фойгта), сили тертя ковзання (модель Стрібека) та гідродинамічного опору промивальної рідини (формула Морісона). Проведено частотний аналіз за діаграмою Боде, визначено «зону ризику» виникнення автоколиваний при швидкостях ковзання менше 1 м/с та оптимальний діапазон швидкостей 1,2÷2,0 м/с з мінімальним загальним опором. Встановлено, що зі збільшенням довжини КГТ з 2000м до 5000м

спостерігається пропорційне зростання як сили Кулона (з 32кН до 80кН), так і максимальної сили опору (з 47,5кН до 118кН).

4. Розроблено модель поздовжніх коливань двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК. Результати досліджень показують, що для буріння горизонтальних свердловин великої протяжності для КГТ позитивною є специфіка застосування “легких сплавів”. Використання титанових КГТ суттєво зменшує сили опору осьовому переміщенню через меншу в 1,7 рази вагу, ніж у сталі; також змінює динамічний портрет колони, зміщуючи спектр власних частот вниз ( $0,28 \div 0,3$  Гц). Головною загрозою тут є не основний резонанс, а збіг частоти осцилятора з вищими гармоніками ( $5 \div 6$  мода). Це вимагає точного підбору витрати промивальної рідини. Показано, що така БК ефективно гасить високі частоти (спад амплітуди 40дБ після 3Гц), а робоча частота гідравлічного осцилятора ( $16 \div 20$ Гц) знаходиться далеко за межами резонансної зони, що свідчить про стабільність роботи БК.

5. Дано техніко-технологічне обґрунтування щодо зменшення сил опору осьового переміщення КГТ. Воно полягає у триботехнічній модифікації середовища, застосуванні ГОК і обладнання для зменшення тертя, конструктивній оптимізації КГТ, проведенні попереднього моделювання та моніторингу КГТ. Сформульоване обґрунтування включає в себе два важливі положення: комплексну побудову та реалізацію динамічної моделі сил опору, яка описує перехід від тертя спокою до тертя руху у в'язкому середовищі; теоретичне обґрунтування координованого інтегрування та безпосереднього застосування джерел вимушених коливань у місцях трубної колони, на які діють значні сили опору.

6. Результати досліджень у вигляді керівного документу “Методика розрахунку сил гідравлічного опору та адгезійного прилипання при взаємодії трубних колон зі стінками скерованої свердловини”, а також програмні коди мові Maple і Python та числову базу для побудови та дослідження чисельно-імітаційних моделей двоступеневої БК, оснащеної КГТ і КНБК із ГОК передано в Філію “УГВ-Сервіс”.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Поліник М. М., Ясюк В. М., Яремійчук Р. С. Колтюрінг в нафтогазовидобуванні. Львів: Центр Європи, 2014. 336 с.
2. Електронні ресурси компаній: Baker Hughes, Dezhou Shelf Oil Tools, Halliburton, National Oilwell-Varco, Schlumberger, Weatherford.
3. Coiled Tubing Technical Data. GT-100. Global Tubing, 2009.
4. Колтюрінгові технології в нафтогазовидобутку: навч. посіб. / В. Г. Вітрик, М.А. Мислюк, Р.С. Яремійчук та ін. Львів: Центр Європи, 2012. 352с.
5. Технологія і техніка колтюрінгу : навч. посіб. / В. П. Орловський, В. Г. Вітрик, А. М. Понець та ін. Полтава : ПолтНТУ, 2017. 258 с.
6. Довідник з нафтогазової справи / за заг. ред. В. С. Бойка, Р. М. Кондрата, Р. С. Яремійчука. Київ : Львів : Місіонер, 1996. 620 с.
7. Мислюк М. А. Технологія буріння нафтових і газових свердловин: підручник / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич. К. : Інтерпрес ЛТД, 2012. 334 с.
8. Coiled Tubing Solutions. Solve Downhole Problems With Reliable, Cost - Effective Technology.  
[https://www.oilproduction.net/files/coiled\\_tubing\\_handbook.pdf](https://www.oilproduction.net/files/coiled_tubing_handbook.pdf)
9. The posting-buckling analysis and evaluations of limit drilling length for coiled tubing in the sidetrack horizontal well / Yue Qianbei, Jubao Liu, Ligang Zhang, Qiang Zhang. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2018. Vol. 164. P. 559–570. DOI: doi.org.
10. Liljenhjerte J., Nygaard J. V. Evaluating stabilizing initiatives to extend coiled tubing reach. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021. Vol. 205. Art. 108905. 14 p. DOI: doi.org
11. Sound Coiled-Tubing Drilling Practices: Final Report (February – August 2001) / T. Williams, G. Deskins, S. L. Ward, M. Hightower ; Maurer Technology Inc. Houston, 2001. 138 p. (Report / U.S. Department of Energy ; no. TR01-21). DOI: doi.org

12. A model of calculating the circulating pressure loss in coiled tubing ultra-short radius radial drilling / Ma Dongjun, Li Gensheng, Huang Zhongwei, Niu Jilei, Hou Cheng, Liu Mingjuan, Li Jingbin. *Petroleum Exploration and Development*. 2012. Vol. 39, iss. 4. P. 528–533. DOI: doi.org.
13. Zhang N., Tong H. Analysis of Running Ability for Coiled Tubing in Horizontal Wells. *Frontiers in Humanities and Social Sciences*. 2026. Vol. 6, Iss. 3. P. 250–262. DOI: doi.org
14. Dynamic Effect Analysis of the Coiled Tubing-in-riser System Considering the Operation and Environmental Parameters / Wenming Wang, Yi Hao, Zhenyu Wu, Jinchao Fan, Liyun Lao, Yingchun Chen. *Ocean Engineering*. 2020. Vol. 210. Art. 107189. 30 p. DOI: doi.org
15. Alezzi M. M., Khader A., Kader A. S. Torque and Drag Analysis for Horizontal Extended Reach Coiled Tubing Drilling. *Iraqi Journal of Chemical and Petroleum Engineering*. 2024. Vol. 25, no. 2. P. 49–59. DOI: doi.org
16. Coiled Tubing Handbook: Enhancing Productivity / Baker Oil Tools. Houston, (2005). 78 p.
17. Coiled-Tubing Technology (1995-1998): DEA-67 Phase II: Project to develop and evaluate coiled-tubing and slim-hole technology : confidential report TR98-10 / Maurer Engineering Inc. Houston, 1998. 460 p. DOI: doi.org.
18. Mazerov K. Bigger coil sizes, hybrid rigs, rotary steerable advances push coiled tubing drilling to next level. *Drilling Contractor*. 2008. Vol. 64, no. 2. P. 54–60.
19. Frictional Pressure Drop for Gas–Liquid Two-Phase Flow in Coiled Tubing / S. Sun, J. Liu, W. Zhang, T. Yi. *Energies*. 2022. Vol. 15, no. 23. Art. no. 8969. DOI: doi.org
20. Directional drilling with downhole motor on coiled tubing : pat. EP 0 571 045 B1 European Patent Office. № 93201434.3 ; fil. 19.05.1993 ; publ. 19.08.1998. 16 p. DOI: doi.org

**21.** Liljenherte J., Nygaard J. V. Stabilizing initiatives to extend reach of coiled tubing: From force analysis to stability maps. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2021. Vol. 205. Art. no. 108905. DOI: doi.org

**22.** Oyedokun O. I. Extending the reach of coiled tubing in directional wells with downhole motors : Thesis master of science : 19.05.1993. College Station, Texas, 2013. 103 p. DOI: doi.org

**23.** Newman K., Kelleher P., Smalley E. Friction Reduction for Microhole CT Drilling : Final Technical Report (April 1, 2005 – March 31, 2007) / CTES, L.P. Conroe, TX, 2007. 35 p. (DOE Award Number: DE-FC26-05NT15485). DOI: doi.org

**24.** Cox R. J., Li J., Lupick G. S. Horizontal Underbalanced Drilling of Gas Wells with Coiled Tubing. *SPE Drilling & Completion*. 1999. Vol. 14, no. 1. P. 3–10. DOI: doi.org

**25.** Study on Sinusoidal Post-Buckling Deformation of Coiled Tubing in Horizontal Wells Based on the Separation Constant Method / Z. Li, L. Chen, Y. Zhong, L. Wang. *Machines*. 2023. Vol. 11, iss. 5. Art. no. 563. DOI: doi.org

**26.** Nedjah A., Ansel L. Fundamentals And Techniques of coiled tubing drilling CTD: Thesis to obtain Master's degree : Speciality: Drilling / University of Kasdi Merbah Ouargla. Ouargla, 2025. 86 p.

**27.** Study on helical post-buckling of motional coiled tubing in horizontal wells / Z. Li, L. Chen, F. Yuan, L. Zhao. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2025. Vol. 15. Art. no. 111. DOI: doi.org

**28.** Electric Coiled Tubing Drilling: A Smarter CT Drilling System / D. R. Turner, T. W. R. Harris, M. Slater, M. A. Yuratich, P. F. Head. *SPE/IADC Drilling Conference (Amsterdam, Holland, 9–11 March 1999)*. Richardson, TX : SPE, 1999. 13 p. SPE/IADC 52791. DOI: doi.org

**29.** Improving Post-Stimulation Coiled Tubing Drillout / K. A. Asafa, B. T. Williams, A. Gonzalez, M. T. Wiskofske. *SPE/ICoTA Coiled Tubing & Well Intervention Conference & Exhibition (The Woodlands, Texas, USA, 25-26 March 2014)*. Richardson, TX : SPE, 2014. 25 p. SPE 168290. DOI: doi.org

**30.** Analytical studies of bottom hole assembly dynamics in directional well while drilling with coiled-tubing system / L. Z. Zainagalina, E. Ya. Zinatullina, A. R. Safiullina. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021. Vol. 1064, iss. 1. Art. no. 012076. DOI: doi.org.

**31.** Сиротюк А., Витязь О., Ззя Я. Корозійно-втомна пошкоджуваність гнучких труб колтнубінгових установок: методи та підходи до оцінювання. *Mining of Mineral Deposits*. 2017. Vol. 11, iss. 4. P. 96–103. DOI: doi.org

**32.** Zhang J., Wang L., Zhao Y. Synergistic effect of graphene and carbon nanotubes on the mechanical and thermal properties of epoxy-based nanocomposites. *Materials Today Communications*. 2025. Vol. 42. Art. 113454. DOI:

**33.** Corrosion resistance of steel for coiled tubing units / A. Syrotyuk, O. Vytyaz, R. Leshchak, J. Ziaja. *E3S Web of Conferences*. 2021. Vol. 230. Art. no. 01018. DOI: doi.org

**34.** Витязь О. Ю. Розвиток наукових основ оцінки роботоздатності колон бурильних та гнучких труб : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.12 / Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2021. 40 с. DOI: doi.org

**35.** Jaculli M. A., Mendes J. R. P., Miura K. Dynamic buckling with friction inside directional wells. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2017. Vol. 153. P. 145–156. DOI: doi.org

**36.** Method and apparatus for monitoring of downhole dynamic drag and torque of drill-string in horizontal wells / Y. Liu, T. Ma, P. Chen, C. Yang. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2018. Vol. 164. P. 320–332. DOI: doi.org

**37.** Гайдайчук В. В., Левківська Л. В., Лазарева М. В. Прогнозування закритичної поведінки бурильних колон у горизонтальних свердловинах. *Опір матеріалів і теорія споруд*. 2023. Вип. 110. С. 118–130. DOI: doi.org

**38.** Chodankar A. D., Seibi A. A Comprehensive Fluid Coupled Lateral Drill String Vibration Model Based on Classical Vibration Theories. *Proceedings of the ASME 2018 Dynamic Systems and Control Conference (Atlanta, Georgia, USA, September 30-October 3, 2018)*. Atlanta, 2018. Vol. 1. Art. no. DSCC2018-8902. DOI: doi.org

**39.** Sampaio Jorge Hygino Braga Junior. A mathematical model for mechanical buckling of drillstrings within curved bore-holes : Thesis doctor of philosophy (Petroleum Engineering) : 23.10.1996 / Colorado School of Mines. Golden, Colorado, 1996. 353 p. DOI: doi.org

**40.** Menand S. Borehole Tortuosity Effect on Maximum Horizontal Drilling Length Based on Advanced Buckling Modeling. *AADE-13-FTCE-21: 2013 AADE National Technical Conference and Exhibition (Oklahoma City, OK, February 26-27, 2013)*. Oklahoma City, 2013. 13 p. DOI: doi.org

**41.** Dong G., Chen P. A Review of the Evaluation, Control, and Application Technologies for Drill String Vibrations and Shocks in Oil and Gas Well. *Shock and Vibration*. 2016. Vol. 2016. Art. ID 7418635. 34 p. DOI: doi.org

**42.** Tian J., Wei L., Zhang T. Dynamic Research and Experimental Analysis of a New Downhole Drilling Tool. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2019. Vol. 44, iss. 12. P. 10425–10438. DOI: doi.org

**43.** Analysis of nonlinear vibration of lateral-torsional coupling for drill string in deviated well / Z. Tao, Y. Meng, Q. Feng, K. Yang, W. Kang, X. Huang, P. Fang. *Journal of Vibroengineering*. 2024. Vol. 26, iss. 7. P. 1584–1599. DOI: doi.org

**44.** Ke C., Song X. Down-Hole Directional Drilling Dynamics Modeling Based on a Hybrid Modeling Method With Model Order Reduction. *Journal of Energy Resources Technology*. 2021. Vol. 143, iss. 11. Art. no. 112201. DOI: doi.org

**45.** Nonlinear dynamics of directional drilling with fluid and borehole interactions / Q.-T. Tran, K.-L. Nguyen, L. Manin, M.-A. Andrianoely, R. Dufour,

M. Mahjoub, S. Menand. *Journal of Sound and Vibration*. 2019. Vol. 462. Art. no. 114924. DOI: doi.org

**46.** Азюковський О. О., Коровяка Є. А., Ігнатів А. О. Буріння та експлуатація нафтових і газових свердловин у складних умовах : монографія. Дніпро : Журфонд, 2023. 159с. DOI: doi.org

**47.** Jing J., Liu W., Zhou Y. A feasible study for the working mechanism and parameter optimization of the agitator. *Advances in Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 11, no. 5. P. 1–10. DOI: doi.org

**48.** Kinetic characteristics analysis of a new torsional oscillator based on impulse response / J. Tian, Y. Yang, L. Dai, X. Lin. *Archive of Applied Mechanics*. 2018. Vol. 88, no. 10. P. 1877–1891. DOI: doi.org

**49.** Vibration analysis of new drill string system with hydro-oscillator in horizontal well / J. Tian, Z. Yang, Y. Li, L. Yang, C. Wu, G. Liu, C. Yuan. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30, no. 6. P. 2443–2451. DOI: doi.org.

**50.** Vibration characteristics analysis and experimental study of new drilling oscillator / J. Tian, S. Hu, Y. Li, Z. Yang, L. Yang, X. Cai, Y. Zhu, C. Fu. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016. Vol. 8, no. 6. P. 1–10. DOI: doi.org.

**51.** Research on the influence factors of hydraulic oscillator on drag reduction efficiency in horizontal well drilling / Ni Weijun, Yang Guohao, Ma Chengyun, Liu Gang, Ma Fei, Zhao Kai. *Measurement and Control*. 2024. Vol. 57, Iss. 7. P. 871–878. DOI: doi.org

**52.** Мохній І. Ю., Чудик І. І. Науково-практичні основи застосування колони гнучких труб у скерованих свердловинах. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. № 3 (84). С. 18–23.

**53.** Design Method and Mechanical Analysis of Gripping Mechanism of Drilling Robot / C. He, J. Zhao, Z. Li et al. *Arabian Journal for Science and Engineering*. 2021. Vol. 47. P. 1133–1145. DOI: doi.org

**54.** Залюбовський М. Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей: монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк, В. В. Малишев. Київ : Талком, 2018. 188 с.

**55.** Сучасні аспекти трибології у транспортних засобах: монографія / О. Добровольський, В. Малишев, Г. Калачнюк та ін. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2016. 212с.

**56.** Слободянюк О. В. Механіка: навч. посіб. / О. В. Слободянюк. Київ : ВПЦ «Київський університет», 2016. 351 с.

**57.** Persson B. N. J. Sliding Friction: Physical Principles and Applications / B. N. J. Persson. 2nd ed. Berlin ; Heidelberg : Springer, 2000. 519 p. (Nanoscience and technology).

**58.** Ke C., Song X. Down-Hole Directional Drilling Dynamics Modeling Based on a Hybrid Modeling Method With Model Order Reduction. *Journal of Energy Resources Technology*. 2021. Vol. 143, iss. 11. Art. no. 112201. DOI: doi.org

**59.** Sampaio Jorge Hygino Braga Junior. A mathematical model for mechanical buckling of drillstrings within curved bore-holes : Thesis doctor of philosophy (Petroleum Engineering) : 23.10.1996 / Colorado School of Mines. Golden, Colorado, 1996. 353 p. DOI: doi.org

**60.** Study on helical post-buckling of motional coiled tubing in horizontal wells / Z. Li, L. Chen, F. Yuan, L. Zhao. *Journal of Petroleum Exploration and Production Technology*. 2025. Vol. 15. Art. no. 111. DOI: doi.org

**61.** Study on Sinusoidal Post-Buckling Deformation of Coiled Tubing in Horizontal Wells Based on the Separation Constant Method / Z. Li, L. Chen, Y. Zhong, L. Wang. *Machines*. 2023. Vol. 11, iss. 5. Art. no. 563. DOI: doi.org

**62.** Study on Sinusoidal Post-Buckling Deformation of Coiled Tubing in Horizontal Wells Based on the Separation Constant Method / Z. Li, L. Chen, Y. Zhong, L. Wang. *Machines*. 2023. Vol. 11, iss. 5. Art. no. 563. DOI: doi.org

**63.** Zhang N., Tong H. Analysis of Running Ability for Coiled Tubing in Horizontal Wells. *Frontiers in Humanities and Social Sciences*. 2026. Vol. 6, Iss. 3. P. 250–262. DOI: doi.org

**64.** Чудик І. І., Юрич А. Р., Козлов А. А. Врахування каверно- і жолобоутворення при проектуванні неорієнтованих КНБК. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. №2(23) 2007. С. 45-50.

**65.** Чудик І. І. Узагальнена методика розрахунку енергетичних витрат при роботі неорієнтованих компоновок низу бурильної колони для роторного способу буріння. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2013. № 2(35). С.121-128.

**66.** Ja. Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inertial properties of the range of the drill string in its rotation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. №1/7 (97). P. 6-14.

**67.** Гриджук Я.С., Чудик І.І., Слабий О.О., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Про аналітичне визначення площі зони контактування прогнутної ділянки бурильної колони із стінкою свердловини. *III Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту 2023”*, Вінниця. 1-3 червня 2023р. С. 63-65. [15173 \(vntu.edu.ua\)](https://vntu.edu.ua)

**68.** Handbook of Computer Aided Geometric Design / ed. by G. Farin, J. Hoschek, M.-S. Kim. Amsterdam : North-Holland ; Elsevier Science B.V., 2002. 825 p. ISBN 0-444-51104-0. DOI: doi.org

**69.** Rovenski V. Modeling of Curves and Surfaces with MATLAB®. New York ; Dordrecht ; Heidelberg ; London : Springer Science + Business Media, LLC, 2010. 447 p. (Springer Undergraduate Texts in Mathematics and Technology; vol. 7). DOI: doi.org.

**70.** Дубовик В.П., Юрик І.І. Вища математика: навч. посіб. для студ. вищ. навч. зак. Київ: Ігнатекс-Україна., 2013. 648с.

**71.** Розробка методів чисельного розрахунку та оптимізації гідродинамічних характеристик шпаринних і лабіринтних ущільнень та дослідження їх впливу на динаміку роторів відцентрових машин : звіт про НДР (заключ.) / СумДУ ; керівн. В. А. Марцинковський; викон.: А. В.

Загорулько (та ін.). Суми, 2010. 220 с. № держреєстрації 0109U001385. DOI: doi.org.

**72.** Аналіз впливу гідродинамічних сил, які діють у вузьких зазорах ущільнень та опор, на підвищення енергоефективності та зниження шкідливих викидів і вібрацій відцентрових машин : звіт про НДР (остаточний) / СумДУ ; керівн. А. В. Загорулько ; викон.: С. М. Гудков (та ін.). Суми, 2022. 242 с. № держреєстрації 0120U102004. DOI: doi.org

**73.** Орловський В. М., Білецький В. С., Сіренко В. І. Буріння нафтових і газових свердловин : підручник. Львів : Новий Світ-2000, 2024. 408 с. (Серія «Бібліотека Гірничої енциклопедії»). ISBN 978-966-418-488-2. DOI: doi.org

**74.** Чудик І. І. Вдосконалення методики проектування неорієнтованих компоновок низу бурильної колони: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Чудик Ігор Іванович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2005. 19 с.

**75.** Hongyuan Qiu. Investigation on Dynamics of Drillstring Systems from Random Viewpoint. A Dissertation submitted to the School of Graduate Studies in partial fulfilment of the requirements for the degree of Doctor of Philosophy. Department of Oil and Gas Engineering. Memorial University of Newfoundland. 2023. 228p.

**76.** Лівінський А. М. Удосконалення технології буріння скерованих свердловин суміщеним способом: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.15.10 "Буріння свердловин": Дата захисту 29.11.19 / А. М. Лівінський. Івано-Франківськ, 2019. 158с.

**77.** Мойсишин В. М. Основи механіки бурильної колони при поглибленні свердловин роторним способом : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Мойсишин Василь Михайлович ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1996. 50с.

**78.** Чудик І. І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-

ра техн. наук: спец. 05.15.06 "Розробка нафтових та газових родовищ" / Чудик Ігор Іванович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 34с.

**79.** Гриджук Я.С. Розвиток наукових основ інжинірингу динамічних процесів трубних та штангових колон при бурінні та експлуатації свердловин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.12 "Машина нафтової і газової промисловості" / Я. С. Гриджук ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2020. 36 с.

**80.** Витязь О.О. Розвиток наукових основ оцінки роботоздатності колон бурильних та гнучких труб. автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.12 "Машина нафтової і газової промисловості" / О. Ю. Витязь ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2021. 36 с.

**81.** Чудик І.І., Лівінський А.М., Аль Танакчі А., Пастух А.М., Нурузаде Е. Оцінка конструктивних параметрів орієнтованих компоновок для забезпечення їх проходження в стовбурі скерованої свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2019. № 1. С. 18-25.

**82.** Чудик І.І., Лівінський А.М., Аль Танакчі А., Пастух А.М. Особливості застосування орієнтованих КНБК у процесі буріння скерованих свердловин. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2019. № 1. С. 17-24.

**83.** Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі, Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Сучасні тенденції комп'ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. *XII Міжнародна науково-технічна конференція "Прогресивні технології в машинобудуванні"*. 5-9 лютого 2024 р. Івано-Франківськ – Яремче. [ZbE\\_PTME2024\\_погодж 31-01.pdf - Google Диск](#)

**84.** Blum David. (2021, March 29). *Introduction to Modelica modeling for building systems* [Workshop presentation]. MIT, Lawrence Berkeley National Laboratory.

<https://simulationresearch.lbl.gov/modelica/downloads/workshops/2021-03-29-mit/IntroductionToModelicaModelingForBuildingSystems.pdf>.

**85.** Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі Ахмед, Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Дослідження деформованого стану бурильної колони, що обертається на ділянці похилої свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2023. № 2. С. 38-52. [https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2\(40\)-38-52](https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2(40)-38-52)  
<http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9378>

**86.** Можаровський М.С. Теорія пружності, пластичності і повзучості: Підручник / М.С. Можаровський. К.: Вища шк., 2002. 308 с.

**87.** В. С. Дідковський, К. С. Дрозденко. Основи аналітичної механіки та теорії коливань. Київ КПІ ім. Ігоря Сікорського 2023. 149с.

**88.** Sparks C. P. The Influence of Tension, Pressure and Weight on Pipe and Riser Deformations and Stresses. *J. Energy Resour. Technol.* 1984: Vol. 106. P. 46–54. DOI: 10.1115/1.3231023.

**89.** SAMUEL R., KUMAR A. EFFECTIVE FORCE AND TRUE FORCE. IADC/SPE DRILLING CONFERENCE AND EXHIBITION HELD, SAN DIEGO, CALIFORNIA, USA, 6–8 MARCH. SPE, 2012. P. 1–9. DOI: 10.2118/151407-MS.

**90.** Sumer B. M., Fredsøe J. Hydrodynamics around cylindrical structures. Singapore. London: *World Scientific Publishing*, 2006: Vol. 26: Advanced series on ocean engineering. 530 p. ISBN: 9812700390.

**91.** Bai Y., Bai Q. Subsea pipelines and risers. Amsterdam. London: Elsevier, 2005. 841 p. ISBN: 0-080-4456-67.

**92.** Meyer G. H. The time-discrete method of lines for options and bonds. New Jersey: *World Scientific Pub*, 2015. 269 p. ISBN: 978-981-4619-67-7.

**93.** Schiesser W. E., Griffiths G. W. A compendium of partial differential equation models. Cambridge. New York: Cambridge University Press, 2009. 474 p. ISBN: 0511576277.

**94.** Ayoub, N. (n.d.). *MATLAB programming*.  
[https://ayouty.com/4AI/MATLAB/MATLAB\\_PROG.pdf](https://ayouty.com/4AI/MATLAB/MATLAB_PROG.pdf).

**95.** Tao, Z., Meng, Y., Feng, Q., Yang, K., Kang, W., Huang, X., & Fang, P. (2024). Analysis of nonlinear vibration of lateral-torsional coupling for drill string in deviated well. *Journal of Vibroengineering*, 26(7), 1584–1601. <https://doi.org/10.21595/jve.2024.24140>

**96.** Kropyvnytska, V., Humeniuk, T., Sabat, N., & Sementsov, G. (2018). Analysis of amplitude-phase functions of the drill string as a component of automation system. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1/2(91), 48–58. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.120544>

**97.** Liu, W., Song, M., Xu, Z., & Zhang, X. (2014). Gap element method of longitudinal vibration of drill string. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, 6(7), 1523–1530.

**98.** Гоголь, В. І. Дослідження поздовжніх, крутильних і згинальних коливань бурильної колони / В. І. Гоголь, П. І. Огородніков, В. М. Світлицький // *Нафтогазова галузь України*. 2013. № 6. С. 5-8.

**99.** Chen, J., Yang, L., Huang, Q., Zhang, W., Qiao, J., Zhang, X., & Jiang, D. (2025). Dynamic analysis of drill string vibration enhanced by neural network based models. *Geoenergy Science and Engineering*, 246, Article 213618. <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2024.213618>

**100.** Kudaibergenov, A., Kudaibergenov, A., & Khajiyeva, L. (2017). On resonance regimes of drill string nonlinear dynamics. *AIP Conference Proceedings*, 1872(1), Article 020007. doi.org.

**101.** Kudaibergenov, Askat K., Kudaibergenov, Askar K., & Khajiyeva, L. A. (2025). The effect of a supersonic gas flow on resonance regimes of drill string nonlinear vibrations. *WSEAS Transactions on Fluid Mechanics*, 20, 10–19. doi.org

**102.** Liu, D., Huang, X., Deng, K., Fang, P., Yan, H., Li, C., & Cai, K. (2025). Research on friction characteristics of drill string in whole well section of gas drilling based on finite element method. *Journal of Vibroengineering*, 27(3), 567–581. doi.org

**103.** Yuan, H., Dong, G., Chen, Y., Wang, Q., & Mi, G. (2022). The vibration modal characteristics of drillstring in compound drilling. *Journal of Physics: Conference Series*, 2208(1), Article 012006. doi.org

**104.** Han, C., Yan, T., Zhang, Y., & Wang, Q. (2013). Longitudinal harmonic response analysis of drill string in deep well by using ANSYS. *Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology*, 6(20), 3815–3819.

**105.** Мохній І. Ю., Чудик І. І. Науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах. *Modern research in world science. Proceedings of IV International Scientific and Practical Conference Lviv, Ukraine 10-12 July 2022*. С. 276-281.

**106.** Bembenek, M., Grydzhuk, Y., Gajdzik, B., Ropyak, L., Pashechko, M., Slabyi, O., Al-Tanakchi, A., & Pryhorovska, T. (2024). An analytical–numerical model for determining “drill string–wellbore” frictional interaction forces. *Energies*, 17(2), 301. doi.org (p. 1)

**107.** Hrydzhuk, Ya. S., Slabyi, O. O., Al-Tanakchi, A., Kondur, T. I., & Mokhniy, I. Yu. (2023). Doslidzhennia deformovanoho stanu burylnoi kolony, shcho obertaietsia na diliansi pokhyloi sverdlovyny (Investigation of the deformed state of a rotating drill string in an inclined well section). *Naftohazova enerhetyka*, 2(40), 38–52. doi.org.

**108.** Grydzhuk, Ja., Chudyk, I., Velychkovych, A., & Andrusyak, A. (2019). Analytical estimation of inertial properties of the curved rotating section in a drill string. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(7(97)), 6–14. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154827>

**109.** Yang, Y., Huang, F., Yan, D., Liao, H., & Niu, J. (2024). Dynamics study of hot dry rock percussive drilling tool based on the drill string axial vibration. *Geoenergy Science and Engineering*, 242, 213599. <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2024.213599>

**110.** O. Slabyi, Y. Grydzhuk, T. Kondur, I Mokhniy. Features of the drill string model construction with axial vibration oscillator. *XIV Міжнародна науково-технічна конференція “Прогресивні технології в машинобудуванні*

*ATME 2026*". 9-13 лютого 2026 р. Івано-Франківськ – Яремче. С. 58-59.  
DOI: <https://doi.org/10.31713/MCIT.2024.074>

**111.** Гриджук Я.С., Чудик І.І., Слабий О.О., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Математична модель оцінки поздовжнього резонансу бурильної колони для буріння скерованих ділянок свердловин. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2026. № 3 (301). С. 50–64. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2026-301-3-50-64>

**112.** Коливання стержнів, пластин та оболонок [Електронний ресурс]: підручн. для студ. спец. 131 “Прикладна механіка” / А. Є. Бабенко, О. О. Боронко, Я. І. Лавренко, С. І. Трубачев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові данні (1 файл: 10,28 Мбайт). Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. 252 с.

**113.** Бабенко А.Є Коливання неконсервативних механічних систем: Монографія / А.Є.Бабенко, О.О.Боронко, Я.І.Лавренко, С.І.Трубачев. Нац.техн.ун-т України “КПІ імені Ігоря Сікорського”. Київ: 2020. 153с.

**114.** Гриджук Я.С., Мохній І.Ю. , Кондур Т.І., Слабий О.О., Царук В.Ф. Модель взаємодії орієнтованої компоновки низу бурильної колони із стінками свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2024. № 2(42). С. 61-70. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-61-70](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-61-70)

**115.** Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Імітаційна модель бурильної колони з установленим генератором осьових коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. № 3(88). С. 49-60. ISSN 1993-9973. e-ISSN 2415-332X. <https://doi.org/10.69628/pdogf/3.2023.49>

**116.** Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю., Царук В.Ф., А.Б. Михайлів. Визначення оптимального місця розташування генератора осьових коливань в бурильній колоні. *Нафтогазова енергетика*. 2024 №1 (41) С. 86-95. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1\(41\)-86-95](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1(41)-86-95)

## ДОДАТОК А

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
НАФТИ І ГАЗУ

“ЗАТВЕРДЖЕНО”



Директор Філії “УТВ-Сервіс”

Ігор МОХНІЙ

“6” листопада 2024р

### МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ СИЛ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ТА АДГЕЗІЙНОГО ПРИЛИПАННЯ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ ТРУБНИХ КОЛОН ЗІ СТІНКАМИ СКЕРОВАНОЇ СВЕРДЛОВИНИ

“ПОГОДЖЕНО”



Ректор ІФНТУНГ

Ігор ЧУДИК

“22” листопада 2024р

Івано-Франківськ, 2024

**1 РОЗРОБЛЕНО:**

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

**РОЗРОБНИКИ:**

**Чудик І. І.**, професор, доктор технічних наук, ректор ІФНТУНГ;

**Гриджук Я.С.**, професор, доктор технічних наук, ІФНТУНГ;

**Слабий О.О.**, докторант, кандидат технічних наук, ІФНТУНГ;

**Кондур Т.І.**, аспірант; начальник відділу вимірювання параметрів буріння ТОВ  
“Шлюмберже Сервісез Україна”;

**Мохній І.Ю.**, аспірант; директор Філії “УГВ-Сервіс”

**2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:**

## ЗМІСТ

	ст.
<b>1</b> ТЕХНІЧНІ СТАНДАРТИ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКРОЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕРМІНІВ .....	4
<b>2</b> СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ .....	5
<b>3</b> ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	6
<b>4</b> ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ .....	8
<b>5</b> РОЗРАХУНОК ПЛОЩІ МІДЕЛЯ ТА ПОВЕРХНІ КОНТАКТУ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ ІЗ СТІНКОЮ СВЕРДЛОВИНИ.....	10
<b>6</b> РОЗРАХУНОК СИЛИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ ВТИСНУТОЇ У СТІНКУ СВЕРДЛОВИНИ .....	15
<b>7</b> РОЗРАХУНОК СИЛИ АДГЕЗІЙНОГО ПРИЛИПАННЯ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ ДО СТІНКИ СВЕРДЛОВИНИ.....	17
ДОДАТОК А.....	20
ДОДАТОК Б.....	28
ДОДАТОК В.....	38
БІБЛІОГРАФІЯ.....	40

# 1 ТЕХНІЧНІ СТАНДАРТИ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ ОСНОВНИХ ТЕРМІНІВ

**1.1** При розробці даної методики використано інформацію з наступних технічних стандартів:

- API Spec 7-1/7-2: основні стандарти для елементів бурильних колон (різьби, допуски, механічні властивості);
- API RP 5C7: практичні рекомендації щодо експлуатації, обслуговування та контролю стану гнучких труб. Стандарт описує правила транспортування, намотування на барабан та методи моніторингу втоми металу (Fatigue Monitoring);
- API RP 16ST: стандарт, що стосується обладнання колтюбінгових установок, зокрема противикидного обладнання та з'єднувальних елементів.
- DS-1 (TH Hill): галузевий стандарт щодо інспекції, критичних навантажень та дизайну КНБК;
- NS-1/NS-2 (Fearnley Procter): стандарти, що фокусуються на якості виготовлення та запобіганні втомі металу (часто використовуються в складних умовах буріння);
- ISO 10424: міжнародний стандарт для обладнання роторного буріння.

**1.2** При розробці даної методики використано наступні скорочення:

- БК – бурильна колона;
- БТ – бурильна труба;
- ЗРЗ – замкові різьбові з'єднання;
- КНБК – компоновка низу бурильної колони;
- КГТ – колона гнучких труб;
- ЛБТ – легкосплавна бурильна труба;
- ОБТ – обважнена бурильна труба;
- ОК – обсадна колона;
- П – перевідник;
- СС – стінка свердловини;
- ТБТ – товстостінна бурильна труба;
- ТК – трубна колона;
- ФК – фільтраційна кірка.

## 2 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

**2.1** Дана методика поширюється на буріння глибоких скерованих нафтових і газових свердловин і регламентує послідовність розрахунку геометричних та силових параметрів контактної взаємодії бурильних колон (БК) із стінками скерованих свердловин.

**2.2** До складу БК можуть входити різні трубні колони (ТК): колона бурильних труб (КБТ), колона колтюбінгових гнучких труб (КГТ), колона легкосплавних бурильних труб (КЛБТ), компоновка низу бурильної колони (КНБК).

**2.3** Розрахунок сил гідравлічного опору та адгезійного прилипання при взаємодії ТК зі стінками скерованої свердловини, на основі техніко-технологічних та гірничо-геологічних даних буріння є інженерним завданням, яке вимагає поєднання методів: механіки суцільних середовищ, механіки твердих та деформівних тіл, а також чисельних досліджень.

**2.4** Отримані в процесі розрахунку результати можуть бути використані для: контролю сумарних сил опору, а також статичних та динамічних навантажень, що діють на ділянках ТК; оптимізації конструкції глибинного бурового обладнання задля зменшення сил опору руху трубних колон з метою доведення їх до проектних глибин; запобігання виникнення ускладнень, поломок та інших нештатних ситуацій; оптимізації механічної швидкості буріння; використання в алгоритмах “автоматичного бурильника”.

**2.5** Дана методика призначена для використання при бурінні свердловин сервісними компаніями, буровими підприємствами, їх підрядниками та сумісниками.

**2.6** Вимоги та положення цієї методики є обов’язковими при проектуванні і виборі режимно-технологічних параметрів, техніки і технології буріння свердловин.

### 3 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

**3.1** Стовбури глибоких скерованих свердловин мають непросту форму та геометричні недосконалості, які негативно впливають на роботу БК, КГТ, КНБК, які у процесі буріння впродовж інтенсивних коливань зазнають як плоского так і просторового деформування та дії широкого спектру навантажень [1, 2, 3].

**3.2** Під час буріння глибоких скерованих свердловини ТК зазнає складної плоскої та простової деформації [4, 5, 6]. Взаємодія викривлених ділянок БК різної довжини зі стінками свердловини з різною інтенсивністю на різних глибинах призводять до збільшення загального енергоспоживання БК а також сумарних сил опору, які перешкоджають доведенню долота до проектних глибин [7].

**3.3** Під час усталеного процесу буріння значну частину сил опору осьовому руху ТК при взаємодії її деформованих ділянок становлять сили в'язкого гідравлічного опору та сили адгезійного прилипання.

**3.4** Сила в'язкого гідравлічного опору виникає внаслідок відносного ковзання прогнutoї ділянки ТК у жолобній виробці, за наявності в'язкої фільтраційної кірки, якою вкрита стінки свердловини [8].

**3.5** Сила адгезійного прилипання прогнutoї ділянки ТК до стінки свердловини виникає внаслідок різниці між гідростатичним тиском стовпа промивальної рідини та пластовим тиском. Вона також визначаються з урахуванням площі контактної поверхні труби, яка змінюється в залежності від глибини втискання у стінку свердловини [7, 8].

**3.6** В даній методиці запропоновано рекомендації, математичні залежності та числові дані для розрахунку сил в'язкого гідравлічного опору та сил адгезійного прилипання з використанням геометричних даних деформованих ділянок ТК. Враховуючи складність просторової орієнтації БК у свердловині подана методика орієнтована на широке застосування комп'ютерної техніки [9, 10].

**3.7** Дана методика передбачає широке використання та застосування залежностей, формул та результатів розрахунку із інших нормативних документів, передбачених технологією буріння свердловин [11, 12, 13].

**3.7** В даній методиці викладені рекомендації щодо:

- розрахунку площі міделя деформованої ділянки ТК втиснутої у стінку свердловини;

- розрахунок сили гідравлічного опору деформованої ділянки ТК втиснутої у стінку свердловини;
- розрахунок площі поверхні контакту деформованої ділянки ТК із стінкою свердловини;
- розрахунок сили адгезійного прилипання деформованої ділянки ТК до стінки свердловини.

## 4. ТЕОРЕТИЧНІ ПЕРЕДУМОВИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ

**4.1** При втисканні прогнутої півхвилі ТК у стінку свердловини вважається, що основою стінки свердловини є речовина з пружно-анізотропними властивостями, поверхня якої вкрита суцільною фільтраційною кіркою [1, 2, 3]. При локальному торканні до в'язкої поверхні стінки свердловини ТК продовжує втискатися в неї з подальшим утворенням жолобоподібної поверхні до того часу, коли максимальна реакція стінки стане рівною максимальній силі пружного втискання. При остаточному впиранні прогнутої ділянки колони в тверду основу стінки свердловини її реакція досягає максимального значення, а швидкість втискання при цьому стає рівною нулю.

**4.2** Зону локального контактування прогнутої ділянки ТК із стінкою свердловини можна моделювати як частину поверхні тора, яка вирізається круговим циліндром [2] (рис. 4.1). З достатньою точністю зовнішня поверхня ділянки колони, прогнутої у площині паралельній осі свердловини, ототожнюється з поверхнею ділянки тора, а внутрішня поверхня стінки свердловини – із поверхнею кругового циліндра [2, 3]. Визначення площі зони контактування зводиться до визначення площі поверхні взаємного перетину поверхонь тора і циліндра, відповідно четвертого та другого порядку (рис. 4.2).

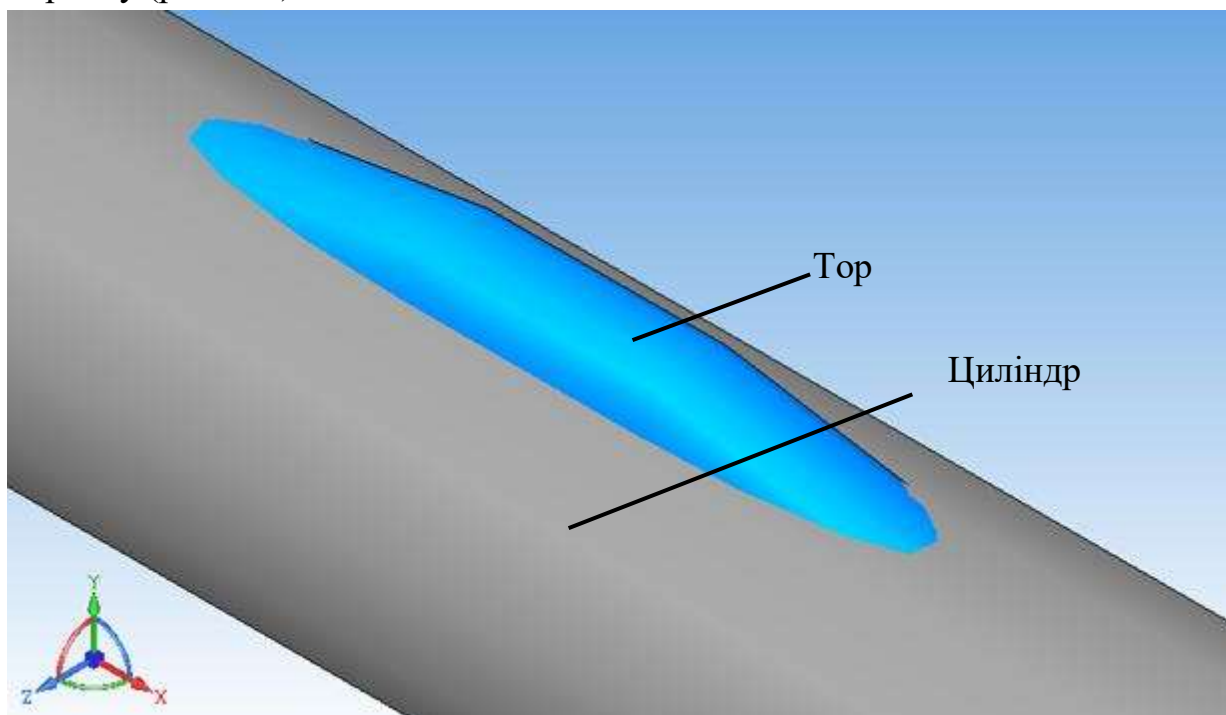


Рисунок 4.1 – Модельна поверхня зони контактування прогнутої ділянки ТК, яка втиснута у стінку свердловини

**4.3** Тор є геометричною фігурою, поверхня якої описується рівнянням четвертого порядку. Рівняння тора з радіусом твірного кола  $r$  і відстанню від центра цього кола до осі (центру) тора  $R$  задається у наступному вигляді:

$$(x^2 + y^2 + z^2 + R^2 - r^2)^2 - 4R^2(x^2 + y^2) = 0; \quad (4.1)$$

де  $r$  – радіус твірного кола;  $R$  – відстань від центру твірного кола до головної осі симетрії тора.

**4.4** Циліндр є геометричною фігурою, поверхня якої описується рівнянням другого порядку. Для кругового циліндра з радіусом твірного кола  $\rho$  задається у такому:

$$x^2 + y^2 = \rho^2; \quad (4.2)$$

де  $\rho$  – радіусом твірного кола циліндра.

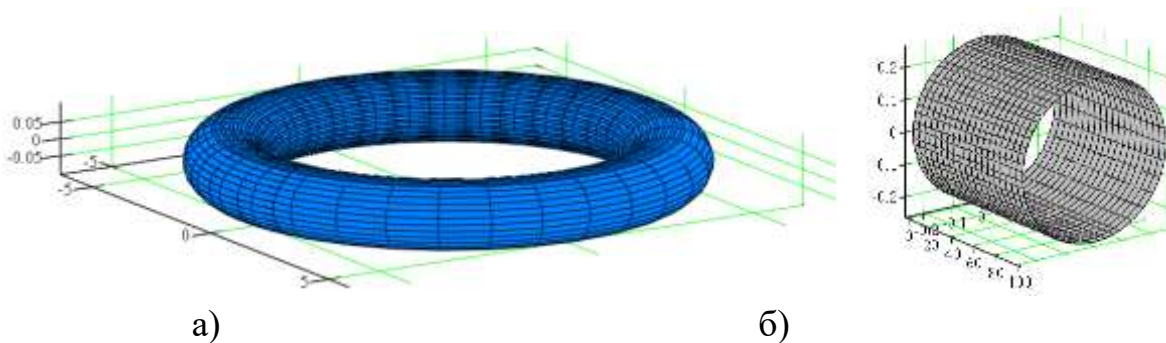


Рисунок 4.2 – Моделі поверхонь тора а) та кругового циліндра б)

Аналітичне моделювання взаємного перетину поверхонь перетину тора і циліндра є досить складною геометричною задачею через те, що обидві поверхні є криволінійними [2, 3]. Оскільки тор є поверхнею четвертого порядку, а циліндр – другого, результуюча лінія перетину в загальному випадку описується рівнянням восьмого степеня. В такий спосіб, аналітичне моделювання перетину тора й циліндра зводиться до розв’язання системи нелінійних рівнянь високих порядків. Основне завдання – це визначення площі поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра та площі поперечного перерізу “вирізаного” елемента тора.

## 5. РОЗРАХУНОК ПЛОЩІ МІДЕЛЯ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ, ВТИСНУТОЇ У СТІНКУ СВЕРДЛОВИНИ

**5.1** Для розрахунку площі поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра та площі поперечного перерізу “вирізаного” елемента тора застосовується метод параметризації. Обраний метод є найефективнішим, оскільки можна представити одну з поверхонь у параметричному вигляді [2, 3]. Одночасно застосовується і метод аналізу особливих точок: за допомогою похідних (градієнтів поверхонь) визначатимемо точки дотику або самоперетину кожної кривої; якщо градієнти обох поверхонь у точці колінеарні, то це свідчатиме про їх дотик.

**5.2** Розташуємо головну вісь симетрії тора перпендикулярно головній осі симетрії циліндра таким чином, щоб поверхня тора випиналася на величину  $a$  відносно поверхні циліндра і проведемо січну площину (рис. 5.1). Введемо геометричні параметри моделі:  $\rho$  – радіусом твірного кола циліндра;  $r$  – радіус твірного кола;  $R = x_0x_1$  – відстань від центру твірного кола до головної осі симетрії тора;  $\alpha$  – половина центрального кута сегмента твірного кола тора;  $\beta$  – половина центрального кута сегмента кола циліндра;  $L = Ox_1$  – відстань між центром циліндра і центром поперечного перерізу тора;  $a$  – глибина втискання тора в циліндр;  $S_M$  – сегментна площа міделевого перерізу (площа міделя). Надалі зробимо припущення, що:

$$\rho \leq x_0 + R + r \leq \rho + a, \quad a = \frac{r}{2} \quad (5.1)$$

**5.3** Вважається, що головна вісь симетрії тора перетинатиме вісь  $Ox$  у точці з абсцисою  $x_0$ . Тоді з урахуванням (5.1) рівняння поверхні тора (4.1) перепишемо у наступному вигляді:

$$\left( (x - x_0)^2 + y^2 + z^2 + R^2 - r^2 \right)^2 = 4R^2 \left( (x - x_0)^2 + z^2 \right), \quad (5.2)$$

а рівняння кола поперечного перерізу тора:

$$\left( x - (x_0 + R) \right)^2 + y^2 = r^2. \quad (5.3)$$

**5.4** Побудуємо розрахункову схему поперечного перерізу перетину БК (тора) з зі стінкою свердловини (циліндром) (рис. 5.1). Точки А і В – це точки перетину кола радіусом  $\rho$  циліндра, що моделює внутрішню поверхню стінки свердловини та кола радіусом  $r$ , що моделює твірну тора. Для визначення координат точок А і В складемо систему з рівнянь цих кіл:

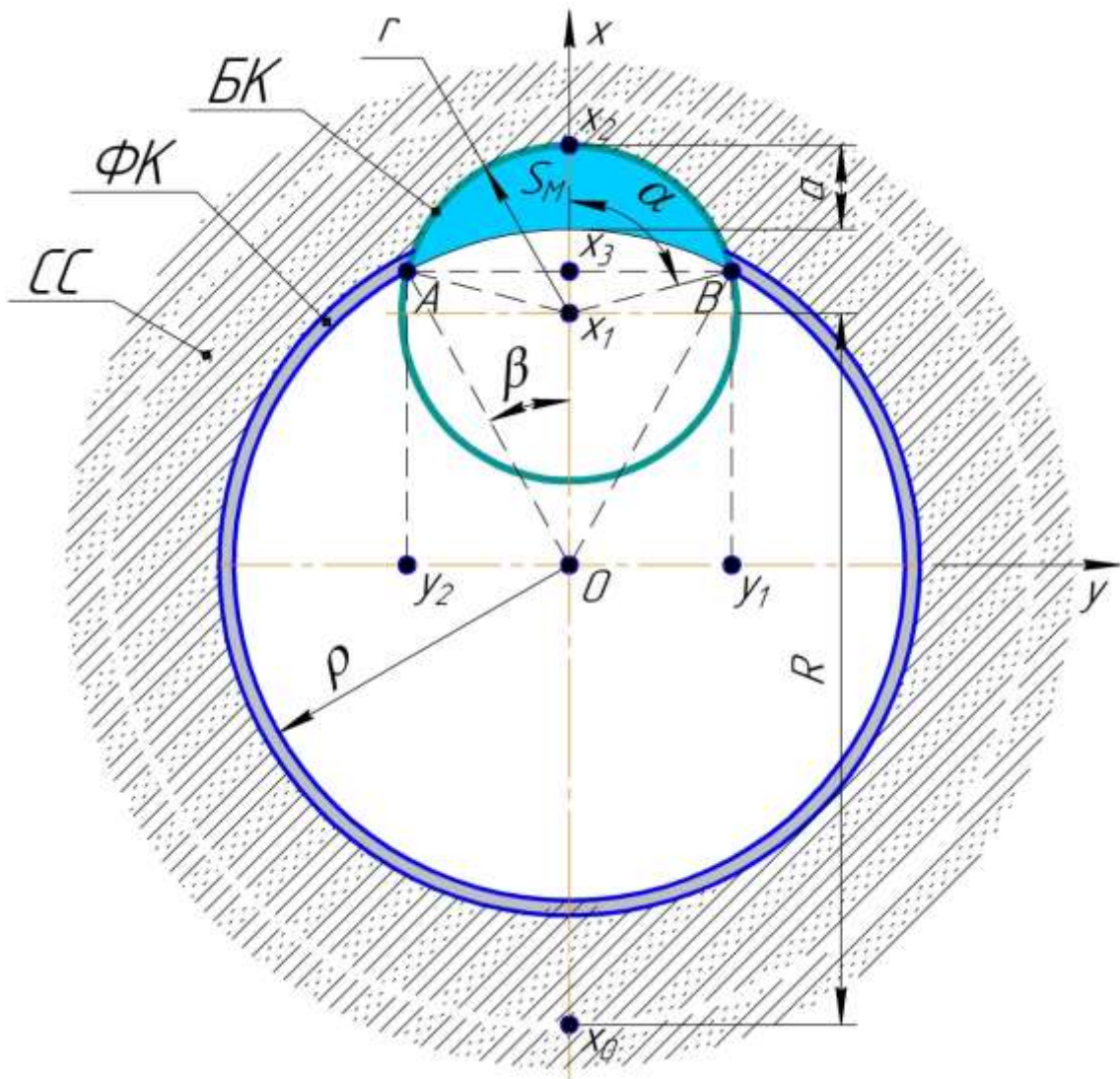
$$\begin{cases} x^2 + y^2 = \rho^2; \\ (x - (x_0 + R))^2 + y^2 = r^2. \end{cases} \quad (5.4)$$

Додавши обидва рівняння системи (5.4), приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$2x(x_0 + R) = \rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2,$$

звідки

$$x = x_3 = \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)}. \quad (5.5)$$



СС – стрінка свердловини; ФК – фільтраційна кірка; ТК – трубна колона

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема поперечного перерізу тора в циліндрі

**5.5** Підставивши (5.5) у перше рівняння системи (5.4), приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$y^2 = \rho^2 - x^2 = \rho^2 - \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)},$$

звідки

$$y_{1,2} = \sqrt{\rho^2 - \left( \frac{\rho^2 - r^2 + (x_0 + R)^2}{2(x_0 + R)} \right)^2}. \quad (5.6)$$

В результаті проведених математичних процедур, отримали координати точок  $A$  і  $B$  (рис. 5.1):  $A(x_3, y_2)$  та  $B(x_3, y_1)$ . Після цього виділимо область  $Q$ , яка в між точками  $A(x_3, y_2)$ ,  $B(x_3, y_1)$  та абсцисою  $x_2$  буде обмежена дугами кіл радіусами  $\rho$  та  $r$ .

**5.6** З рівняння тора (5.2) виразимо  $z$ , як функцію  $x$  і  $y$  та приведемо отриманий вираз до наступного вигляду:

$$\begin{aligned} z^4 + 2z^2 \left( (x - x_0)^2 + y^2 - (R^2 + r^2) \right) + \\ + \left( (x - x_0)^2 + y^2 + R^2 - r^2 \right) - 4R^2 (x - x_0)^2 = 0. \end{aligned} \quad (5.7)$$

Знайдемо корені біквдратного рівняння (5.7):

$$z = \pm \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2}, \quad (5.8)$$

Оскільки поверхня симетрична відносно  $xOy$ , то досить розглянути  $z \geq 0$ , а отже рівняння поверхні, яка отримується в результаті взаємного вирізання тора циліндром прийме такий вигляд:

$$z = \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2} = F(x; y) \quad (5.9)$$

**5.7** Площу поверхні тора, яка “вирізається” поверхнею циліндра можемо визначити за відомою формулою визначення поверхонь у тривимірному просторі:

$$S_n = \iint_Q \sqrt{1 + \left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial y} \right)^2} dx dy; \quad (5.10)$$

Часткові похідні формули (5.10) матимуть наступний вигляд:

$$\frac{\partial F}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2} \right] = - \frac{x - x_0}{\sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2}}; \quad (5.11)$$

$$\frac{\partial F}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left[ \sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2} \right] = - \frac{y \left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)}{\sqrt{\left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2} \sqrt{r^2 - y^2}}. \quad (5.12)$$

Після цього з використанням (5.11) і (5.12) сформуємо підінтегральну функцію формули (5.10):

$$\sqrt{1 + \left( \frac{\partial F}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial F}{\partial y} \right)^2} = \frac{r \left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)}{\sqrt{\left[ \left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2 \right] (r^2 - y^2)}} \quad (5.13)$$

З урахуванням (5.5) формула (5.6) набуде такого вигляду:

$$S_n = 2 \int_{y_1}^{y_2} dy \int_{\sqrt{r^2 - y^2}}^{\sqrt{r^2 - y^2} + x_0 + R} \frac{r \left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)}{\sqrt{\left[ \left( \sqrt{r^2 - y^2} \pm R \right)^2 - (x - x_0)^2 \right] (r^2 - y^2)}} dx; \quad (5.14)$$

Після низки математичних перетворень вираз (5.14) приведемо до наступного вигляду:

$$S_n = 2r \int_{y_1}^{y_2} \frac{\sqrt{r^2 - y^2} \pm R}{\sqrt{r^2 - y^2}} \left[ \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2 - y^2} + R}{\sqrt{r^2 - y^2} \pm R} \right) - \arcsin \left( \frac{\sqrt{r^2 - y^2} - x_0}{\sqrt{r^2 - y^2} \pm R} \right) \right] dy; \quad (5.15)$$

Отриманий інтеграл (5.15) є досить складним для знаходження первісної в елементарних функціях. Тому остаточний розв'язок здійснюємо чисельним методом – методом Сімпсона [2, 3]. Для реалізації даного методу складено програму на мові Python та Maple (таблиця В1, В2).

5.8 У випадку взаємодії ТК із стінкою по спіралеподібній траєкторії, площу поверхні контактування можна виразити наступним чином:

$$S_{nc} = 2r\alpha L_c, \quad (5.16)$$

де  $\alpha$  – половина центрального кута сегмента твірного кола тора;

$L_c$  – довжина ділянки ТК деформованої у спіраль.

**5.8** Площу області  $S_M$ , як площу поперечного перерізу поверхні ТК, що втиснута у жолоб фільтраційну кірку (мідель), виразимо через радіуси поперечних перерізів циліндра  $\rho$  і твірного кола тора  $r$ :

$$S_M = r^2 (\alpha - \sin \alpha \cdot \cos \alpha) - \rho^2 (\beta - \sin \beta \cdot \cos \beta) \quad (5.17)$$

$\beta$  – половина центрального кута сегмента кола циліндра.

Кути  $\alpha$  і  $\beta$  визначаємо відповідно до рис. 5.1:

$$\alpha = \arccos\left[\frac{(\rho^2 - L^2 - r^2)}{(2rL)}\right]; \quad (5.18)$$

$$\beta = \arccos\left[\frac{(\rho^2 + L^2 - r^2)}{(2\rho L)}\right]; \quad (5.19)$$

де  $L$  – відстань між центром циліндра і центром поперечного перерізу тора:

$$L = \rho - r + a. \quad (5.20)$$

**5.9** Для практичних розрахунків у випадках, коли глибина втискання значно менша за радіуси ( $a \ll r, \rho$ ), використовують спрощену наближену формулу:

$$S_M = \frac{4}{3} a \sqrt{2R_{зв} a}; \quad (5.21)$$

де  $R_{зв}$  – зведений радіус,

$$R_{зв} = \rho r (\rho - r). \quad (5.22)$$

**5.10** Визначену в такий спосіб площу поверхні тора  $S_T$ , яка “вирізається” поверхнею циліндра надалі можемо ототожнити з площею поверхні зігнутої бурильної труби, що втискається у стінку свердловини і знаходиться у жолобній “виробці”, а площу частини поперечного перерізу тора “вирізаного” елемента (площі міделя)  $S_M$  – з площею частини поперечного перерізу цієї зігнутої бурильної труби, яка контактує із стінкою свердловини в межах “жолобу”. Використовуючи геометричні дані КГТ, БТ і ОБТ із застосуванням встановлених залежностей (5.15) та (5.16) проведено обчислення зазначених площ для різних глибин їх втискання у стінку свердловини, а результати розрахунку зведено в таблиці А1 – А6.

## 6. РОЗРАХУНОК СИЛИ ГІДРАВЛІЧНОГО ОПОРУ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ, ВТИСНУТОЇ У СТІНКУ СВЕРДЛОВИНИ

**6.1** Сила гідродинамічного опору, яка діє на зігнуту ділянку ТК при її ковзанні по жолобу, вкритого фільтраційною кіркою, згідно [14, 15] визначається за формулою:

$$F_{ГО} = C_x \frac{\rho_p v^2}{2} S_m \quad (6.1)$$

де  $C_x$  – безрозмірний коефіцієнт лобового опору, який залежить від форми тіла;  $\rho_p$  – густина в'язкого середовища;  $v$  – швидкість відносного руху;  $S_m$  – площа мідельного перерізу, ділянки ТК, втиснутої у стінку свердловини.

**6.2** Коефіцієнт лобового опору залежить від геометрії тіла (наскільки воно обтічне) та режиму руху в'язкого середовища (числа Рейнольдса). У бурінні цей коефіцієнт найчастіше розглядають для замкових з'єднань ОБТ, муфт БТ, доліт та конструктивних елементів КНБК, які створюють гідравлічний опір під час їх руху у буровому розчині. У відповідності до процедури досліджень [14, 15] та теоретичних викладок [16] числові значення коефіцієнтів лобового опору можна обирати з таблиці А8.

**6.3** В якості в'язкого середовища, в якому рухається зігнута ділянка ТК в зоні контакту із стінкою свердловини приймається фільтраційна кірка. При спорудженні скерованих та горизонтальних свердловин вимоги до фільтраційної кірки жорсткіші через високий ризик прихоплення та необхідність мінімізації тертя. Значення густини в'язкого середовища згідно [16] можна приймати наступними: для розчинів на водній основі 1200-1600кг/м<sup>3</sup>; для розчинів з обважнювачем (наприклад, баритом) 1800-2100кг/м<sup>3</sup>.

**6.4** Швидкість осьових коливань ділянки ТК при бурінні РДС долотом у скерованій свердловині не є константою і залежить від режиму буріння. Проте в умовах стабільної роботи без вираженого «стрибання» долота при оснащеності КНБК ГОК з частотою роботи 10-25Гц та амплітудою 2-20мм вона зазвичай становить від 0,15 м/с до 0,45 м/с [1-4]. При виникненні резонансних явищ або сильної осьової вібрації амплітудна швидкість може сягати 0,5–1,0 м/с, що є критичним для цілісності БК [5, 6].

**6.5** Площа мідельного перерізу ТК визначається за залежністю (5.16), або ж вибирається з таблиць А1, А2, А3 для конкретного діаметру труби.

## 7. РОЗРАХУНОК СИЛИ АДГЕЗІЙНОГО ПРИЛИПАННЯ ДЕФОРМОВАНОЇ ДІЛЯНКИ ТРУБНОЇ КОЛОНИ ДО СТІНКИ СВЕРДЛОВИНИ

**7.1** Сила адгезійного прилипання (диференційного прихоплення) деформованої трубної колони згідно [16, 19] визначається за формулою:

$$F_{np} = k\Delta p S_n \quad (7.1)$$

де  $k$  – коефіцієнт адгезії (залежить від її складу та товщини), типове значення для якісної кірки  $k = 0,05 - 0,4$ ;

$\Delta p$  – диференційний тиск, як різниця між гідростатичним тиском стовпа бурового розчину та пластовим тиском; ( $\Delta p = 5 \cdot 10^6$  Па);

$S_n$  – площа контакту ділянки ТК зі стінкою свердловини при її плоскому прогині; для ділянок ТК, що зазнають спіралеподібної деформації в розрахунках слід приймати  $S_{nc}$ .

**7.2** Коефіцієнт адгезії описують емпіричною залежністю:

$$k = k_0 t^n \quad (7.2)$$

де  $k_0$  – початковий коефіцієнт адгезії в момент часу  $t = 0$ ; як правило  $k_0 = 0,05$ ;

$t$  – час перебування у нерухомому положенні;

$n$  – показник, що залежить від липкості кірки (зазвичай 0,1–0,3; або 0,3–0,5).

**7.3** Час перебування у нерухомому положенні характеризується наступними критичними проміжками:

$t \leq 10$  хв – початковий період, коли адгезія мінімальна; під час зупинок рекомендується розходжувати або повертати ТК;

$t = 10 \div 30$  хв – період інтенсивного формування глинистої кірки під дією перепаду тиску, коли сила прихоплення зростає найшвидше;

$t > 60$  хв – фаза стабілізації; якщо ТК далі нерухома, то зусилля для її звільнення часто перевищують допустимі навантаження на обладнання.

Усереднені лабораторні дані [8] показують таку динаміку зміни коефіцієнту адгезії:

- при  $t = 1$  хв  $k = 0,05 - 0,10$ ;
- при  $t = 15$  хв  $k = 0,15$ ;  $n = 0,405$ ; а при  $k = 0,25$   $n = 0,338$ ;
- при  $t = 60$  хв  $k = 0,30$   $n = 0,438$ ; а при  $k = 0,45$   $n = 0,367$ .

**7.4** Величина різниці тисків (репресії) не є фіксованою і залежить від конкретних геологічних умов та етапу робіт. Згідно з правилами безпеки,

тиск стовпа розчину має перевищувати пластовий на певну величину, щоб запобігти викиду флюїду нормативні межі різниці тисків для безпечного буріння мають бути такими: для нафтових свердловин: на 10–15% від пластового тиску (або на 1,5–2,5 МПа); для газових свердловин: на 15–20% від пластового тиску (або на 2,5–3,5 МПа).

**7.5** Практичні межі різниці тисків встановлюють, виходячи з виробничих необхідностей. Мінімальна репресія 0,5–1,0 МПа - це «межа ризику», коли будь-яке коливання тиску (наприклад, при підйомі труби) може призвести до припливу газу чи нафти. Оптимальна репресія 1,5–3,5 МПа забезпечує стабільність стовбура та контроль над пластом без надмірного ризику прихоплення. Висока репресія 5,0–10,0 МПа і більше часто виникає у виснажених пластах або при бурінні через зони з різними пластовими тисками. Саме при таких значеннях ризик адгезійного прилипання ГКТ стає критичним.

**7.6** У технологіях буріння на депресії (Underbalanced Drilling) тиск у свердловині спеціально тримають нижчим за пластовий на 1,0–3,0 МПа. У такому разі адгезійне прилипання технічно неможливе, оскільки флюїд тисне з пласта в свердловину, “відштовхуючи” трубу від стінки, що особливо актуально при застосуванні КГТ. Якщо різниця тисків перевищує 7–8 МПа, стандартні змащувальні добавки можуть не впоратися, і ризик прихоплення ГКТ зростає в геометричній прогресії. Коефіцієнт адгезії при цьому зазвичай коливається в межах 0,05–0,4. Він залежить від товщини та проникності фільтраційної кірки. Чим товстіша і “пухкіша” кірка, тим глибше в неї занурюється труба, збільшуючи опір. Низькопроникна кірка швидше припиняє ріст, що зменшує площу контакту. Коефіцієнт адгезії також залежить від типу основи. у розчинів на нафтовій основі коефіцієнт тертя значно нижчий (0,05–0,15), ніж у водних (0,2–0,4). Суттєво відмітити, що час нерухомого стану КГТ – це критичний фактор, оскільки коефіцієнт адгезії зростає з часом. Поки труба рухається, тертя кінетичне (низьке). Як тільки рух припиняється, фільтрат витискається з зони контакту і труба “прикипає” до самої породи. Спеціальні мастильні добавки, лубриканти (графіт, скляні кульки, олії) створюють слизьку плівку, знижуючи коефіцієнт у 2–3 рази. Велика кількість піску або шламу в розчині робить кірку шорсткою та “липкою”. Нові або спеціально оброблені гнучкі труби мають менший коефіцієнт тертя порівняно зі старими, кородованими трубами. Високі температури в глибоких свердловинах можуть змінювати хімічні властивості полімерів у розчині, роблячи кірку більш “в'язкою”.

**7.7** Для практичних розрахунків згідно [16] можна брати наступні значення: добре підготовлений розчин з лубрикантами  $k = 0,05 - 0,15$ ; звичайний водний розчин  $k = 0,2 - 0,3$ ; погано підготовлений розчин  $k \geq 0,4$ . З метою зменшення сил адгезійного прилипання у буровий розчин додають змащувальні домішки (лубриканти); контролюють якість і товщину фільтраційної кірки; забезпечують рухомість бурового інструменту завдяки застосуванню гідравлічних осциляторів коливань.

## ДОДАТОК А

**Таблиця А1 – Площі мідельного перерізу  $S_M$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок КГТ при їх втисканні у стінку свердловини**

$L_{BT} = 20\text{ м}$		$L_{BT} = 40\text{ м}$		
$a$	$d_{KGT} = 60,3\text{ мм}$ 2 3/8"	$d_{KGT} = 66,7\text{ мм}$ 2 5/8"	$d_{KGT} = 73,0\text{ мм}$ 2 7/8"	$d_{KGT} = 88,9\text{ мм}$ 3 1/2"
0,1r	0,000059	0,000073	0,000089	0,000136
0,2r	0,000164	0,000202	0,000245	0,000375
0,3r	0,000293	0,000363	0,000439	0,000668
0,4r	0,000441	0,000544	0,000658	0,001000
0,5r	0,000601	0,000742	0,000896	0,001357

**Таблиця А2 – Площі мідельного перерізу  $S_M$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок БТ при їх втисканні у стінку свердловини**

$L_{BT} = 20\text{ м}$		$L_{BT} = 40\text{ м}$		
$a$	$d_{BT} = 60,3\text{ мм}$	$d_{BT} = 73,0\text{ мм}$	$d_{BT} = 89,0\text{ мм}$	$d_{BT} = 101,6\text{ мм}$
0,1r	0.000059	0.000089	0.000137	0.000183
0,2r	0.000164	0.000245	0.000376	0.000502
0,3r	0.000293	0.000439	0.000670	0.000893
0,4r	0.000441	0.000658	0.001002	0.001331
0,5r	0.000601	0.000896	0.001360	0.001803
$L_{BT} = 60\text{ м}$		$L_{BT} = 80\text{ м}$		
$a$	$d_{BT} = 114,3\text{ мм}$	$d_{BT} = 127,0\text{ мм}$	$d_{BT} = 139,7\text{ мм}$	$d_{BT} = 168,3\text{ мм}$
0,1r	0.000239	0.000304	0.000380	0.000599
0,2r	0.000651	0.000826	0.001029	0.001602
0,3r	0.001156	0.001461	0.001812	0.002793
0,4r	0.001719	0.002167	0.002679	0.004092
0,5r	0.002322	0.002919	0.003599	0.005456

Таблиця А3 – Площі мідельного перерізу  $S_M$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок ОБТ при їх втисканні у стінку свердловини

$L_{BT} = 20$ м			$L_{BT} = 40$ м	
$a$	$d_{OBT} = 108$ мм	$d_{OBT} = 120$ мм	$d_{OBT} = 127$ мм	$d_{OBT} = 146$ мм
0,1r	0.000210	0.000267	0.000304	0.000422
0,2r	0.000574	0.000727	0.000826	0.001141
0,3r	0.001020	0.001287	0.001461	0.002005
0,4r	0.001520	0.001913	0.002167	0.002958
0,5r	0.002055	0.002580	0.002919	0.003968
$L_{BT} = 60$ м			$L_{BT} = 80$ м	
$a$	$d_{OBT} = 159$ мм	$d_{OBT} = 165$ мм	$d_{OBT} = 171$ мм	$d_{OBT} = 178$ мм
0,1r	0.000520	0.000570	0.000624	0.000692
0,2r	0.001396	0.001527	0.001666	0.001840
0,3r	0.002443	0.002665	0.002901	0.003193
0,4r	0.003591	0.003909	0.004246	0.004663
0,5r	0.004800	0.005217	0.005657	0.006198
$L_{BT} = 60$ м			$L_{BT} = 80$ м	
$a$	$d_{OBT} = 203$ мм	$d_{OBT} = 229$ мм	$d_{OBT} = 245$ мм	$d_{OBT} = 273$ мм
0,1r	0.000986	0.001410	0.001761	0.002678
0,2r	0.002577	0.003588	0.004378	0.006226
0,3r	0.004413	0.006029	0.007246	0.009921
0,4r	0.006375	0.008588	0.010212	0.013645
0,5r	0.008403	0.011198	0.013210	0.017357

Таблиця А4 – Площі поверхні контактування  $S_n$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок КГТ при їх втисканні у стінку свердловини

$L_{BT} = 20$ м		$L_{BT} = 40$ м		
$a$	$d_{КГТ} = 60,3$ мм 2 3/8"	$d_{КГТ} = 66,7$ мм 2 5/8"	$d_{КГТ} = 73,0$ мм 2 7/8"	$d_{КГТ} = 88,9$ мм 3 1/2"
0,1r	0,0744214	0,0892995	0,1041771	0,2996449
0,2r	0,1474269	0,1764327	0,2054385	0,5871047
0,3r	0,2191611	0,2616292	0,3040972	0,8638019
0,4r	0,2897696	0,3451016	0,4004335	1,1310382
0,5r	0,3593968	0,4270558	0,4947147	1,3898831

Таблиця А5 – Площі поверхні контактування  $S_n$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок БТ при їх втисканні у стінку свердловини

$L_{BT} = 20$ м		$L_{BT} = 40$ м		
$a$	$d_{BT} = 60,3$ мм	$d_{BT} = 73,0$ мм	$d_{BT} = 89,0$ мм	$d_{BT} = 101,6$ мм
0,1r	0,0744214	0,1041771	0,2996450	0,3862573
0,2r	0,1474269	0,2054385	0,5871048	0,7524572
0,3r	0,2191611	0,3040972	0,8638020	1,1012270
0,4r	0,2897696	0,4004335	1,1310391	1,4348431
0,5r	0,3593968	0,4947147	1,3898841	1,7552102
$L_{BT} = 60$ м		$L_{BT} = 80$ м		
$a$	$d_{BT} = 114,3$ мм	$d_{BT} = 127,0$ мм	$d_{BT} = 139,7$ мм	$d_{BT} = 168,3$ мм
0,1r	0,7332888	0,9142509	1,5031980	2,4250221
0,2r	1,4192302	1,7564502	2,8637972	4,3752020
0,3r	2,0647640	2,5386004	4,1087301	6,1525712
0,4r	2,6757951	3,2703822	5,2588007	7,7399098
0,5r	3,2570584	3,9594450	6,3299690	9,1780453

Таблиця А6 – Площі поверхні контактування  $S_n$  (м<sup>2</sup>) прогнутих ділянок ОБТ при їх втисканні у стінку свердловини

$L_{BT} = 20$ м			$L_{BT} = 40$ м	
$a$	$d_{OBT} = 108$ мм	$d_{OBT} = 120$ мм	$d_{OBT} = 127$ мм	$d_{OBT} = 146$ мм
0,1r	0,2179637	0,2703228	0,3047791	0,6235588
0,2r	0,4232701	0,5215256	0,5855499	1,1825200
0,3r	0,6176703	0,7565816	0,8463111	1,6898691
0,4r	0,8026567	0,9779289	1,0902700	2,1554040
0,5r	0,8032124	0,9794355	1,1013532	2,1612943
$L_{BT} = 60$ м			$L_{BT} = 80$ м	
$a$	$d_{OBT} = 159$ мм	$d_{OBT} = 165$ мм	$d_{OBT} = 171$ мм	$d_{OBT} = 178$ мм
0,1r	0,7643384	0,8383731	1,2253580	1,3633970
0,2r	1,4343100	1,5647530	2,2738040	2,5114312
0,3r	2,0314203	2,2061632	3,1905281	3,5028853
0,4r	2,5710020	2,7814526	4,0062190	4,3765890
0,5r	2,7180565	3,0169315	4,3765890	5,0156701
$L_{BT} = 60$ м			$L_{BT} = 80$ м	
$a$	$d_{OBT} = 203$ мм	$d_{OBT} = 229$ мм	$d_{OBT} = 245$ мм	$d_{OBT} = 273$ мм
0,1r	2,0006790	3,8059970	5,0518770	12,1900010
0,2r	3,5676220	6,4599841	8,2070390	13,0886535
0,3r	4,8509031	8,4734420	10,4537664	15,4726080
0,4r	5,9375110	10,0918810	12,1900010	17,1700820
0,5r	6,0157361	10,1014216	12,2015433	17,1869446

**Таблиця А7 – Значення коефіцієнту тертя для пари тертя  
“сталь – порода”**

Порода	Поверхня породи		
	суха	змочена	покрита глинистим розчином $\rho_p=1180-1200 \text{ кг/м}^3$ , $T=25 - 28 \text{ }^\circ\text{C}$
Глина жирна	0,14-0,18	0,08-0,12	0,06-0,09
Глина пісочна	0,25-0,28	0,20-0,26	0,18-0,22
Глинистий сланець	0,20-0,25	0,15-0,20	0,11-0,13
Мергель	0,20-0,27	0,18-0,25	0,20-0,24
Вапняк	0,35-0,40	0,33-0,38	0,31-0,35
Доломіт	0,38-0,42	0,36-0,40	0,34-0,38
Ангідрит	–	0,39-0,45	0,37-0,40
Слабо зцементований піщаник, гострокінечні зерна	0,32-0,42	0,27-0,40	0,25-0,35
Слабо зцементований піщаник, округлі зерна	0,22-0,34	0,20-0,30	0,17-0,25
Піщаник міцний	0,43-0,48	0,43-0,45	0,40-0,43
Кварцит	0,46-0,48	0,48-0,50	0,42-0,44
Граніт	0,47-0,55	0,46-0,53	0,45-0,50
Кам'яне вугілля	0,38-0,42	0,33-0,36	0,30-0,38

Таблиця А8 – Числові значення коефіцієнта  $C_x$  для різних форм елементів ТК

Форма тіла / елемента	Значення	Примітки
Сфера	0,44 – 0,47	Для частинок шламу або кульових клапанів
Довгий циліндр (поперек потоку)	1,0 – 1,2	Бурильна труба при бічному зміщенні
Бурильний замок з фаскою 18°	0,4 – 0,5	Сучасні обтічні замки буриньних труб
Бурильний замок з фаскою 90° (прямий уступ)	0,8 – 1,1	Замки старого зразка або стабілізатори без скосів
Стабілізатори (з лопатями)	1,2-1,8	Великий гідродинамічний опір лопатей через складну геометрію та велику площу контакту
Перехідники (сабси)	0,9	Залежить від різкості переходу. Короткі перехідники з різким кроком
Довгий циліндр, тіло прямої труби (вздовж потоку)	0,15-0,2	Коротка труба L/d=10
	1,2-2,5	Довга труба L/d=100
	≈10	Дуже довга труба L/d=500
ОБТ малою стрілою прогину	0,06 – 0,09	Для плавної дуги
Вигнута ділянка БТ	0,15 – 0,35	Плоска конфігурація, вигин в одній площині
Вигнута ділянка КГТ	0,06 – 0,12	Плоска конфігурація
	0,1–0,3	Спіральна конфігурація
Тіло плоскої форми	1,1 – 1,3	Створює максимальний опір

Таблиця А9 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені БТ (кг·м<sup>2</sup>)

$L_{BT} = 20 \text{ м}$								
$f$	$d_{BT} = 60,3 \text{ мм}$				$d_{BT} = 73,0 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм	Склопл.
0	0.251	0.148	0.092	0.070	0.455	0.271	0.172	0.133
0,25r	0.260	0.153	0.096	0.073	0.471	0.281	0.179	0.139
0,5r	0.286	0.169	0.106	0.082	0.519	0.312	0.201	0.157
0,75r	0.329	0.196	0.125	0.097	0.600	0.364	0.237	0.187
r	0.390	0.234	0.150	0.118	0.712	0.436	0.287	0.229
$L_{BT} = 40 \text{ м}$								
$f$	$d_{BT} = 89,0 \text{ мм}$				$d_{BT} = 101,6 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм	Склопл.
0	1.694	1.027	0.668	0.528	2.577	1.584	1.050	0.842
0,25r	1.756	1.067	0.697	0.554	2.673	1.648	1.098	0.884
0,5r	1.941	1.190	0.786	0.629	2.960	1.843	1.242	1.009
0,75r	2.249	1.394	0.934	0.755	3.439	2.166	1.482	1.216
r	2.681	1.679	1.141	0.932	4.109	2.619	1.819	1.507
$L_{BT} = 60 \text{ м}$								
$f$	$d_{BT} = 114,3 \text{ мм}$				$d_{BT} = 127,0 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм	Склопл.
0	5.630	3.509	2.369	1.925	7.901	4.990	3.427	2.818
0,25r	5.843	3.656	2.480	2.023	8.205	5.204	3.592	2.964
0,5r	6.484	4.097	2.814	2.315	9.120	5.846	4.087	3.402
0,75r	7.550	4.832	3.371	2.803	10.644	6.915	4.912	4.133
r	9.044	5.861	4.151	3.486	12.778	8.412	6.067	5.155
$L_{BT} = 80 \text{ м}$								
$f$	$d_{BT} = 139,7 \text{ мм}$				$d_{BT} = 168,3 \text{ мм}$			
	Сталь	Титан	Алюм.	Склопл.	Сталь	Титан	Алюм	Склопл.
0	14.342	9.178	6.402	5.323	26.372	17.341	12.489	10.602
0,25r	14.905	9.579	6.717	5.604	27.441	18.129	13.125	11.179
0,5r	16.593	10.783	7.661	6.446	30.650	20.491	15.032	12.909
0,75r	19.406	12.789	9.233	7.851	35.998	24.428	18.211	15.793
r	23.345	15.598	11.435	9.816	43.486	29.940	22.661	19.831

Таблиця А10 – Моменти інерції прогнутих ділянок ступені ОБТ (кг·м<sup>2</sup>)

$L_{ОБТ} = 10 \text{ м}$						
$f$	$d_{ОБТ} = 108 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 120 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	2.413	1.386	3.004	1.731	6.946	3.998
0,2r	2.463	1.415	3.067	1.769	7.090	4.083
0,4r	2.611	1.501	3.255	1.880	7.522	4.339
0,6r	2.858	1.646	3.568	2.066	8.242	4.764
0,8r	3.204	1.848	4.007	2.327	9.251	5.360
$L_{ОБТ} = 20 \text{ м}$						
$f$	$d_{ОБТ} = 146 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 178 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	13.892	7.996	30.766	17.708	53.884	30.994
0,2r	14.180	8.166	31.404	18.085	54.998	31.650
0,4r	15.044	8.677	33.319	19.216	58.340	33.618
0,6r	16.485	9.529	36.509	21.101	63.909	36.899
0,8r	18.503	10.721	40.976	23.740	71.707	41.492
$L_{ОБТ} = 30 \text{ м}$						
$f$	$d_{ОБТ} = 203 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 245 \text{ мм}$		$d_{ОБТ} = 273 \text{ мм}$	
	Сталь	Титан	Сталь	Титан	Сталь	Титан
0	80.826	46.491	150.875	87.032	275.717	158.479
0,2r	82.497	47.475	154.035	88.914	281.395	161.813
0,4r	87.510	50.428	163.513	94.562	298.429	171.813
0,6r	95.865	55.349	179.310	103.975	326.819	188.481
0,8r	107.562	62.239	201.426	117.154	366.566	211.815

## ДОДАТОК Б

### Б.1 Характеристики збалансованих ОБТ

Найбільш широке поширення завдяки своїм експлуатаційним характеристикам отримали збалансовані ОБТ зі спіральними канавками. Наявність гвинтових канавок зменшує площу контакту стінки свердловини і труби, тим самим знижується ймовірність появи "прихоплення" труб і зусилля на обертання бурильної колони.

Труби зі спіральними канавками можуть одночасно виконуватися і з проточками під елеватор і клиновий захват.

Дані про механічні, геометричні характеристики збалансованих ОБТ взяті із [1].



Рисунок Б1 – Схема збалансованої ОБТ

Таблиця Б1 – Механічні характеристики збалансованих ОБТ

Зовнішній діаметр, мм	Тимчасовий опір, $\sigma_B$ , МПа, не менше	Границя текучості, МПа, $\sigma_T$ не менше	Відносне видовження, $\delta$ , %, не менше	Ударна в'язкість, КСV, кДж/м <sup>2</sup> , не менше	Твердість по Брінеллю, НВ
< 178	965	759	13	600	285 ÷ 341
> 178	931	689			

Таблиця Б2 – Параметри збалансованих ОБТ

Діаметри, мм				Різьба API Spec 7-1/7-2	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м	
Зовнішній, $D$	Внутрішній, $d$	Проточки під елеватор, $D_2$	Проточки під клиновий захват, $D_3$			Без різьбових канавок	З різьбовими канавками
$\sigma_T = 758$ МПа							
79	32	65	73	3-65	32	4,5	4,0
89	32	73	73	3-73	42	6,5	6,0
	38	73	73		40	6,0	5,5
95	32	73	73	3-86	49	6,0	5,5
	35	73	73		48	6,0	5,5
	38	73	73		46	6,0	5,5
105	44	89	102	3-86	56	10,0	9,5
	51	89	102		52	8,5	8,0
108	32	89	102	3-86	65	12,0	11,5
	38	89	102		63	11,5	11,0
	40	89	102		62	11,0	10,5
	44	89	102		60	10,5	10,0
	46	89	102		58	10,0	9,5
	51	89	102		56	9,5	9,0
121	57	89	102	52	8,0	7,5	
	44	102	114	3-94	78	15,0	14,0
	46	102	114	3-94	77	15,0	14,0
	46	102	114	3-102	77	14,5	13,5
	51	102	114	3-94	74	13,5	13,0
	51	102	114	3-102	74	14,0	13,0
	57	102	114	3-94	70	12,5	11,5
57	102	114	3-102	70	14,5	13,5	
127	57	102	114	3-102	79	16,5	14,5
133	57	114	114	3-102	88	16,5	14,5
146	57	130	140	3-118	111	27,0	23,0
	57	130	140	3-121	111	25,5	21,5
	57	130	140	3-122	111	24,5	21,5
	71	130	140	3-121	100	24,5	21,5
	71	130	140	3-122	100	24,5	21,5
	76	130	140	3-121	95	23,0	19,0
	76	130	140	3-122	95	24,5	21,5

## Закінчення таблиці Б2

Діаметри, мм				Різьба API Spec 7-1/7-2	Погонна маса тіла труби, кг/м	Допустимий момент згвинчування, кН·м	
Зовнішній, $D$	Внутрішній, $d$	Проточки під елеватор, $D_2$	Проточи під клиновий захват, $D_3$			Без різьбових канавок	З різьбовими канавками
152	57	130	140	3-118	122	28,5	25,5
	57	130	140	3-121	122	30,5	27,5
	57	130	140	3-122	122	30,0	27,0
	71	130	140	3-118	111	23,0	20,0
	71	130	140	3-122	111	27,5	24,5
	76	130	140	3-122	106	25,0	22,0
159	57	146	152	3-121	135	28,5	24,5
	71	146	152	3-122	124	27,5	23,5
165	57	146	152	3-121	147	30,0	26,0
	57	146	152	3-122	147	34,0	30,0
	71	146	152	3-121	136	25,5	21,5
	71	146	152	3-122	136	28,0	24,0
	76	146	152	3-121	131	23,5	19,5
	76	146	152	3-122	131	26,0	21,0
*Напрям спіралі - правий							
171	57	152	159	3-122	159	34,0	29,0
	57	152	159	3-133	159	45,0	40,0
	71	152	159	3-133	148	39,0	34,0
178	57	159	168	3-133	174	45,5	41,5
	71	159	168	3-133	163	39,0	35,0
	71	159	168	3-147	163	44,0	40,0
	80	159	168	3-147	155	44,0	40,0
	90	159	168	3-147	144	44,0	40,0
$\sigma_T = 689$ МПа							
*Напрям спіралі - правий							

## **Б.2 Тип виконання ОБТ**

- А - гладкі без проточок;
- Л - із проточкою під елеватор;
- Б - із проточками під елеватор і клиновий захват;
- С - гладкі зі спіральними канавками;
- ЛС - із проточкою під елеватор, зі спіральними лисками;
- БС - із проточками під елеватор і клиновий захват, зі спіральними лисками;
- АТ - гладкі з твердосплавними поясками;
- ЛТ - із проточкою під елеватор, із твердосплавними поясками;
- БТ - із проточками під елеватор і клиновий захват, із твердосплавними поясками;
- СТ - гладкі зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками;
- ЛСТ - із проточкою під елеватор, зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками;
- БСТ - із проточками під елеватор і клиновий захват, зі спіральними лисками, із твердосплавними поясками.

## **Б.3 Характеристики ТБТ**

Товстостінні бурильні труби (ТБТ) поставляються з плоскою або конічною (виконання І) опорною поверхнею під елеватор. За заявкою замовника наносяться твердосплавні пояски. Механічні властивості сталі відповідають вимогам АРІ.

Замкові з'єднання за рахунок різьб з кутом профілю ниток, рівним 90 град., і спеціальних розвантажувальних канавок відрізняються підвищеним крутним моментом (в 1,2 рази) і високою втомною міцністю. Ремонт різьб здійснюється без укорочування довжини труби.

В порівнянні з бурильними трубами БН-73 та БК-89 по ТУ 14-219-2004 ТБТ можуть встановлюватися влюбій частині БК без перевідників.

Дані про механічні, геометричні характеристики ТБТ взяті із [2].

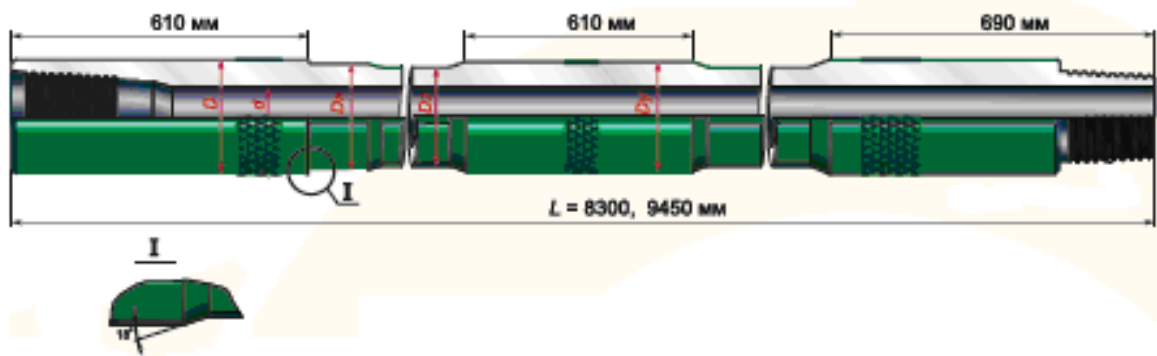


Рисунок Б2 – Схема ТБТ з одним центральним потовщенням

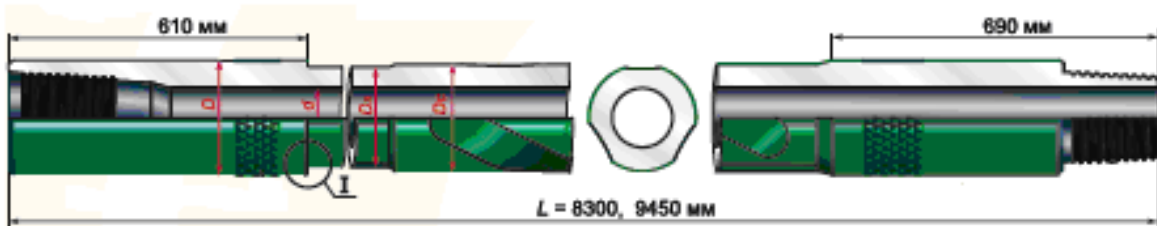


Рисунок Б3 – Схема ТБТ із спіральними канавками

#### Б.4 Тип виконання ТБТ

- К - з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;
- КТ - з конічним виступом під елеватор, із твердосплавними поясками, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;
- П - із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень, зі спіральними лисками;
- КО - з конічним виступом під елеватор, без центральних потовщень;
- ПО - із плоским виступом під елеватор, без центральних потовщень;
- К1 - з конічним виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;
- П1 - із плоским виступом під елеватор, з одним центральним потовщенням;
- К2 - з конічним виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями;
- П2 - із плоским виступом під елеватор, із двома центральними потовщеннями.

Таблиця Б3 – Параметри товстостінних бурильних труб  
**ТБТ-КО, ТБТ-ПО, ТБТ-К1, ТБТ-КТ1, ТБТ-П1, ТБТ-ПТ1, ТБТ-К2, ТБТ-КТ2, ТБТ-П2, ТБТ-ПТ2**

Діаметри, мм						Різьба API Spec 7-1/7-2	Радіус галтелі $r$ , мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згинчування, кН·м
Зовнішній, $D$	Потовщення, $D_n$	Внутрішній, $d$	Упорного торця, $D_1$	Проточки під елеватор, $D_3$	Тіла труби, $D_2$				
$\sigma_T = 758$ МПа									
121	102	51	114,5	97	89	3-102	3	32	14
	102	57	114,5	97	89	3-102	3	29	14
133	114	57	127,5	102	102	3-108	3	44	20
	114	63	127,5	102	102	3-108	3	39	19
	114	65	127,5	102	102	3-108	3	38	18
159	127	71	150	114	114	3-122	3	49	28
165	140	76	155	127	127	3-133	3	63	36
168	140	160	160	127	127	3-133	3	63	36
	140	160	160	127	127	3-133	3	49	28
$\sigma_T = 689$ МПа									
178	152	83	164,5	140	132	3-147	5	65	40
	152	86	164,5	140	132	3-147	5	61	40
	152	90	164,5	140	132	3-147	5	57	40
	152	98	164,5	140	132	3-147	5	48	36
	152	102	164,5	140	132	3-147	5	43	34

Таблиця Б4 – Параметри товстостінних спіральних бурильних труб ТБТ-К, ТБТ-КТ, ТБТ-П, ТБТ-ПТ

Діаметри, мм					Різьба API Spec 7-1/7-2	Крок спіралі S, мм	Радіус галтелі r, мм	Глибина спіральних лисок C, мм	Погонна маса спіральної частини, кг/м	Максимально допустимий момент згинчування, кН·м
Зовнішній, D	Спіральної частини, D <sub>c</sub>	Внутрішній, d	Упорного торця, D <sub>1</sub>	Проточки під елеватор, D <sub>3</sub>						
$\sigma_T = 758$ МПа										
92	71	36	86	73	3-73	815	3	4	21	5,4
105	79	51	100,4	81	3-86	890	3	4	20	8,0
121	98	57	114,5	102	3-102	890	3	6	35	14,4
133	110	57	127,5	114	3-108	915	3	6	50	19,9
159	123	71	150	127	3-122	965	3	6	57	28,0
165	123	76	155	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
168	123	76	160	127	3-133	1065	3	6	52	36,2
	123	90	160	127	3-133	1065	3	6	38	28,5
$\sigma_T = 689$ МПа										
178	136	90	164,5	140	3-147	1065	5	6	58	39,8

\*Напряв спіралі - правий

Таблиця Б5 – Параметри товстостінних бурильних труб з високомоментними різьбами

Тип ТБТ	Діаметри, мм						Різьба API Spec 7-1/7-2	Маса труби, довжиною 9450мм, кг
	Зовнішній, D	Потовщення, D <sub>n</sub>	Внутрішній, d	Спіральної частини, D <sub>c</sub>	Проточки під елеватор, D <sub>3</sub>	Тіла труби, D <sub>2</sub>		
із потовщеннями	102,0	95,0	51	-	81	81	3-81У	270
	105,5	101,6	51	-	81	81	3-83	280
	105,5	101,6	51	-	92	89	3-83	345
із спіральними канавками	102,0	-	51	82	81	-	3-81У	236
	105,5	-	51	85	81	-	3-83	264

## Б.5 Характеристики ЛБТ

Виготовлення алюмінієвих трубних заготовель здійснюються з алюмінієвих сплавів марок Д16Т або 1953Т1 методом прямого гідравлічного гарячого пресування. Трапецеїдальна різьба з конічним стабілізуючим пояском й упором по торці, у відмінності від безупорної різьби, що традиційно застосовувалася як трикутна, дозволяє частково розвантажити різьбу від знакозмінних згинаючих напружень, збільшуючи втомну міцність і надійність з'єднання. Гарантовані радіальні натяги забезпечуються за рахунок застосування "температурного" способу складання замків із трубами за спеціальною технологією. Завдяки такій конструкції досягається підвищена надійність з'єднання при знакозмінних навантаженнях, що дозволяє ефективно виконувати технологічні операції з обертанням інструмента, у тому числі, при роторному буравленні й аварійних роботах по ліквідації прихоплення.

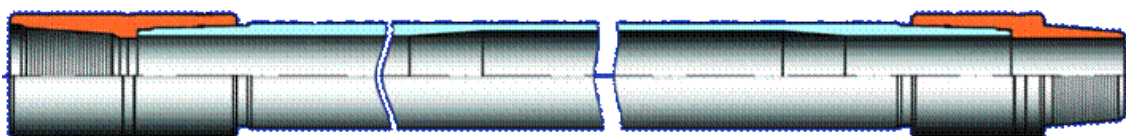


Рисунок Б4 – Схема ЛБТПН з внутрішньою висадкою  
(базове виконання)

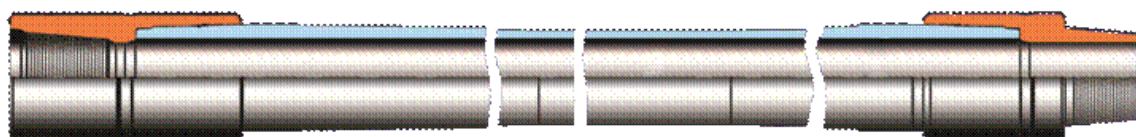


Рисунок Б5 – Схема ЛБТПН з зовнішньою висадкою  
(для вирішення технологічних задач, для яких необхідно рівнопрохідний  
внутрішній діаметр)

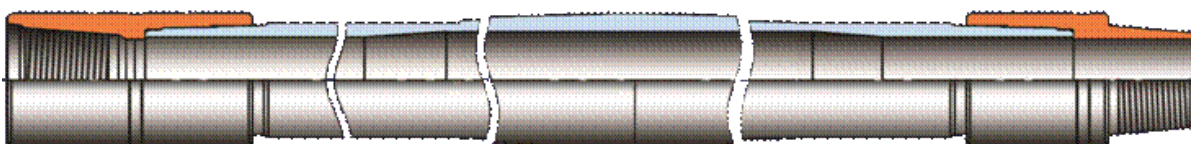


Рисунок Б6 – Схема ЛБТПН-П з протекторним потовщенням  
(протекторне потовщення ЛБТПН-П призначене для захисту від  
спрацювання основного тіла труби, а також для підвищення поздовжньої  
стійкості БК та її кращого центрування у стволі свердловини)

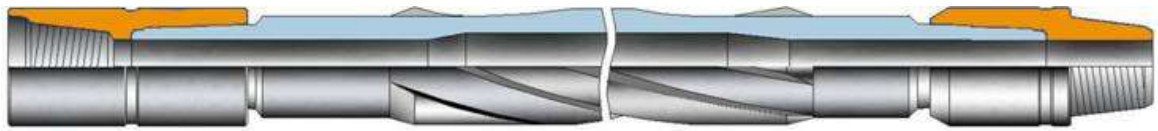


Рисунок Б7 – Схема ЛБТПН-С з гвинтовим оребренням  
(гвинтовим оребрення ЛБТПН-С призначене для покращення очищення  
ствола від вибуреної породи у горизонтальних ділянках свердловин та  
ділянках із значним відхиленням від вертикалі)

Таблиця Б6 – Параметри легкосплавних бурильних труб ЛБТПН  
ЛБТПН-П, ЛБТПН-С

Технічні характеристики ЛБТПН										
Типорозмір труби	Товщина стінки, мм	Діаметр труби, мм	Діаметр замка, мм	Різьбове з'єднання (аналог по API Spec 7- 1/7-2)	Маса труби в зборі, кг	Виконання труби с протекторним потовщенням		Граничні міцні сні параметри Алюмінієвий сплав Д16Т/1953Т1		
						Діаметр протектора	Маса труби в зборі	Розтягуюче навантаження кН	Крутниймоме нт, кН*м	Внутрішній тиск МПа
90x9	9	91	108	3-86 (NC 31)	80,5	107	87,5	750/1110	13/19	56/83
103x9	9	103	120,6	3-102 (NC 38)	96,0	118	105,0	865/1275	17,1/25,3	49,7/73,4
103x11	11	103	120,6	3-102 (NC 38)	137,0	118	146,5	1033/1526	20/29	61/90
114x11	11	116	152	3-122 (NC 46)	168,0	138	185,0	1180/1740	25,9/38,3	53,9/79,7
129x11	11	129	159	3-133 (NC 50)	186,0	150	202,5	1325/1957	25,9/48,8	48,5/71,6
147x11	11	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	217,0	172	242,0	1525/2255	44,3/65,4	42,6/62,9
147x13	13	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	239,0	172	264,0	1780/2625	50,2/74,1	50,3/74,3
147x15	15	147	178	3-147 (5 1/2 FH)	268,5	172	293,5	2022/2986	55,7/82,1	58/85,7
168x11	11	168	203	3-171 (6 5/8 FH)	231,0	194	264,0	1762/2603	60/87	37/55
168x13	13	168	203	3-171 (6 5/8 FH)	250,0	194	283,0	2056/3037	68/100	44/65

Таблиця Б7 – Деякі характеристики матеріалів для бурильних труб

Параметри	S-135	V-150	UD-165	Алюміній	Титан
Зовнішній діаметр, дюйм	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>
Внутрішній діаметр, мм	130,89	130,89	130,89	121	130,89
Товщина стінки, мм	9,2	9,2	9,2	14,12	9,2
Границя текучості, МПа	930,8	1034,2	1137,6	482,6	827,4
Границя міцності на розрив, Н	3755294	4172546	4589802	2890609	3338037
Маса однієї труби на повітрі, кг	3719	3719	3719	2396	2469
Маса однієї труби в промивній рідині густиною 950 кг/м <sup>3</sup>	3180	3180	3180	1673	1931
Ціна відносно S-135	1	1,1	1,15	1,5-2,5	7-10

## ДОДАТОК В

Таблиця В1 – Код програми на мові Python для чисельного інтегрування за методом Сімпсона

### Python

```
import numpy as np
from scipy.integrate import quad

# Вкажіть ваші значення тут:
r = 10.0
R = 5.0
x0 = 2.0
y1, y2 = 0, 5 # Межі інтегрування
sign = 1 # 1 для '+', -1 для '-'

def integrand(y):
    term_sqrt = np.sqrt(r**2 - y**2)
    numerator = term_sqrt + (sign * R)

    arg1 = (term_sqrt + R) / numerator
    arg2 = (term_sqrt - x0) / numerator

    # Перевірка області визначення arcsin (від -1 до 1)
    if abs(arg1) > 1 or abs(arg2) > 1:
        return 0

    res = (numerator / term_sqrt) * (np.arcsin(arg1) - np.arcsin(arg2))
    return res

integral_val, error = quad(integrand, y1, y2)
S = 2 * r * integral_val
print(f"Результат S: {S}")
```

## Таблиця В2 – Код програми на мові Maple для чисельного інтегрування за методом Сімпсона

### Maple

```
restart; # Очищення пам'яті
with(Student[Calculus1]): # Завантаження пакету для чисельного аналізу

# --- 1. Введення констант (задайте власні значення) ---
r := 10.0: # Радіус r
R := 15.0: # Параметр R
x0 := 2.0: # Параметр x0
y1 := -9.0: # Нижня межа інтегрування (має бути > -r)
y2 := 9.0: # Верхня межа інтегрування (має бути < r)
n := 100: # Кількість кроків розбиття (для методу Сімпсона має бути парним)

# --- 2. Визначення підінтегральної функції ---
# Примітка: використовуємо знак "+" (якщо потрібно "-", змініть у формулі
нижче)
f := y -> 2*r * ((sqrt(r^2 - y^2) + R) / sqrt(r^2 - y^2)) *
      (arcsin((sqrt(r^2 - y^2) + R) / (sqrt(r^2 - y^2) + R)) -
       arcsin((sqrt(r^2 - y^2) - x0) / (sqrt(r^2 - y^2) + R)));

# --- 3. Обчислення методом Сімпсона ---
# Команда ApproximateInt повертає наближене значення інтеграла
result_simpson := ApproximateInt(f(y), y = y1 .. y2, method = simpson, partition = n,
output = value);

# --- 4. Точне чисельне значення для порівняння ---
# Використовуємо стандартний адаптивний метод Maple
result_exact := evalf(Int(f(y), y = y1 .. y2));

# --- 5. Виведення результатів ---
printf("Параметри: r=%g, R=%g, x0=%g\n", r, R, x0);
printf("Межі інтегрування: [%g, %g]\n", y1, y2);
printf("-----\n");
printf("Результат за методом Сімпсона (n=%d): %.10f\n", n, evalf(result_simpson));
printf("Точне чисельне значення (evalf/Int): %.10f\n", result_exact);
printf("Абсолютна похибка: %.10e\n", abs(evalf(result_simpson) -
result_exact));
```

## БІБЛІОГРАФІЯ

1. Буріння нафтових і газових свердловин: підручник / В. М. Орловський, В. С. Білецький, В. І. Сіренко. Львів: Новий Світ-2000, 2024. 408с. (Бібліотека Гірничої енциклопедії).
2. В.С. Войтенко, В.Г. Вітрик, Р.С. Яремійчук, Я.С. Яремійчук. Технологія і техніка буріння: узагальнююча довідкова книга – Львів: Центр Європи, 2012. – 708с.
3. Технологія і техніка колтубінгу: навч. посіб. / В. П. Орловський, В. Г. Вітрик, А. М. Понець та ін. Полтава: ПолтНТУ, 2017. 258 с.
4. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі, Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Дослідження деформованого стану бурильної колони, що обертається на ділянці похилої свердловини. Нафтогазова енергетика 2023. № 2. С. 38-52. [https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2\(40\)-38-52](https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2(40)-38-52).
5. Гриджук Я.С., Мохній І.Ю. , Кондур Т.І., Слабий О.О., Царук В.Ф. Модель взаємодії орієнтованої компоновки низу бурильної колони із стінками свердловини. Нафтогазова енергетика 2024. № 2(42). С. 61-70. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-61-70](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-61-70).
6. Ja. Grydzhuk, I. Chudyk, A. Velychkovych, A. Andrusyak. Analytical evaluation of inertial properties of the range of the drill string in its rotation. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2019.№ 1/7 (97) P. 6-14.
7. Чудик І. І. Узагальнена методика розрахунку енергетичних витрат при роботі неорієнтованих компоновок низу бурильної колони для роторного способу буріння. Науковий вісник ІФНТУНГ. 2013. № 2(35). С.121-128.
8. Чудик І. І., Юрич А. Р., Козлов А. А. Врахування каверно- і жолобоутворення при проектуванні неорієнтованих КНБК. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. №2(23) 2007. С. 45-50.
9. Rovenski V. Modeling of Curves and Surfaces with MATLAB®. New York; Dordrecht; Heidelberg; London: Springer Science+Business Media, LLC, 2010. 447 p. (Springer Undergraduate Texts in Mathematics and Technology ; vol.7).
10. Handbook of Computer Aided Geometric Design / ed. by G. Farin, J. Hoschek, M.-S. Kim. Amsterdam : North-Holland ; Elsevier Science B.V., 2002. 825 p. ISBN 0-444-51104-0.
11. Технологічний регламент енергоефективного буріння надглибоких нафтогазових свердловин / І. І. Чудик, А. П. Джус, Я. С. Гриджук, А. С. Процюк В.Р.; ІФНТУНГ. Івано-Франківськ, 2019. 26 с.

12. Методика розрахунку зведеного моменту інерції бурильної колони для роторного та суміщеного способів буріння свердловини / І. І. Чудик, А. П. Джус, Я. С. Гриджук, А. С. Величкович, А. М. Лівінський; ІФНТУНГ. Івано-Франківськ, 2019. 36 с.

13. ВБНУ. Споруджування свердловин на газ і нафту. Основні положення. ВБН В.2.4-00013741-001:2008. НАК “Нафтогаз України”.

## ДОДАТОК Б

### Інформація про внесок кожного співавтора у публікаціях за темою дисертації

#### Статті, в яких опублікуванні основні результати дисертації

**1. Мохній І.Ю., І. І. Чудик І.І.** Науково-практичні основи застосування колони гнучких труб у скерованих свердловинах. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2022. №3 (84). С. 18-23. **(Фахове видання України).**

**Внесок: Мохній І. Ю.** провів аналіз закордонних та вітчизняних публікацій, та охарактеризував науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах; **Чудик І. І.** здійснив наукове керівництво, поставив завдання дослідження, брав участь у систематизації методів дослідження сил притискання труб та перевірці отриманих результатів.

**2. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі Ахмед, Кондур Т.І., Мохній І.Ю.** Дослідження деформованого стану бурильної колони, що обертається на ділянці похилої свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2023. №2. С. 38-52. [https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2\(40\)-38-52](https://DOI:10.31471/1993-9868-2023-2(40)-38-52)  
<http://elar.nung.edu.ua/handle/123456789/9378> **(Фахове видання України).**

**Внесок: Гриджук Я. С.** здійснив постановку задачі та загальне наукове керівництво; **Слабий О. О.** розробив математичну модель деформування бурильної колони та виконав програмну реалізацію розрахунків; **Ахмед Аль-Танакчі** виконав аналіз впливу геометричних параметрів свердловини на напружений стан колони; **Кондур Т. І.** провів верифікацію результатів моделювання; **Мохній І. Ю.** взяв участь у розробленні математичної моделі деформування бурильної колони на ділянці похилої свердловини, обґрунтував вихідні дані для моделювання;

**3. Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю.** Імітаційна модель бурильної колони з установленим генератором осьових коливань. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2023. №3 (88). С. 49-60. ISSN 1993-9973. e-ISSN 2415-332X. <https://doi.org/10.69628/pdogf/3.2023.49> (Фахове видання України).

**Внесок:** Слабий О. О. розробив концепцію імітаційної моделі та математичний апарат для дослідження вібраційних процесів; Гриджук Я. С. виконав аналіз та декомпозицію досліджуваного об'єкта на окремі елементи; Кондур Т. І. забезпечив методологічну підтримку при моделюванні коливальних систем; Мохній І. Ю. взяв участь у створенні числових баз для побудови чисельно-імітаційних моделей та проведенні чисельних досліджень динаміки бурильної колони, оснащеної генератором осьових коливань.

**4. Слабий О.О., Гриджук Я.С., Кондур Т.І., Мохній І.Ю., Царук В.Ф., А.Б. Михайлів.** Визначення оптимального місця розташування генератора осьових коливань в бурильній колоні. *Нафтогазова енергетика*. 2024. №1 (41) С. 86-95. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1\(41\)-86-95](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-1(41)-86-95) (Фахове видання України).

**Внесок:** Слабий О. О.: концептуалізація дослідження, розробка імітаційних моделей у середовищі Modelica, написання початкового тексту статті; Гриджук Я. С.: наукове керівництво, методологія динамічного моделювання системи «бурильна колона – свердловина», критичне редагування рукопису; Кондур Т. І.: розробка алгоритмів та написання програми на Python для автоматизації серії розрахунків і паралельного оброблення даних, візуалізація (побудова графіків залежностей) Мохній І.Ю.: взято участь у створенні числових баз для побудови чисельно-імітаційних моделей та проведенні чисельних досліджень динаміки БК, оснащеної ГОК; Царук В. Ф.: формальний аналіз результатів чисельних експериментів, валідація нелінійної моделі тертя Стрібека (Striebeck friction model); Михайлів А. Б.: адміністрування проєкту, технічне супроводження чисельного моделювання, доопрацювання графічного матеріалу.

5. Гриджук Я.С., Мохній І.Ю., Кондур Т.І., Слабий О.О., Царук В.Ф. Модель взаємодії орієнтованої компоновки низу бурильної колони із стінками свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2024. №2 (42). С. 61-70. [https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2\(42\)-61-70](https://doi.org/10.31471/1993-9868-2024-2(42)-61-70) (Фахове видання України).

**Внесок:** Гриджук Я. С.: наукове керівництво, обґрунтування загальної методології дослідження, критичний аналіз і редакційне правлення тексту рукопису; Мохній І. Ю.: участь у розробці розрахункових схем і складання рівнянь рівноваги та руху БК у скерованих свердловинах; Кондур Т. І.: побудова механіко-математичної моделі взаємодії компоновки зі стінками свердловини із використанням рівнянь Лагранжа другого роду; Слабий О. О.: розробка та практична реалізація методу введення фіктивних ступенів вільного ходу бурильної колони для визначення реакцій опор, написання первинного чорновика статті; Царук В. Ф.: проведення формального аналізу отриманої системи диференціальних рівнянь, валідація моделі з урахуванням сил тертя за Кулоном та візуалізація розрахункових сил контактної взаємодії.

6. Гриджук Я.С., Чудик І.І., Слабий О.О., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Математична модель оцінки поздовжнього резонансу бурильної колони для буріння скерованих ділянок свердловин. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2026. №3 (301). С. 50–64. <https://doi.org/10.33216/1998-7927-2026-301-3-50-64> (Фахове видання України).

**Внесок:** Гриджук Я. С.: наукове керівництво, обґрунтування концепції дослідження поздовжнього резонансу двоступеневих бурильних колон, затвердження остаточної версії рукопису; Чудик І. І.: аналіз сучасної науково-технічної літератури за темою дослідження, збір і структурування вихідних даних щодо параметрів бурових розчинів та геометрії викривлених ділянок свердловин; Слабий О. О.: виведення системи нерівностей для визначення меж небезпечних зон поздовжнього резонансу, написання початкового тексту наукової статті; Кондур Т. І.: розробка математичних

моделей та алгоритмів розрахунку амплітудно-частотних характеристик для різних типів компонок (зокрема зі сталевими та титановими секціями); **Мохній І. Ю.:** участь у розробці розрахункових схем і складання рівнянь рівноваги та руху БК у скерованих свердловинах, візуалізація графічного матеріалу.

#### Тези наукових конференцій

**7. Мохній І.Ю., Чудик І.І.** Науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах. *Modern research in world science. Proceedings of IV International Scientific and Practical Conference.* Lviv, Ukraine 10-12 July 2022. С. 276-281.

**Внесок: Мохній І. Ю.:** провів аналіз закордонних та вітчизняних публікацій, та охарактеризував науково-практичні передумови застосування гнучких труб у скерованих свердловинах написання початкового тексту матеріалів конференції; **Чудик І. І.:** здійснив наукове керівництво, обґрунтування науково-практичних передумов та критеріїв ефективності застосування КГТ, критичний аналіз результатів та редакційне правлення тексту доповіді.

**8. Гриджук Я.С., Чудик І.І, Слабий О.О. , Кондур Т.І., Мохній І.Ю.** Про аналітичне визначення площі зони контактування прогнutoї ділянки бурильної колони із стінкою свердловини. *III Міжнародна науково-технічна конференція “Перспективи розвитку машинобудування та транспорту – 2023”*, Вінниця. 1-3 червня 2023р. С. 63-65. [15173 \(vntu.edu.ua\)](https://vntu.edu.ua)

**Внесок: Гриджук Я. С.:** наукове керівництво, формування загальної концепції аналітичного дослідження зон контактування бурильної колони. **Чудик І. І.:** обґрунтування механіко-технологічних передумов моделювання та критичний аналіз отриманих математичних залежностей. **Слабий О. О.:** аналітичне виведення геометричних рівнянь для визначення площі зони контакту прогнutoї ділянки, написання тексту тез. **Кондур Т. І.:** розробка розрахункових алгоритмів, проведення числового оцінювання параметрів

контакту та візуалізація графічного матеріалу; **Мохній І. Ю.:** обґрунтування аналітичного визначення площі зони контактування прогнутної ділянки бурильної колони із стінкою свердловини.

**9.** Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі, Кондур Т.І., **Мохній І.Ю.** Сучасні тенденції комп'ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. *XII Міжнародна науково-технічна конференція “Прогресивні технології в машинобудуванні”*. 5-9 лютого 2024 р. Івано-Франківськ – Яремче. [ZbE\\_PTME2024\\_погодж 31-01.pdf - Google Диск](#)

**Внесок:** **Гриджук Я.С.:** концептуалізація, методологія, загальне керівництво, критичне редагування тексту (15%); **Слабий О.О.:** концептуалізація, формальний аналіз існуючих комп'ютерних моделей, написання основного тексту; **Аль-Танакчі:** збір та систематизація даних, аналіз закордонного досвіду моделювання бурильних колон; **Кондур Т.І.:** валідація аналітичних даних, візуалізація (підготовка схем та діаграм), редагування тексту; **Мохній І.Ю.:** обґрунтовано сучасні тенденції та запропоновано концепцію для комп'ютерного моделювання з дослідження роботи БК.

**10.** O. Slabyi, Y. Grydzhuk, T. Kondur, **I Mokhniy**. Features of the drill string model construction with axial vibration oscillator. *XIV Міжнародна науково-технічна конференція “Прогресивні технології в машинобудуванні ATME 2026”*. 9-13 лютого 2026 р. Івано-Франківськ – Яремче. С. 58-59. DOI: <https://doi.org/10.31713/MCIT.2024.074>

**Внесок:** **Гриджук Я.С.:** Концептуалізація, методологія, загальне керівництво дослідженням, критичне редагування рукописи; **Слабий О.О.:** Концептуалізація, розробка математичних моделей, програмне забезпечення, аналіз результатів моделювання; **Кондур Т.І.:** Аналіз існуючих публікацій, збір первинних даних, візуалізація (побудова графіків та схем), написання первісного тексту доповіді, переклад; **Мохній І.Ю.:** обґрунтовано сучасні тенденції та запропоновано концепцію для комп'ютерного моделювання з дослідження роботи БК; оформлення матеріалів відповідно до вимог конференції.