

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Аль-Танакчі Ахмед Джамал Фадхіл

УДК 622.24.001.57

ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ОРІЄНТОВАНИХ
КОМПОНОВОК НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ШЛЯХОМ ОЦІНКИ ЇХ
ТЕХНІЧНОГО СТАНУ

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
_____ Аль-Танакчі Ахмед Джамал Фадхіл

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

Івано-Франківськ – 2025

АНОТАЦІЯ

Аль-Танакчі Ахмед Джамал Фадхіл. Підвищення ефективності експлуатації орієнтованих компоновок низу бурильної колони шляхом оцінки їх технічного стану. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 185 – Нафтогазова інженерія і технології. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2025.

В роботі, на основі техніко-технологічних та гірничо-геологічних даних буріння скерованих свердловин проведено аналіз сучасних методів та засобів дослідження динаміки бурильної колони (БК); динамічного навантажування орієнтованих компоновок низу бурильних колон (КНБК); а також супутніх ускладнень, що виникають в процесі поглиблення вибою. Охарактеризовано можливі шляхи підвищення ефективності експлуатації орієнтованих КНБК у скерованих свердловинах.

Розроблено математичну модель вязко-пружного контактування плоскодеформованої БК із стінкою скерованої свердловини. Проведено оцінку конструктивних параметрів орієнтованих КНБК для забезпечення їх проходження в стовбурі скерованої свердловини. Описано особливості застосування орієнтованих КНБК у процесі буріння скерованих свердловин. Встановлено динаміку зміни параметрів взаємодії елементів орієнтованих КНБК під впливом різних значень зенітного кута, кута перекосу осі корпусу вибійного двигуна, навантаження на долото, кількості опорно-центруючих пристроїв.

Досліджено стійкість плоскодеформованої БК і КНБК у скерованій свердловині з урахуванням умов, необхідних для дослідження статичної та динамічної рівноваги. Шляхом побудови та числової реалізації імітаційних моделей поздовжніх та крутильних коливань БК досліджено параметри плоского деформування орієнтованих КНБК у скерованій свердловині.

Сформульовано та вирішено завдання по дослідженню стійкості

просторово деформованої БК у скерованій свердловині при дії осьових та поперечних навантажень, згинальних та крутних моментів. Розроблено математичну та імітаційну моделі для управління динамікою БК і КНБК при бурінні скерованої свердловини з урахуванням основних постулатів та законів динаміки.

З урахуванням розробленої моделі для управління динамікою бурильної колони при бурінні скерованої свердловини розроблено методика оцінки технічного стану елементів КНБК у скерованій свердловині. Із застосуванням постулатів механіки руйнування та методу скінченних елементів набув подальшого розвитку метод прогнозування втомної довговічності елементів орієнтованих КНБК. Розроблено тривимірну твердотільну модель замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб (ОБТ) з напівеліптичною втомною тріщиною в небезпечному перерізі. Визначено коефіцієнти інтенсивності напружень нормального відриву та поперечного зсуву перед фронтом втомної тріщини враховуючи як нормальні так і дотичні напруження в площині її поширення та проведено розрахунок кількості циклів до настання критичного стану.

Ключові слова: бурильна колона; буріння; динамічна модель; компоновка низу бурильної колони; коливання; математична модель; похило-скерована свердловина; в'язко-пружне контактування; напружено-деформований стан; ефективність експлуатації; технічний стан; замкове різьбове з'єднання; півеліптична тріщина; коефіцієнт інтенсивності напружень; нафтова і газова свердловини.

ANNOTATION

Al-Tanakchi Ahmed Jamal Fadhil. Increasing the efficiency of operation of oriented drill string bottom arrangements by assessing their technical condition. - Academic qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for obtaining an academic degree of candidate doctor of philosophy in major 185 – Oil and gas engineering and technologies. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2025.

In the work, on the basis of technical-technological and mining-geological data of drilling directional wells, an analysis of modern methods and means of studying the dynamics of the drill string was carried out; dynamic loading of oriented layouts of the bottom of drill strings (BHA); as well as related complications arising in the process of deepening the hole. Possible ways of increasing the efficiency of operation of oriented BHA in directional wells are characterized.

A mathematical model of visco-elastic contact of a plane-deformed drill string with the wall of a directional well was developed. An evaluation of the design parameters of oriented BHA was carried out to ensure their passage in the bore of a directional well. Features of the application of oriented BHA in the process of drilling directional wells are described. The dynamics of changes in the parameters of the interaction of the oriented BHA elements under the influence of different values of the zenith angle, the angle of skew of the axis of the blast motor housing, the load on the bit, and the number of support-centering devices have been established.

The stability of the plane-deformed drill string and BHA in the directional well was studied, taking into account the conditions necessary for the study of static and dynamic equilibrium. By constructing and numerically implementing simulation models of longitudinal and torsional vibrations of the drill string, the plane deformation parameters of oriented BHA in a directional well were investigated.

The task of investigating the stability of a spatially deformed drill string in a directional well under the action of axial and transverse loads, bending and torques

was formulated and solved. A mathematical and simulation model has been developed for controlling the dynamics of the bottom of the drill string and the BHA when drilling a directional well, taking into account the basic postulates and laws of dynamics.

Taking into account the developed model for controlling the dynamics of the drill string when drilling a directional well, a technique for assessing the technical condition of the elements of the BHA in the directional well was developed. With the application of the postulates of fracture mechanics and the method of finite elements, the method of predicting the fatigue life of oriented BHA elements was further developed. A three-dimensional solid-state model of a keyed threaded connection of weighted drill pipes (WDP) with a semi-elliptical fatigue crack in a dangerous section has been developed. The stress intensity coefficients of normal detachment and transverse shear in front of the fatigue crack front were determined, taking into account both normal and tangential stresses in the plane of its propagation, and the number of cycles before the onset of the critical state was calculated.

Keywords: drill string; drilling; dynamic model; layout of the bottom of the drill string; fluctuation; mathematical model; inclined well; visco-elastic contacting; stressed-deformed state; operational efficiency; technical condition; locking threaded connection; semi-elliptical crack; stress intensity factor; oil and gas wells.

Список публікацій здобувача

1. 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. **(Фахове видання України).**

2. 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. **(Фахове видання України).**

3. Rachkevych R.V., Chudyk I.I., Rachkevych I.A., Al-Tanakchi A. Application of fuzzy logic for risk assessment of investment projects. SOCAR Proceedings Special Issue No. 2 (2022) 001-008. P. 1-8. **(Видання, що індексується в базі Scopus).**

4. Božena Gajdzik, Yaroslav Grydzhuk, Michał Bembenek, Liubomyr Ropyak, Mykhaylo Pashechko, Orest Slabyi, Ahmed Al-Tanakchi, Tetiana Pryhorovska. Evaluation of Frictional Interactions of Drill Strings, Equipped with Steel, Titanium, and Aluminum Pipes, with Well Bore Holes. *Energies* 2023, (19). P. 85-91. **(Видання, що індексується в базі Scopus та Web of Science).**

5. 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. **(Фахове видання України).**

6. Pashechko Mykhailo, Гриджук Я.С., Аль Танакчі Ахмед. Розширення технологічних можливостей комплексу для вимірювання динамічних параметрів бурильного інструменту. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Датчики, прилади та системи – 2021». 20 - 24 вересня 2021 року Черкаси – Херсон – Лазурне. **(Тези конференції).**

7. Pashechko Mykhailo, Гриджук Я.С., Михайлів А.Б., Кондур Т.І., Аль Танакчі Ахмед. Деякі особливості застосування давачів для вимірювання параметрів коливань нафтогазового обладнання. X Міжнародна науково-технічна конференція «Датчики, прилади та системи – 2023». 12 - 14 вересня 2023 року Черкаси. **(Тези конференції).**

8. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі А., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Сучасні тенденції комп'ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні – 2024». 5 - 9 лютого 2024 року. Івано-Франківськ – Яремче. **(Тези конференції).**

ЗМІСТ

Вступ.....	10
РОЗДІЛ 1 Огляд і аналіз опублікованих робіт та постановка завдання дослідження	15
1.1 Огляд і аналіз публікацій за темою дисертації	15
1.2 Огляд і аналіз конструкцій сучасних орієнтованих КНБК для буріння скерованих свердловини	20
1.3 Аналіз сучасних методів та засобів дослідження динаміки БК і КНБК при бурінні скерованих свердловин	30
1.4 Аналіз ускладнень, що виникають під час роботи БК і КНБК при бурінні скерованих свердловин	41
1.5 Висновки до розділу 1, постановка завдань дослідження та вибір методів їх вирішення	48
РОЗДІЛ 2 Розробка математичної моделі дослідження вязко-пружного контактування плоскодеформованої бурильної колони із стінкою свердловини	51
2.1 Аналіз динаміки взаємодії бурильної колони із стінками скерованої свердловини.....	51
2.2 Обґрунтування вибору демпфуючих силових факторів та розрахункової схеми коливної системи	53
2.3 Математична модель в'язко-пружного контактування прогнutoї ділянки бурильної колони із стінкою скерованої свердловини	55
2.4 Оцінка конструктивних параметрів орієнтованих КНБК для забезпечення їх проходження в стовбурі скерованої свердловини	66
2.5 Особливості застосування орієнтованих КНБК у процесі буріння скерованих свердловин	77
2.6 Висновки до розділу 2	85
РОЗДІЛ 3 Дослідження стійкості плоскодеформованої бурильної колони у скерованій свердловині	88

3.1 Умови, необхідні для дослідження статичної та динамічної рівноваги бурильної колони у скерованій свердловині	88
3.2 Математична модель дослідження сил взаємодії ділянок бурильної колони зі стінками свердловини.....	91
3.3 Дослідження геометрії плоского деформування бурильної колони для вертикальної та скерованої свердловин шляхом числового моделювання.....	96
3.4 Аналіз результатів числового моделювання.....	101
3.5 Висновки до розділу 3	105
РОЗДІЛ 4 Дослідження стійкості просторово деформованої бурильної колони у скерованій свердловині.....	107
4.1 Розробка моделі для управління динамікою бурильної колони при бурінні скерованої свердловини.....	107
4.2 Вибір системи координат та задання кінематики руху.....	111
4.3 Рівняння динаміки роботи бурильної колони.....	115
4.4 Оцінка силових факторів, що діють на бурильну колону	118
4.5 Розробка імітаційної моделі та числове моделювання	121
4.6 Висновки до розділу 4	127
РОЗДІЛ 5 Методика оцінки технічного стану елементів компоновки низу бурильної колони у скерованій свердловині	129
5.1 Моделювання напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони у скерованій свердловині методом скінченних елементів	129
5.2 Моделювання напружено-деформованого стану елемента КНБК з поверхневою напівеліптичною тріщиною.....	141
5.3 Алгоритм оцінки технічного стану елементів орієнтованої КНБК на основі промислових даних.....	151
5.4 Висновки до розділу 5	153
Загальні висновки.....	155
Список використаних джерел.....	158

Додаток А Методика прогнозування втомної довговічності бурильних труб за складного деформованого стану	176
Додаток Б Список публікацій здобувача	199

ВСТУП

Актуальність теми

Забезпечення зростаючої потреби видобутку й приросту запасів вуглеводнів вимагає постійного нарощування обсягів бурових робіт, освоєння нових нафтових і газових родовищ та інтенсифікацію їх розробки. Підвищення ефективності процесу буріння глибоких похило-скерованих і горизонтальних свердловин багато в чому визначається раціональним та ефективним навантаженням бурильних колон. За своєю конструкцією вони є складними, довгомірними, просторово орієнтованими, пружними механічними системами. Цим зумовлені труднощі із вибором ефективних та безпечних режимів їх експлуатації в широкому діапазоні зміни навантажень, амплітуд і частот вимушених коливань. Буріння свердловини є одним із найбільш енерговитратних етапів із циклу її будівництва. При цьому основними процесами, які впливають на якість спорудження і на енергетичні витрати, є дотримання заданої траєкторії, передача максимальної енергії по бурильній колоні до долота, ефективне промивання вибою, раціональне навантаження її нижньої частини.

Досліджували основні технологічні процеси буріння скерованих свердловин складних профілів такі відомі вчені, як Аветисян Н. Г., Александров М. М., Белоруссов В. О., Векерик В. І., Гулізаде М. П., Григулецький В. Г., Григорян Н. А., Гасанов Г. Г., Дверій В. П., Епштейн Е. Ф., Калінін А. Г., Кауфман Л. Я., Кулієв В. Т., Куліков В. В., Мирзаджанзаде А. Х., Мислюк М. А., Мойсишин В. М., Поваліхін А. С., Сароян А. Є., Стетюха Е. И., Федоров В. С., Хакімов Л. З., Яремійчук Р. С., Ясов В. Г. та інші. Основними критеріями, які ставилися науковцями при вдосконаленні існуючих і розробленні нових технічних засобів бурового і енергетичного обладнання та технології буріння, були збільшення рейсової швидкості і зменшення собівартості метра проходки. В результаті нафтогазовидобувна промисловість отримала енергоємні техніку та технології буріння скерованих

свердловин. В результаті нафтогазовидобувна промисловість отримала енергоємні техніку та технології буріння скерованих свердловин, для яких коефіцієнт передачі корисної енергії по бурильній колоні і буровому розчині до долота у вертикальних свердловинах не перевищував 15%, а в скерованих – 10%. За різними даними механічна енергія, яка затрачається на поглиблення вибою становить близько 30-40% від підведеної до бурильної колони. 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, що має певні геометричні недосконалості. Саме це і обумовило необхідність застосування більш ефективного новітнього обладнання, зокрема і орієнтованих компоновок низу бурильної колони (КНБК).

Визначальним фактором, який забезпечує безаварійне та ефективне спорудження скерованих свердловин є працездатний стан орієнтованих КНБК за складних техніко-технологічних та гірничо-геологічних умов буріння. Першочергового значення набуває оцінка технічного стану найбільш уразливих елементів КНБК – замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ). Згідно із статистичними даними 80% всіх аварій із ЗРЗ пов'язані з їх втомним руйнуванням.

Тому оцінка технічного стану елементів орієнтованих КНБК за діючих експлуатаційних навантажень, форм динамічної рівноваги у скерованих свердловинах є актуальною проблемою. Її вирішення дасть змогу в значній мірі підвищити ефективність процесу буріння свердловин, знизити аварійність і підвищити техніко-економічні показники буріння.

Мета роботи

Розроблення науково-практичних рішень для оцінки технічного стану елементів орієнтованих КНБК в складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння шляхом дослідження динамічних процесів їх деформування у скерованих свердловинах.

Основні завдання дослідження

1. Аналіз силових факторів та ускладнень при взаємодії бурильної колони із стінками скерованої свердловини за умови її локального контакту..

2. Розробка розрахункових схем та математичних моделей для дослідження динаміки бурильної колони за наявності динамічних навантажень та в'язко-пружного контактування зі стінками скерованої свердловини.

3. Розробка математичної моделі для дослідження стійкості просторово деформованої КНБК під дією сил стиску і розтягу, а також згинального та крутного моментів.

4. Розробка методики оцінки технічного стану елементів орієнтованої КНБК за складного деформованого стану у скерованій свердловині.

Об'єкт дослідження – процеси динамічного навантажування та пружного деформування бурильної колони у скерованій свердловині з геометричними недосконаlostями.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан орієнтованої КНБК під час її динамічного навантажування у скерованій свердловині за складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умов буріння.

Методи дослідження. Дослідження проводились за допомогою комплексного методу, що полягає у сумісному використанні математичного та комп'ютерного моделювання об'єкта досліджень із застосуванням сучасного програмного забезпечення.

Наукова новизна

1. Вперше розроблено математичну модель дослідження силової взаємодії деформованої бурильної колони зі стінками скерованої свердловини за наявності динамічних навантажень та в'язко-пружного локального контактування.

2. Отримала подальший науковий розвиток аналітично-числова модель дослідження стійкості плоско деформованих бурильних колон,

укомплектованих сталевими, титановими та легкосплавними бурильними трубами з подальшим амплітудо-частотним аналізом контактних сил.

3. Вперше розроблено математичну модель дослідження стійкості просторово деформованої КНБК у скерованій свердловині з урахуванням нелінійних просторових сил контактної взаємодії, що спричинюють її складний, просторовий напружено-деформований стан.

4. Розроблено методику оцінки технічного стану елементів КНБК з використанням науково-практичних рішень п. 1, п. 2, п.3 та результатів досліджень динамічних процесів їх деформування у скерованих свердловинах.

Практичне значення

1. Розроблено та уніфіковано імітаційні моделі для автоматизованого дослідження плоского і просторового напружено-деформованого стану бурильної колони та її елементів у скерованій свердловині із застосуванням програмних засобів Dymola, Maple, MapleSim та Ansys.

2. Створено числову базу для побудови та дослідження імітаційних моделей бурильної колони на мові Modelica з урахуванням геометричних, кінематичних та динамічних параметрів, а також фізико-механічних характеристик середовища свердловини з метою оцінки технічного стану елементів орієнтованих КНБК (передано в ТОВ “Карпатська бурова компанія”).

3. Практичні результати дисертаційного дослідження відображені в керівному документі «Методика прогнозування втомної довговічності бурильних труб за складного деформованого стану» (впроваджена в ТОВ “Ендейвер”).

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: [1] – проведений аналіз та охарактеризовано особливості застосування орієнтованих КНБК у процесі буріння скерованих свердловин; [2] – проведено

оцінювання конструктивних параметрів орієнтованих КНБК для забезпечення їх проходження в стовбурі скерованої свердловини; [3, 5, 8] – запропоновано концепцію для вимірювання та комп'ютерного моделювання динамічних параметрів БК, деформованої у стовбурі скерованої свердловини; [4] – взято участь у розробці кінцево-елементної моделі та проведено чисельні дослідження напружено-деформованого стану ділянки БК на інтервалі свердловини з каверною; [6, 7] – взято участь у розробці математичних моделей та проведено розрахунки параметрів повздовжньої стійкості та контактних сил деформованої БК у стовбурі скерованої свердловини.

Апробація результатів роботи

Основні положення дисертації доповідалися і обговорювалися на наукових семінарах кафедри “Буріння свердловин” ІФНТУНГ, а також на міжнародних науково-технічних конференціях: «Датчики, прилади та системи – 2021», «Датчики, прилади та системи – 2023», «Прогресивні технології в машинобудуванні – 2024».

Публікації

На даний момент за темою дисертації опубліковано 8 наукових праць, з яких 3 статті у фахових виданнях України, 2 статті у виданнях, що входять у міжнародну базу Scopus (одна з них у Web of Science, 3 тези наукових конференцій).

Структура та обсяг дисертації

Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, основних висновків, списку використаної літератури і додатків. Обсяг дисертації становить 200 сторінки, у тому числі 15 таблиць та 53 рисунки. Список використаних джерел налічує 140 найменування. Обсяг 2-ти додатків становить 25 сторінки.

Автор висловлює щире подяку науковому керівнику, докт. техн. наук, проф. Чудикю І. І. за цінні поради при виконанні наукової роботи, а також ТОВ «Карпатська бурова компанія» та ТОВ “Ендейвер” за надану промислову інформацію та технічну підтримку.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД І АНАЛІЗ ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ТА ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Огляд і аналіз публікацій за темою дисертації

Характерною особливістю нафтових і газових родовищ України є суттєва виснаженість основних та наявність великої кількості залишкових запасів вуглеводнів у слабо дренованих важкодоступних зонах (болота, заплави, водойми, гірський рельєф тощо). Для їх розробки необхідним є спорудження похило-скерованих (ПСС) і горизонтальних свердловин (ГС) із застосуванням у складі бурильної колони (БК) високоефективного техніко-технологічного забезпечення – компоновок низу бурильної колони (КНБК). На даний час буріння ПСС і ГС охоплює надзвичайно широке коло питань, всебічно вирішити які з урахуванням специфіки кожного геологічного регіону практично неможливо. Вивченню і вирішенню проблем буріння нафтогазових свердловин, а також розробці та удосконаленню низки методик по проектуванню та експлуатації КНБК присвячено багато досліджень вітчизняних та зарубіжних вчених [1, 2, 3, 4, 5, 6 та ін.]. Також частина досліджень лягла в основу розробок технологій та технічних засобів для забезпечення параметрів проектного профілю похило-скерованих і горизонтальних свердловин з використанням різноманітних систем управління їх траєкторією [7, 8, 9, 10, 11 та ін.].

Як показує практика, дані технології і технічні засоби часто не задовольняють проектним вимогам процесу спорудження свердловин і потребують постійного вдосконалення і розроблення ефективних науково-обґрунтованих рішень для їх використання в конкретних гірничо-геологічних умовах. Саме до таких технічних засобів відносять КНБК. Аналіз опублікованих праць за даним напрямком [8, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17 та ін.] свідчить, що існуючі конструкції КНБК орієнтованого і неорієнтованого управління параметрами проектного профілю знаходять використання в

умовах як роторного, так і турбінного способів буріння. Проте застосування суміщеного способу буріння та буріння вибійними двигунами в ПСС чи ГС виникають техніко-технологічні проблеми, які напряду пов'язані з оцінкою технічного стану КНБК та їх елементів. Вони закладені в підходах до проектування конструкцій КНБК, комплексного дослідження навантаження, аналізу напружено-деформованого стану їх елементів та формують низку досліджень для прогнозування довговічності [18, 19, 20, 21, 22, 23], підвищення ефективності експлуатації БК [24, 25, 26, 27, 28, 29], оцінці технічного стану й забезпечення безаварійної роботи [30, 31, 32, 33].

Ряд науковців [34, 35, 36, 37, 38, 39, 40, та ін.] присвятили свої роботи вирішенню наукових проблем по аналізу динамічних процесів та експлуатаційної надійності БК та КНБК при бурінні нафтогазових свердловин. Так, розроблення та удосконалення методів та засобів для забезпечення роботоздатності БК присвячено роботи [34, 35]; методам та засобам управління БК підвищенню її експлуатаційної надійності – роботи [36, 37, 38]; основам моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень БК, та управлінню динамічними процесами – [39, 40]. Попри проблеми управління КНБК практикою буріння ПСС і ГС встановлено, що пошкодження, які відбуваються з елементами КНБК, як правило, мають втомний характер. В більшості випадків причиною появи втомних пошкоджень і руйнувань елементів КНБК є динамічні згинальні, осьові та крутильні навантаження, що та високочастотними коливаннями. Власне, низка досліджень вітчизняних та зарубіжних вчених [18-22, 23-26, 35-38] присвячена вирішенню науково-технічних задач і проблем причин виникнення та втомних руйнувань елементів КНБК і БК та прогнозуванню довговічності їх елементів.

Існуючі на даний час вибійні системи і технології скерованого буріння нафтових та газових свердловин застосовують в умовах суміщеного способу. КНБК при цьому стають слабо керованими і не можуть повноцінно забезпечувати параметри проектного профілю. Шляхом аналізу промислових і наукових матеріалів [3, 40, 41, 42, 44] встановлено низку упущень в підходах

до їх проектування і вибору при відповідних техніко-технологічних параметрах експлуатації ПСС і ГС.

Вирішення завдань по проектуванню і вибору КНБК напряму пов'язані із вирішенням наукових задач побудови та розв'язку математичної моделі деформованого стану БК, що знаходиться у ПСС чи ГС. Останні ж, є доволі складними, оскільки потребують розробки моделі просторової деформації БК, 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 бурильної колони 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.

Одним із найпростіших підходів вивчення деформованого стану БК і КНБК у свердловині є постановка плоскої статичної задачі, де бурильна колона представляється жорстким стрижнем Ейлера-Бернуллі навантаженим зовнішніми поздовжніми і поперечними силами, деформації якого обмежені геометрією стінок свердловини. Такий підхід використовувався в одній із ранніх робіт [45]. Аналогічний підхід використовували Rocheleau D. N. і Dareing D. W. в роботі [46] де була розроблена статична модель для дослідження деформованого стану бурильної колони у викривленій ділянці свердловини. Недолік такого підходу полягає в тому, що вивчення деформації бурильної колони у площині не достатньо точно описує реальну деформацію бурильної колони у свердловині.

Проведені експериментальні дослідження показують, що деформація БК після втрати стійкості в залежності від різних факторів набуває вигляду так званої "змійки" (синусоїди) або просторової спіралі [47, 48, 49]. Зважаючи на це в більшості досліджень розглядають просторову модель деформації бурильної колони. В найпростіших моделях розглядається рівновага

бурильної колони, як стрижня що не володіє жорсткістю на згин (“soft string” модель) під дією сил ваги, реакцій з боку стінки свердловини із врахуванням [50] або нехтуванням силами тертя [51]. Хоча такий підхід не дозволяє точно описувати рівновагу бурильної колони однак чисельна простота розв’язку моделей такого типу сприяє поширенню даного методу [52, 53, 54]. Інший підхід полягає у представленні бурильної колони у вигляді стрижня, що володіє жорсткістю на розтяг, згин і кручення та піддається поперечній і крутній деформації (“stiff string” модель).

Основним фактором, що впливає на точність і адекватність створеної моделі є опис взаємодії бурильної колони із стінками свердловини. Як правило цю взаємодію описують двома силами: реакцією з боку стінки і зусиллям тертя, що виникає в зоні контакту. В найпростіших “soft string” моделях реакцію з боку стінки свердловини визначають складаючи рівняння силової рівноваги по нормальній осі до точки контакту приймаючи, що стінка свердловини є абсолютно жорсткою [51; 54; 55]. В “stiff string” моделях, які передбачають можливість «відриву» бурильної колони від стінки свердловини, зусилля контакту визначають від величини деформації стінки свердловини при контакті із бурильною колоною. В різних роботах автори моделювали стінку свердловини лінійно пружним тілом [56], нелінійно пружним тілом [52, 57, 58] або пружно-в’язким тілом [59; 60]. Сили тертя найчастіше моделюються тертям Кулона [46, 55, 61, 62, 63, 64]. Для покращення точності моделі окремі автори розраховували приведений коефіцієнт тертя між стінкою свердловини і бурильною колоною по отриманих промислових даних [50; 51; 61]. Однак модель тертя Кулона погано описує тертя при розв’язку задач динаміки, що призводить до потреби застосування складніших моделей тертя. Tran, Nguyen і інші [59; 60] використовували модифіковану модель тертя Кулона з згладженим переходом від статичного до динамічного тертя. Автори. [52; 56; 57] в розроблені моделі використовували гістерезисну модель тертя із коефіцієнтом тертя, що залежить від відносної швидкості, модель якого отримана за результатами

експерименту [63]. Long Y., Wang X і інші [64, 65] також використовують гістерезисну модель тертя. Оцінка вибору різних моделей тертя при описі взаємодії бурильної колони із стінками свердловини проведено в роботі [66].

Іншим важливим чинником який впливає на динаміку бурильної колони є врахування впливу протікання промивальної рідини. В найпростіших моделях вплив промивальної рідини враховується тільки через наявну силу Архімеда. В роботах [50, 67] також враховано вплив тиску промивальної рідини на зміну зусилля натягу через теорію ефективного натягу [68, 69]. Найбільш детально вплив промивальної рідини на деформований стан бурильної колони розглянутий в роботах [63, 70], де окрім виштовхувальної сили і ефективного натягу також враховано інерційні сили і сили опору, які виникають при протіканні потоку рідини, що знаходиться в бурильній колоні і між трубному просторі. Впливом інших факторів при побудові моделей, як правило, нехтують. Однак Li Zifeng [71] також враховував поздовжня видовження бурильних труб від зміни температури.

Існують два домінуючі підходи по створенню математичних моделей статички та динаміки просторового деформованого стану бурильної колони. Перший підхід полягає у отриманні системи диференціальних рівнянь у часткових похідних виведених при розгляді рівноваги елементарної частини бурильної колони під дією зовнішніх навантажень, внутрішніх сил та сил інерції виходячи із законів теорії пружності. Як правило в результаті отримується система диференціальних рівнянь з частковими похідними, які розв'язують чисельними методами, зокрема методом кінцевих різниць та методом ліній [52, 22, 32, 39, 72]. Інший підхід полягає у визначенні механічної енергії деформованої частини бурильної колони та порівнянні його з елементарними роботами зовнішніх силових факторів. За допомогою такого підходу, як правило отримують кінцево-елементну модель БК і КНБК [59, 60, 73, 74].

Аналіз проведених досліджень різних авторів показує, що вивчення динаміки БК у ПСС є доволі складною задачею. На сьогодні не існує моделей

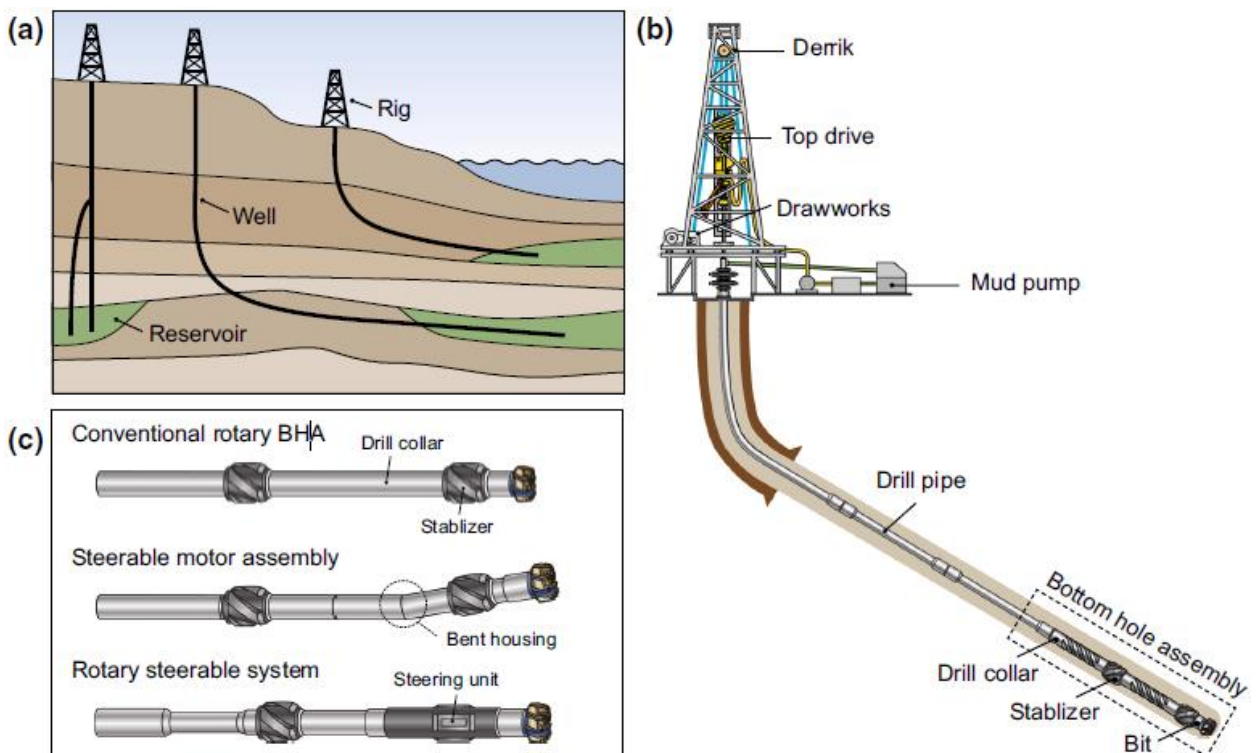
які б з достатньою точністю описували взаємодію КНБК із стінками ПСС, а також враховували вплив промивальної рідини на динаміку деформованого стану всієї БК. Зважаючи на це було проведено аналіз сучасних аналітично-числових методів та засобів дослідження динаміки БК у ПСС.

1.2 Огляд і аналіз конструкцій сучасних орієнтованих КНБК для буріння скерованих свердловин

Науково технічний прогрес в розвитку технологій та обладнання для проведення бурових робіт на сьогодні дозволяє споруджувати свердловини складного просторового профілю, що було б неможливо забезпечити «традиційною» конструкцією бурильної колони, що складається із бурильних труб, обважених бурильних труб, калібраторів та породоруйнівного інструменту. Зважаючи на це КНБК для буріння ПСС включає низку додаткового обладнання, яке покликано забезпечити ефективний та безаварійний процес спорудження свердловини [4, 5, 7, 11]. Одним із поширених методів похило-скерованого буріння є використання роторно-керованих систем [75, 76, 77]. Найбільшого поширення при спорудженні свердловин набули РКС виробництва таких компаній як «Schlumberger», «Weatherford», «Halliburton», «Sinocpec», «Noble Corp, NDT» та інших.

Загалом типові орієнтовані КНБК для спорудження скерованих свердловин складаються з породоруйнівного інструменту, яким переважно є PDC долото, гвинтового вибійного двигуна (ГВД), роторної керованої системи (РКС), системи телеметрії (СТ) з гідравлічним або електромагнітним каналом зв'язку, систем каротажу (СК), інструментів для розширення діаметру свердловини, секцій обважених бурильних труб (ОБТ), товстостінних бурильних труб (ТБТ) та бурильних труб (БТ), амортизаторів, гідравлічного осцилятора коливань (ГОК), ударних інструментів, перехідників, зворотних клапанів, а також калібраторів ствола (КЛС) та стабілізаторів різних конструкцій, замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ) та іншого допоміжного обладнання [11, 44, 45, 75, 76, 77, та ін]. Правильний вибір КНБК, геометрії її

елементів з врахуванням механічних властивостей матеріалів з яких вони виготовлені, дає можливість забезпечити ефективне спорудження свердловини заданої траєкторії (рис. 1.1) без виникнення негативних вібраційних процесів, як у БК, так і на породоруйнівному інструменті, що негативно впливають на ресурс обладнання. Таким чином досягається можливість збільшення швидкості проходки, зниження кількості спуско-підйомних операцій, безаварійність роботи та ймовірності диференціального прихоплення БК.



- a) розташування на одній поверхні для кількох свердловин, буріння на суші до морського пласта, b) схематичне зображення типової системи буріння, c) типові типи КНБК; звичайна роторна КНБК, КНБК з керованим ГВД і РКС

Рисунок 1.1 – Схематизація та КНБК для скерованого буріння [77]

В якості прикладу розглянемо КНБК діаметром $\varnothing 152\text{мм}$ з РКС та ГВД (рис. 1.2), які успішно застосовувались при бурінні похило-скерованих свердловин в Україні. Технічні характеристики даних КНБК наведені в таблицях 1.1 і 1.2. Особливістю даних КНБК є наявність в їх конструкції двох

КЛС та ГОК. РКС PowerDrive Orbit 475 RSS компанії Schlumberger, що використовується в КНБК характеризується високими робочими характеристиками та застосовується при спорудженні свердловини на неусталених динамічних режимах [75, 76, 77]. Такі режими характеризуються наявністю переривчастого руху долота, жорстких ударів, зміні крутного моменту та завдяки інноваційному ущільненню має можливість працювати із промивальними рідинами, що мають водневий показник 9,5-12 та характеризуються підвищеною корозійністю. Дана РКС дає можливість набирати до 10° на 30 м, та забезпечувати обертання долота до 350 об/хв, за рахунок чого регулюючи режими буріння можна уникати виникнення переривчастого обертання долота. Окрім цього система дає змогу записувати вібрації по трьох осях, поздовжні в діапазоні (0÷35)g та поперечні в діапазоні (0÷75)g проводити гамма-каротаж та орієнтувати компоновку по зенітному та азимутальному кутах.

ГВД PowerPack A475GT виробництва Schlumberger є вибійним гвинтовим двигуном з секцією перекоосу осі, що дає можливість встановити кут перекоосу в діапазоні 0-3°. ГВД забезпечує частоту обертання двигуна в діапазоні 105-260 об/хв при загальній потужності 97кВт. Також в компоновках встановлено ГОК Agitator 4 3/4". Використання ГОК дає змогу зменшити сили тертя між бурильною колоною та стінками свердловини, забезпечити кращу передачу осьової сили до долота, а також стабільне переміщення КНБК у свердловині. Усе це дає змогу збільшити механічну швидкість буріння, покращити керованість КНБК та якість прокладання траєкторії свердловини та збільшити ресурс роботи інструменту.

Таблиця 1.1 – Коротка технічна характеристика орієнтованої КНБК з використанням ГОК та РКС

№	Елемент КНБК	Діаметр, мм	Довжина, м	Сумарно	
				Довжина, м	Маса, т
1	Долото MR613V PDC Bit	152,4	0,19	0,19	0,01
2	РКС, PD Orbit 475 AA 6" Slick СС-АВ	132,0	3,96	4,15	0,22
3	Немагнітний перевідник Flex Sub	124,0	1,40	5,55	0,31
4	Немагнітний КЛС 5 7/8" NM String Stab	149,23	1,37	6,92	0,38
5	Немагнітний зворотній клапан NM Float Sub w/Float	121,0	1,13	8,05	0,46
6	Орієнтуючий перевідник UBHO Sub	121,0	0,93	8,98	0,52
7	Немагнітна ОБТ з телесистемою MWD	121,0	9,31	18,29	1,22
8	Немагнітний КЛС 5 7/8" NM String Stab 149 мм	149,23	1,41	19,70	1,29
9	Немагнітна ОБТ 1х 4 3/4" NMDC	121,0	9,31	29,01	1,94
10	ТБТ 3-1/2" HWDP 13×3-1.2"	127,0	122,44	151,45	7,38
11	ГОК Agitator 4 3/4"	121,0	3,42	154,87	7,56
12	Амортизатор	122,4	3,50	158,37	7,62
13	ТБТ 3-1/2" HWDP 23×3-1/2"	127,0	216,45	374,82	17,4
14	Яс	121,0	9,10	383,92	18,1
15	ТБТ 3-1/2" HWDP 12×3-1/2"	127,0	112,24	496,16	22,9
16	Перевідник Misc. Sub	136,0	0,50	496,66	23,1

Таблиця 1.2 – Коротка технічна характеристика орієнтованої НБК з використанням ГОК та ГВД

№	Елемент КНБК	Діаметр, мм	Довжина, м	Сумарно	
				Довжина, м	Маса, т
1	Долото MR613V PDC Bit	152,4	0,18	0,18	0,02
2	ГВД А475М5683GT PowerPак, 5 27/32" кут перекоосу 1,5°/10м	148,43	8,53	8,71	0,53
3	Немагнітний зворотній клапан NM Float Sub w/Float	121,0	1,13	9,84	0,61
4	Немагнітний КЛС 5 7/8" NM String Stab	149,225	1,37	11,21	0,69
5	Орієнтууючий перевідник UBHO Sub	121,0	0,93	12,14	0,75
6	Немагнітна ОБТ з телесистемою	121,0	9,31	21,45	1,44
7	Немагнітний КЛС 5 7/8" NM String Stab	149,23	1,41	22,86	1,52
8	Немагнітна ОБТ 1×4 3/4" NMDC	121,0	9,31	32,17	2,17
9	ТБТ 3-1/2" HWDP 13×3-1.2"	127,0	122,44	154,61	7,62
10	ГОК Agitator 4 3/4"	121,0	2,84	157,45	7,76
11	Амортизатор	121,0	3,34	160,79	7,95
12	ТБТ 3-1/2" HWDP 23× 3-1/2"	127,0	216,45	377,24	17,6
13	Яс	121,0	9,10	386,34	18,2
14	ТБТ 3-1/2" HWDP 12×3-1/2"	127,0	112,24	498,58	23,1
15	Перевідник Misc. Sub	136,0	0,50	499,08	23,3

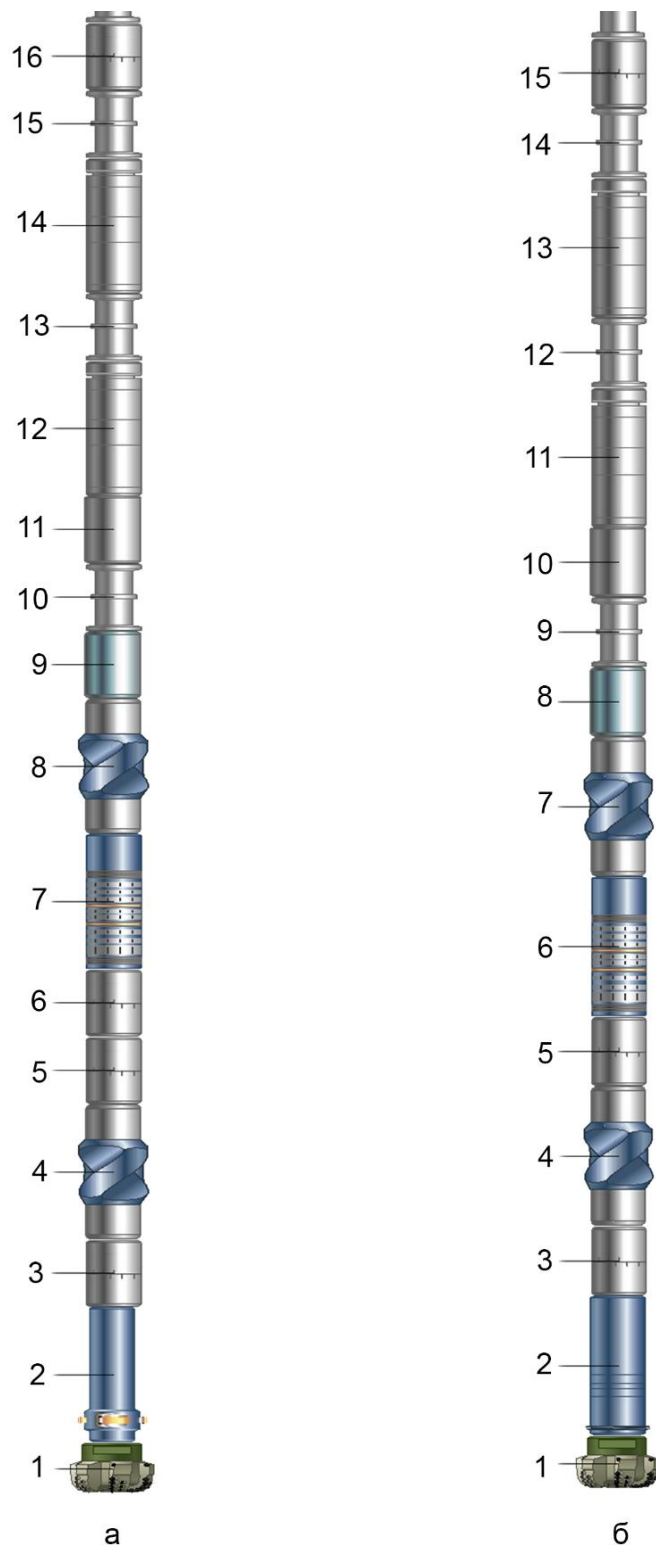


Рисунок 1.2 – Загальний вигляд орієнтованих КНБК з використанням РКС (а)
та з використанням ГВД (б)

Для буріння горизонтальних ділянок свердловин застосовуються орієнтовані КНБК, які споряджені MWD - та LWD-телесистемами з гідравлічним каналом зв'язку фірм “Drill-Tek MWD” та “Bench Tree” (рис. 1.3, табл. 1.3) [11, 78, 79]. MWD та LWD-телесистеми використовуються для контролю запроектованої траєкторії стовбура свердловини, а також відображення геологічної інформації, проведення інклінометричних вимірювань у процесі буріння та забезпечення якісного розкриття продуктивного горизонту. Зазначені КНБК застосовувалися при бурінні горизонтальних ділянок свердловин відповідно № 258 Гнідинцівського та № 525 Бургуватівського родовищ [11]. Діючі бурові компанії при бурінні ПСС і ГС застосовують MWD та LWD системи різних видів і призначень, які вибирають залежно від геолого-технічних умов буріння, особливостей технологічних процесів і поставлених завдань. Для передачі інформації із систем LWD у систему MWD, а потім на поверхню до наземної станції, розшифрування та обробки інформації застосовується два способи:

- 1) передача інформації пульсацією бурового розчину;
- 2) передача інформації електромагнітними хвилями.

Телеметрична MWD система виробництва “Bench Tree” [78, 79] включає в себе: електроніку, давачі азимуту і кута нахилу, гамма-зонди, пульсатори, а також акумуляторні батареї, які конфігуруються та налаштовуються для конкретних потреб щодо задання траєкторії свердловини. Комплект давачів може бути встановлений в стандартних немагнітних ОБТ, але також можливе аварійне їх вилучення та встановлення телеметричної системи без підйому бурильних труб. Дані телеметричні системи, в поєднанні з високоякісними допоміжними компонентами, майстерно інтегровані в компактні, готові для використання на бурових MWD/LWD комплекти. Кожен стандартний комплект MWD/LWD системи включає 2 повні свердловинні і наземні системи обладнання. Схема телесистеми наведена на рисунку 1.4.

Таблиця 1.3 – Коротка технічна характеристика орієнтованої КНБК з використанням MWD-телесистеми та ГВД

№	Елемент КНБК	Діаметр, мм	Довжина, м	Сумарно	
				Довжина, м	Маса, т
1	Долото тришарошкове	215,9	0,25	0,25	0,02
2	ГВД 6/7 5,0 (з відхилювачем) кут перекосу 2,2°/10 м	165	9,18	9,43	0,53
3	Орієнтуючий перевідник 6 1/2"	165	0,73	10,16	0,61
4	Немагнітна ОБТ із т/с MWD всередині 6 1/2"	165	9,29	19,45	0,69
5	Немагнітна ОБТ 6 1/2"	165	9,38	28,83	0,75
6	Перехідник Н 4 1/2"IF×Мз - 133	165	0,25	29,08	1,44
7	HWDP 168x127x89 мм	168	297,8	326,88	1,52
8	ТБПК 127x9,19 G-105	127	109,28	436,16	2,17
9	Перевідник Нз - 133×Мз - 122	155	0,27	436,43	7,62
10	ОБТ Ø165мм	165	74,11	510,54	7,76
11	Перевідник Нз - 133×Мз - 122	133	0,33	510,87	7,95
12	Гідравлічний яс	165	5,50	516,37	17,6
13	Перевідник Нз - 133×Мз - 122	133	0,28	516,65	18,2
14	ОБТ Ø165мм	165	36,87	553,52	23,1
15	Перевідник Нз - 133×Мз - 122	133	0,36	553,88	23,3
16	ТБПК Ø127×9,19мм	127	891,38	1445,26	23,5

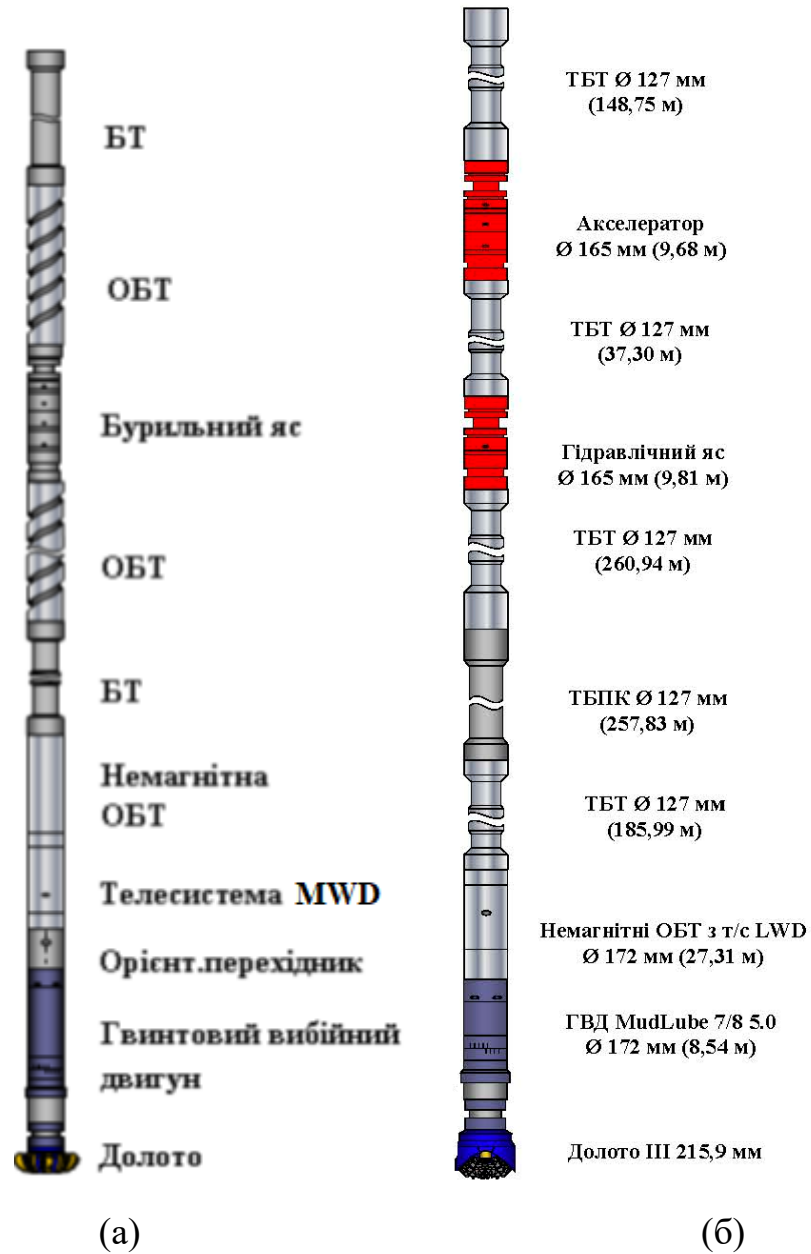
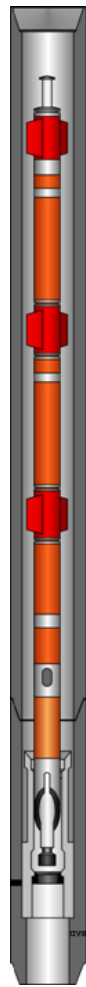


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд орієнтованих КНБК для буріння горизонтальної ділянки у свердловини з використанням MWD (а) та LWD (б) телесистем та ГВД [11]



- Ловильна головка
- Модуль батареї (основна)
- Центратор
- Модуль батареї (додаткова)
- Центратор
- М+Пульсатор (+гамма модуль, + модуль інклінометра)
- Немагнітний направляючий перевідник

Рисунок 1.4 – Схема компоновки телесистеми “Bench Tree” [78]

Свердловинні інструменти компанії “Bench Tree” включають в себе:

- потужну електроніку, яка забезпечує більш швидку обробку і зв'язок з розширеними функціональними можливостями для зберігання даних;
- точні акселерометри та магнітометри для визначення азимуту і зенітного кута призначені для забезпечення виняткової точності і надійної роботи;
- компактні пульсатори з вбудованим інтелектом і додатковими можливостями.

Наземні системи обладнання “Bench Tree” включають в себе: галузеві надбання декодування та технології відображення: передові приймачі, дисплеї промислового виконання, датчики, системи бездротової передачі даних, багатофункціональне програмне забезпечення. Всі наземні системи обладнання розроблені для ефективної інтеграції з обладнанням на буровій.

1.3 Аналіз сучасних методів та засобів дослідження динаміки БК і КНБК при бурінні скерованих свердловин

Важливим класом задач динаміки КНБК є дослідження коливань вузлів та елементів механізмів під дією змінних навантажень [28, 29, 32, 33, 37, 39, 40]. Тут можливі резонансні явища, які супроводжуються інтенсивним ростом амплітуди коливань та напружень у вузлах та елементах [32, 33, 37]. Періодичні і навіть неперіодичні навантаження можуть призводити до появи критичних режимів роботи з динамічною нестійкістю, автоколиваннями, параметричними та іншими видами коливань [15, 37, 39, 40]. Для довгомірних БК, що працюють в свердловинних умовах окрема увага приділяється і дисипативним процесам, які характеризують втрати механічної енергії під час коливань [12, 14, 15, 17, 39, 40]. До останніх належать поздовжні, поперечні та крутильні коливання БК і КНБК при бурінні ПСС і ГС.

Авторами [77] розглянуто динамічні процеси бурильної колони під час роботи долота на нерівному вибої, який утворюється в процесі поздовжніх коливань і підтримується умовами буріння. Бурильний інструмент, схема якої зображена на рисунку 1.5 складається із секцій бурильних труб та орієнтованої КНБК, до складу якої входять ступені обважнених бурильних труб, гідродвигуна, опорно-центруючих та віброзахисних пристроїв, керуючої системи та долота. Динамічні процеси починаються із дослідження поздовжнього переміщення корпусу долота, яке подається в такому вигляді:

$$U_{\text{д}} = A \sin(pt), \quad (1.1)$$

де A – амплітуда поздовжніх коливань долота; згідно літературних джерел [2, 6, 9, 15, 21 та ін.] амплітуда низькочастотних коливань становить 3-20 мм, високочастотних в твердих породах не перевищує 1 мм; p – частота власних коливань КНБК; t – час.

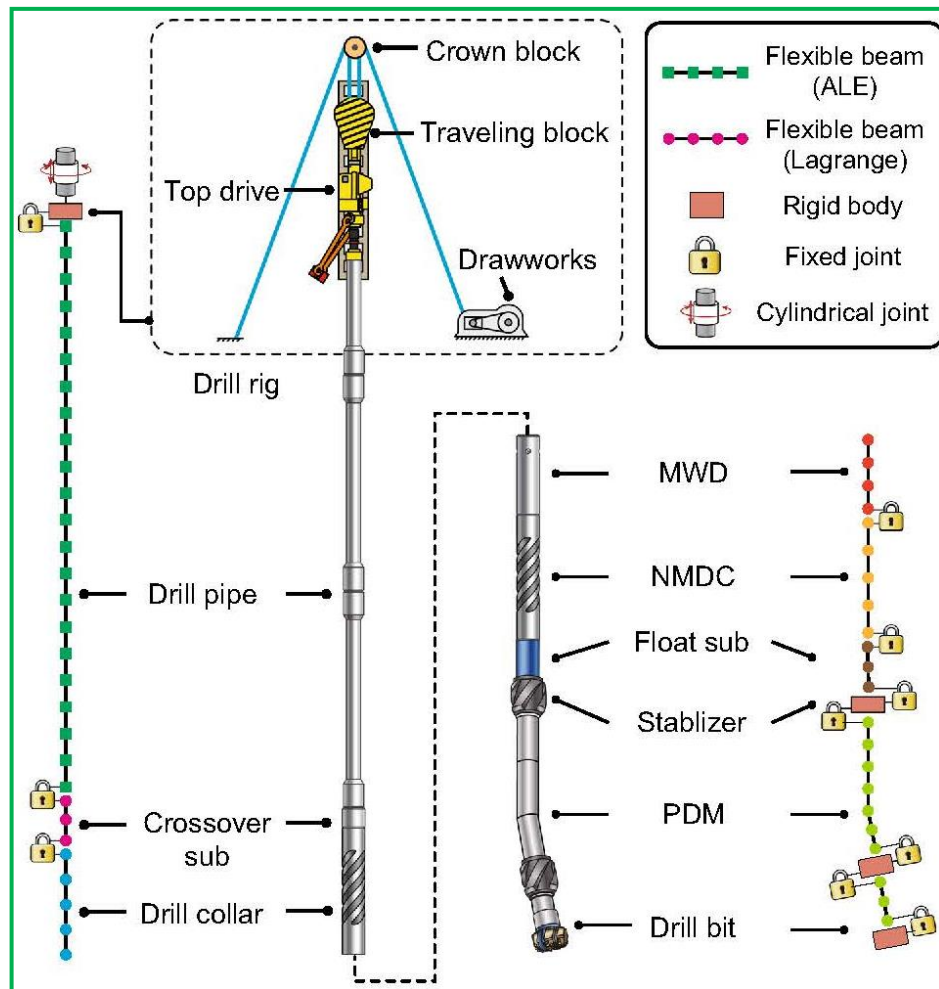


Рисунок 1.5 – Динамічна модель буриньного інструменту, побудована за принципом нарощування кінематичного ланцюга [77]

Згідно [77] граничними умовами для перерізу 1-2 приймаються рівність переміщень та сил. Верхній кінець приймається вільний від сил. Високочастотні коливання, що виникають у КНБК однозначно параметризують навантаженість всього обладнання, що входить до складу буриньного інструменту [32, 33, 37, 39, 40, 75, 77]. Тому розв’язок задачі, яка б враховувала розподілені параметри ОБТ, БТ, наявності гідродвигуна, опорно-центруючих, віброзахисних та орієнтаційно-скеровуючих пристроїв, дає можливість розробити методику для оцінювання навантаженості БК і КНБК у ПСС чи ГС (рис. 1.5).

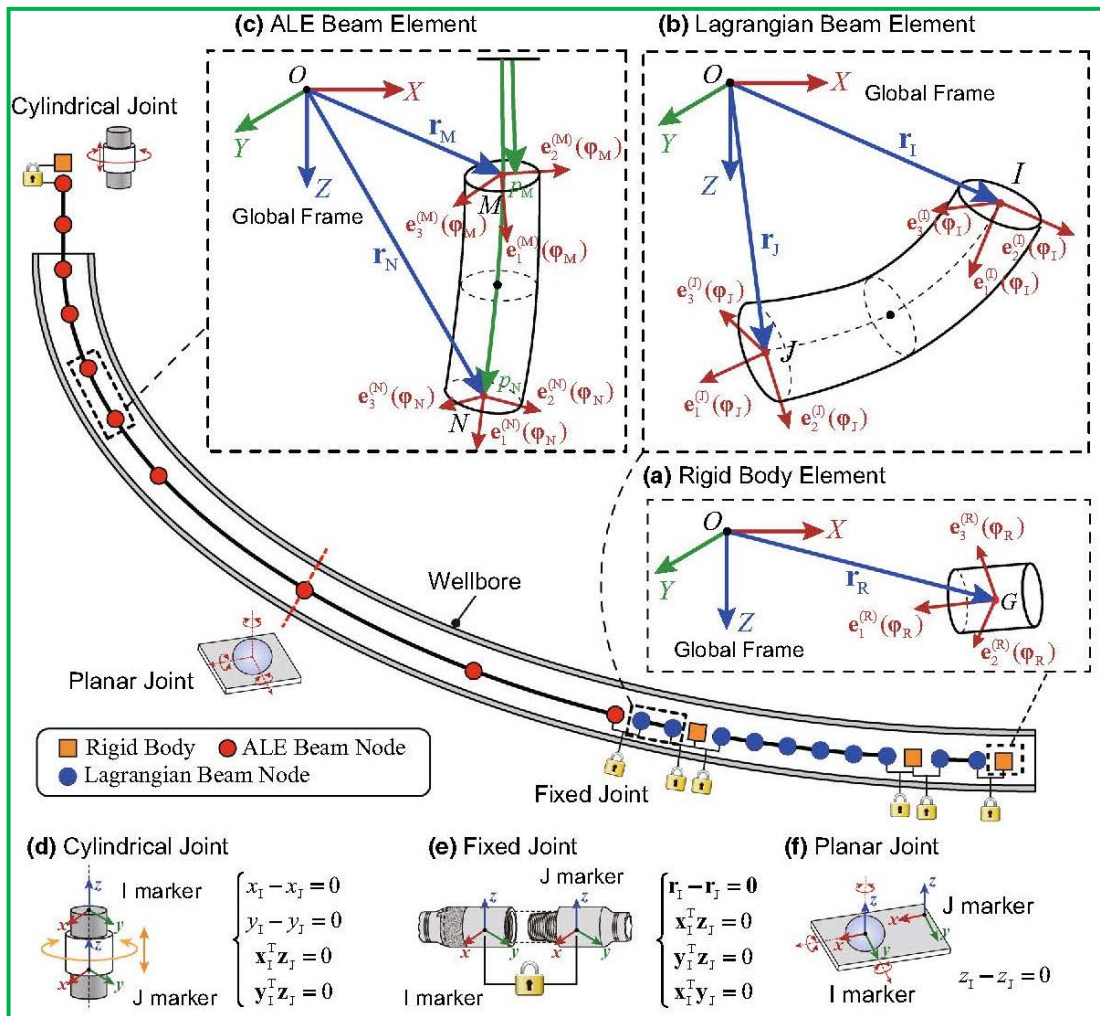


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема для дослідження динаміки бурильного інструменту у скерованій свердловині методом гнучких елементів [77]

В загальному випадку задача динаміки для елемента системи, зображеної на рисунку 1.6 має наступний вигляд:

$$F(q, \dot{q}, \ddot{q}, t) = \begin{bmatrix} Q(q, \dot{q}, \ddot{q}) + \left(\frac{\partial C}{\partial q} \right)^T \lambda + Q_{ext}(q, \dot{q}, t) \\ C(q, \dot{q}, t) \end{bmatrix}, \quad (1.2)$$

де q, \dot{q}, \ddot{q} – узагальнені координата, швидкість та пришвидшення відповідно; t – час; F, Q, C, Q_{ext} – діючі активні, статичні, дисипативні навантаження та

динамічні реакції у довільному перерізі КНБК відповідно; λ - множник Лагранжа.

Імітаційні моделі (рис. 1.5, 1.6), елементи яких описані залежністю (1.2) – це інструмент для оцінки силових параметрів БК при поглибленні скерованої свердловини. Вони дозволяють враховувати вплив динамічних навантажень та розподілених параметрів КНБК на властивості БК і КНБК та процес поглиблення свердловини. Крім цього, як вказують автори [77], запропоновану модель можна використовувати при розрахунку напружено-деформованого стану КНБК та її елементів. Складність даної моделі полягає у системному використанні комп'ютерної техніки. Так, кожна секція бурильних труб (рис. 1.6, 1.7) характеризується площею поперечного перерізу, модулем пружності, масою одиниці довжини труби та коефіцієнтами зовнішнього в'язкого тертя і внутрішнього гістерезисного демпфування. Талева система представлена масою рухомих частин (рис. 1.5), жорсткістю і демпфуванням талевих канатів, віброзахисний пристрій (ВЗП) – характеристиками і, опорно-центруючий пристрій (ОЦП) – масою і коефіцієнтом в'язкого тертя, долото – масою, породо – жорсткістю і демпфуванням. Виштовхувальна сила промивної рідини, що передається на елементи колони, враховується шляхом зменшення ваги метра труби на повітрі на величину, що відповідає відношенню густини промивальної рідини до густини конкретної секції труб.

Дана аналітично-імітаційна модель підходить для дослідження динамічного режиму роботи БК і КНБК при бурінні вибійними двигунами, роторному бурінні свердловини ступінчастим вибоєм та бурінні із застосуваннями систем верхнього приводу. При побудові таких типових моделей авторами [50, 55, 75, 77] прийнято ряд деяких припущень: в процесі буріння осі вертикальної свердловини і БК співпадають, колона бурильних труб знаходиться в рідині, опір якої пропорційний швидкості зміщення перерізів колони, віброзахисні інструменти містять деформаційні безмасові елементи з пружно-в'язкими характеристиками, обертання БК відбувається із сталою кутовою швидкістю.

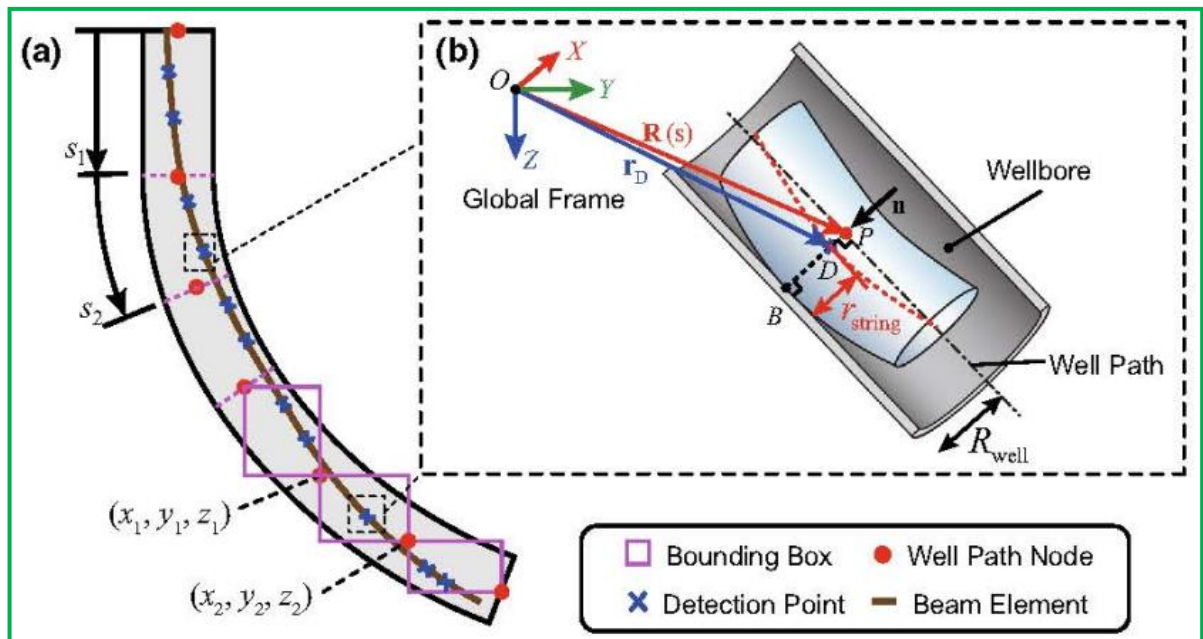


Рисунок 1.7 – Розрахункова схема для дослідження динаміки елементів бурильної колони у скерованій свердловині

Автори [80] аналітично дослідили та узагальнили два механізми генерування і поширення високочастотних коливань по секціях бурильних труб та елементах КНБК. Перший механізм пов'язаний з генеруванням і поширенням крутильних коливань під час роторного буріння від ведучої труби по бурильній колоні до жорсткої КНБК. Поширюючись по секціях бурильних труб і елементах КНБК, механічні хвилі проходять через різьбові з'єднання. При дослідженні першого механізму поширення хвиль встановлено, що більша частина хвилі, яка "пройшла" крізь різьбові з'єднання, поширюється далі по колоні до КНБК, а менша частина відбивається назад. Другий механізм пов'язаний з генеруванням і поширенням крутильних коливань від долота під час буріння з використанням вибійного двигуна та роторної керованої системи орієнтованої КНБК. При використанні орієнтованої КНБК з роторною керованою системою (РКС) вибійний двигун має велику жорсткість при крученні. Під час генерування і поширенні механічної хвилі від долота до вибійного двигуна, то більша її частина буде відбита, а тому далі по елементах КНБК пошириться хвиля з меншою енергією та амплітудою.

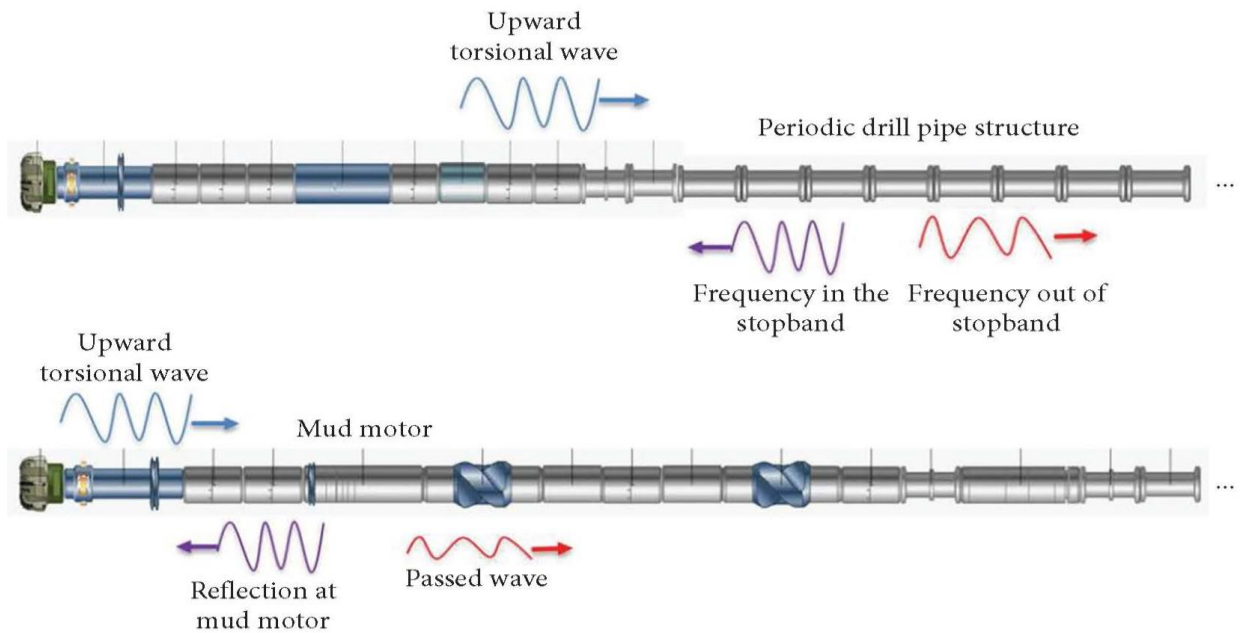


Рисунок 1.8 – Механізми дослідження поширення механічних хвиль по секціях бурільних труб та КНБК [80]

В результаті досліджень встановлено низку особливостей поведінки КНБК і секцій бурільних труб у випадку накладання падаючих і відбитих хвиль, зміни їх амплітудо-частотних характеристик та динамічних навантажень, які спричинюють появу втомних пошкоджень та руйнувань.

Останніми роками зріс інтерес до експлуатації орієнтованих КНБК у складі комбінованих БК (рис. 1.9), укомплектованих бурільними трубами, виготовлених із сталі, а також титанового сплаву [81]. В результаті досліджень компоновок, отримано динамічні характеристики комбінованих БК і КНБК у вигляді дво- та тривимірних спектрів.

Порівнюючи та аналізуючи динамічні характеристики 3 типів комбінованих бурільних колон встановлено, що при застосуванні 4-дюймової титанової бурільної труби для нижніх 2000 метрів компоновки у поперечному перерізі виникають менші динамічні напруження і поперечні вібрації, а також менші сили контактування зі стовбуром скерованої свердловини. За складних гірничо-геологічних умов буріння надглибоких скерованих свердловинах бурільна колона генерує складні нелінійні коливання, які суттєво впливають на працездатність та ефективність експлуатації КНБК. На основі отриманих

результатів компанія Schlumberger розробила технологію кількісного незалежного визначення ризику впливу вібрації на технічний стан, працездатність та надійність елементів КНБК.

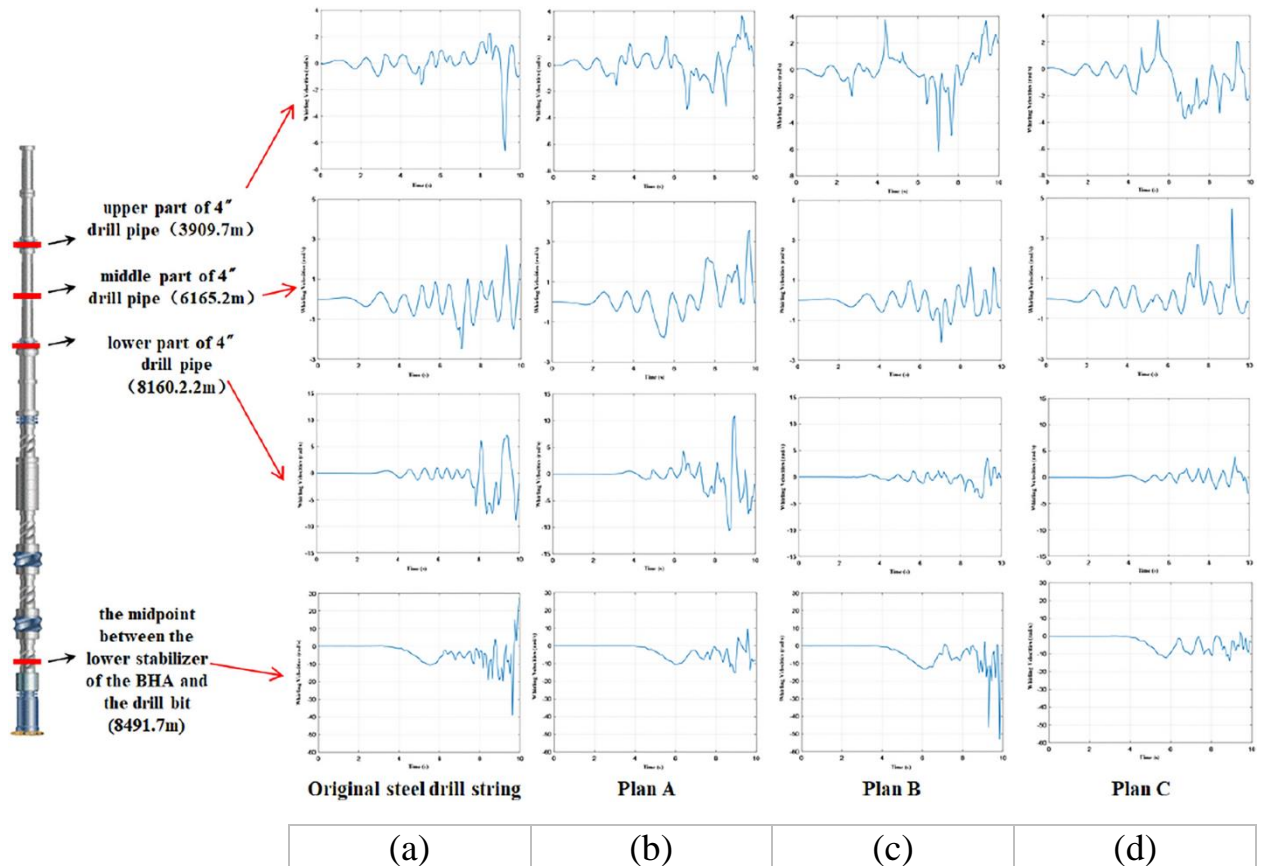


Рисунок 1.9 – Динамічні характеристики БК з орієнтованими КНБК та секціями із сталевих (a) та титанових бурильних труб (b, c, d) [81]

Експериментальні дослідження динаміки орієнтованої КНБК, оснащеної крутильним ударником проводились авторами [82]. Числові розрахунки базувались на базувалися на даних параметрів буріння з глибини 5635м свердловини “Фуман” на нафтовому родовищі в Китаї. Об’єктами для вимірювання параметрів буріння були (рис. 1.10): PDC долото $\varnothing 215,9\text{мм}$; крутильний ударник $\varnothing 172\text{мм}$; вимірювальний перевідник $\varnothing 178\text{мм}$. Під час польових випробувань вимірювальний перевідник працював безперервно протягом 30 годин із частотою дискретизації 2кГц. Вимірювальний перевідник (рис. 1.11) був оснащений тривісним акселерометром, гіроскопом; при цьому

вимірював та зберігав числові дані: вібрації по трьох осях ($\pm 40g$, g – прискорення вільного падіння), частоту обертів за хвилину (± 333 об/хв) навантаження на долото (± 300 кН), крутного моменту (± 30 кН·М), температури (150 °С) тощо.

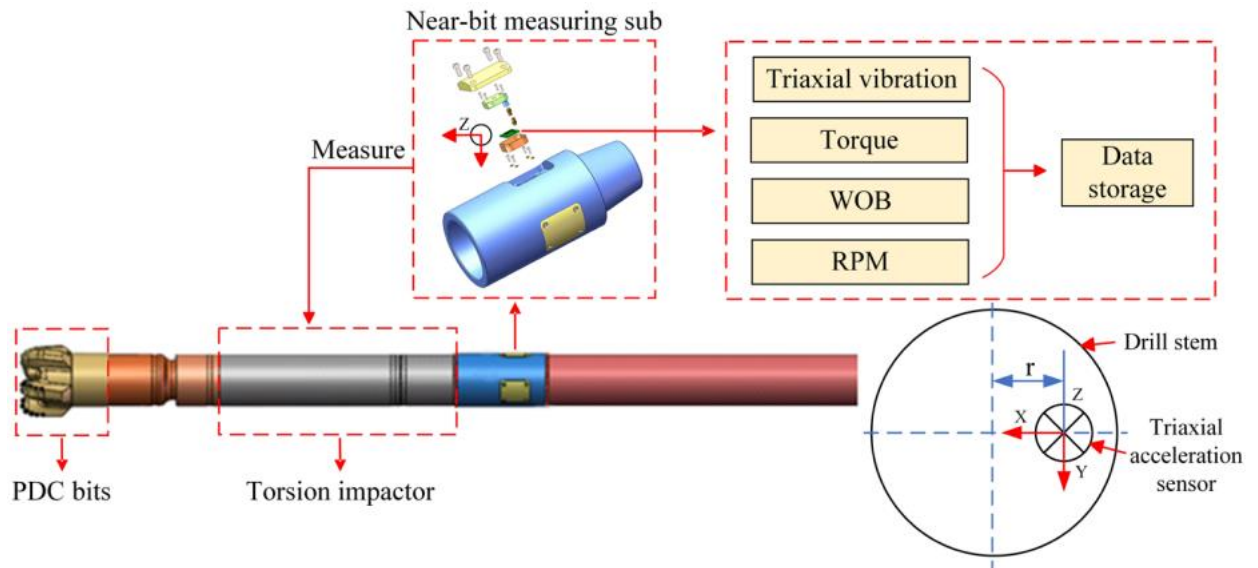


Рисунок 1.10 – Схема вимірювання та реєстрації промислових даних

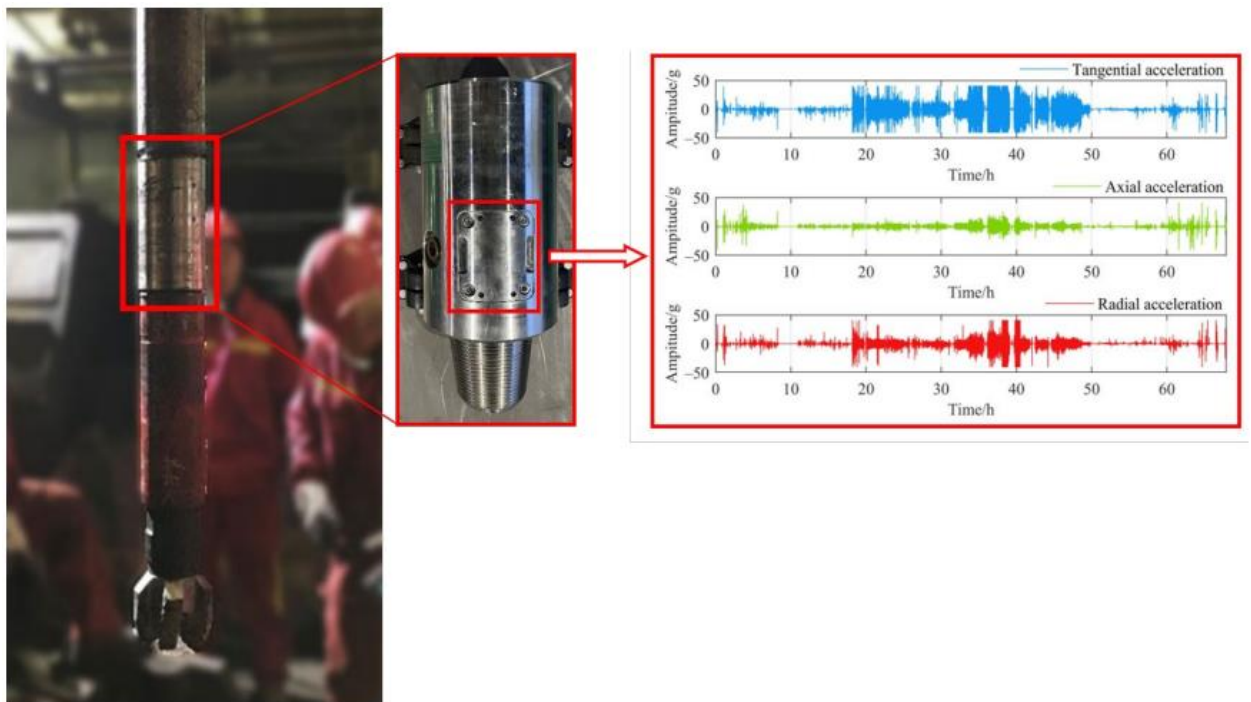


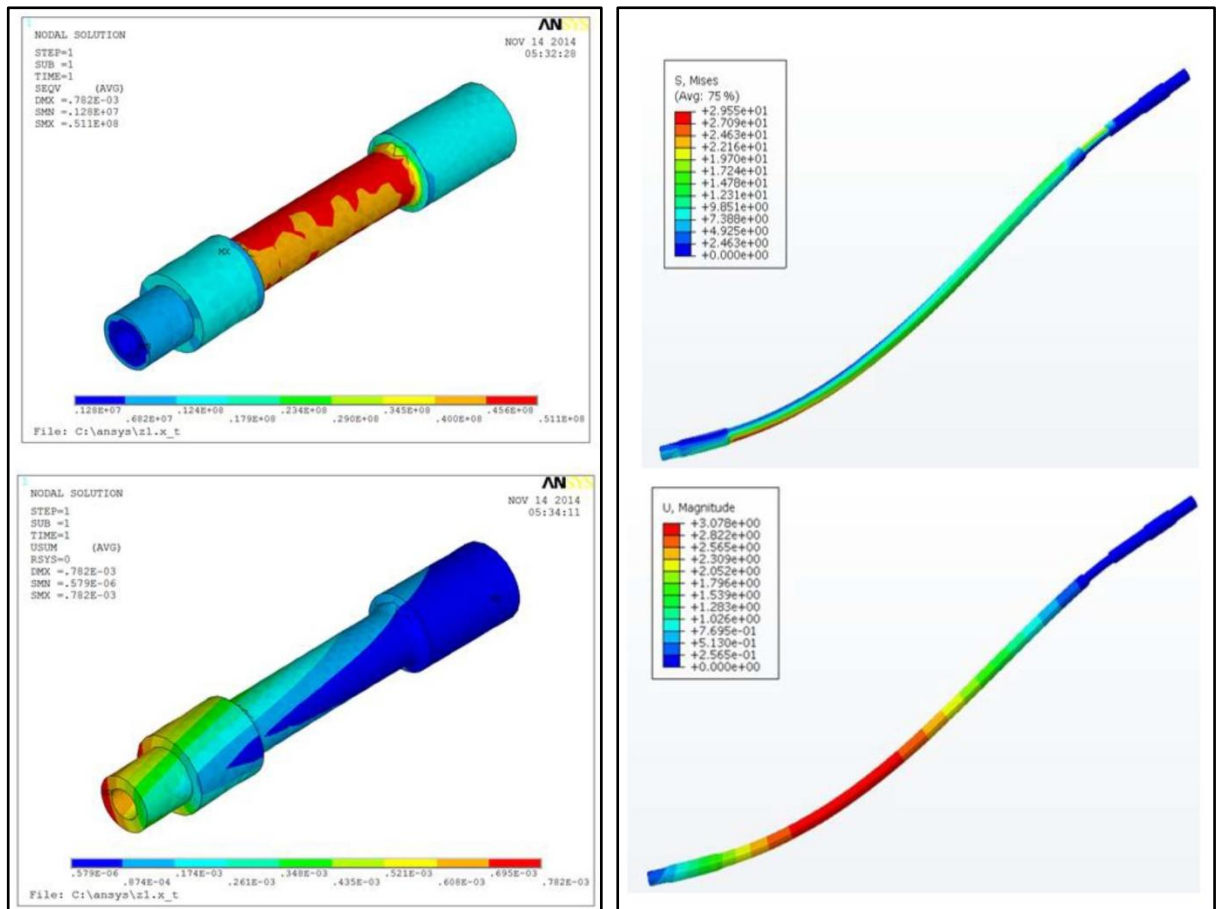
Рисунок 1.11 – Вимірювальний перевідник КНБК і програмна реєстрація промислових даних

У результаті експериментальних досліджень [82] розроблено алгоритм ідентифікації параметрів високочастотних коливань та динамічних навантажень, які спричинюють появу втомних пошкоджень та руйнувань елементів КНБК. Експериментальні дані вимірювального перевідника при цьому одночасно використовувались для ідентифікації технічного стану долота, КНБК та подальшої оптимізації параметрів буріння свердловини.

У роботі [83] авторами проведено динамічний аналіз і аналіз напружено-деформованого стану орієнтованої КНБК з РКС (з стабілізатором “String Stab” і гнучким перевідником “Flex-Sub”) (рис. 1.12). З метою здійснення аналізу напружено-деформованого стану за методом кінцевих елементів при моделюванні бурильних труб та різьбових з’єднань та елементів КНБК зроблено деякі спрощення. Для аналізу напружено-деформованого стану орієнтованої КНБК з РКС під різними кутами нахилу та умовами кривизни авторами [83], виходячи з припущення про рівномірну жорсткість КНБК, реалізовано метод поздовжнього розтягу-стиску та поперечного вигину безперервної балки. Надалі, за допомогою програмного забезпечення ANSYS проаналізовано динамічні напруження в елементах КНБК з РКС. Для перевірки теоретичних результатів виконано кінцево-елементний аналіз РКС з гнучким перевідником “Flex-Sub” діаметром 127 мм і довжиною 812 мм для проводки РКС свердловини діаметром 216мм. За результатами досліджень оцінено вплив зовнішнього діаметру цього перевідника на жорсткість і максимальні напруження в перерізах КНБК.

В плані оцінки технічного стану та аналізу напружено-деформованого стану стабілізаторів, різьбових з’єднань та інших елементів КНБК окремої уваги заслуговують роботи [20, 21, 22, 27, 84, 85, 86, та ін]. Попереднє оцінювання технічного стану елементів КНБК знижує ризики, пов’язаний з втомою. У дослідженнях [84, 85] розроблені ефективні комбіновані моделі оцінки технічного стану стабілізаторів та різьбових з’єднань на основі методу кінцевих елементів та теорії графів. Такі моделі дають можливість передбачити появу втомних пошкоджень та оцінити технічний стан елементів

КНБК. Вони є тривимірними моделями із зосередженими параметрами, розроблені за допомогою закономірностей Ньютона–Ейлера та фіксованих координат.

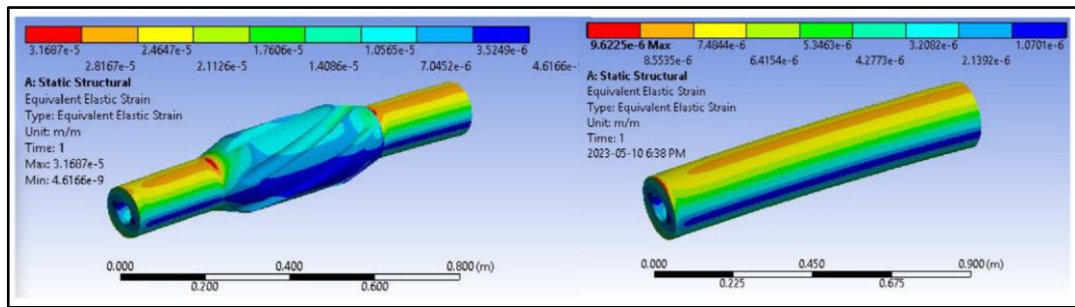


а)

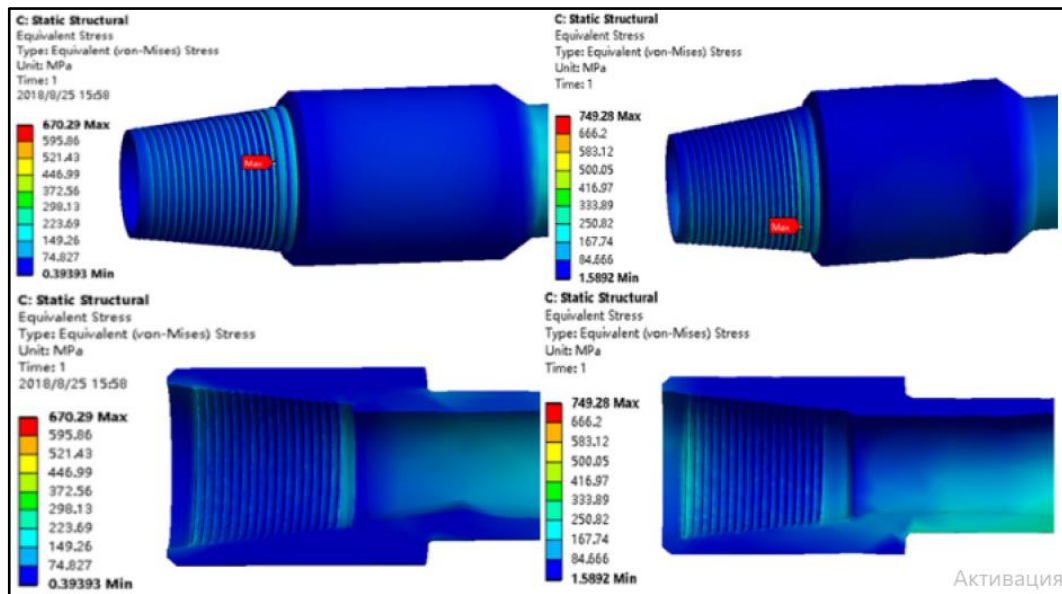
б)

Рисунок 1.12 – Кінцево-елементний аналіз напружено-деформованого стану гнучкого перевідника “Flex-Sub” (а) та РКС (б) орієнтованої КНБК [84]

Всі моделі є параметризовані за допомогою методу кінцевих елементів; значення напружень із моделі КНБК використовуються для моделей її компонентів, яка містить такі елементи, як різьбові з’єднання. Оцінка втоми виконується за допомогою відкритого програмного коду методу кінцевих елементів на основі багатоциклової зміни амплітуди напружень. Наведено приклад проектування конструкції стабілізатора (рис. 1.13а), яка оптимізує його розміщення у КНБК таким чином, щоб уникнути сильних вібрацій і звести до мінімуму пошкодження від втоми.



(a)



(б)

Рисунок 1.13 – Результати аналізу напружено-деформованого стану стабілізатора (а) та різьбового з'єднання (б) КНБК [85, 86]

У роботах [24, 27, 85, 86] встановлено, що розподіл еквівалентних напружень по витках різьби різьбового з'єднання є нерівномірним. З метою визначення напружено-деформованого стану різьбового з'єднання, у якому спостерігається відхилення одного з найважливіших параметрів різьби, а саме розташування основної площини, побудовано тримірну модель з'єднання NC50 (згідно з API 7G-2) для подальшого дослідження за допомогою методу кінцевих елементів (рис. 6б). В результаті числових експериментів [22, 27] встановлено, що найбільш навантаженою ділянкою є перша впадина повного витка різьби ніпеля. Максимальне значення еквівалентних напружень у ній становить 576 МПа. При одночасній дії на різьбове з'єднання моменту

згвинчування та осьового навантаження, максимальні напруження, що виникають у найнебезпечнішій ділянці (впадині витки ніпеля), зростають на 51 МПа.

1.4 Аналіз ускладнень, що виникають під час роботи БК і КНБК при бурінні скерованих свердловин

Як засвідчує статистика 95% ускладнень та аварій при бурінні свердловин відбувається з вини виконавців і тільки 5% через заводський брак бурового обладнання. Ускладнення в бурінні – це відхилення технології проведення робіт від проекту або зупинка технологічного циклу робіт, відновлення котрого можливе після усунення причин, що викликали його [12, 14, 39, 87, 88, 89, 90 та ін.]. Ускладненнями, що виникають з бурильною колоною в процесі буріння є суттєве відхилення реальних параметрів буріння від проектних, критична зміна форми бурильної колони від проектної, прихоплення та заклинювання бурильної колони, жолобоутворення по стволу свердловини. Аварія в бурінні – це явище, викликане виходом з ладу, або поломкою бурового обладнання, за якого неможливе подальше ведення бурових робіт відповідно до проекту [36-38, 87, 90, 91, 92 та ін.]. Нафтогазовий викид, або відкрите фонтанування також відносять до аварій [87, 93]. Найпоширенішими аваріями при бурінні свердловин (не пов'язані з людським фактором) вважаються аварії, пов'язані з втомним руйнуванням різьбових з'єднань, а також тіла труби внаслідок дії змінних навантажень.

Багаторічний досвід експлуатації БК і КНБК показав, що суттєва доля в загальному числі відмов за весь термін експлуатації припадає на так звані вібраційні відмови [21, 27, 28, 37, 38, та ін.]. Вібраційні відмови – це такі відмови, які виникають внаслідок різного роду вібраційних дій. Серед вібраційних відмов БК і КНБК можна виділити: відмови, які пов'язані з ослабленням чи руйнуванням різьбових з'єднань (52%); відмови, які пов'язані з виникненням і поширенням тріщин та початком руйнуванням

конструктивних елементів (38%); відмови, які пов'язані з повним руйнуванням елементів бурильної колони (10%).

Руйнування конструктивних елементів як КНБК, так БК в цілому під дією вібрації має втомний характер [21, 27, 28, 37, 38] (рис. 1.14). Вібрація прискорює втомне спрацювання бурильних труб і різьбових з'єднань, порушує їх герметичність і призводить до збільшення числа аварій; негативно відбивається на загальному підвищенні продуктивності бурових робіт [21, 37, 94, 95].

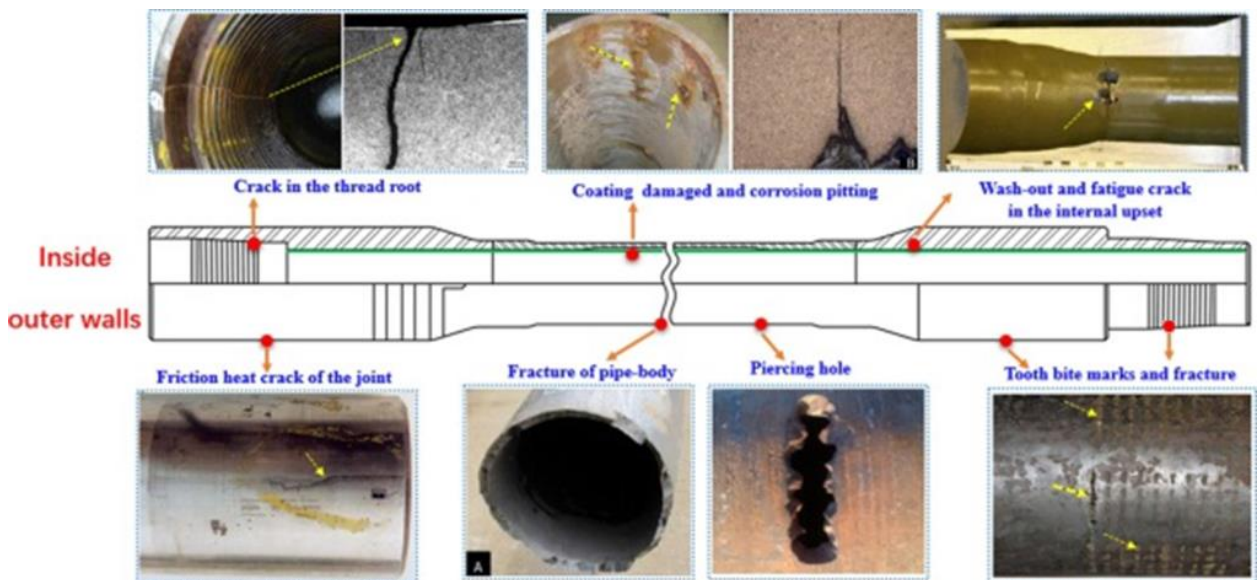


Рисунок 1.14 – Втомні руйнування елементів бурильної колони

Основним доказом втомного руйнування елементів бурильної колони в тому числі і КНБК є наявність на їх поверхнях ознак, типових для втомного руйнування: втомних ліній, рубців, пасинкових тріщин, ділянок крихкого руйнування, пошкодження витків різьб. Такі особливості [19, 20, 25 – 29, 96, 97] є характерними для всіх випадків руйнувань елементів з низькими рівнями напружень, що підтверджується наявністю на поверхнях зломів менших, в порівнянні з площинами поперечних перерізів зон кінцевого долому. Мала кількість зон долому свідчить також про дію на бурильну колону високочастотного навантаження, оскільки пластичні деформації не встигають

розвиватися, а тому утворюється перехідна зона прискореного росту тріщини, що й веде до зменшення зони долому.

В практиці ведення бурових робіт всі види ускладнень, тривалість яких перевищують 48 годин, переходять у розряд аварій, оскільки їх ліквідація пов'язана із збільшенням економічних і екологічних втрат. Особливості і параметри джерел виникнення аварій визначають характер та масштаби засобів протидії [12, 16, 35, 36]. Джерелом аварії може стати бурове обладнання, природні катаклізми (несприятливі гірничо-геологічні умови буріння); або суб'єктивні фактори. Аналіз розподілу аварій при геологорозвідувальному бурінні за окремими видами показав, що доля аварій, пов'язаних з БК, складає 35-71% від загальної кількості аварій, а прихоплень – 20-27% [39, 87, 98]. Аналіз показників аварійності під час буріння геологорозвідувальних та експлуатаційних свердловин на площах бурового управління «Укрбургаз» виявив, що майже 85% всіх випадків припадає на аварії з елементами БК та прихоплення [39, 87, 98]. Аналіз розподілу аварій при прокладанні й експлуатації свердловин за видами свідчить про те, що найчастіше виникають прихоплення бурильних і обсадних колон (35–45% від загальної кількості аварій).

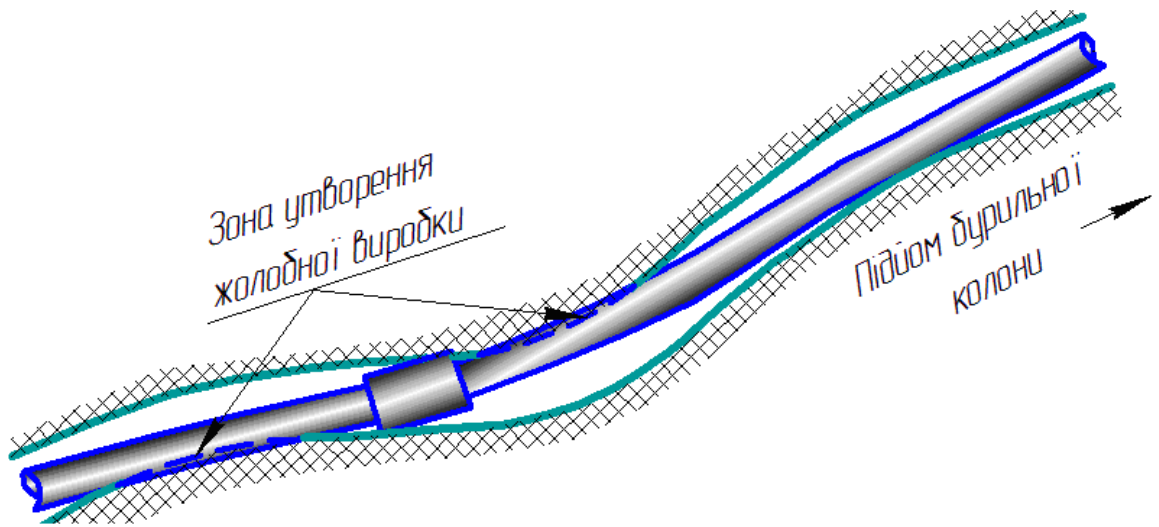
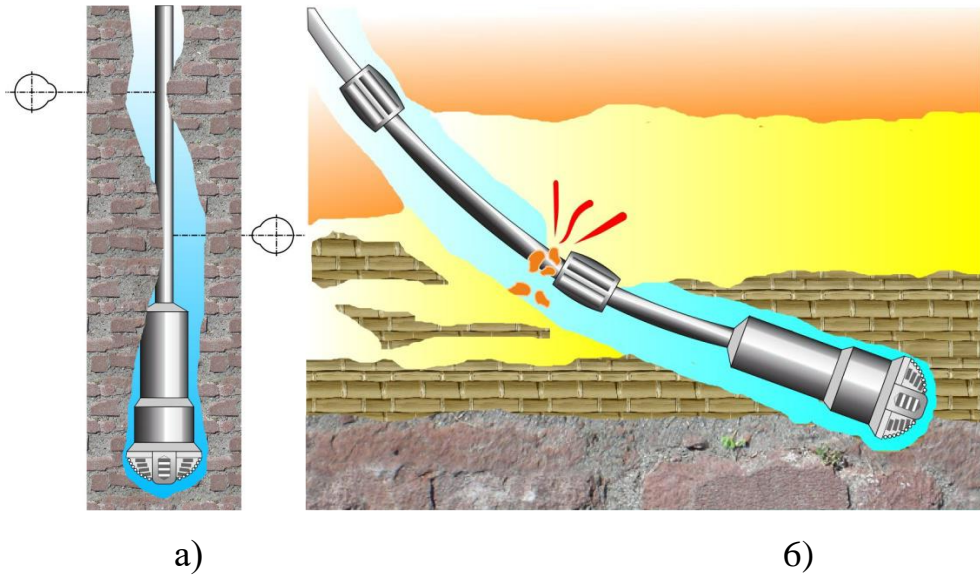
Таким чином, при бурінні експлуатаційних і розвідувальних свердловин найрозповсюдженішими і найважчими аваріями залишається прихоплення БК і КНБК. Щорічно в відділеннях бурових робіт виникає 70-80 прихоплень бурильних труб а при розвідці – 40-43 прихоплень бурильних труб. Аварії такого виду – найтриваліші, вони займають 35-45% загального часу, витраченого на ліквідацію аварій. Зростання за останні роки аварійності з бурильною колоною та її елементами відбувалось внаслідок збільшення обсягу буріння глибоких ПСС і ГС, тобто за більш важких умов експлуатації. Відсутність аварій із вибійними двигунами пояснюється низькою часткою буріння свердловин да-ним методом – 7-8% на початку 90-х років і близько 3% у теперішній час [99]. Варто зазначити, що раніше аварії з долотами складали понад 10% від загальної аварійності, на даний час – зменшилася до

3-4%. Це пояснюється збільшенням обсягів впровадження доліт із високою стійкістю опор і оснастки, зокрема виробництва американських компаній, а також підвищенням якості доліт українського виробництва.

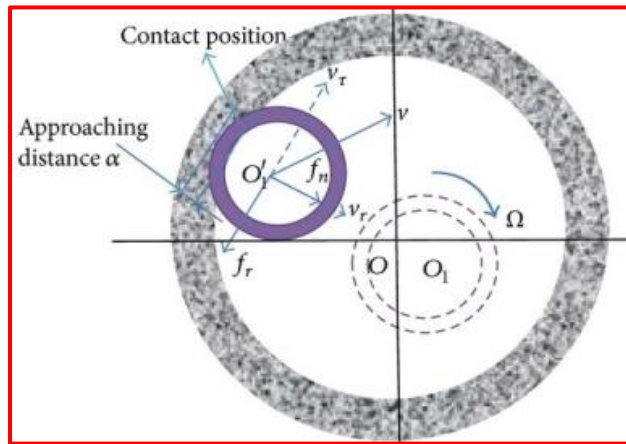
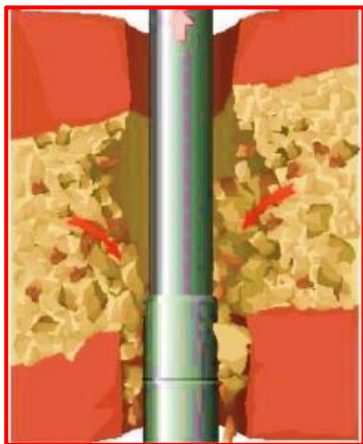
За характеристикою сили прихоплення та обставин [39, 87, 100], що передували їх виникненню, прихоплення поділяють на три види. До першого виду відносять диференціальні прихоплення – прилипання до стінки свердловини під дією перепаду тиску між гідростатичним і пластовим тиском (рис. 1.15 – а і б). Прихоплення виникне також при наявності у розрізі порід (піщаників, алевролітів, вапняків) з проникністю до 0,6–0,8 Нм². Іншими умовами виникнення диференціального прихоплення – утворення липкої фільтраційної кірки на стінці свердловини, внаслідок чого утворюється механічна сила тиску на стінки свердловини в похило спрямованих свердловинах і у викривлених ділянках стовбура вертикальних свердловин.

До другого виду відносять жолобоутворення (рис. 1.15а); заклинювання КНБК – жорсткий опір колони поздовжньому переміщенню і обертанню, яке виникає у випадку різкої посадки інструмента в жолобну виробку; звуження (рис. 1.15 б), сильно викривлену ділянку стовбура (рис. 1.15 в).

Найскладнішим різновидом прихоплення є заклинювання інструмента у стінці свердловини поздовжньої виробки — жолобі [39, 41, 101]. Жолоб з'являється внаслідок механічної дії замків БК (рис. 1.15 в, г). При русі колони відбувається руйнування порід типу різання замками, притиснутими до стінки горизонтальної складової ваги частини БК. Ознаками утворення жолобів слугують виникнення миттєвих значних зтяжок при підйомі колони. Як правило, додаткові зтяжки ведуть до ускладнень аварій. Інструмент при цьому ще більше зтягується у жолоб, а циркуляція, що постійно відновлюється, перешкоджає вивільненню колони. У випадку збереження циркуляції заклинювання колон відбувається миттєво.



в)



г)

а – жолобоутворення на вертикальній ділянці, б – уступ у стінці похилоскерованої свердловини, в, г – зони утворення жолобних виробок

Рисунок 1.15 – Жолобоутворення під час роботи БК [39, 101]

Заклинювання переважають у звуженій частині стовбура, а також у жолобних виробках, на відрізках різкої зміни осі свердловини, на відтинках інтенсивного зростання фільтраційних кірок, при заклинюванні труб сторонніми предметами (рис. 1.16а), шламом і обважнювачем, шматками породи або цементного каменю, що обвалилися (рис. 1.16б) [39, 101]. У випадку невеликих перевищень навантажень або крутного моменту при натягу або обертанні колони явище жорсткого опору називають підклинюванням. Заклинювання низу колони труб характерне для зон звуження стовбура свердловини, викликаних інтенсивним зростанням фільтраційних кірок, для інтервалів різкої зміни осі стовбура, для відрізків твердих і абразивних порід, пройдених долотом із втратою діаметра, а також при заміні КНБК на більш жорстку в похило-спрямованих і горизонтальних свердловинах. Зазвичай, цей тип прихоплення виникає при спуску, рідше – при підйомі інструмента. Ознакою прихоплення у випадку спуску – розвантаження інструмента, а у випадку підйому – затяжка [39].

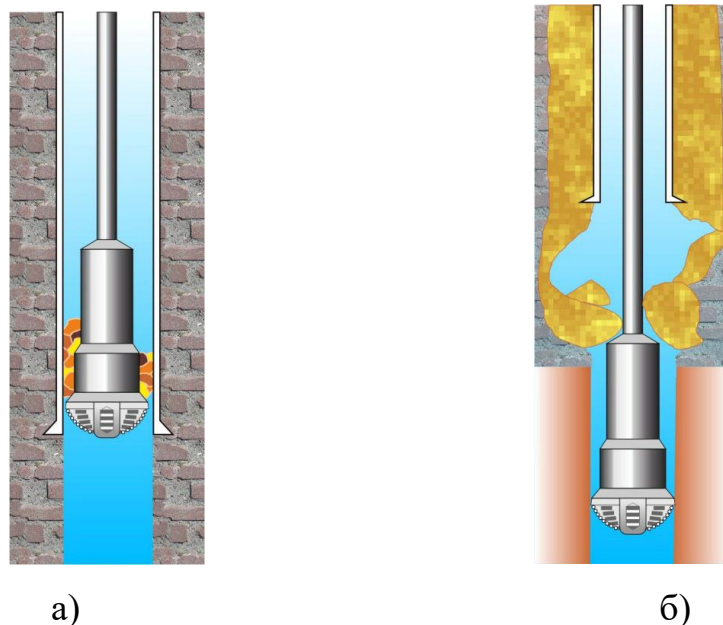


Рисунок 1.16 – Заклинювання КНБК або долота стороннім предметом (а); обломками цементного каменю (б) [39]

Складність динамічного аналізу БК, чи якоїсь її ділянки, в ряді випадків диктується формою її пружної рівноваги, яка в силу техніко-технологічних та гірничо-геологічних чинників може бути як плоскою так і просторовою (рис. 1.17). Важливою особливістю роботи БК у свердловині є її викривлення в результаті втрати стійкості прямолінійної форми під дією поздовжніх та поперечних сил [102, 103]. Таке явище спостерігається як на прямолінійних, так і на викривлених інтервалах свердловини. Через значну довжину БК втрата її стійкості спостерігається внаслідок дії ряду навантажень: стискуючих, відцентрових, крутних, гідравлічних. Відцентрові сили інерції спричинюють згин колони по плоскій хвилеподібній кривій зі сталою довжиною півхвилі (рис. 1.17а). Крутний момент намагається надати осі БК гвинтову форму. Стискуючі навантаження також призводять до плоского згину, однак початкові відхилення від прямолінійності та розташування колони у свердловині з ексцентриситетом переводять плоску форму кривої в просторову (рис. 1.17б). В силу того, що стискуюча сила може перевищувати не тільки перше критичне значення, теоретично слід очікувати появу вищих форм втрати стійкості колони [40, 102, 103, 104].

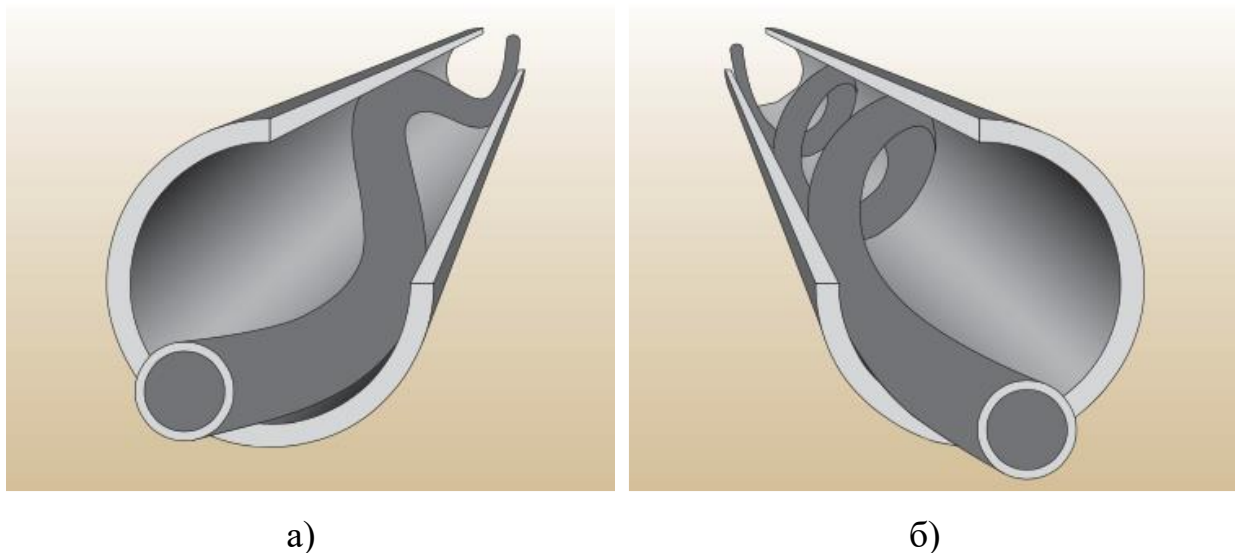


Рисунок 1.17 – Плоска а) та простова б) форми БК у свердловині [40]

В процесі буріння орієнтація та форма ділянок БК змінюються в залежності від їх відносного розташування у свердловині, характеру і величини діючих навантажень, частоти обертання колони. Що стосується динаміки обертання викривленої пружної осі трубної чи стержневої системи, то вона в значній мірі залежить від міри інертності її прогнутих ділянок [105, 106]. Надмірна чи недостатня інертність прогнутих ділянок суттєво впливає на невпорядковані обертання БК при суміщеному способі буріння. Такі обертання супроводжуються биттям і є характерними для режимів, близьких до резонансних [39, 40, 106, 107].

В цілому, ефективна експлуатація глибинного бурового обладнання досягається попередженням ускладнень при роботі БК, передчасного спрацювання та відмов її елементів, вибійних двигунів і доліт, своєчасною і доцільною заміною зношеного обладнання.

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

У результаті проведеного огляду і аналізу опублікованих наукових праць, огляд і аналізу існуючих конструкцій орієнтованих КНБК для буріння скерованих свердловин суміщеним способом можна підвести певні підсумки і які розкривають суть існуючої проблеми по підвищенню ефективності їх експлуатації. Під час буріння ПСС з ймовірними супутніми ускладненнями, в процесі всебічного інтенсивного динамічного навантажування, найбільш уразливими елементами КНБК є її ЗРЗ, які піддаються втомному пошкодженню та руйнуванню. Враховуючи велику протяжність та обмежений доступ до КНБК та її ЗРЗ у свердловині слід зазначити, що дослідження динаміки її просторово деформованого стану є доволі складним завданням. Тому з метою оцінки навантаженості та технічного стану ЗРЗ КНБК слід виділити наступні основні етапи досліджень.

Враховуючи техніко-технологічні особливості поглиблення вибою суміщеним способом, складні умови навантажування та деформування КНБК

у ПСС, а також зважаючи на ускладнення, що виникають в результаті її роботи, виникає необхідність уточненого аналізу силових факторів, що діють на КНБК та її динамічних характеристик.

З метою оцінки динамічних сил, що діють на елементи КНБК, необхідно розробити розрахункові схеми їх навантажування, а після цього рівняння рівноважного стану і руху для дослідження в'язко-пружного контактування плоскодеформованої БК і КНБК із стінкою скерованої свердловини.

Під час суміщеного способу буріння БК отримує форму, подібну до гвинтової, що зумовлює розширення вирішення подібної задачі у просторовій постановці. Ключовим завданням буде отримання математичної моделі опису зміни просторового деформованого стану БК і КНБК на похилій ділянці ПСС, яка з достатньою точністю описує контактну взаємодію колони із в'язко-пружною стінкою свердловини, а також враховує вплив протікання промивальної рідини.

На основі більш точної та об'єктивного оцінювання параметрів динамічного навантажування КНБК надалі необхідно перейти до оцінки напружено-деформованого стану ЗРЗ. З врахуванням як нормальних, так і дотичних напружень та використанням положень механіки руйнування потрібно розробити методику оцінки технічного стану ЗРЗ. Вирішення даної задачі найбільш доцільно здійснювати за допомогою автоматизованих систем проектування, які реалізують твердотільне моделювання ЗРЗ в поєднанні з методом скінченних елементів.

Таким чином, на основі вищевикладеного можна сформулювати мету та завдання дисертаційного дослідження, які подані нижче.

Мета дисертаційного дослідження

Розроблення науково-практичних рішень для оцінки технічного стану елементів орієнтованих КНБК в складних гірничо-геологічних і техніко-технологічних умовах буріння шляхом дослідження динамічних процесів їх деформування у скерованих свердловинах.

Завдання дослідження та вибір методів їх вирішення

1. Аналіз силових факторів та ускладнень при взаємодії бурильної колони із стінками скерованої свердловини за умови її локального контакту.

2. Розробка розрахункових схем та математичних моделей для дослідження динаміки бурильної колони за наявності динамічних навантажень та в'язко-пружного контактування зі стінками скерованої свердловини.

3. Розробка математичної моделі для дослідження стійкості просторово деформованої КНБК під дією сил стиску і розтягу, а також згинального та крутного моментів.

4. Розробка методики оцінки технічного стану елементів орієнтованої КНБК за складного деформованого стану у скерованій свердловині.

Поставлені завдання вирішуються шляхом математичного та імітаційного моделювання. Математичне моделювання динамічних процесів проводились з використанням основних законів та положень теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії коливань, механіки твердого тіла, теорії руйнування та теорії диференціальних рівнянь. 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 орієнтованих КНБК та якості буріння скерованих свердловин.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДОСЛІДЖЕННЯ В'ЯЗКО-ПРУЖНОГО КОНТАКТУВАННЯ ПЛОСКОДЕФОРМОВАНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ІЗ СТІНКОЮ СВЕРДЛОВИНИ

2.1 Аналіз динаміки взаємодії бурильної колони із стінками скерованої свердловини

Серед нових і перспективних технологій буріння на сьогодні є буріння глибоких скерованих свердловин яке здійснюється із застосуванням систем верхнього приводу. Переваги таких систем і нові технічні рішення, які сприяють їхньому вдосконаленню, дозволяють постійно розширювати сферу застосування даного методу і підвищувати ефективність ведення бурових робіт. До недоліків роботи БК у цих випадках слід віднести їх вразливість до динамічних осьових, поперечних крутних та згинальних навантажень, особливо в місцях контакту із стінками свердловин. Дане питання на даний час є проблемним, оскільки у переважній більшості досліджень визначається контактна сила, яка не враховує параметрів коливань, демпфувальних та в'язко-пружних властивостей стінки свердловини [5 – 6, 12 – 15, 17, 40, 45–50 та ін.]. Динамічне контактування деформованої колони із в'язко-пружною стінкою свердловини на даний час ще не мають відповідної об'єктивної пояснюючої теорії та потребують належних теоретичних та експериментальних досліджень, а також їх практичного підтвердження.

Під час буріння ПСС та ГС частина БК і КНБК знаходиться під дією осьового стискаючого навантаження, яке визначається силами тертя, що діють в напрямку, протилежному переміщенню колони, тобто від низу до верху, а також реактивним зусиллям, викликаним взаємодією долота з породою. У результаті, як і при бурінні свердловини з використанням традиційної технології, нижня частина колони знаходиться в стисненому стані. Відмінність полягає в тому, що переріз колони з нульовим осьовим навантаженням, при використанні гнучких труб, розташовується вище

порівняно з традиційною технологією [45, 46], оскільки в даному випадку не використовуються обважені бурильні труби. Відсутність останніх позначається і на тому, що досить велика частина бурильних труб втрачає стійкість під дією стискаючого навантаження і набуває плоскої синусоподібної та спіралеподібної форми [47, 48, 49]. При цьому збільшуються сили тертя труби об стінки свердловини або внутрішню поверхню експлуатаційної колони і, відповідно, зростають зусилля, необхідні для переміщення труби у напрямку до вибою, тобто процес йде лавиноподібно.

Як зазначається у [15, 18, 37, 38, 40] поздовжні, крутильні та поперечні коливання, або ж їх взаємні комбінації є „шкідливими”, тобто виникнення низькочастотних коливань КНБК і потрапляння її в режим резонансу призводить до втомного руйнування, зменшення терміну експлуатації бурильних труб через вплив на них динамічних навантажень, зменшується проходка на долото, тощо. Створення високочастотних коливань частково вирішує проблему доведення осьового навантаження до долота, але також негативно позначається на стійкості долота і колони бурильних труб [2, 9, 15, 16, 37- 40 та ін.]. Мало дослідженими є процеси контактування бурильних труб, які виникають в результаті локального, вязкопружного їх контактування із стінкою скерованої свердловини. Як показує комплексний аналіз коливних процесів [15, 39, 40] та процесів деформування [55-58] БК у скерованих свердловинах таке контактування має місце під час втрати стійкості та прогинання колони внаслідок одночасної дії нестационарного випадкового осьового навантаження, а також крутного, чи реактивного моменту.

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÷5мм. 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, 46, 48] 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.

2.2 Обґрунтування вибору демпфуючих силових факторів та розрахункової схеми коливної системи

Короткотривале динамічне контактування ділянки БК і КНБК із стінкою свердловини внаслідок дії нестаціарного випадкового навантаження з достатньою точністю можна змодельовати як механічний в'язко-пружне контактування твердого тіла з анізотропними властивостями об ізотропну поверхню. При розгляді контактної взаємодії тіл складних механічних систем важливиими є дослідження впливу динамічних навантажень на параметри хвильових процесів [15, 21, 32]. Відповідно до теорії поширення пружної взаємодії у середовищі швидкість поширення пружних деформацій у тілі залежить від механічних властивостей матеріалу й дорівнює швидкості звуку в матеріалі [108]. Але цьому постулату в певній мірі суперечать експериментальні дані по руйнуванню матеріалу. Деформації матеріалу виникають внаслідок того, що пікові навантаження перевищують критичні напруження деформації. При динамічному навантаженні, деформації виникають при напруженнях менше статичних внаслідок того, що навантаження не перерозподіляються на весь об'єм тіла через кінцеві швидкості передачі механічних деформацій. При усталеному режимі буріння свердловини візуально виявити динамічне контактування БК і КНБК об стінки свердловини неможливо. Проте, при наявності інтенсивних нестаціонарних поперечно-згинальних коливань до моменту повного опирання БК об стінку

свердловини можуть виникати короткотривалі контактування колони із стінкою свердловини. Такий процес контактування з достатньою точністю можна описати моделлю Максвелла (рис. 2.1).

Дана модель якісно справедлива для в'язких матеріалів, що мають пружність (пружнов'язкі тіла) і добре описує повзучість багатьох матеріалів, наприклад, бетону, сталі та полімерів [108, 109]. Для точнішого опису повзучості лінійна залежність замінюється нелінійною, зберігаючи при цьому головне – послідовне сполучення елементів. Для твердих тіл із внутрішнім тертям (в'язкопружні тіла) модель Максвелла не описує повзучість, яка згасає.

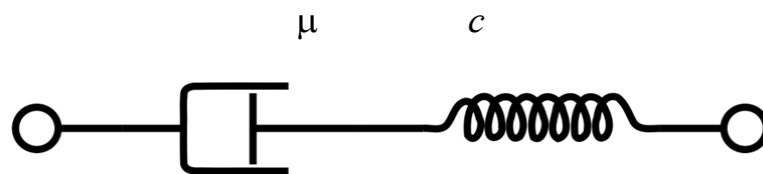


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема моделі Максвелла

При релаксації напруження в елементах прямують до нуля, хоча в реальних твердих тілах цього не спостерігається. У цьому випадку застосовуються складніші моделі [21, 39, 58 – 60, та ін.]. Якщо цю систему швидко навантажити, то в'язкий елемент з параметром μ не встигне відразу зрушити з місця, а деформацію візьме на себе пружина жорсткістю c – і модель буде поводити себе як пружне тіло. Навпаки, у разі повільного навантаження, наприклад, сталою силою, до деякої невеликої постійної деформації пружини додається в принципі необмежено зростаюча деформація в'язкого елемента, тобто модель поводить себе як пружна рідина, яку називають рідиною Максвелла. Ця рідина не описується законом в'язкості Ньютона і тому належить до неньютонівських рідин.

Розглянемо ділянку бурильної колони, яка втративши стійкість впирається у стінку свердловини, причому вектор швидкості безпосередньо до контакту перпендикулярний поверхні самої стінки (рис. 2.2). Керуючись законами та постулатами механіки [108, 109, 110], зробимо деякі припущення. Вважатимемо, що маса прогнutoї ділянки бурильної колони зведена у точку з

найбільшим прогином f . Водночас, цю ж точку вважатимемо місцем локального контактування ділянки бурильної колони із стінкою свердловини. За моделлю Максвелла в'язкі властивості фільтраційної кірки описує демпфер, а пружні властивості стінки – пружина. Швидкість поперечного прогинання ділянки БК визначає глибину її втискання у в'язко-пружну стінку свердловини, від якої залежить нормальна складова реакції:

$$F_{on} = -\mu v = -\mu \dot{y}; \quad (2.1)$$

$$F_{np} = -cy, \quad (2.2)$$

де μ – коефіцієнт в'язкого опору; y – координата, що визначає положення ділянки бурильної колони; $v = \dot{y}$ – швидкість руху ділянки бурильної колони; c – жорсткість стінки свердловини; знак “–” у формулах вказує на те, що вектори сил спрямовані протилежно швидкості та переміщенню відносного руху.

2.3 Математична модель в'язко-пружного контактування прогнutoї ділянки бурильної колони із стінкою скерованої свердловини

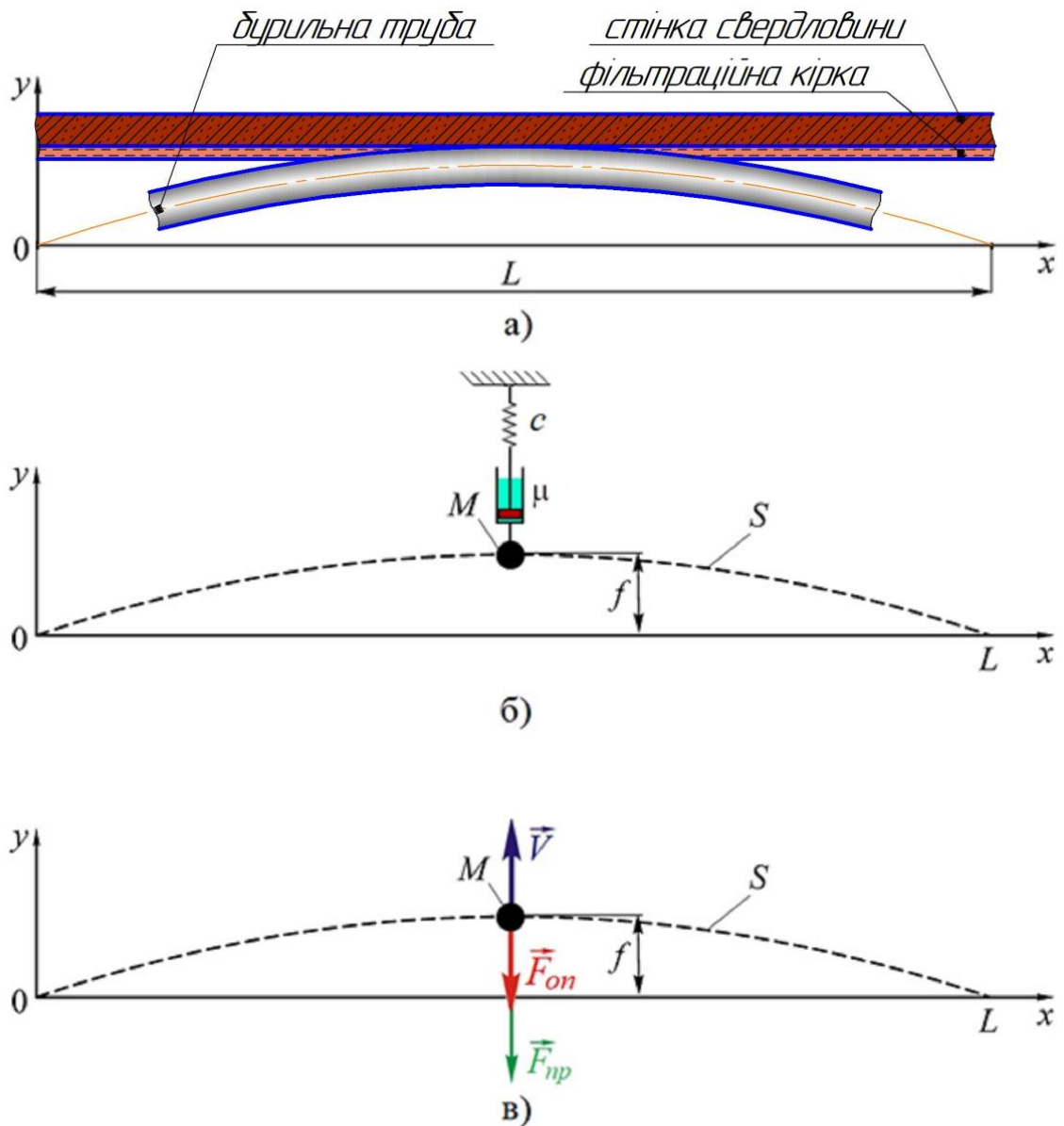
Рух зосередженої маси деформованої ділянки бурильної колони у поперечному до її осі напрямку в режимі контакту опишемо диференціальним рівнянням матеріальної точки з початковими умовами:

$$\ddot{y} + 2n\dot{y} + k^2 y = 0, \quad (2.3)$$

$$y(0) = 0; \quad v(0) = v_{ny}; \quad (2.4)$$

де y , \dot{y} , \ddot{y} – відповідно координата, швидкість та прискорення центру поперечного перерізу середини ділянки колони; $n = \mu/(2m)$ – коефіцієнт

згасання коливань; m – маса ділянки бурильної колони зведена у точку контакту; $k = \sqrt{c/m}$ – частота власних коливань ділянки колони; $T = 2\pi/\sqrt{k^2 - n^2}$ період коливань.



Риунок 2.2 – Розрахункові схеми динамічного контактування ділянки колони із стінкою свердловини

Розв'язок рівняння (2.3) з початковими умовами (2.4) матиме наступний вигляд:

$$y(t) = e^{-nt} \left[y_0 \cos k^* t + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{k^*} \sin k^* t \right], \quad (2.5)$$

$$\dot{y}(t) = \dot{y}_0 e^{-nt} \left[-\frac{n}{k^*} \sin(k^* t) + \cos(k^* t) \right], \quad (2.6)$$

де $k^* = \sqrt{k^2 - n^2}$ – частота згасаючих коливань.

Характер процесу, який описується диференціальним рівнянням (2.3), визначається співвідношенням між круговою частотою k і коефіцієнтом загасання n . При $n < k$ рух має коливальний характер із частотою k^* , а при $n \geq k$ – рух буде аперіодичний (експонентне загасання). При $n = k$ матимемо критичне демпфування. Частка демпфування від критичного й параметр загасання в такому випадках визначаються за формулами:

$$\beta = \frac{n}{k}, \quad (2.7)$$

$$\beta^* = \frac{n}{k^*} = \frac{n}{\sqrt{k^2 - n^2}} \in [0, \infty]. \quad (2.8)$$

При $\beta = \beta^* = 0$ затухання відсутнє, а при $\beta = 1$ ($\beta^* = \infty$) має місце критичне демпфування. На основі (2.8) обидва параметри можна виразити один через другий:

$$\beta^* = \frac{\beta}{\sqrt{1 - \beta^2}} > \beta, \quad \beta = \frac{\beta^*}{\sqrt{1 + \beta^{*2}}}.$$

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 (2.1) та сили пружності (2.2) з урахуванням (2.5) і (2.6) можна описати аналітично:

$$N(t) = \mu v(t) + cy(t) \quad (2.9)$$

або

$$N(t) = e^{-nt} \left\{ \mu \dot{y}_0 \left[-\frac{n}{k^*} \sin(k^* t) + \cos(k^* t) \right] + \right. \\ \left. + c \left[y_0 \cos k^* t + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{k^*} \sin k^* t \right] \right\} \quad (2.10)$$

Залежність (2.10) є згасаючою, оскільки вазко-пружний опір внутрішнього середовища свердловини перешкоджає розповсюдженню механічних коливань [109, 110]. Для дослідження співвідношення між реакцією стінки свердловини, що діє деформовану ділянку колони та її коливальною швидкістю скористаємося комплексною динамічною характеристикою - механічним імпедансом. Механічний імпеданс – це своєрідний механічний опір, яке чинить середовище поширенню механічних коливань і визначається комплексним відношенням вимушуючої сили у точці механічної системи, до середньої коливальної швидкості цієї точки. Для динамічного контактування ділянки бурильної колони із стінкою свердловини імпеданс можемо виразити відношенням реакції стінки до швидкості поперечних коливань:

$$I(t) = \frac{N(t)}{v(t)} \quad (2.11)$$

Підставивши (2.6) і (2.9) у (2.11), отримаємо:

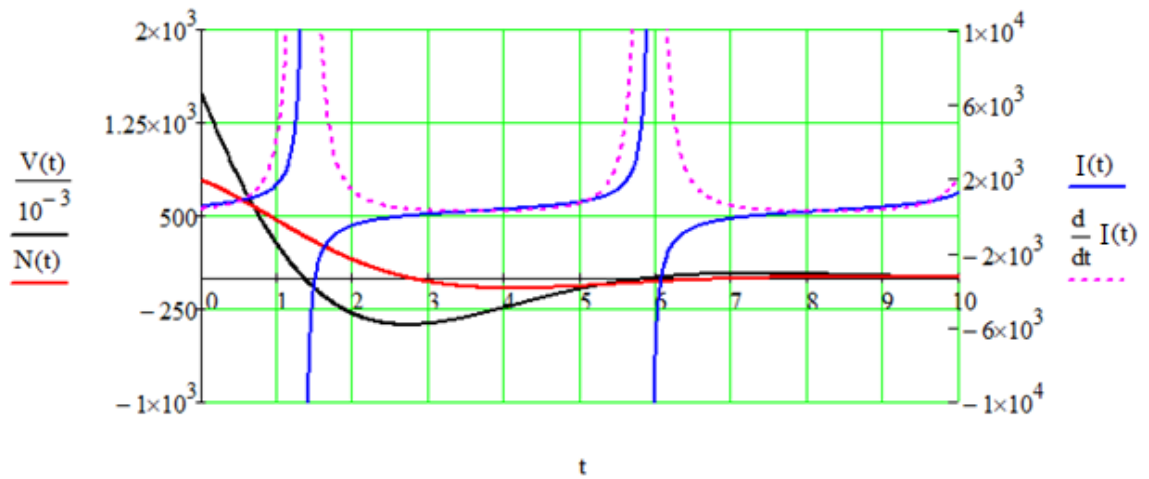
$$I(t) = \frac{\sin(k^* t) [y_0 c + n(cy_0 - \mu \dot{y}_0)] + \cos(k^* t) k^* [c \dot{y}_0 + \mu \dot{y}_0]}{\dot{y}_0 [k^* \cos(k^* t) - n \sin(k^* t)]}. \quad (2.12)$$

Для оцінки інтенсивності зміни механічного імпедансу, а також виділення зон його резонансу продиференціюємо залежність (2.12) по часу t :

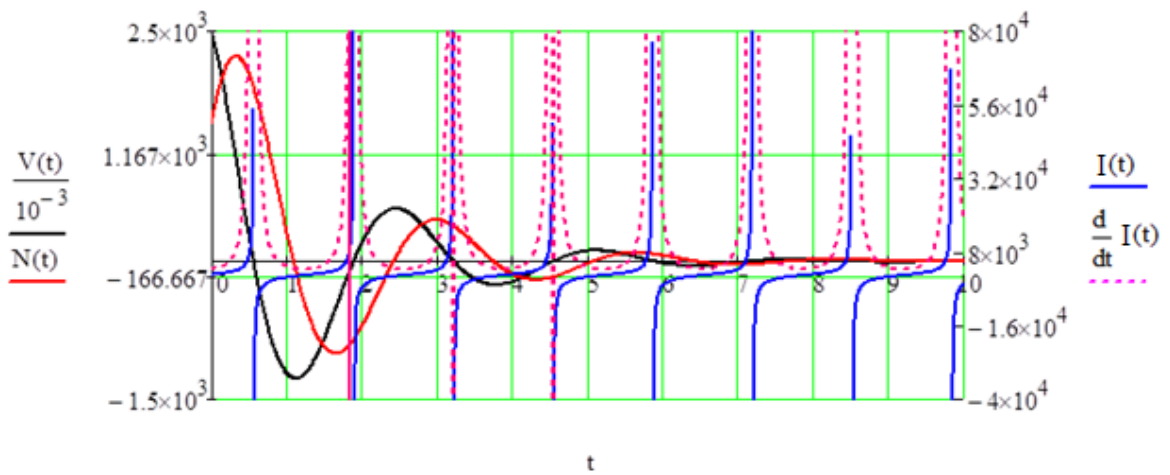
$$P(t) = \frac{dI(t)}{dt} = \frac{ck^{*2}(\dot{y}_0 + 2ny_0)}{\dot{y}_0 \left[k^{*2} - (k^{*2} - n^2) \sin^2(k^*t) - k^*n \sin(2k^*t) \right]} \quad (2.13)$$

Числові дослідження залежностей (2.6), (2.10) – (2.13) проведені для прогнугих ділянок бурильних колон діаметром 73, 102, 127 та 168мм (табл. 2.1). Враховуючи пружно-дисипативні властивості стінки свердловини слід зазначити, що на момент її торкання прогнутою ділянкою колони остання, при прямому ході не зупиняється відразу, а продовжує свій рух, при цьому протискаючи фільтраційну кірку і деформуючи поверхню самої ж стінки. З моменту торкання швидкість втискування колони у стінку зменшується, а реакція стінки при цьому збільшується (рис. 2.3). При остаточному впиранні ділянки колони в стінку реакція досягає максимального значення, а швидкість втискання при цьому стає рівною нулю. Внаслідок поширення по деформованій ділянці колони нестационарних коливань остання, при зворотному ході, долаючи в'язко-пружний опір намагається відірватися від стінки свердловини. При цьому реакція стінки починає зменшуватись, а швидкість поперечного руху – збільшуватись. На момент завершення контактування динамічна складова реакції стінки свердловини стає рівною нулю. Повторюючись з певною періодичністю в часі, залежності реакції стінки та швидкості поперечних коливань ділянки колони набувають вигляду згасаючих кривих.

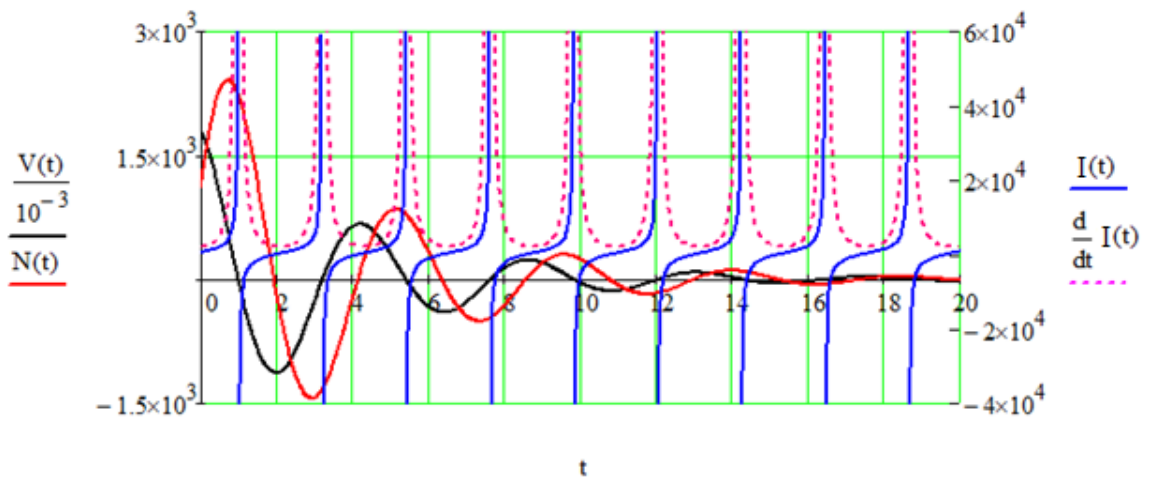
Для оцінки впливу швидкості поперечних коливань на реакцію стінки свердловини виключимо параметр часу t і побудуємо годографи реакції у вигляді функціональної залежності $N(V)$. Як видно з рисунку 2.4 годограф реакції $N(V)$ у прямокутних координатах має вигляд плоскої, а на рисунку 2.5 – логарифмічної спіралі. Звідси можна зробити проміжний висновок про те, що реакцію стінки свердловини теоретично можна визначити користуючись властивостями цієї кривої.



а)

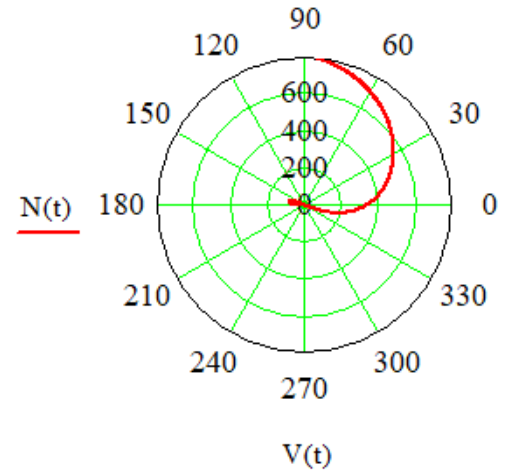
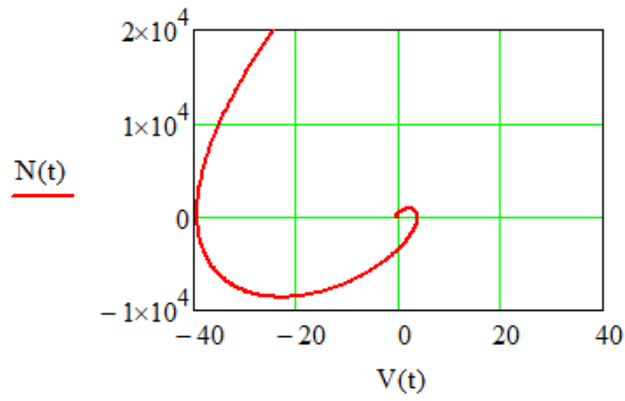


б)

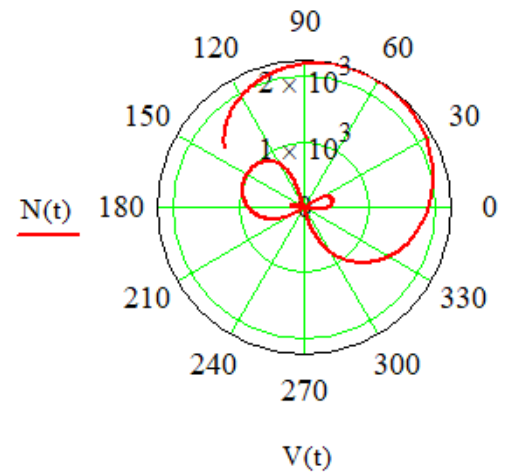
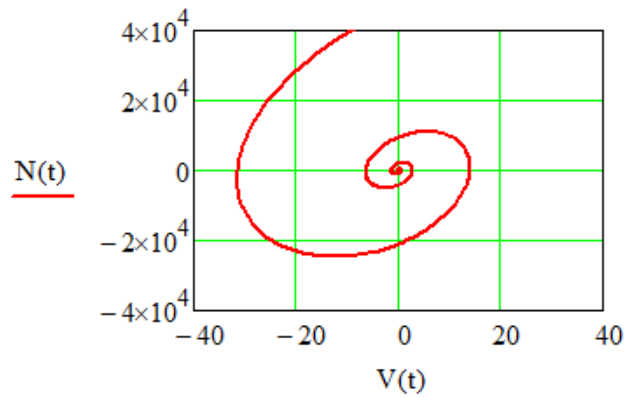


в)

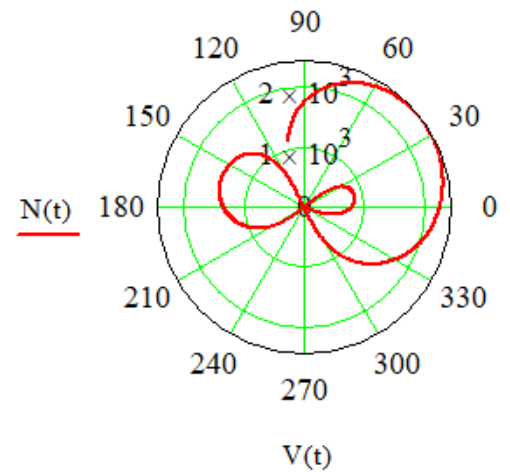
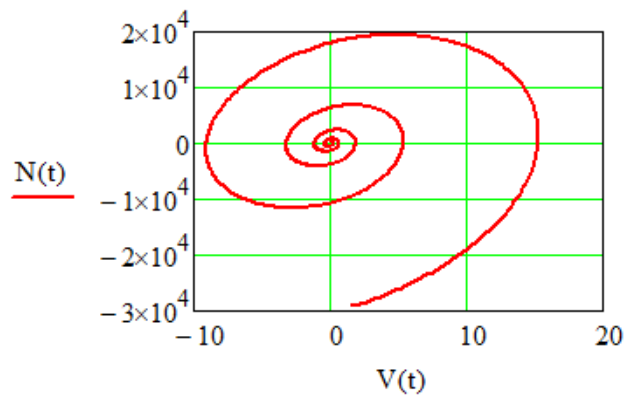
Рисунок 2.3 – Часові залежності зміни швидкості руху зведеної маси прогнутої ділянки колони а) $\varnothing 102$, б) $\varnothing 127$, в) $\varnothing 168$ реакції стінки свердловини та механічного імпедансу



а)



б)



в)

Рисунок 2.4 – Залежності годографа реакції стінки свердловини у прямокутних та полярних координатах

а) Ø102, б) Ø127, в) Ø168

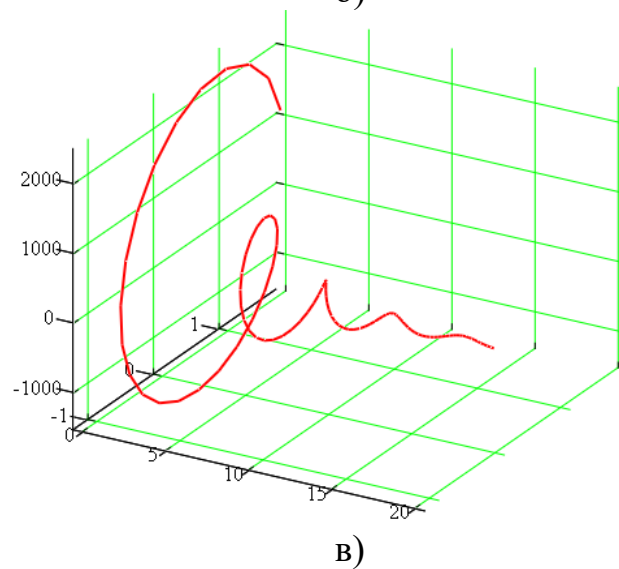
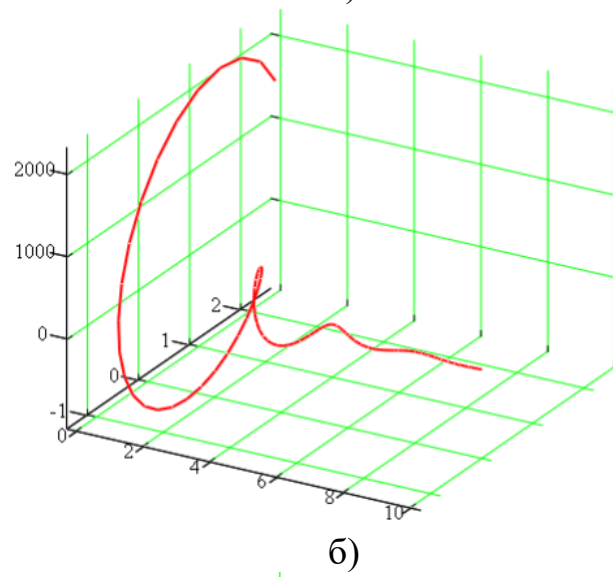
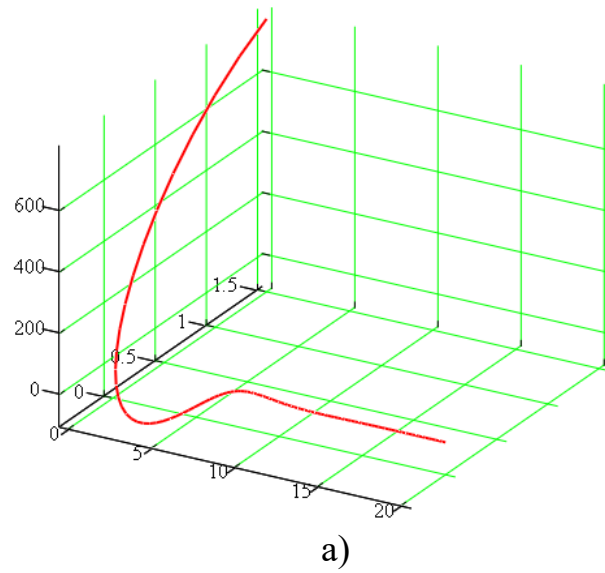


Рисунок 2.5 – Залежності годографа реакції стінки свердловини у прямокутних просторових координатах

а) $\varnothing 102$, б) $\varnothing 127$, в) $\varnothing 168$

Для проведення числових досліджень жорсткість стінки свердловини після продавлення фільтраційної кірки прогнутою бурильною колоною визначено із суми згинального моменту та моменту сили пружності:

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = -cy \frac{l}{2} \quad (2.14)$$

де E - модуль пружності матеріалу колони; J - момент інерції поперечного перерізу колони; l – довжина півхвилі прогину ділянки колони; $y = f \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right)$ - функція пружної осі прогнутої ділянки.

Продиференціювавши двічі функцію пружної осі прогнутої ділянки і підстановки її у рівняння (2.14), отримаємо:

$$EJ \cdot f \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) = cf \sin\left(\frac{\pi x}{l}\right) \frac{l}{2};$$

звідки:

$$c = 2EJ \frac{\pi^2}{l^3} \quad (2.15)$$

Для розрахунків прийнято модуль пружності для сталі $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, довжина півхвилі прогину $l = 20 \div 40$ м; початкова швидкість вдавлювання ділянки колони у фільтраційну кірку $v_0 = 1,5 \div 2,5$ м/с; початкова координата $y_0 = 0,1$ м; коефіцієнт в'язкого опору фільтраційної кірки $\mu = 500$ Нс/м; зосереджена маса прогнутої ділянки колони визначалася як: $m = m'l$, де m' – маса 1 метра бурильної труби.

Середній період зміни швидкості та реакції стінки для ділянок колон з діаметрами 73, 102, 127 та 168 мм відповідно становив 8,1с; 9,2с; 2,6с; 4,4с. Максимальні значення динамічних реакцій при цьому становили 1141Н, 786Н, 1497Н, 2218Н. Тому як бачимо тривалість згасання коливань для ділянок колон більшого діаметру є меншим. Відповідно до цього доречним буде ще

визначення часу динамічного контактування ділянки бурильної колони із стінкою свердловини.

Таблиця 2.1 – Значення параметрів в'язко-пружного контактування зведеної маси прогнutoї ділянки бурильної колони із стінкою свердловини

Значення параметрів в'язко-пружного контактування для прогнutoх ділянок бурильної колони						
Ø73				Ø102		
<i>t</i> , с	<i>v</i> , м/с	<i>N</i> , Н	<i>I</i> , Нс/м	<i>v</i> , м/с	<i>N</i> , Н	<i>I</i> , Нс/м
0	2.2	1141.452	518.842	1.5	785.925	523.95
1	-0.206	194.976	-948.268	0.274	463.333	1688.633
2	-0.343	-35.197	102.711	-0.288	146.564	-509.491
3	-0.139	-38.395	276.12	-0.367	-31.357	85.46
4	-0.027	-14.223	517.282	-0.237	-82.219	346.599
5	0.003	-2.439	-968.606	-0.088	-65.136	741.277
6	0.004	0.434	101.906	0.004	-30.836	-7491.799
7	0.002	0.477	275.576	0.036	-5.11	-143.401
8	0.001	0.177	515.733	0.032	6.407	202.386
9	-0.001	0.031	-989.632	0.017	7.81	471.789
10	-0.000	-0.005	101.098	0.004	4.946	1255.097
<i>m</i> = 228 кг; <i>J</i> = 80 · 10 ⁻⁸ кгм ² ; <i>c</i> = 414 Н/м; <i>n</i> = 0,961 с ⁻¹ .				<i>m</i> = 492 кг; <i>J</i> = 234 · 10 ⁻⁸ кгм ² ; <i>c</i> = 360 Н/м; <i>n</i> = 0,508 с ⁻¹ .		
Ø127				Ø168		
<i>t</i> , с	<i>v</i> , м/с	<i>N</i> , Н	<i>I</i> , Нс/м	<i>v</i> , м/с	<i>N</i> , Н	<i>I</i> , Нс/м
0	2.5	1497.16	598.864	1.8	1120.004	622.225
1	-1.221	314.299	-257.404	-0.022	2218.176	-98611.596
2	0.208	-693.21	-3340.4	-1.128	-178.706	158.446
3	0.203	448.076	2210.79	-0.250	-1425.274	5694.905
4	-0.220	-143.162	649.277	0.645	-222.541	-345.153
5	0.112	-21.982	-196.576	0.307	836.742	2723.976
6	-0.022	59.975	-2784.952	-0.330	334.87	-1014.354
7	-0.017	-40.324	2431.522	-0.269	-443.374	1648.614
8	0.019	13.604	701.107	0.143	-312.745	-2189.028
9	-0.010	1.415	-138.557	0.201	203.228	1010.052
10	0.002	-5.172	-2364.499	-0.042	242.672	-5784.428
<i>m</i> = 414 кг; <i>J</i> = 477 · 10 ⁻⁸ кгм ² ; <i>c</i> = 2472 Н/м; <i>n</i> = 0,604 с ⁻¹ .				<i>m</i> = 1059 кг; <i>J</i> = 1433 · 10 ⁻⁸ кгм ² ; <i>c</i> = 2200 Н/м; <i>n</i> = 0,236 с ⁻¹ .		

Для визначення тривалості динамічного контактування ділянки бурильної колони із стінкою свердловини скористаємося наступним виразом:

$$e^{-n\tau} \left\{ \mu \dot{y}_0 \left[-\frac{n}{k^*} \sin(k^* \tau) + \cos(k^* \tau) \right] + c \left[y_0 \cos k^* \tau + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{k^*} \sin k^* \tau \right] \right\} = 0$$

або з урахуванням $n = \mu/(2m)$ і $k = \sqrt{c/m}$

$$me^{-n\tau} \left\{ 2n\dot{y}_0 \left[-\frac{n}{k^*} \sin(k^* \tau) + \cos(k^* \tau) \right] + k^2 \left[y_0 \cos k^* \tau + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{k^*} \sin k^* \tau \right] \right\} = 0 \quad (2.16)$$

Враховуючи те, що $me^{-n\tau} \neq 0$ із (2.16) матимемо:

$$2n\dot{y}_0 \left[-\frac{n}{k^*} \sin(k^* \tau) + \cos(k^* \tau) \right] + k^2 \left[y_0 \cos k^* \tau + \frac{(\dot{y}_0 + ny_0)}{k^*} \sin k^* \tau \right] = 0 \quad (2.17)$$

Після ряду математичних перетворень із (2.17) з урахуванням (2.7) і (2.8) отримаємо наступну залежність:

$$\frac{(k^2 y_0 + 2V_0 n) k^*}{2V_0 n^2 - V_0 k^2 - k^2 n y_0} = \frac{\sin(k^* \tau)}{\cos(k^* \tau)} = \operatorname{tg}(k^* \tau). \quad (2.18)$$

З останнього виразу залежність для визначення тривалості динамічного контактування ділянки бурильної колони із стінкою свердловини набуде наступного вигляду:

$$\tau = \begin{cases} \frac{1}{k^*} \operatorname{arctg} \left(\frac{(k^2 y_0 + 2V_0 n) k^*}{2V_0 n^2 - V_0 k^2 - k^2 n y_0} \right) \\ \pi + \frac{1}{k^*} \operatorname{arctg} \left(\frac{(k^2 y_0 + 2V_0 n) k^*}{2V_0 n^2 - V_0 k^2 - k^2 n y_0} \right) \end{cases} \quad (2.19)$$

То ж як показують результати числових досліджень для прогнутих ділянок колон з діаметрами 73, 102, 127 та 168мм для видимого частотного діапазону нижня межа тривалості динамічного контактування в середньому становить $6 \div 8$ с, а верхня $10 \div 18$ с. Після визначеного часу динамічні параметри зменшуються практично до нуля, а в'язко-пружне контактування переходить у статичне. Тому на тривалість динамічного контактування суттєво впливають масово-інерційні параметри прогнутих ділянок БК і КНБК, а також фізико-механічні властивості фільтраційної кірки та стінки свердловини. Також зазначимо, що для різних глибин свердловини тривалість динамічного контактування буде різною. Для КНБК, де присутні інтенсивні коливання і вібрації, а також великі масово-інерційні параметри прогнутих ділянок колони час в'язко-пружного контактування буде більшим на відміну від перерізів колони, що знаходяться поблизу нейтрального перерізу.

2.4 Оцінка конструктивних параметрів орієнтованих КНБК для забезпечення їх проходження в стовбурі скерованої свердловини

Використання безопорних орієнтованих КНБК для буріння ПСС чи ГС потребує забезпечення їх проходження в попередньо пробуреному стовбурі [43, 44]. Це потребує оцінки умовного діаметра компоновки з урахуванням кута перекосу Δ , як це зображено на рис 2.6, а) і б). Залежно від величини Δ можливим є два варіанти розташування КНБК в стовбурі свердловини, зображені на рис. 2.6, а) і б), де: l_d , l_n , l_k – відповідно висота долота, верхнього плеча ГВД і його корпусу; D_d , $d_{свд}$ – відповідно діаметр долота і ГВД.

На основі геометричних співвідношень, які відповідають рис. 2.6 без врахування деформації трубної системи внаслідок дії на неї поперечних і повздовжніх сил отримано спрощену аналітичну залежність [111], яка описує величину умовного діаметра одноопорної орієнтованої компоновки з кутом перекосу Δ :

$$D_{КНБК}^{ум} = \left[\sqrt{\left[\frac{D_{\delta} - d_{зв\delta}}{2} \right]^2 + (l_n + l_{\delta})^2} \right] \cdot \sin(\Delta) + D_{\delta} \cdot \cos(\Delta). \quad (2.20)$$

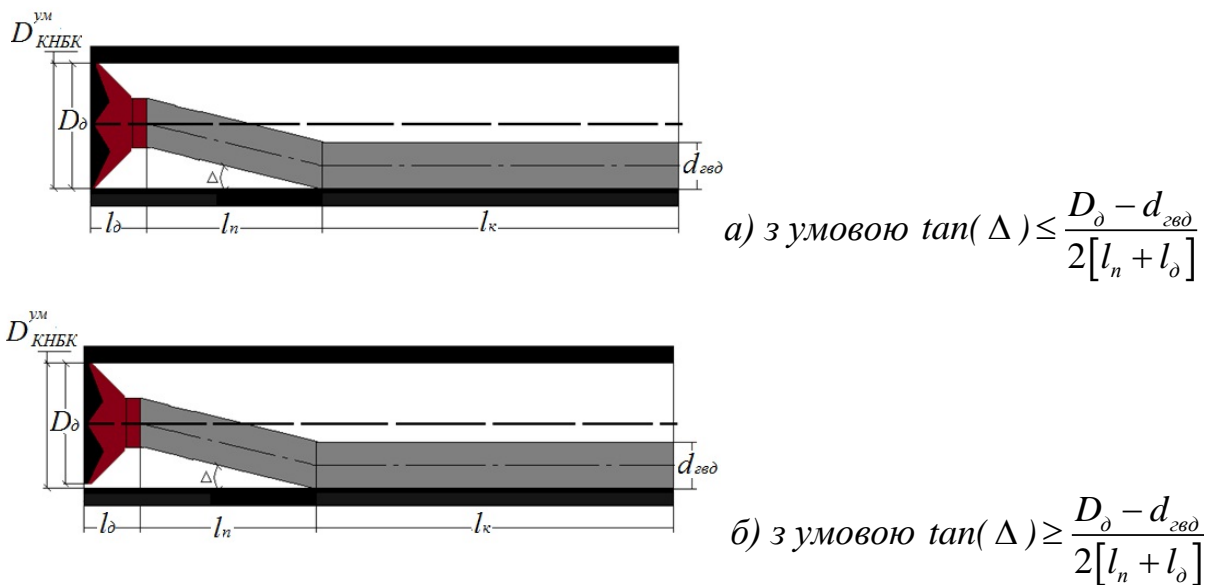


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема орієнтованої безопорної КНБК у стовбурі свердловини

При $\Delta=(0-0.8^{\circ})$ для $d_{зв\delta} = 0,12 \text{ м}$ і $D_{\delta} = 0.155 \text{ мм}$ та при $\Delta=(0-1.22^{\circ})$ для $d_{зв\delta} = 0,165 \text{ мм}$ і $D_{\delta} = 0.2159 \text{ мм}$, величини умовних діаметрів безопорних орієнтованих КНБК без врахування сил взаємодії її елементів зі стінками свердловини наведені в табл. 2.2.

Проте в реальних умовах, орієнтована КНБК в стовбурі свердловини під дією зовнішніх силових факторів (в залежності від зенітного кута стовбура свердловини) набуває складних форм рівноваги, які будуть визначальними для проведення спуско-підймальних операцій (СПО). Для дослідження умов проходження орієнтованої КНБК (відхиляючої і випрямляючої) в прямолінійному стовбурі свердловини при виконанні СПО розглянемо два

випадки її розташування з відповідними розрахунковими схемами конструкцій, які зображені на рис. 2.7 і 2.8. Відповідно до схем дослідження пропонуються типові конструкції компоновок, до складу яких входять дві ділянки, кожна з яких має власну вагу погонного метра та жорсткість на згин (перша від долота ділянка представляє собою шпindelь ГВД, друга – корпус ГВД).

Таблиця 2.2 – Умовний діаметр орієнтованої безопорної КНБК

Кут перекосу на ГВД (Δ), град	$D_{КНБК}^{УМ}$, м (при умові, що $l_n + l_o = 1.06$ м)	
	ГВД 120	ГВД 165
0	0,155	0,2159
0,26		
0,52		
0,77		
1,0		
1,22	0,165	
1,41	0,172	0,217
1,59	0,179	0,224
1,73	0,184	0,229
1,85	0,188	0,235
1,93	0,191	0,236
1,98	0,193	0,238
2,0	0,195	0,240

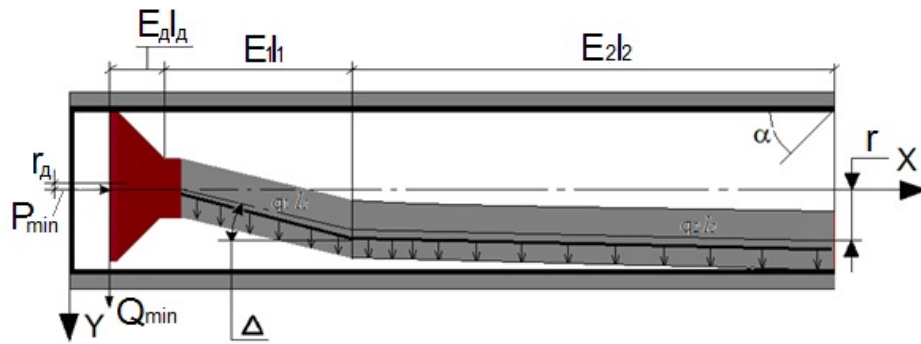


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема орієнтованої безопорної КНБК з нижнім положенням корпусу ГВД

Згідно з рис. 2.7 і 2.8 l_i – довжини ділянок орієнтованої КНБК; E_{d,l_d} – жорсткість на згин долота; l_d – довжина долота; r_d , r – радіальний зазор між віссю долота і стінкою свердловини в нижній і верхній точках контактування КНБК зі стовбуром свердловини; P_{min} і Q_{min} – осьове навантаження і відхиляюче зусилля на долоті.

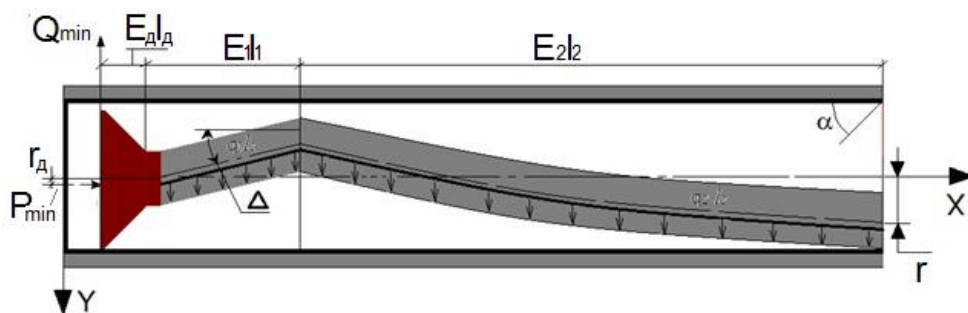


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема орієнтованої безопорної КНБК з верхнім положенням корпусу ГВД

При цьому, в математичній моделі вважається, що: стінки свердловини є прямолінійними і не деформуються; відцентрові сили відсутні; згин КНБК відбувається в одній площині (плоский); у місцях контактування компоновки зі стінкою свердловини відсутні сили тертя, [5-7]. Окрім того, для умов СПО приймається відсутність дії на долоті осьового навантаження і, відповідно, наявність мінімальної (близької до нуля) відхиляючої сили на долоті.

Встановлення для орієнтованої безопорної орієнтованої КНБК прохідного діаметра стовбура свердловини з умови безпечної взаємодії її елементів зі стінками свердловини (відкритий стовбур, обсадна колона) аналогічно [42 – 44] зводиться до розрахунку плоскої задачі з використанням системи диференціальних рівнянь пружної осі за відповідних граничних умов. Згідно розрахункових схем, наведених на рис. 2.7 і 2.8, пропонуються наступні диференціальні рівняння для ділянок КНБК довжиною l_D , l_1 і l_2 відповідно:

$$E_D I_D \frac{d^2 y_D}{dx_D^2} = -P_{min} y_D(x_D) + Q_{min} x_D + \frac{q_D x_D^2 \sin(\alpha)}{2}; \quad (2.21)$$

$$E_1 I_1 \frac{d^2 y_1}{dx_1^2} = -[P_{min} - q_1 l_1 \cos(\alpha)] y_1(x_1) + Q_{min} (l_D + x_1) + \left(\frac{q_D l_D^2}{2} + q_D l_D x_1 + \frac{q_2 x_1^2}{2} \right) \sin(\alpha); \quad (2.22)$$

$$E_2 I_2 \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = -[P_{min} - (q_D l_D + q_1 l_1) \cos(\alpha)] y_2(x_2) + Q_{min} (l_D + l_1 + x_2) + \left(\frac{q_D l_D^2}{2} + \frac{q_1 l_1^2}{2} + (q_D l_D + q_1 l_1) x_2 + \frac{q_2 x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (2.23)$$

За результатами інтегрування рівнянь (2.21 - 2.23) отримуємо функції прогинів осі, їх кутів повороту, а також згинальних моментів відносно до осі свердловини. Взаємодія безопорної орієнтованої КНБК (2.7 і 2.8) зі стінками свердловини характеризується $P_{min} \rightarrow 0$ та наступними граничними умовами:



$$\left. \begin{aligned} y_D(0) &= r_D \\ y'_D(l_D) &= y'_1(0) \\ y'_1(l_1) - y'_2(0) &= \pm \Delta \\ y_1(l_1) &= y_2(0) \\ y'_2(l_2) &= 0 \\ y_2(l_2) &= r \\ y''_2(l_2) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (2.24)$$

Примітка: «+» - орієнтовна безопорна КНБК з нижнім положенням корпусу ГВД (рис. 2.7);

«-» - орієнтовна безопорна КНБК з верхнім положенням корпусу ГВД (рис. 2.8).

За вихідними даними попереднього розрахунку, визначено величину умовного діаметра КНБК ($D_{КНБК}^{УМ}$) в залежності від зміни зенітного кута стовбура свердловини α і інших техніко-технологічних параметрів і представлено на рис. 2.9 і в табл. 2.3.

Таблиця 2.3 – Умовний діаметр орієнтованої одноопорної КНБК $D_{КНБК}^{УМ}$

Кут перекосу на ГВД (Δ), град	$D_{КНБК}^{УМ}$, м								
	умова розташування	ГВД 120				ГВД 165			
		1°	20°	50°	90°	1°	20°	50°	90°
		за методом диференціаль				за формулою			
-2,0		0,228	0,217	0,2159		0,240			
-1,6		0,2159				0,224			
-1,2		0,2159				0,2159			
-0,8		0,2159				0,2159			
-0,4		0,2159				0,2159			
0		0,2159				0,2159			
0,4		0,2159				0,2159			
0,8		0,2159				0,2159			
1,2		0,2159				0,2159			
1,6		0,224	0,223	0,222		0,224			
2,0		0,238	0,236	0,235		0,240			

З наведених даних в табл. 2.3 по величині $D_{КНБК}^{УМ}$ випливає, що врахування в математичній моделі особливостей деформації КНБК, по відношенні до значень, які отримані по спрощеній аналітичній залежності (2.20), дає точніший результат і характеризується наступними особливостями:

— при $\Delta=0^0-1.6^0$ $D_{КНБК}^{УМ} < D_0$ відбувається її вільне проходження в стовбурі свердловини у всьому діапазоні зміни zenітного кута;

— при $\Delta=1.6^0-2.0^0$ $D_{КНБК}^{УМ} > D_0$, що обумовлює необхідність контролю за проходженням і осьовим переміщенням орієнтованої КНБК при виконанні СПО;

— величина умовного діаметра орієнтованої безопорної КНБК залежить від положення кута перекосу відхилювача по відношенні до осі свердловини: у верхньому положенні кута перекосу відхилювача – умовний діаметр компоновки є меншим, ніж в нижньому положенні.

— збільшення величини zenітного кута стовбура свердловини призводить до зменшення умовного діаметра орієнтованої КНБК за рахунок її виположування під дією поперечної складової ваги.

Ще кілька особливостей взаємодії орієнтованої безопорної КНБК зі стінками свердловини відображаються при зміні величини відхиляючого зусилля на долоті, рис. 2.9.

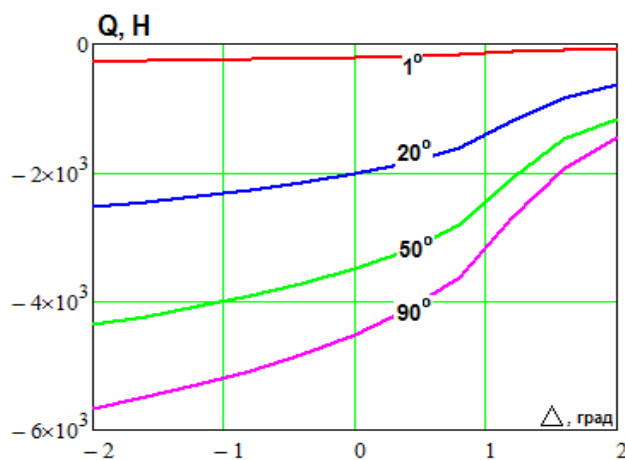


Рисунок 2.9 – Залежність відхиляючого зусилля на долоті від змін кута перекосу корпусу ГВД і величини zenітного кута стовбура свердловини

Одна з них проявляється в тому, що незалежно від зміни положення кута перекосу на корпусі ГВД та зенітного кута при виконанні СПО, контактування долота і інших елементів орієнтованої КНБК відбуватиметься з нижньою стінкою свердловини. Причому зі збільшенням зенітного кута сила притискання Q зростає. Іншою особливістю є те, що при малих зенітних кутах стовбура свердловини ($1-10^0$) величина Q при різних кутах перекосу ГВД змінюється в межах 5-12%. При більших зенітних кутах стовбура свердловини ($10-90^0$) та орієнтуванні площини викривлення компоновки згідно рис. 2.8 і табл. 2.3, відбувається зменшення довжини, а також ваги компоновки, відхиляючого зусилля на долоті Q , (рис. 2.9). А це характеризується в 1,5-2.8 рази меншими значеннями сил опору при спуску компоновки як відхиляючої системи, рис. 2, що має важливе значення під час виконання СПО.

Використання одноопорних орієнтованих КНБК (враховуючи викривлення з кутом перекосу двигуна Δ) під час буріння, а також при виконанні СПО також обмежується габаритами конструкції, що погіршує процес їх проходження в стовбурі скерованої свердловини. Для одноопорної орієнтованої КНБК пропонується використати відповідні розрахункові схеми, зображені на рис. 2.10 і 2.11. У залежності від величини кута Δ для одноопорної КНБК пропонується два варіанти розташування в стовбурі свердловини, [111].

Встановлення умовного діаметра орієнтованої одноопорної КНБК вирішується реалізацією контактної задачі взаємодії її елементів зі стінками свердловини (відкритий стовбур, обсадна колона) шляхом розв'язку системи диференціальних рівнянь пружної осі компоновки при відповідних граничних умовах (2.24).

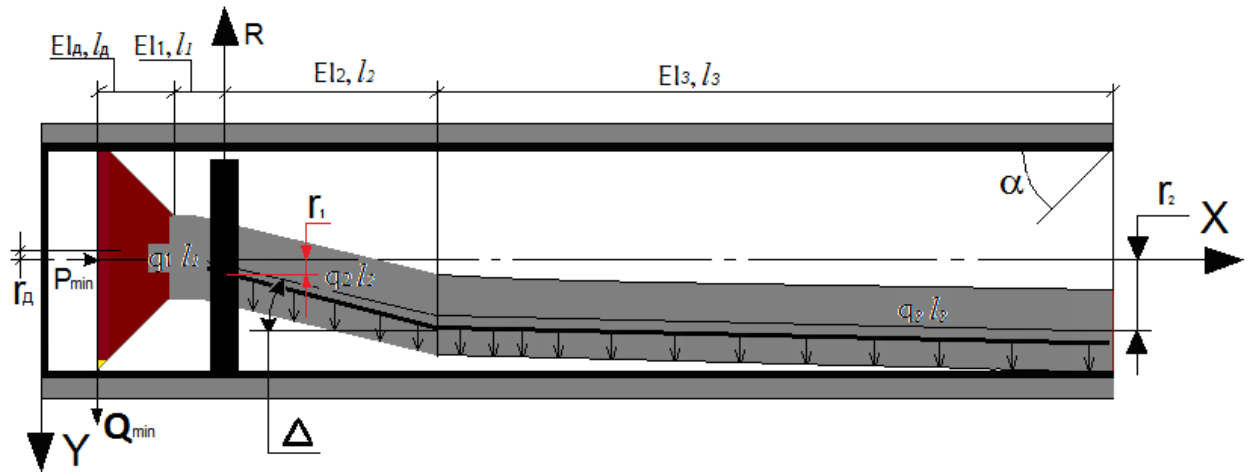


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема орієнтованої одноопорної КНБК з нижнім положенням корпусу ГВД

Згідно розрахункових схем, наведених на рис. 2.10 і 2.11, для ділянок КНБК довжинами l_d і l_1 характерним є диференційні рівняння (2.21) і (2.22), і відповідно, їх розв'язки.

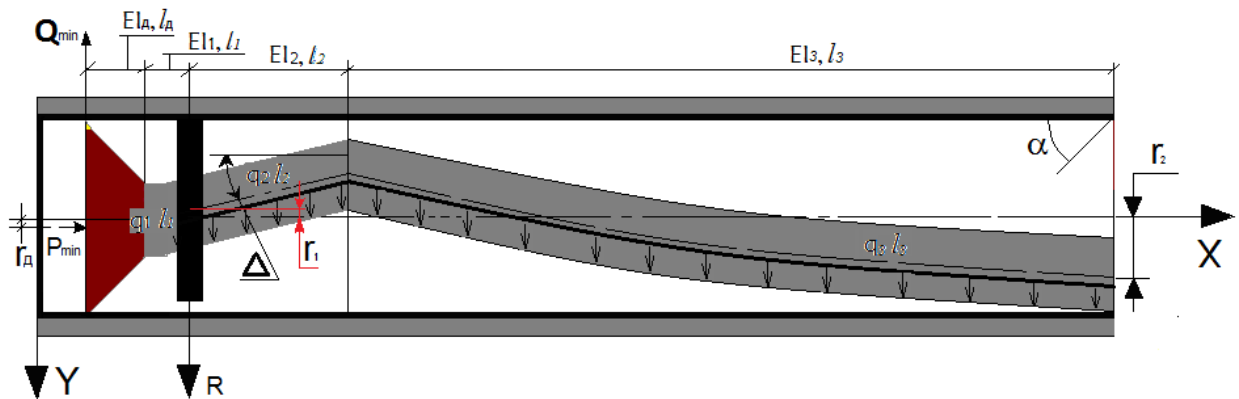


Рисунок 2.11 – Розрахункова схема орієнтованої одноопорної КНБК з верхнім положенням корпусу ГВД

Для ділянок КНБК довжинами l_2 і l_3 характерними є наступні диференційні рівняння:

$$EI_2 \frac{d^2 y_2}{dx_2^2} = - \left[P_{min} - (q_d l_d + q_1 l_1) \cos(\alpha) \right] y_2(x_2) + Q_{min} (l_d + l_1 + x_2) - R x_2 + \left(\frac{q_d l_d^2}{2} + \frac{q_1 l_1^2}{2} + q_d l_d l_1 + (q_d l_d + q_1 l_1) x_2 + \frac{q_2 x_2^2}{2} \right) \sin(\alpha). \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned}
EI_3 \frac{d^2 y_3}{dx_3^2} = & - \left[P_{min} - (q_D l_D + q_1 l_1 + q_2 l_2) \cos(\alpha) \right] y_3(x_3) + \\
& + Q_{min} (l_D + l_1 + l_2 + x_3) - R(x_3 + l_2) + \\
& + \left(\frac{q_D l_D^2}{2} + \frac{q_1 l_1^2}{2} + \frac{q_2 l_2^2}{2} + q_D l_D l_1 + l_2 (q_D l_D + q_1 l_1) \right) \sin(\alpha) + \\
& + \left((q_D l_D + q_1 l_1 + q_2 l_2) x_3 + \frac{q_3 x_3^2}{2} \right) \sin(\alpha).
\end{aligned} \tag{2.26}$$

Взаємодія елементів орієнтованої одноопорної КНБК (рис. 2.10 і 2.11) зі стінками свердловини характеризується наступними граничними умовами [111]:



$$\left. \begin{aligned}
y_D(0) &= r_D \\
y'_D(l_D) &= y'_1(0) \\
y_D(l_D) &= y_1(0) \\
y_1(l_1) &= y_2(0) \\
y'_1(l_1) &= y'_2(0) \\
y_1(l_1) &= r_1 \\
y'_2(l_2) - y'_3(0) &= \pm \Delta \\
y_2(l_2) &= y_3(0) \\
y'_3(l_3) &= 0 \\
y_3(l_3) &= r_2 \\
y''_3(l_3) &= 0
\end{aligned} \right\}. \tag{2.27}$$

Примітка: «+» - орієнтовна одноопорна КНБК з нижнім положенням корпусу ГВД (рис. 2.10);

«-» - орієнтовна одноопорна КНБК з верхнім положенням корпусу ГВД (рис. 2.11).

Використовуючи попередні вихідні дані в результаті розрахунків отримуємо величину діаметра ОЦЕ кута перекосу на ГВД (Δ), табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Оптимальний діаметр ОЦЕ орієнтованої одноопорної КНБК з умови $R \rightarrow 0$

Кут перекосу на ГВД (Δ), град	$D_{ОЦЕ}^{ОПТ}$, м								
	умова розташ у- вання	ГВД 120				ГВД 165			
		1 ⁰	20 ⁰	50 ⁰	90 ⁰	1 ⁰	20 ⁰	50 ⁰	90 ⁰
		Кут перекосу 0.8 ⁰				Кут перекосу 1.22 ⁰			
0,2		0,2097	0,2091	0,2089	0,2088	0,2071	0,2024	0,2068	0,2068
0,3		0,2067	0,2058	0,2054	0,2053	0,2028	0,198	0,2023	0,2023
0,4		0,2036	0,2024	0,202	0,2018	0,1984	0,1935	0,1978	0,1977
0,5		0,200	0,199	0,1985	0,1983	0,1941	0,1891	0,1933	0,1932
0,6		0,1975	0,195	0,195	0,1948	0,1897	0,1846	0,1888	0,1887
0,7		0,1944	0,1925	0,191	0,1913	0,1853	0,1801	0,1843	0,1842
0,8		0,1914	0,1891	0,188	0,1878	0,181	0,1891	0,1798	0,1797
0,2			0,2117	0,2133	0,214	0,214	0,209	0,2108	0,2116
0,3	0,2096		0,212	0,213	0,2126	0,2055	0,2083	0,2094	0,2098
0,4	0,2076		0,2107	0,212	0,2118	0,2021	0,2057	0,2073	0,2078
0,5	0,2055		0,2094	0,211	0,2109	0,1987	0,2032	0,2051	0,2058
0,6	0,2034		0,208	0,210	0,210	0,1952	0,200	0,2029	0,2038
0,7	0,2013		0,2069	0,209	0,210	0,1918	0,1981	0,2008	0,2018
0,8	0,1993		0,2056	0,208	0,209	0,1883	0,1955	0,1986	0,1997

Реалізація даної математичної моделі дозволяє отримати величину $D_{КНБК}^{УМ}$ виходячи з відповідних конструктивних параметрів орієнтованої одноопорної КНБК при мінімальних значеннях осевого навантаження і відхиляючого зусилля на долоті. На основі наведеної математичної моделі можна проектувати і вибирати діаметри ОЦЕ ($D_{ОЦЕ}^{ОПТ}$) для встановлення на корпусі ГВД при різних положеннях (верхньому і нижньому) відхилювача.

Основою умовою його вибору є забезпечення мінімального зусилля його притискання до стінки свердловини.

2.5 Особливості застосування орієнтованих КНБК у процесі буріння скерованих свердловин

Удосконалення математичної моделі орієнтованої КНБК, шляхом врахування у ній конструктивних і техніко-технологічних параметрів процесу управління траєкторією буріння, вимагає:

- дослідження умов взаємодії елементів орієнтованої КНБК з вибоєм та стінками свердловини,
- оцінка енерговитрат контактної взаємодії їх елементів з гірською породою стовбура;
- встановлення енергоефективних конструкцій компоновок, [43, 44, 112].

Для реалізації поставлених цілей дослідження пропонується до розгляду класична аналітично-розрахункова схема взаємодії елементів КНБК із стінками свердловини, яка зображена на рис. 2.12, а) і відповідає кільком варіантам їх технологічного призначення з врахуванням процесу каверноутворення: стабілізаційна система, рис. 2.12, в); система для набору (рис. 2.12, б) і спаду (рис. 1, г) зенітного кута, рис. 2.12, г), [4-6, 11, 112]. Базовою при цьому слід вважати схему, зображену на рис. 2.12, а), для якої стінка свердловини приймається в початковому положенні прямолінійною і не має ерозійних виробок. Для неї характерна ознаками є відсутність проектно-розрахункового радіального зазору на долоті ($\Delta q = 0$) та очікуване його значення на ОЦЕ ($\Delta_{\text{ОЦЕ}} > 0$). При наборі зенітного кута (рис. 1, а) для КНБК характерними є: $\Delta q_1 = 0$ – у місці встановлення долота та $\Delta_{\text{ОЦЕ}} > 0$ – на ОЦЕ, що встановлений на відстані l_1 від долота.

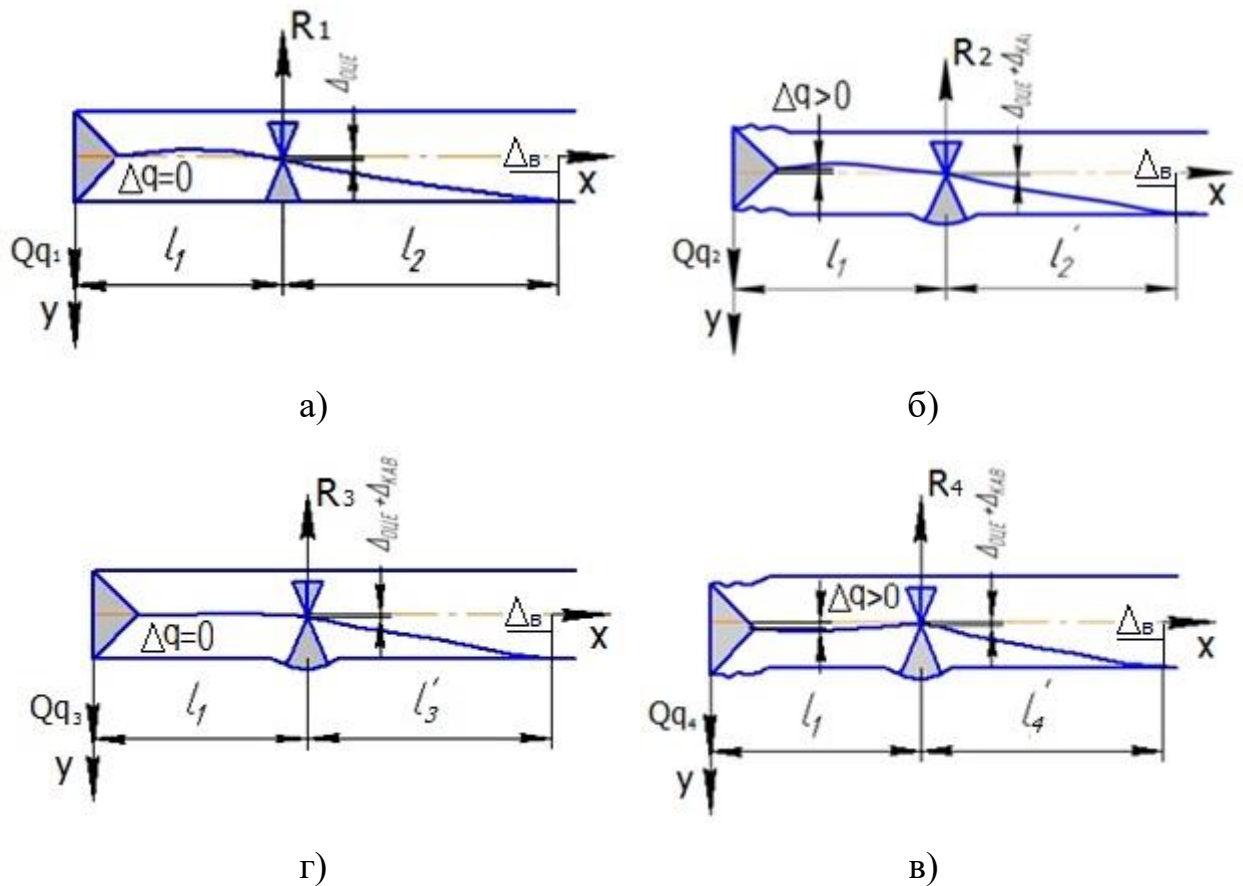


Рисунок 2.12 – Схема формування ерозійних виробок елементами КНБК

Конструктивно передбачено, що в умовах буріння ПСС чи ГС під дією поперечної ваги компоновки ОЦЕ притискається до нижньої стінки свердловини з силою R_1 . Долото за цих умов може бути притиснуте до верхньої чи нижньої стінок свердловини силою Qq_1 . Внаслідок обертання бурильна колона зОЦЕ вони фрезують гірську породу (рис. 2.12, б). При цьому на долоті з'являються відповідні радіальні зазори - Δq , а на ОЦЕ - $\Delta_{\text{ОЦЕ}} + \Delta_{\text{КАВ}}$ (де $\Delta_{\text{КАВ}}$ - глибина каверни). Це зумовлює зменшення величини l_2 до l'_2 і зміну Qq_1 до Qq_2 , а R_1 до R_2 , а також призводить до зміни інтенсивності викривлення стовбура свердловини. На рис. 2.12, в) зображено стабілізаційну КНБК, для якої $Qq_3 \approx 0$, однак за рахунок сили притискання ОЦЕ до стінки свердловини R_3 під час обертання БК відбувається формування на ній каверн,

що зумовлює зміну l_2 до l_3' , а Qq_2 до Qq_3 , (рис. 1, в) і перехід КНБК від стабілізаційної у випрямляючу (рис. 2.12, г).

Для випрямляючої КНБК характерною буде аналітично-розрахункова схема, яка зображена на рис. 2.12, г для якої імовірним є фрезування гірської породи тільки по нижній стінці свердловини як долотом (під дією відхиляючого зусилля на долоті $Qq_4 \geq 0$) так і ОЦЕ (під дією сили R_4). За цих умов, обертаючись, втиснуті в стінку елементи КНБК зрізають шар гірської породи товщиною h . Так відбувається формування ерозійних виробок глибиною Z , що призводить до розширення стовбура свердловини на величину коефіцієнта кавернозності (рис. 2.13).

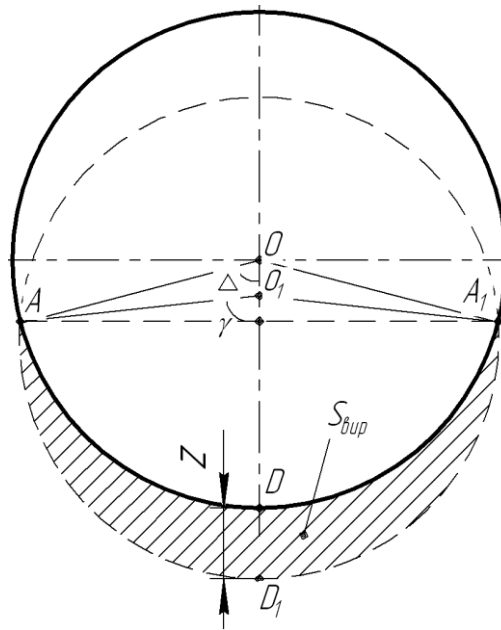


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема формування каверни на стінці свердловини елементами КНБК

Згідно з розрахунковою схемою (рис. 2.13) площа виробки на стінках свердловини, визначається [112] з виразу:

$$S_{vir} = \frac{D_{ОЦЕ}^2}{4} \left[\pi - \frac{2\gamma - \sin(2\gamma)}{2} \right] - \frac{D_{ДОЛ}^2 (2\Delta - \sin(2\Delta))}{8}, \quad (2.28)$$

де $D_{ОЦЕ}$ і $D_{ДОЛ}$ - діаметри ОЦЕ і долота; Δ і γ – величини кутів, які отримуються за відповідними залежностями, [108, 109]:

$$\left. \begin{aligned} \Delta &= \arccos \left[\frac{D_{ДОЛ} - D_{ОЦЕ} + 2Z}{2D_{ОЦЕ}} \right] \\ \gamma &= \arccos \left[\frac{D_{ДОЛ} - D_{ОЦЕ} + 2Z}{2D_{ДОЛ}} \right] \end{aligned} \right\}, \quad (2.29)$$

За цих умов коефіцієнт кавернозності на стінках свердловини описується формулою:

$$K_{КАВ} = \frac{4S_{ВИР} + \pi D_{ДОЛ}^2}{\pi D_{ДОЛ}^2}. \quad (2.30)$$

Із врахуванням сил тертя між лопаттю ОЦЕ і стінкою свердловини в процесі різання гірської породи відбувається зниження крутного моменту, який не передається до долота, а витрачається на фрезування стінки свердловини, рис. 2.14.

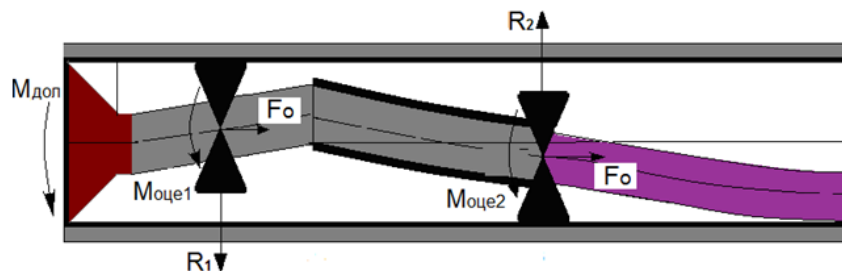


Рисунок 2.14 – Розрахункова схема енерговитратності орієнтованих КНБК

Це, в свою чергу, призводить до появи додаткових (непродуктивних) затрат енергії на фрезування або ерозійне руйнування стінки свердловини [11, 17, 111, 112]:

Однією із причин зниження коефіцієнта корисної дії на долоті є опір осьовому переміщенню КНБК у стовбурі свердловини, на подолання якого і витрачається частина енергії, [17]:

$$\Delta E_{op_i}(Q, R_i) = \sum_{i=1}^n (F_{O_i} \Delta h + \mu R_i), \quad (2.31)$$

де F_{O_i} - сила опору осьовому переміщенню КНБК у свердловині, (рис. 2.14); Δh - довжина інтервалу буріння за один оберт долота; μ - коефіцієнт тертя ОЦЕ до стінки свердловини; n - кількість ОЦЕ в КНБК.

Для подолання опору тертя під час обертання орієнтованої КНБК в стовбурі свердловини також витрачається енергія, яка визначається відповідно до [17]:

$$\Delta E_{o\sigma_i}(Q, R_i) = 2\pi \left(M_{\text{ДОЛ}} + \sum_{i=1}^n M_{\text{ОЦЕ}_i} \right), \quad (2.32)$$

де $M_{\text{ДОЛ}}$ - моменти опору обертання долота; $M_{\text{ОЦЕ}}$ - моменти опору обертання ОЦЕ, (рис. 2.14).

Сумарні енергетичні витрати на подолання опору зовнішнього середовища під час роботи орієнтованих КНБК визначаються з виразу, [17]:

$$E_{\Sigma}(Q, R_i) = \sum_i^j \left(\Delta E_{op_i}(Q, R_i) + \Delta E_{o\sigma_i}(Q, R_i) \right), \quad (2.33)$$

де j - кількість обертів долота в процесі буріння стовбура свердловини Δh .

Визначальними чинниками формування параметрів F_{O_i} , $M_{\text{ДОЛ}}$ та $M_{\text{ОЦЕ}_i}$ є сили R_i та Q . Для їх визначення необхідною умовою є використання відповідних математичних моделей орієнтованих КНБК із різною кількістю ОЦЕ.

Для можливості реалізації представлених розрахункових схем орієнтованих КНБК [9, 10] в умовах викривленого стовбура свердловини радіусом R_{CB} пропонується враховувати величину радіального зазору $\Delta_{\text{ОЦЕ}}$ в місці встановлення ОЦЕ та у верхній точці контакту КНБК із стінкою Δ_B , які відповідно до формулювань роботи [11, 14, 17] визначаються з виразу:

$$\Delta_{\text{ОЦЕ}} = - \left[\begin{array}{l} 2R_{CB} \left(\sin \left(\frac{l_{\text{ОЦЕ}}}{(2R_{CB} + D_{\text{ОЦЕ}})} \right) \right)^2 + \left[\frac{D_{\text{ОЦЕ}}}{2} \right] \times \\ \times \left(\cos \left(\frac{2l_{\text{ОЦЕ}}}{(2R_{CB} + D_{\text{ОЦЕ}})} \right) \right)^{-1} \end{array} \right], \quad (2.34)$$

де $l_{OЦЕ}$ - відстань від долота до місця встановлення ОЦЕ в КНБК.

$$\Delta_B = \left[2R_{CB} \left(\sin\left(\frac{J}{2}\right) \right)^2 + \frac{D_{КНБК}}{2\cos(J)} \right], \quad (2.35)$$

де $J = y'(x)$ - кут між дотичною до стінки викривленої частини свердловини у верхній точці контактування із нею ОБТ; $D_{КНБК}$ - діаметр елемента КНБК у верхній точці їх контактування зі стінкою свердловини.

Для визначення величини F_{O_i} пропонується до використання умова піддатливості стінки свердловини на глибину Δ_i під дією втискання в неї ОЦЕ, що розглядається в роботах [11, 17, 111]:

$$\Delta_i = \frac{R_i}{n_{nl} b_{nl} K l_{nl}}, \quad (2.36)$$

де n_{nl} , b_{nl} , l_{nl} - відповідно кількість, ширина і довжина лопаті на ОЦЕ; K - коефіцієнт піддатливості стінки свердловини:

$$K = 2,46 \cdot 10^{-3} \cdot \left[\frac{b_{nl}}{2S} \right]^{1,32} \left[\frac{E_0}{b_{nl}(1-\nu^2)} \right], \quad (2.37)$$

де S - пружна характеристика ГП:

$$S = \sqrt[3]{\frac{2(1-\nu)EI}{b_{nl} E_0}}, \quad (2.38)$$

де ν і E_0 - коефіцієнт Пуасона і модуль пружності гірської породи.

Сила опору при сколюванні гірської породи ОЦЕ визначається за формулою:

$$F_{O_i} = \sigma_{СК} S_{PI3i}, \quad (2.39)$$

де $\sigma_{СК}$ - межа міцності гірської породи на сколювання; S_{PI3i} - площа різання ОЦЕ гірської породи, яка при осьовому переміщенні і обертанні КНБК відповідно визначається:

$$S_{PI3i} = b_{nl} \Delta_i, \quad (2.40)$$

$$S_{PI3i} = l_{nl} \Delta_i. \quad (2.41)$$

Із врахуванням вищенаведеного моменти опору $M_{ОЦЕ_i}$ та $M_{ДОЛ}$ при обертанні КНБК навколо її осі визначаються з залежностей:

$$M_{ОЦЕ_i} = \frac{D_{ОЦЕ_i}}{2} [\mu R_i + F_{O_i}] ; \quad (2.42)$$

$$M_{ДОЛ} = \frac{\mu Q D_{Д}}{2} . \quad (2.43)$$

Критеріальною оцінкою енергоефективності КНБК під час її роботи є величина питомих енергетичних витрат на подолання опору зовнішнього середовища:

$$\varepsilon = \frac{E_{\Sigma} (Q, R_i)}{L_{КНБК}} , \quad (2.44)$$

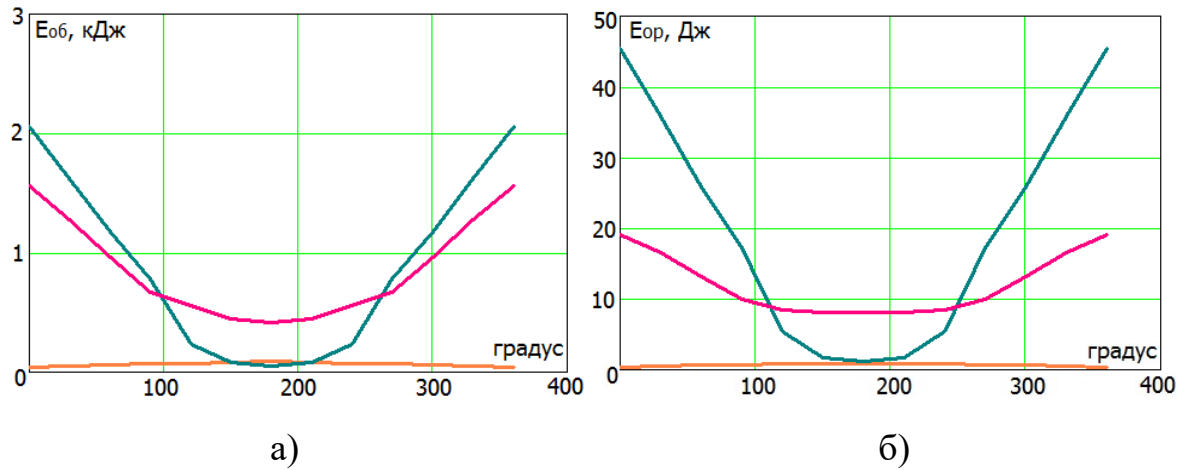
де $L_{КНБК}$ - загальна довжина КНБК.

Для кількісної і якісної оцінки впливу конструктивних і техніко-технологічних параметрів на енерговитратність роботи орієнтованих КНБК в стовбурі ПСС і ГС проводилися аналітичні дослідження з використанням відповідних розрахункових параметрів, які наведені в табл. 2.5.

Таблиця 2.5 - Вихідні дані для розрахунку енерговитратності орієнтованих КНБК

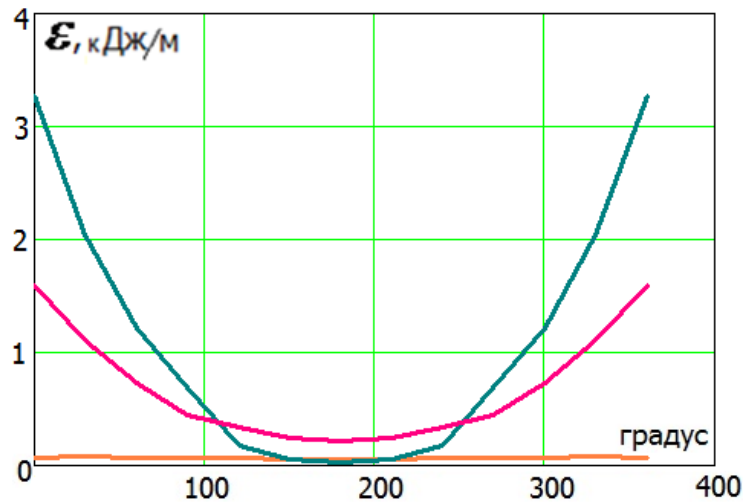
$b_{ПЛ}$, м	$l_{ПЛ}$, м	$n_{ПЛ}$, ШТ	ν	$\sigma_{СК}$, МПа	μ	E_0 , Па
0,04	0,3	4	0,25	20	0,3	$(0,8-1,2) \times 10^{11}$

За результатами проведених досліджень встановлено, що збільшення кількості ОЦЕ в складі орієнтованої КНБК викликає різке зростання енергетичних витрат як при їх обертанні, так і при осьовому переміщенні ОЦЕ, (рис. 2.15). При цьому використання безопорної КНБК характеризується значно нижчими показниками енергетичних витрат у порівнянні з «опорними» конструкціями.



— - безопорна КНБК; — - одноопорна КНБК; — - двоопорна КНБК
 Рисунок 2.15 – Енергетичні характеристики КНБК з різною кількістю ОЦЕ при її обертанні і осьовому переміщенні в стовбурі свердловини ($P = 8$ т; $\alpha = 80^\circ$)

На особливу увагу при цьому заслуговує одноопорна орієнтована компоновка, в якій при однакових кутах повороту навколо осі свердловини енергозатрати на обертання і осьове переміщення є значно вищі, ніж в безопорній та двоопорній систем, (рис. 2.16). Внаслідок дії жорсткого плеча довжиною 0,66 м (відстань від долота до встановленого ОЦЕ) і довгомірного важеля (від ОЦЕ діаметром 212 до контакту ВД зі стінкою свердловини) довжиною від 5 до 16,5 м (при провороті від 0° до 360°) відбувається суттєве збільшення відхиляючого зусилля на долоті і реакцій на ОЦЕ (ефект защемлення), що і призводить до зростання величин $\Delta E_{ор_i}(Q, R_i)$, $\Delta E_{об_i}(Q, R_i)$ і є рис. 2.15 і рис 2.16.



— - безопорна КНБК; — - одноопорна КНБК; — - двоопорна КНБК

Рисунок 2.16 – Енергоємність КНБК з різною кількістю ОЦЕ

$$(P = 8 \text{ т}; \alpha = 80^{\circ})$$

За таких умов виникають ризики отримати защемлення (зависання) компоновки в стовбурі свердловини. А при суміщеному способі буріння це буде сприяти появі «баклінг» ефекту, що суттєво обмежить використання одноопорних орієнтованих КНБК. Для двоопорної КНБК за рахунок нижнього жорсткого плеча довжиною 0,66 м (відстань від долота до середини встановленого ОЦЕ) і фіксованого по довжині 9,2 м важеля між ОЦЕ буде спостерігатися збільшення відхиляючого зусилля на долоті і реакцій на ОЦЕ, про те воно буде меншим, ніж для одноопорної компоновки.

Внаслідок цього енергетичні показники двоопорної орієнтованої компоновки зростають не так екстремально, і ризик її заклинювання в стовбурі свердловини, в порівнянні з одноопорною, є меншим. Це розширює умови використання двоопорних орієнтованих компоновок як за стабілізуючими показниками, так і за величиною кращої енергопередачі до долота.

2.6 Висновки до розділу 2

На основі ряду аналітичних перетворень розроблена математична модель для оцінки параметрів в'язко-пружного контактування ділянки бурильної колони із стінкою скерованої свердловини. Зокрема,

отримано залежності для визначення швидкості втискання та реакції стінки свердловини з урахуванням пружно-дисипативних властивостей стінки свердловини, покритою фільтраційною кіркою. Отримані залежності можуть бути використані при дослідженнях, які передбачають застосування квазістатичної і хвильової теорії коливань для довгомірних трубних механічних систем. З їх допомогою також можна дослідити зміну імпульсу контактних сил, кількості руху та кінетичної енергії прогнаних ділянок бурильних колон. Як показали результати числових експериментів

Як показують результати теоретичних досліджень для прогнаних ділянок колон з діаметрами 73, 102, 127 та 168мм для видимого частотного діапазону нижня межа тривалості динамічного контактування в середньому становить $6 \div 8$ с, а верхня $10 \div 18$ с. Максимальні значення динамічних реакцій при цьому становили 1141Н, 786Н, 1497Н, 2218Н. Останні також можна використати при розрахунках пружно-дисипативних сил та напружено-деформованого стану ділянок бурильних труб.

Слід зазначити, що в проведених дослідженнях коефіцієнт в'язкого опору та жорсткості характеризують демпфувальні і пружні властивості стінки свердловини виключно, як ізотропного середовища, вкритою фільтраційною кіркою. Оскільки матеріал бурильної колони володіє значно більшою твердістю, ніж стінка свердловини, тому він менше деформується за стінку свердловини в момент контакту, а значить у нього будуть менші дисипативні втрати на його деформацію. Для реальних умов буріння, за наявності перемежування пластів порід з різними характеристиками, а також різних кутів залягання порід результати теоретичних досліджень вимагатимуть експериментальної перевірки.

Розроблено математичні моделі орієнтованих одно- і безопорних КНБК на базі ГВД для різних режимно-технологічних параметрів процесу буріння. На основі геометричних співвідношень без врахування деформації орієнтованої КНБК від дії на трубну систему поперечних і повздовжніх сил в стовбурі ПСС і ГС отримано спрощену аналітичну залежність, яка описує

величину умовного діаметра одноопорної компоновки з кутом перекосу Δ . Запропоновано метод розрахунку конструкцій одно- і безопорної орієнтованих КНБК на базі ГВД для забезпечення їх проходження в стовбурі ПСС і ГС для різних варіантах розташування плеча перекосу вкороченої шпindelної секції.

Використовуючи розроблені математичні моделі шляхом аналітичних розрахунків встановлено, що в діапазоні зміни zenітного кута $0-90^0$, діаметр стовбура свердловини для забезпечення прохідності безопорної компоновки з нижнім розташуванням плеча перекосу ГВД характеризується на 10-15% меншими значеннями, ніж при спуску такої ж конструкції тільки з верхнім розташуванням плеча перекосу ГВД. Для одноопорної КНБК визначено оптимальний діаметр ОЦЕ, встановленого в залежності від місця встановлення долота, з точки зору прохідності для системи в стовбурі свердловини визначеного діаметра і кутів перекосу шпindelя 0.8^0 та 1.22^0 .

Основними чинниками створення питомих навантажень і відповідно питомих енергетичних затрат на роботу орієнтованих КНБК при суміщеному способі буріння є кількість, діаметр і місце встановлення ОЦЕ в їх складі, величина zenітного кута стовбура свердловини і фізико-механічні характеристики гірської породи, яка його формує. Безопорні орієнтовані КНБК є найбільш енергоефективними серед існуючих опорних прототипів. Проте, їх застосування в умовах ПСС чи ГС є обмеженим через неефективне використання при бурінні інтервалів стабілізації і набору zenітного кута.

РОЗДІЛ 3

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ПЛОСКОДЕФОРМОВАНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ

3.1 Умови, необхідні для дослідження статичної та динамічної рівноваги бурильної колони у скерованій свердловині

Для більш точного дослідження умов роботи, параметрів навантаженості та напружено-деформованого стану бурильної колони, як пружного довгомірною криволінійного стрижня, необхідно володіти інформацією про силові фактори, що виникають в місцях контакту її ділянок із стінками свердловини. На даний час при розрахунку напружено-деформованого стану згину труби як складового елемента просторової механічної системи застосовують теорію стрижнів. Розв'язок подібних задач, заснованих на методах теорії оболонок і теорії стрижнів, у літературі проробляється недостатньо чітко, що призводить до неоднозначних тлумачень під час динамічного аналізу трубних колон. Підходи теорії стрижнів розроблені досить добре, однак для згину труби як криволінійного стрижня існує проблема в одержанні точних виразів для оцінки міри їх навантаженості за параметрами деформації. Впродовж останніх десяти років подібні питання практично не розглядалися і на даний час вийшли на новий науковий рівень, утворивши низку задач, які вимагають грамотного інженерного вирішення.

Основною проблемою динамічного аналізу складних пружних механічних систем на сучасному етапі досліджень у прикладній теорії пружності та теорії коливань є невідповідність математичної моделі системи її реальному прототипу [108, 109, 110]. Відомі дотепер методи моделювання та аналізу динамічних процесів у складних механічних системах не дають змоги в загальному випадку ефективно розв'язати цю проблему через складність математичного апарату. Кожна із важливих загальних технічних задач, для якої не вдається побудувати точний чи наближений аналітичний розв'язок, вимагає забезпечення відповідних умов коректності розв'язку та

застосування в подальшому того чи іншого чисельного методу її розв'язання [113, 114, 115]. Після обґрунтування коректності розв'язку питання вибору чисельного методу є принциповим лише з точки зору ефективності самого методу.

Особливість динамічного аналізу БК, чи якоїсь її ділянки, в ряді випадків зумовлена формою її пружної рівноваги, яка в силу техніко-технологічних та гірничо-геологічних чинників може бути як плоскою так і просторовою. Просторові форми рівноваги ділянок бурильної колони розглянуті в працях [116, 117, 118, 119, 120]. Параметри пружної лінії в перерахованих дослідженнях визначались із рівнянь Г.Р. Кірхгофа та додаткових рівнянь рівноваги сил і моментів в проекції на вісь свердловини або з умови мінімуму потенціальної енергії. У роботах [116, 117] розкрито аналогію в явищах втрати стійкості довгих бурильних колон та досягненні критичних частот обертання доліт, а також можливості запозичення й взаємо використання практики недопущення цих небезпечних станів. За результатами досліджень запропоновано способи створення безкритичних роторів, що не втрачають стійкість при наявності стиску та тертя в опорах. В роботах [116, 117, 118] проаналізовано динамічну поведінку трубних колон з допомогою методу динамічних жорсткостей. Показано, що для криволінійних стрижнів простіше та ефективніше застосовувати модель, що складається з прямих ділянок та безінерційних обертових елементів. Аналітичні та експериментальні дослідження динаміки обертання гнучкого стрижня в рухомих опорах приведені в [120]. Бурильна труба моделюється у вигляді гнучкого стрижня, маса якого зосереджена у місці найбільшого прогину. Момент інерції такої системи визначається як для циліндра, вісь обертання якого паралельна його центральній осі. За результатами досліджень [121] визначено параметри дисбалансу гнучкого валу, який моделюється у вигляді кількох зосереджених мас на пружній осі. Створена кінцевоелементна модель рекомендована для комплексного дослідження динаміки поперечних та крутильних коливань системи валів, з'єднаних пружними гнучкими муфтами.

Загадані роботи на даний час є важливими для оцінки динамічної навантаженості, стійкості та податливості БК в умовах нестационарних коливань при бурінні глибоких свердловин та свердловин із складними гірничо-геологічними умовами [122, 123]. Особливість процесу швидкого і нерівномірного навантажування БК зумовлена її несучою здатністю як трубчастого стрижня, яка суттєво залежить від його геометричних та інерційних властивостей. В ряді випадків нестационарність та швидкоплинність коливних процесів на всій довжині деформованої БК зумовлюють збільшення дисипативних сил під час згинання та обертання її ділянок.

Тому дослідження контактних сил та сил тертя ділянок БК, що обертаються при дії на них навантаження із змінною частотою або коли навантаження змінюється не періодично, а за визначеною закономірністю, становлять одну із важливих та порівняно нових задач теорії стійкості пружних систем. Задачі такого плану мають першочергове значення для динамічного аналізу комбінованих бурильних колон, які можуть комплектуватися сталевими (СБТ), легкосплавними (ЛБТ), титановими (ТБТ) та обважненими (ОБТ) бурильними трубами для роторного суміщеного способів буріння.

Для вирішення такої задачі необхідно: розробити математичну модель визначення контактних сил та сил тертя ділянок БК до стінок свердловини; шляхом набору окремих ділянок побудувати числові моделі поздовжніх та крутильних коливань БК для умовно вертикальних та похило-скерованих свердловин; числова реалізація побудованих моделей у підготовленому середовищі для компоновок БК, укомплектованих бурильними трубами з різних матеріалів.

3.2 Математична модель дослідження сил взаємодії ділянок бурильної колони зі стінками свердловини

Розробка математичної моделі для отримання аналітичних залежностей оцінки силової взаємодії БК і КНБК зі стінками умовно вертикальної та похило-скерованої свердловини здійснювались методом складання та розв'язування алгебраїчних та диференціальних рівнянь. На першому етапі ці рівняння розв'язували аналітичним методом, результатом розв'язку яких були залежності для визначення контактних сил та сил тертя ділянок бурильної колони до стінок свердловини. На другому етапі побудовано числові моделі бурильних колон здійснювався, які реалізовано на основі узагальнених рівнянь руху у програмному продукті MapleSim. Динамічний аналіз рівнянь руху проводився з використанням чисельного методу Рунге-Кутти з подальшою побудовою спектральних характеристик. В роботі проводилися дослідження контактних сил та сил тертя до стінок свердловини деформованих ділянок бурильних колон укомплектованих бурильними трубами, що виготовлені з наступних матеріалів: алюмінієвий сплав Д16Т (ЛБТ), титановий сплав Ті-6А1-4V (ТБТ), сталь 36Г2С (СБТ).

Взаємодія бурильної колони із стінками свердловини відбувається внаслідок викривлення певних ділянок колони. Таке явище спостерігається як на прямолінійних, так і на викривлених інтервалах свердловини. Через значну довжину бурильної колони втрата її стійкості спостерігається внаслідок дії ряду навантажень: стискуючих, відцентрових, крутних, гідравлічних. Відцентрові сили спричинюють згин колони по хвилеподібній кривій з певною довжиною півхвилі. При обертанні в умовно вертикальній свердловині бурильна колона почне втрачати стійкість з того моменту часу, коли результуюче осьове навантаження стане більше критичного [109, 124]:

$$P_{кр} = \frac{4\pi^2 EJ}{l_n^2} + \frac{q\omega^2 l_n^2}{g\pi^2} - Q, \quad (3.1)$$

де E – модуль пружності матеріалу бурильної колони; J – момент інерції ділянки бурильної колони; $\omega = \pi n_d / 30$ – кутова швидкість ділянки колони; n_d

– частота обертання долота; Q – осьове статичне навантаження на ділянці колони; q – вага одного метра труби; g – пришвидшення вільного падіння.

Довжина півхвилі зігнутої колони визначається за формулою:

$$l_n = \frac{\pi}{\omega} \sqrt{\frac{g}{2} \left(\pm x + \sqrt{x^2 + \frac{4EJ\omega^2}{qg}} \right)}, \quad (3.2)$$

де x – віддаль від нейтрального перерізу до того місця в колоні, де визначають довжину півхвилі згину, м; знак плюс (“+”) – для розтягнутої, а знак мінус (“-”) – для стиснутої частини колони.

Спершу розглянемо статичну рівновагу умовно вертикальної ділянки бурильної колони при втраті стійкості її прямолінійної форми (рис. 3.1а). Ділянка колони розглядається як шарнірно оперта зігнута балка [124], положенню статичної рівноваги якої відповідатиме наступна система рівнянь:

$$\begin{cases} \sum F_{ix} = 0, \\ \sum F_{iy} = 0, \\ \sum M_A = 0. \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} R_{Ax} - P = 0, \\ R_{Ay} + R_{By} - R_C = 0, \\ R_C l_1 - R_{By} l_n = 0, \end{cases} \quad (3.3)$$

де l_1 , l_2 , $l_n = l_1 + l_2$ – відповідно довжини ділянок та півхвилі вигнутої колони; R_{Ay} , R_{By} – горизонтальні складові реакцій в точках А і В відповідно; R_{Ax} – вертикальна реакція в точці А; R_C – реакція стінки свердловини; $P = Q + P_D$ – осьове навантаження на ділянці колони; P_D – динамічна складова осьового навантаження.

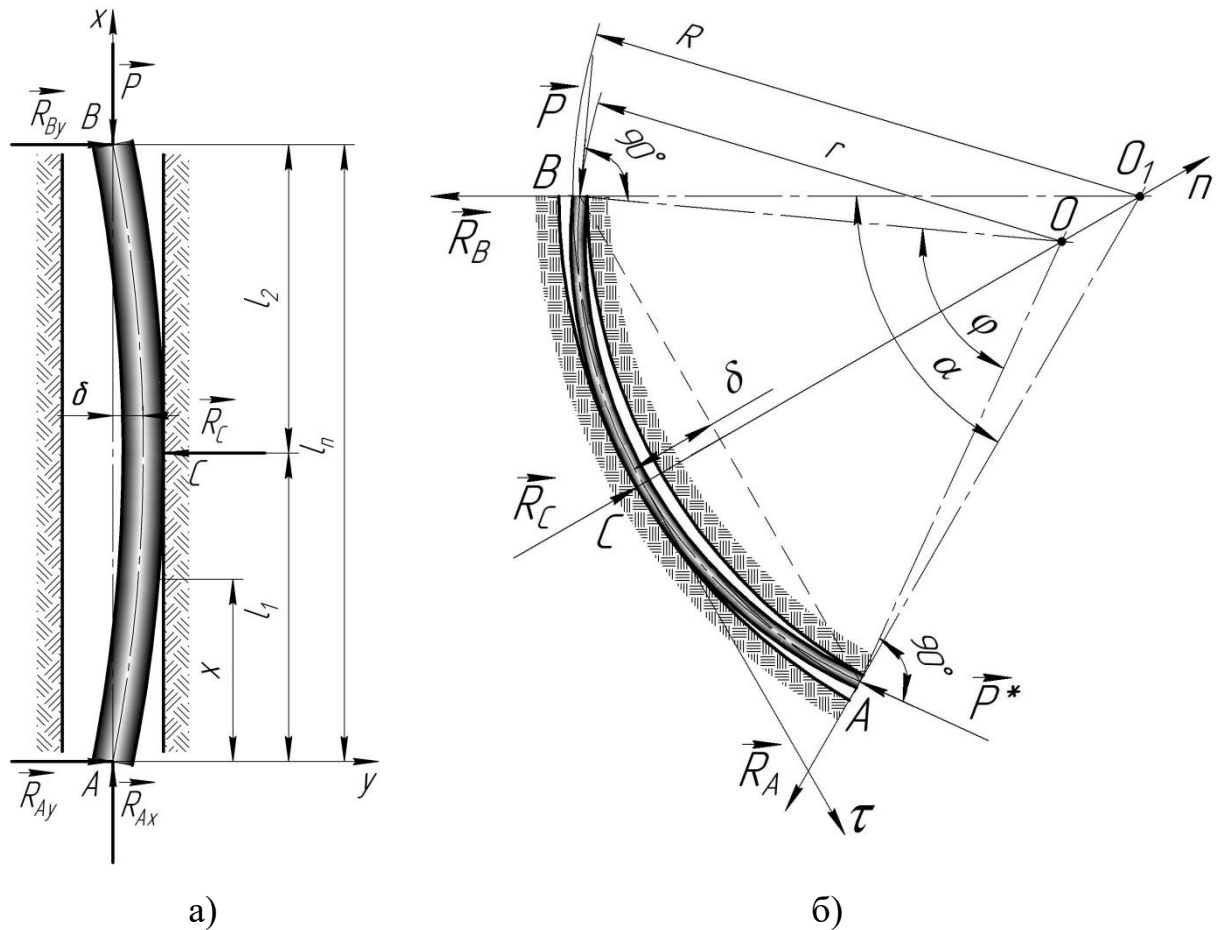


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема навантажування півхвилі бурильної колони в умовно вертикальному а) та викривленому б) стовбурі свердловини

Після розв'язку системи (3), отримано: $R_{Ax} = P$, $R_{Ay} = R_{By}$, $R_C = 2R_{By}$. Статичне прогинання ділянки бурильної колони розглядатимемо при $P = Q$. Для визначення рівняння пружної лінії записано рівняння згину та граничні умови для ділянок півхвилі:

$$\text{- для 1-ої ділянки півхвилі: } \begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x}{EJ}; \\ x = 0, y = 0, x = l_1, y = \delta, y' = 0, \end{cases} \quad (3.4)$$

$$\text{- для 2-ої ділянки півхвилі: } \begin{cases} \frac{d^2 y}{dx^2} + k^2 y = \frac{R_{Ay} x - R_C (x - l_1)}{EJ}; \\ x = l_1, y = \delta, x = l, y = 0, \end{cases} \quad (3.5)$$

$\delta = (D - d)/2$ – стріла прогину бурильної колони; D – діаметр свердловини; d – зовнішній діаметр бурильної колони; $k = \sqrt{P/EJ}$.

У результаті розв'язку рівнянь (3.1) та (3.2) отримано рівняння пружної лінії:

- для 1-ої ділянки півхвилі:

$$y = \frac{\delta \sin kx}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_{Ay}x}{P}; \quad (3.6)$$

- для 2-ої ділянки півхвилі:

$$y = \left(\frac{\delta}{\sin kl_1 - kl_1 \cos kl_1} + \frac{R_C}{Pk} \cos kl_1 \right) \sin kx - \frac{R_C}{Pk} \sin kl_1 \cos kx + \frac{R_{Ay}x - R_C(x - l_1)}{P}. \quad (3.7)$$

При цьому складові реакцій в точках А і В та реакція стінки свердловини відповідно рівні:

$$R_{Ay} = R_{By} = R_C/2, \quad (3.8)$$

$$R_C = \frac{2P\delta k \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1}. \quad (3.9)$$

Для викривленої ділянки стовбура свердловини (рис. 3.1б) рівняння статичної рівноваги матимуть вигляд:

$$\begin{cases} \sum F_{in} = 0; \\ \sum F_{it} = 0; \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} -R_A \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - R_B \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) - P \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) - P^* \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + R_C = 0; \\ -R_A \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + R_B \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + P \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) - P^* \cos\left(\frac{\varphi}{2}\right) = 0, \end{cases} \quad (3.10)$$

де R_A , R_B – реакції стінок в точках А і В відповідно; α – кут відхилення осі свердловини від вертикалі (зенітний кут); φ – кут охоплення бурильною колоною викривленого стовбура між точками А і В.

При $P = P^*$ із системи (3.10) маємо, що $R_A = R_B$ і при $\varphi \approx \alpha$ сила притискання (реакція стінки у точці С) запишеться так:

$$R_C = 2 \left[P \sin\left(\frac{\varphi}{2}\right) + R_A \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right] \approx 2P \sin\left(\frac{\varphi + \alpha}{4}\right). \quad (3.11)$$

При розгляді динамічної сторони задачі, скористаємось моделями хвильових процесів, що виникають в БК при різних характерах сил опору руху. Сили опору подаються у вигляді дисипативної функції $f(x, U, v)$, яка залежить від координати x перерізу колони; U – переміщення перерізу колони з координатою x ; $v = \partial U / \partial t$ – швидкість руху перерізу колони з координатою x . Для трьох схем хвильових процесів залежності осьового навантаження на долото P_{D1} подані як функції швидкості осьового переміщення корпусу долота v . В першому випадку коли дисипативна сила відсутня $f(x, U, v) = 0$ динамічна складова осьового навантаження має вигляд:

$$P_{D1} = \frac{EF}{a} v, \quad (3.12)$$

де F – площа перерізу бурильної колони; $a = \sqrt{E/\rho}$ – швидкість поширення поздовжніх збурень в колоні; ρ – густина матеріалу бурильної труби.

В другому випадку сила опору приймається пропорційною швидкості переміщення $f(x, U, v) = 2\mu v$, при цьому динамічна складова осьового навантаження записується таким чином:

$$P_{D1} = \frac{EF}{a} \left[\sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} + \frac{1}{2}v} + \sqrt{\sqrt{\frac{1}{4} + \left(\frac{\mu}{\theta}\right)^2} - \frac{1}{2}\sqrt{v_{max}^2 - v^2}} \right], \quad (3.13)$$

де θ – кругова частота коливань бурильної колони; v_{max} , v – відповідно максимальне та середнє значення швидкості коливань.

В третьому випадку сила опору підпорядковується закону Кулона - Амонтона при $f(x, U, v) = f_0 \text{sign } v$:

$$P_{D1} = \frac{EF}{a} \left[v + \frac{2f_0}{\pi\theta} \sqrt{1 - \left(\frac{v}{v_{max}}\right)^2} \right], \quad (3.14)$$

де $f^0 = \mu g \sin \alpha$ – дисипативний член; μ – коефіцієнт в'язкого опору.

З урахуванням (3.9) та (3.11) сили тертя ділянки бурильної колони до стінки свердловини запишемо так:

- для умовно вертикального стовбура:

$$F_{fr} = \mu R_C = \mu \frac{2P\delta k \cos kl_1}{kl_1 \cos kl_1 - \sin kl_1}; \quad (3.15)$$

- для викривленого стовбура:

$$F_{fr} = \mu R_C = \mu 2P \sin\left(\frac{\varphi + \alpha}{4}\right). \quad (3.16)$$

Враховуючи особливості процесу обертання бурильної колони в середовищі бурового розчину [125], силу тертя ділянки колони об стінку свердловини на основі визначається таким чином:

$$F_{fr} = 2\mu q \left(\omega^2 l_n \frac{D-d}{g\pi^2} + \delta \left(\frac{Q}{l_n} + \frac{q}{2} \right) \right). \quad (3.17)$$

3.3 Дослідження геометрії плоского деформування бурильної колони для вертикальної та скерованої свердловин шляхом числового моделювання

Відомо, що коефіцієнт тертя між бурильними трубами й стінками свердловини може варіювати від 0,1 до 0,5 [125]. При проведенні розрахунків у промислових умовах приймають коефіцієнт тертя пари “бурильна труба - обсадна колона” рівним 0,15, а коефіцієнт тертя пари “бурильна труба - фільтраційна кірка” - 0,3. Проте для умов роторного та суміщеного способів буріння нами проведено коректування коефіцієнтів тертя шляхом одночасного врахування кінематичних параметрів від поступального та обертального рухів ділянок бурильних колон [40]. Для врахування дії сил тертя на бурильну колону при гвинтовому русі її деформованих ділянок встановлено та досліджено залежність зведеного ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії [40]:

$$f^* = \mu \frac{v \sin \beta}{\sqrt{(v \sin \beta)^2 + (\omega D/2)^2}}. \quad (3.18)$$

де β – кут підйому гвинтової лінії, яка є траєкторією руху у певному осьовому напрямку точки локального торкання бурильної колони до стінки свердловини.

На рисунку 3.2 зображені графічні залежності зведеного ефективного коефіцієнта тертя від кута підйому гвинтової лінії для граніту $\mu_1 = 0.5$, пісковика $\mu_2 = 0.43$ та вапняку $\mu_3 = 0.35$ при $v = 0.5$ м/с; $\omega = 6.28$ с⁻¹; $D = 0.127$ м. На основі промислових даних встановлено, що реальний коефіцієнт тертя між бурильними трубами й обсадної колоною змінюється в межах 0,27-0,42.

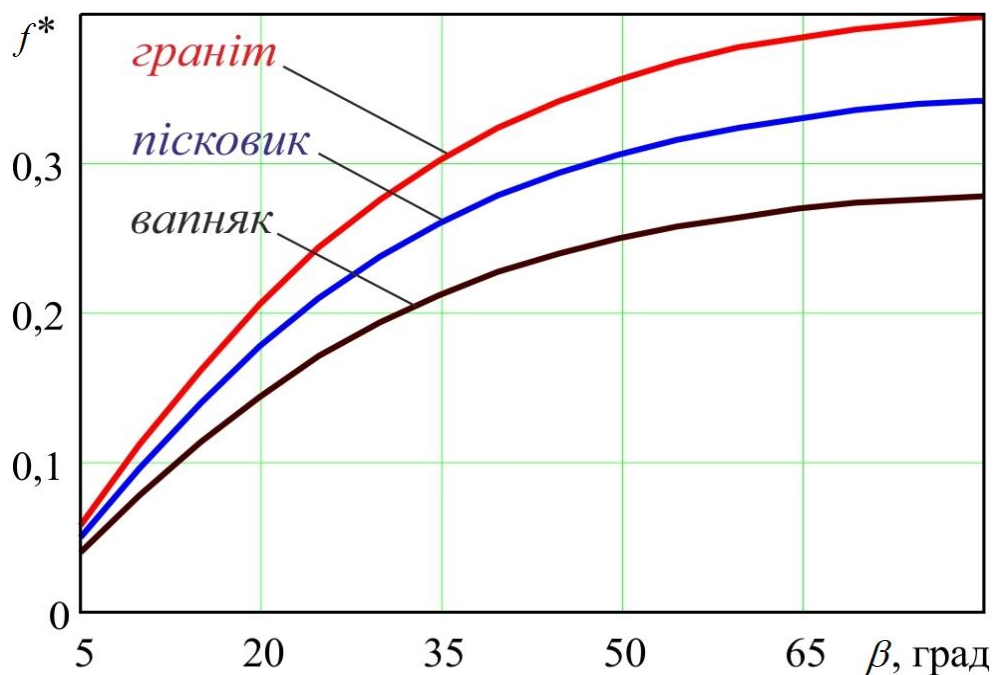


Рисунок 3.2 – Графічна залежність ефективного коефіцієнту тертя від кута підйому гвинтової лінії для різних гірських порід [40]

Для подальших досліджень використано компоновки бурильних колон з: легкосплавними бурильними трубами (ЛБТ), які використовувалась для буріння умовно вертикальних свердловин ЯК-40 Надвірнянського управління бурових робіт, свердловини 209 Нефтегорського управління розвідувального буріння об'єднання Куйбишевнефть; титановими бурильними трубами (ТБТ)

– при бурінні скерованої свердловини Namad-V [126]. Параметри компоновок бурильного інструменту, який використовувався на цих свердловинах наступні (рис. 3). Для свердловини ЯК-40 (вибій 1600 м): СБТ \varnothing 140-1504 м ЛБТ \varnothing 147-48 м; ОБТ \varnothing 178-48 м; долото - \varnothing 214; навантаження на долото 180 кН, частота обертання долота 70-80 об/хв., густина бурового розчину 1300 кг/м³. Для свердловини № 209 (вибій 3440 м): ЛБТ \varnothing 147-2940 м СБТ \varnothing 140-320 м; ОБТ \varnothing 178-180 м; долото - \varnothing 214; навантаження на долото 180-240 кН, частота обертання долота 70-80 об/хв., густина бурового розчину 1250 кг/м³. Для свердловини Namad-V (вибій 4225 м): СБТ \varnothing 140-1500 м ТБТ \varnothing 140-525 м; СБТ \varnothing 168-2000 м; ОБТ \varnothing 178-200 м долото - \varnothing 214; навантаження на долото 120-150 кН, частота обертання долота 60 об/хв.

За наведеними параметрами компоновок та режимних параметрів буріння на основі [127, 128] у програмному середовищі MapleSim побудовано імітаційні моделі бурильних колон та здійснена їх числова реалізація. В результаті комп'ютерного розрахунку отримано закони зміни переміщення, швидкості, пришвидшення, осьової динамічної сили поздовжніх коливань, а також закони зміни кута повороту, кутової швидкості; кутового пришвидшення, крутного моменту для $i + 1$ перерізів колони, де $i = 1, 2, \dots, n$ - кількість секцій колони (рис. 3.4).

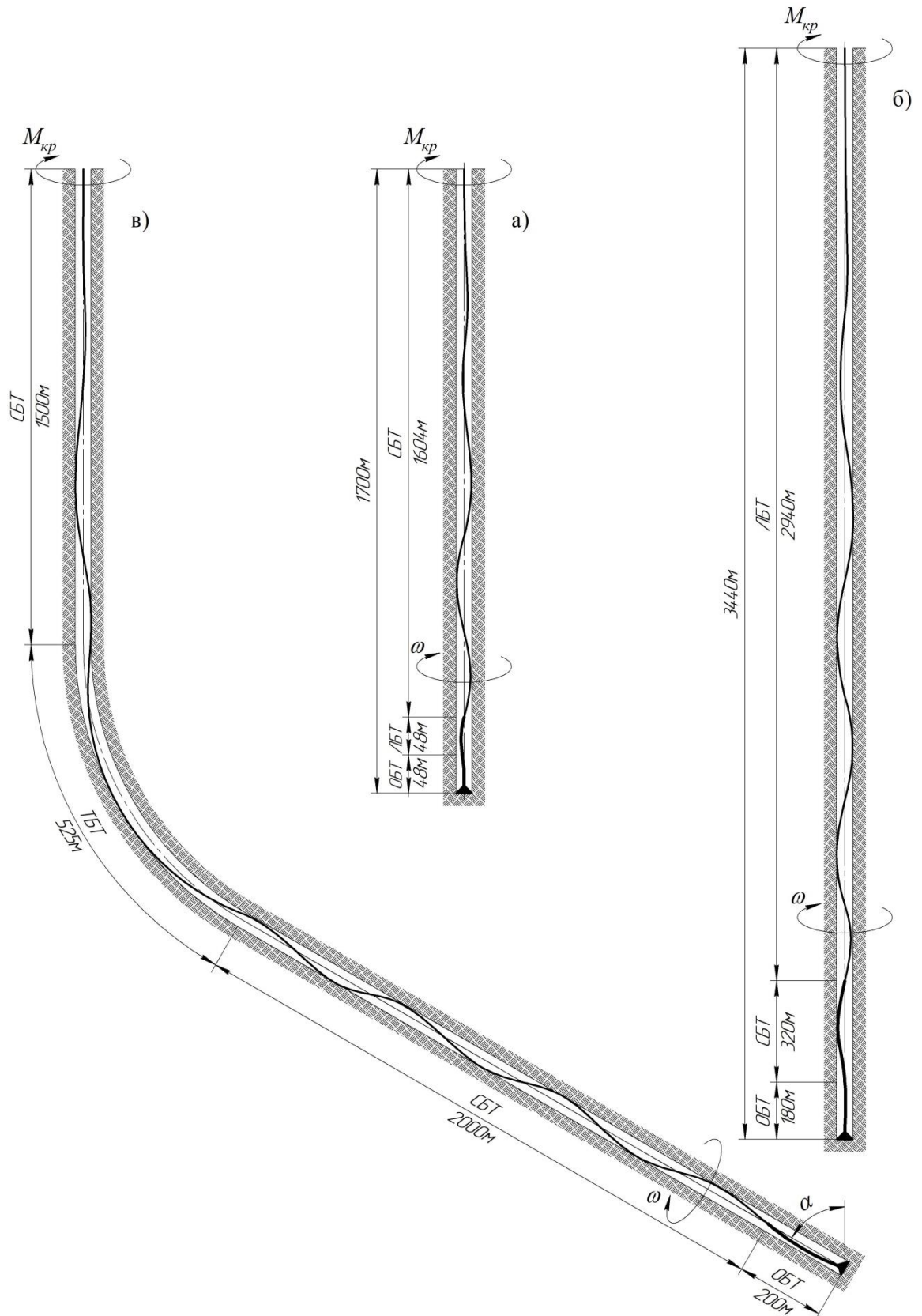
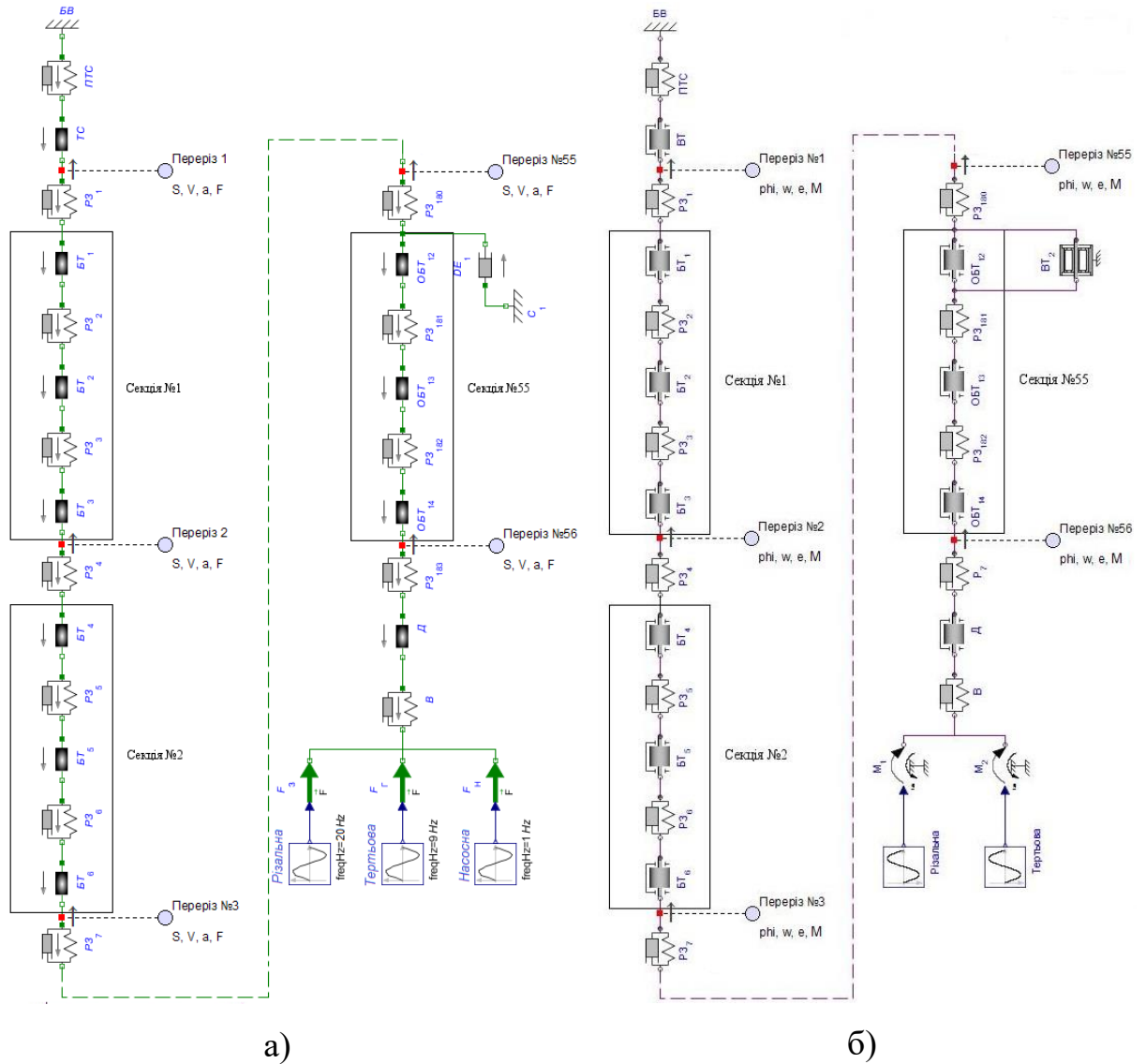


Рисунок 3.3 – Схеми профілів свердловин та контактування бурильних колон із їх стінками при досягненні проектної глибини; а) св. ЯК-40; б) св. №209; в) св. Намад-V.



БВ – бурова вежа; ПТС – підвіска талевої системи; ТС – талева система; РЗ – різьбове з’єднання; БТ – бурильна труба; ОБТ – обважнена бурильна труба; ЕТ – елемент тертя; ВТ – вузол тертя; С – стінка свердловини; ОЦЕ – опорно-центруючий елемент; Д – долото; В – вибій; s – осьове переміщення; v – осьова швидкість; a – осьове пришвидшення; F – осьова сила; ϕ – кут повороту; w – кутова швидкість; e – кутове пришвидшення; M – крутний МОМЕНТ

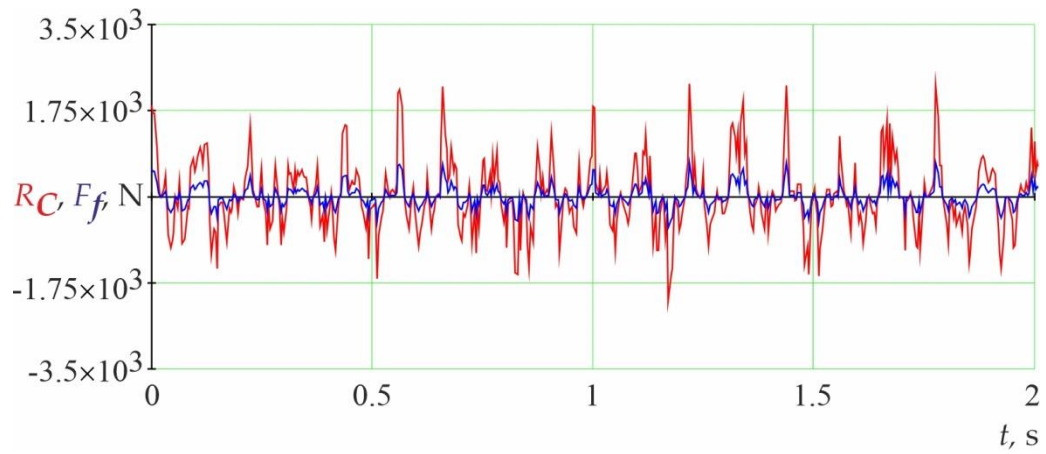
Рисунок 3.4 – Числові моделі для дослідження кінематичних та силових параметрів поздовжніх а) та крутильних б) коливань БК

3.4 Аналіз результатів числового моделювання

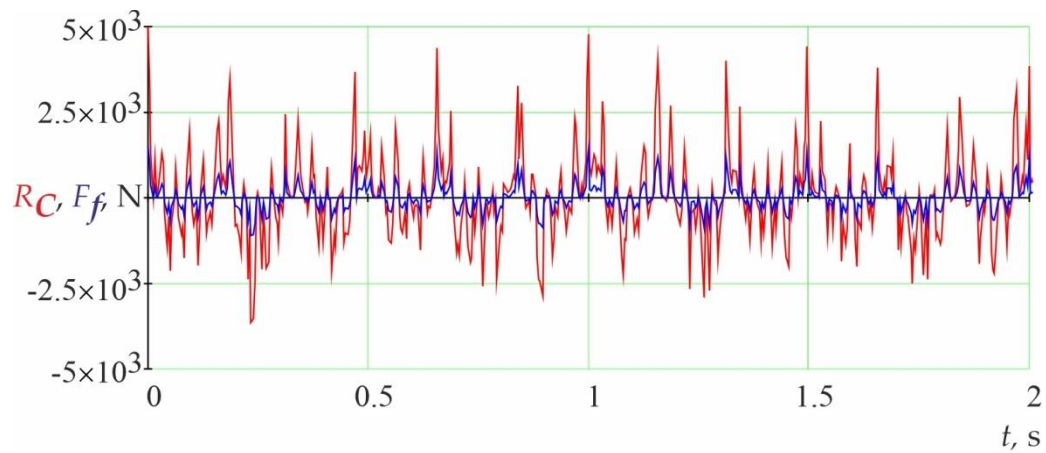
На основі отриманих законів зміни силових параметрів проведено дослідження зміни сил притискання та тертя бурильних колон до стінок свердловин (рис. 3.5) та спектральних щільностей (рис.3.6) з урахуванням коефіцієнтів тертя пари “сталь-сталь”, “алюміній-сталь”, “титан-сталь”, “сталь-гірська порода”, “алюміній-гірська порода”, “титан-гірська порода” а також ряду гірничо-геологічних та техніко-технологічних параметрів буріння.

Профіль свердловин і компоновка бурильних колон (рис. 3.3) дозволили провести аналітично-експериментальну оцінку взаємодії поверхонь бурильних труб із стінками свердловин. Для ділянок обсадженого і відкритого стовбура свердловин ЯК-40 і №209, що є умовно вертикальними, нормальна бокова притискаюча сила і сила тертя в основному залежать від осьового навантаження на долото, геометричних розмірів півхвилі прогину (рис. 5а), в). На свердловині Namad-V інтенсивна взаємодія бурильної колони відбувається в нижньому перерізі технічної колони та на ділянці набору зенітного кута (рис. 5д), що суттєво впливає на тривалість безремонтної експлуатації свердловини. Інтенсивність сил тертя ТБТ на криволінійній ділянці 2-4 кН є значною, що часто призводить до надмірного зношування бурильних труб та втрати їх герметичності.

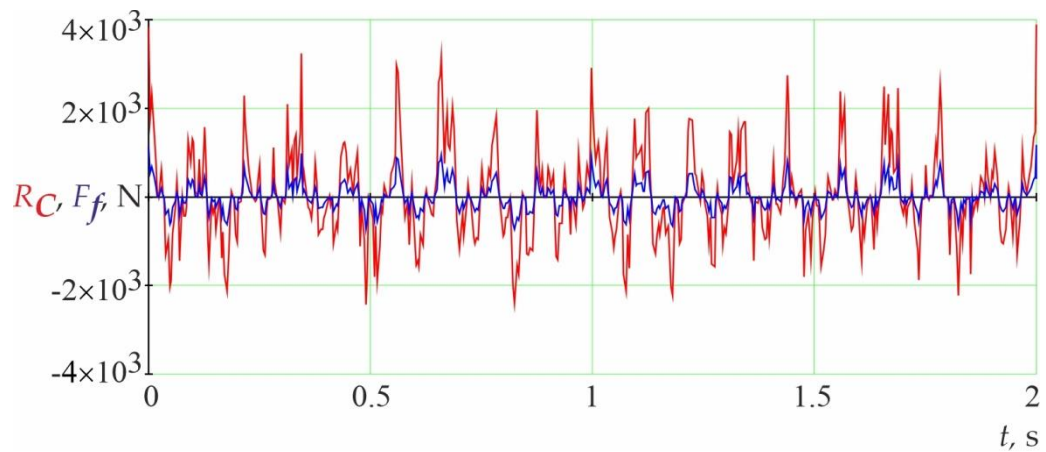
Характерно, що роторного та суміщеного способу буріння переміщення деформованої ділянки бурильної колони в осьовому напрямі з меншим коефіцієнтом тертя можливе при менших кутах підйому гвинтової лінії, коли складова лінійної швидкості обертального руху є більшою, ніж осьового. Тому ступінь тертя й зношування бурильної та обсадної колон при бурінні свердловин залежить від декількох факторів: інтенсивності притискання бурильних труб до стінок свердловин, триботехнічних властивостей бурового розчину та сумарного шляху тертя точок локального контакту ділянок бурильної колони об стінки свердловини.



(a)

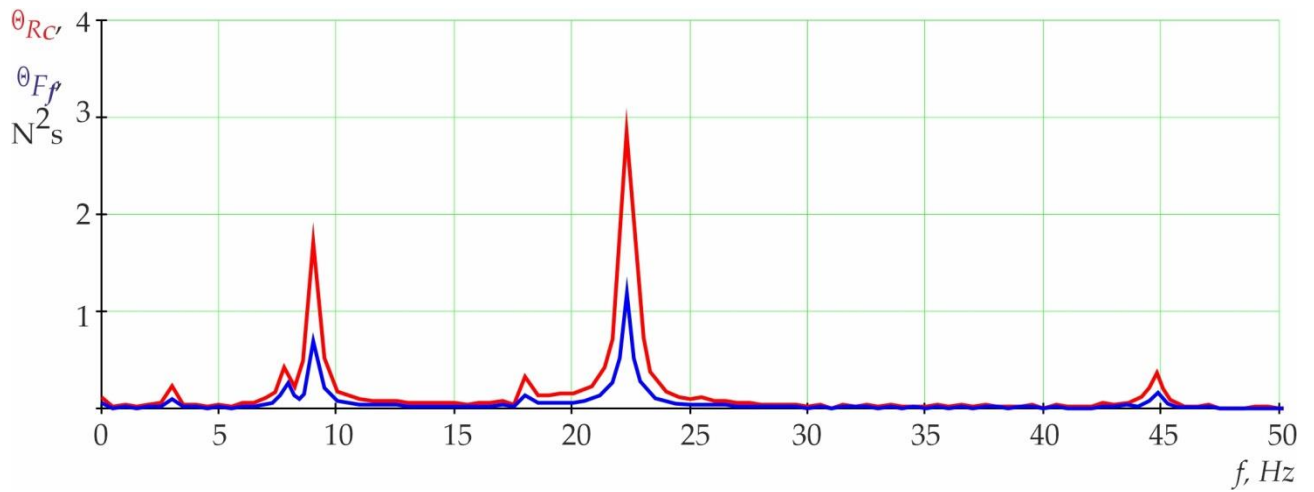


(б)

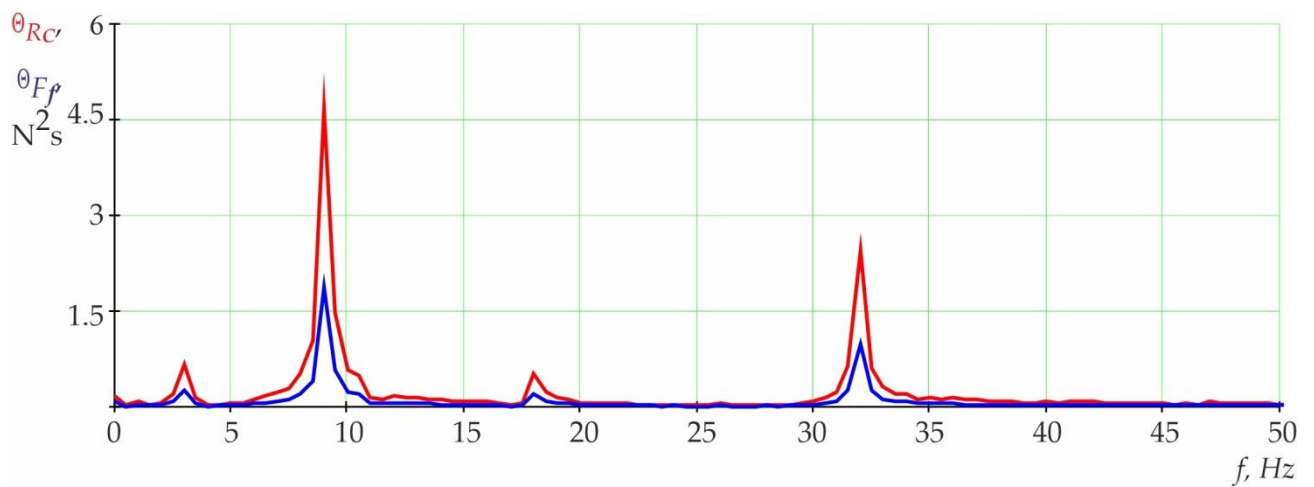


(в)

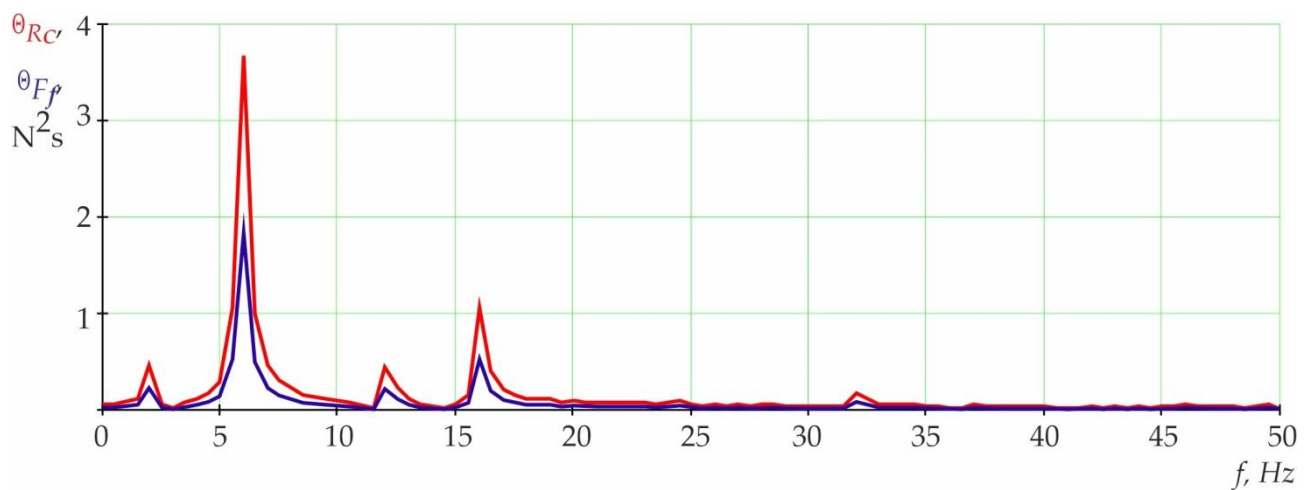
Рисунок 3.5 – Теоретичні залежності сил притискання та тертя ділянок бурильної колони до стінок свердловини від часу при досягненні проектної глибини; (а) св. Як 40 $L=1525\text{м}$; (б) св. №209 $L=2550\text{м}$; (в) св. Намад-V $L=2050\text{м}$.



(a)



(б)



(в)

Рисунок 3.6 – Спектральні щільності сил притискування та тертя ділянок бурильної колони до стінок свердловини при досягненні проектної глибини; (а) св. ЯК 40 $L=1525$ м; (б) св. №209 $L=2550$ м; (в) св. Намад-V $L=2050$ м.

Аналіз отриманих результатів числового моделювання показує, що контактні сили та сили тертя бурильної колони в основному залежать від осьового навантаження на долото, її геометричних параметрів її деформування, профілю свердловини та фізико-механічних властивостей її стінок. Для роботи бурильної колони в умовно вертикальній свердловині при осьовому навантаженні на долото 180 кН амплітудне значення контактних сил та сили тертя (рис. 3.5а) відповідно становить 2,4 кН та 0,8кН. При цьому видимий частотний діапазон їх зміни (рис. 6а) становить 8-22Гц. При осьовому навантаженні на долото 180-240 кН амплітудне значення контактних сил та сили тертя (рис. 3.5б) відповідно становить 4,8 кН та 1,3кН. При цьому видимий частотний діапазон їх зміни (рис. 3.6б) становить 8-32Гц. Для роботи бурильної колони на ділянці із похило-скерованим профілем свердловини при осьовому навантаженні на долото 120-150 кН амплітудне значення контактних сил та сили тертя (рис. 3.5в) відповідно становить 3,2 кН та 1,1кН. При цьому видимий частотний діапазон їх зміни (рис. 6в) становить 7-17Гц.

Інтенсивність зміни кривих сил притискання і тертя для секцій СБТ більша ніж для ТБТ чи ЛБТ. Причиною цьому є те, що бурильна колона із секцією ЛБТ у 1,1-1,8 рази “гнучкіша” від сталеві суцільної колони. Саме це показує більший вплив суцільної сталеві колони на сили притискання та тертя у порівнянні з компоновкою із секціями ЛБТ чи ТБТ в діапазоні частот 8-22 Гц, що відповідає частоті обертання долота 70-80 об/хв. Тому, як бачимо, частота зміни контактних сил та сил тертя на конкретних ділянках співмірна із частотою поздовжніх коливань бурильної колони, а характер генерованих буровими долотами коливань залежить від геометрії їх озброєння та властивостей породи.

Амплітудо-частотний аналіз отриманих часових характеристик показує, що для низки компоновок існує загальна тенденція до збільшення амплітуд зміни сил тертя при переході від верхніх труб колони до нижніх. В межах короткотривалої реалізації зміна сил притискання та тертя є випадковим, стаціонарним, ергодичним процесом. Почергове зростання та спадання

функцій свідчить про те, що на амплітуди та частоти коливань суттєво впливає частота обертання БК, характер її взаємодії із стінкою свердловини та руху долота на вибої. Це обумовлено криволінійністю осі БК та свердловини, їх відхиленням від вертикалі, а також формою та жорсткістю вибою. Залежності сил тертя мають ділянки із швидкою і повільною зміною амплітуди і частоти. Зміна сил тертя у межах видимого частотного діапазону від 5 до 35 Гц відбувається за неусталеного режиму роботи бурильної колони, причому швидкість їх зміни залежить від жорсткості та інертності компоновки.

Проведені дослідження дають змогу оцінити сили притискання та сили тертя деформованих ділянок бурильних колон до стінок свердловин при роторному та суміщеному способах буріння. Надалі планується дослідити відповідні параметри силової взаємодії бурильних колон використанням ЛБТ та ТБТ при бурінні свердловин вибійними двигунами.

3.5 Висновки до розділу 3

1. На основі аналітичного та числового моделювання проведено оцінку силової взаємодії бурильних колон зі стінками умовно вертикальних та скерованої свердловин при застосуванні у їх компоновках ЛБТ та ТБТ в поєднанні з СБТ.

2. Шляхом складання та розв'язку рівнянь статичної рівноваги встановлено аналітичні залежності для визначення контактних сил та тертя деформованих ділянок бурильної колони до стінок умовно вертикальної та криволінійної ділянок свердловини.

3. З метою подальшого динамічного дослідження з урахуванням реальних параметрів компоновок бурильних колон та режимних параметрів буріння побудовано числові моделі бурильної колони та здійснено їх реалізацію з метою отримання законів зміни контактних сил та тертя.

4. За результатами проведених досліджень встановлено ряд особливостей, які слід враховувати при проектуванні та експлуатації бурильних колон. Інтенсивність зміни кривих сил притискання і тертя для

секцій СБТ більша ніж для ТБТ чи ЛБТ; це показує більший вплив суцільної сталеві колони на сили притискання та тертя у порівнянні з компоновкою із секціями ЛБТ чи ТБТ в діапазоні частот 8-22 Гц, що відповідає частоті обертання долота 70-80 об/хв.

5. Відповідно, застосування секції ЛБТ у компоновці з умовою підбору її визначеної довжини дає можливість збільшити частоту обертання долота без ризику поломок елементів колони. Застосування секції ТБТ на криволінійних ділянках свердловини призводить до зменшення амплітуди коливань сил тертя у вузькому діапазоні частот 5-8 Гц при частоті обертання долота 60 об/хв за рахунок збільшення “гнучкості” системи труб. Степінь зміни контактних сил та сил тертя труб об стінки свердловини залежить від місця встановлення ЛБТ чи ТБТ в бурильній колоні, їх довжини та геометричних розмірів довжин півхвиль прогину.

РОЗДІЛ 4

ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ ПРОСТОРОВО ДЕФОРМОВАНОЇ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ

4.1 Розробка моделі для управління динамікою бурильної колони при бурінні скерованої свердловини

Похило-скероване буріння на сьогоднішній день набуло значного поширення при спорудженні свердловин для видобутку корисних копалин, коли спорудження вертикальних свердловин є неможлива, економічно недоцільна або обмежена 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 багато стовбуровому 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 [4-6, 11-14, 16, 17, 77, 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 БК, КНБК, що знаходиться 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 БК із свердловиною, а також враховували вплив промивальної рідини на динаміку деформованого стану КНБК у похило-скерованій свердловині. Ключовим завданням є отримання математичної моделі опису зміни просторового деформованого стану БК 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 [111, 112, 122, 128] 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 [129].

За об'єкт дослідження приймаємо частину БК, що знаходиться на ділянці похилої свердловини. Розрахункова схема досліджуваного об'єкту наведена на рисунку 4.1. Вважаємо, що досліджувана ділянка свердловини є ідеальним циліндром діаметром d_w довжиною L_w вісь якого нахилена під кутом α 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:

$$A_i = \frac{\pi d_d^2}{4}, \quad (4.1)$$

площа A_d поперечного січення БК рівна:

$$A_d = \frac{\pi}{4}(D_d^2 - d_d^2), \quad (4.2)$$

а площа поперечного перерізу БК A_o по зовнішньому діаметру рівна:

$$A_o = A_i + A_d = \frac{\pi D_d^2}{4}. \quad (4.3)$$

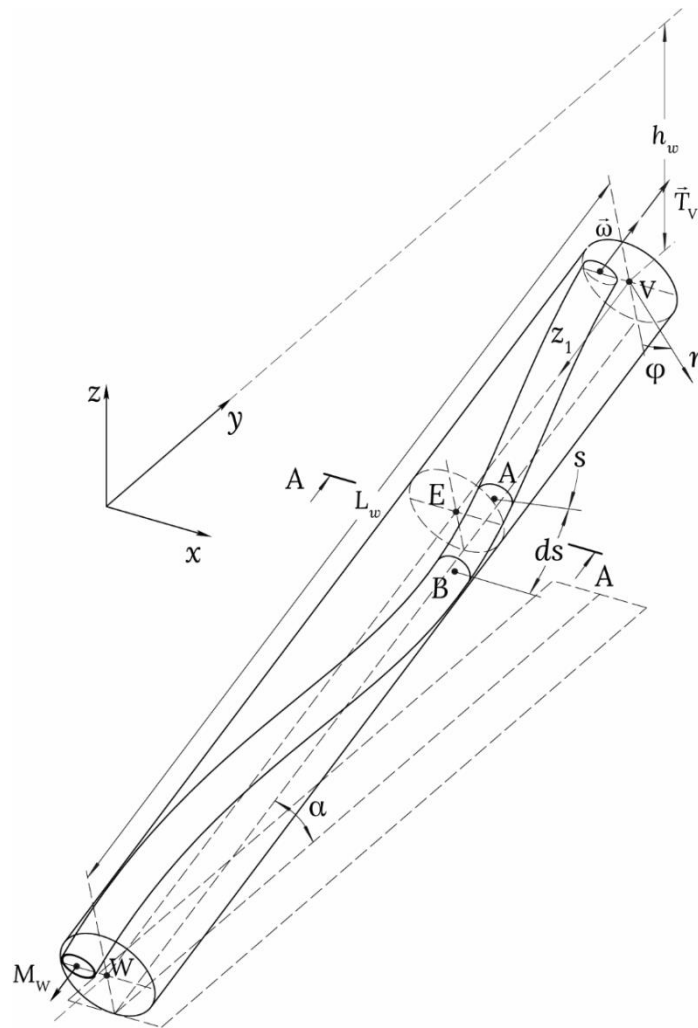


Рисунок 4.1 – Механічна модель досліджуваної системи

Матеріал, з якого виготовляються бурильні труби, характеризуємо густиною ρ_d , модулем пружності першого E_d та другого G_d роду. Вважаємо, що по БК із сталою швидкістю v_m протікає промивальна рідина густиною ρ_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 μ_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 ω_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 січення 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 Кельвіна-Фойхта.

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.

4.2 Вибір системи координат та задання кінематики руху

Для побудови математичної моделі використаємо три системи координат та положення [109, 110]. 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 січення 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 (рис. 4.1):

- декартову xz 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:

$$\begin{aligned}\vec{r}_X &= r_x \hat{x}_1 + r_y \hat{x}_2 + r_z \hat{x}_3; \\ \vec{r} &= r_{z_1} \hat{e}_1 + r_r \hat{e}_2 + r_\varphi \hat{e}_3; \\ \vec{r}_L &= r_1 \hat{d}_1 + r_2 \hat{d}_2 + r_3 \hat{d}_3,\end{aligned}\tag{4.4}$$

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:

$$\begin{aligned}\vec{r}_X &= A\vec{r}, \quad \vec{r} = A^T \vec{r}_X; \\ \vec{r}_L &= Q\vec{r}, \quad \vec{r} = Q^T \vec{r}_L,\end{aligned}\tag{4.5}$$

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 умовах [108, 109, 110]. Зважаючи на це, для переходу між базисами використаємо поворот за допомогою кватерніона [109], тоді матриця переходу матиме вигляд:

$$Q = \begin{bmatrix} q_1^2 + q_2^2 - q_3^2 - q_4^2 & 2q_2q_3 - 2q_1q_4 & 2q_2q_4 + 2q_1q_3 \\ 2q_2q_3 + 2q_1q_4 & q_1^2 - q_2^2 + q_3^2 - q_4^2 & 2q_3q_4 - 2q_1q_2 \\ 2q_2q_4 - 2q_1q_3 & 2q_3q_4 + 2q_1q_2 & q_1^2 - q_2^2 - q_3^2 + q_4^2 \end{bmatrix}, \quad (4.6)$$

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:

$$\begin{aligned} \|q\| &= 1; \\ q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 + q_4^2 &= 1. \end{aligned} \quad (4.7)$$

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 [110]. Виходячи із правил диференціальної геометрії напрямків базисів рухомої системи координат можна знайти:

$$\hat{d}_1 = \frac{\partial \vec{u}}{\partial s}. \quad (4.8)$$

Згідно формул Френне-Серрі знаємо, що

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial s} = \vec{\kappa}_L \times \hat{d}_i, \quad i = 1, 2, 3; \quad (4.9)$$

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial t} = \vec{\omega}_L \times \hat{d}_i, \quad i = 1, 2, 3, \quad (4.10)$$

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 (4.9) на відповідний орт \hat{d}_i та здійснивши математичні перетворення отримуємо:

$$\kappa_1 = -\hat{d}_2 \frac{\partial \hat{d}_3}{\partial s}, \quad \kappa_2 = -\hat{d}_3 \frac{\partial \hat{d}_1}{\partial s}, \quad \kappa_3 = -\hat{d}_1 \frac{\partial \hat{d}_2}{\partial s}. \quad (4.11)$$

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:

$$Q = \left[\hat{d}_1(\vec{q}(s,t)) \quad \hat{d}_2(\vec{q}(s,t)) \quad \hat{d}_3(\vec{q}(s,t)) \right]. \quad (4.12)$$

Враховуючи прийняті припущення розглянемо порядок взяття похідної по базису:

$$\frac{\partial \hat{d}_i}{\partial s} = \frac{\partial \hat{d}_i}{\partial \vec{q}} \frac{\partial \vec{q}}{\partial s} = J \frac{\partial \vec{q}}{\partial s}, \quad (4.13)$$

де J - матриця Якобі. Підставивши рівняння (4.13) і (4.12) в рівняння (4.11), та здійснивши математичні перетворення враховуючи (4.7) величину коефіцієнтів вектору $\vec{\kappa}_L$ можна задати, як функцію від \vec{q} :

$$\kappa_i = 2B_i \vec{q} \frac{\partial \vec{q}}{\partial s}, \quad i = 1, 2, 3, \quad (4.14)$$

де B_i - косо-симетрична матриця:

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_3 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}. \quad (4.15)$$

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

$$\omega_i = 2B_i \vec{q} \frac{\partial \vec{q}}{\partial t}. \quad (4.16)$$

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:

$$\lambda = \frac{\partial s}{\partial l}. \quad (4.17)$$

Застосувавши до рівнянь (4.8) і (4.14) правило ланцюга отримуємо:

$$\begin{aligned} \hat{d}_1 &= \lambda \frac{\partial \vec{u}}{\partial l}; \\ \kappa_i &= 2\lambda B_i \vec{q} \frac{\partial \vec{q}}{\partial l}, \quad i = 1, 2, 3. \end{aligned} \quad (4.18)$$

4.3 Рівняння динаміки роботи бурильної колони

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 4.2). Згідно [108, 109] рівняння динаміки стрижня має вигляд:

$$\begin{aligned} \vec{v} &= \frac{\partial \vec{u}}{\partial t}; \\ \rho_d A_d \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} &= \frac{\partial Q^T \vec{F}_L}{\partial l} + \lambda \vec{f}; \\ \rho_d I \frac{\partial \vec{\omega}_L}{\partial t} + \vec{\omega}_L \times I \vec{\omega}_L &= \frac{\partial \vec{M}_L}{\partial l} + \vec{\kappa}_L \times \vec{M}_L + \lambda \left(Q \hat{d}_1 \times \vec{F}_L \right) + \lambda \vec{m}, \end{aligned} \quad (4.19)$$

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

$$\vec{u} = u_{z1} \hat{e}_1 + u_r \hat{e}_2, \quad (4.20)$$

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

$$\vec{F} = F_1 \hat{d}_1 + F_2 \hat{d}_2 + F_3 \hat{d}_3, \quad (4.21)$$

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 січнні стрижня, величина якого рівна:

$$\vec{M} = M_1 \hat{d}_1 + M_2 \hat{d}_2 + M_3 \hat{d}_3, \quad (4.22)$$

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:

$$I = \frac{\pi(D_d^4 - d_d^4)}{64} \text{diag}(2,1,1). \quad (4.23)$$

Встановимо залежність між внутрішніми силовими факторами і деформацією бурильної колони. Величина осьового зусилля F_1 залежить від величини поздовжньої деформації. Враховуючи теорію ефективного натягу [130, 131] величина осьової сили запишемо наступним чином:

$$F_1 = E_d A_d (\lambda - 1) + A_o p_o - A_i p_i. \quad (4.24)$$

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:

$$p_o = \rho_m g (h_w + l \sin \alpha). \quad (4.25)$$

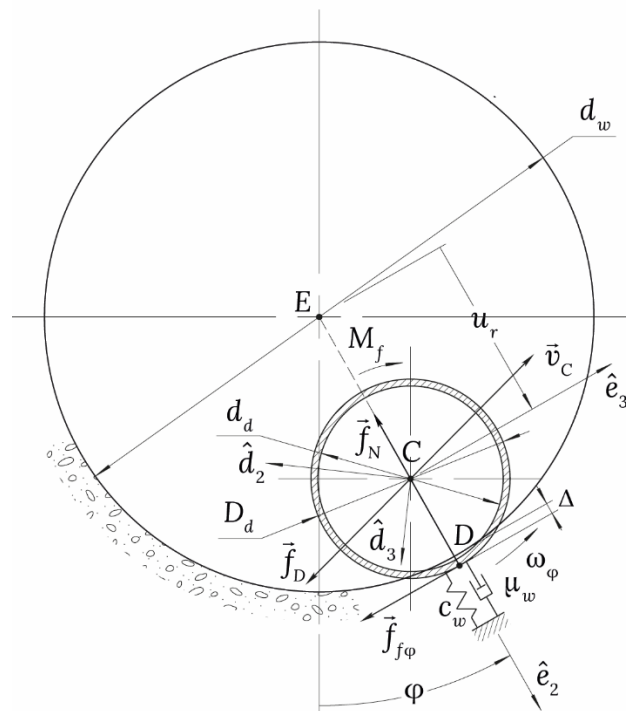
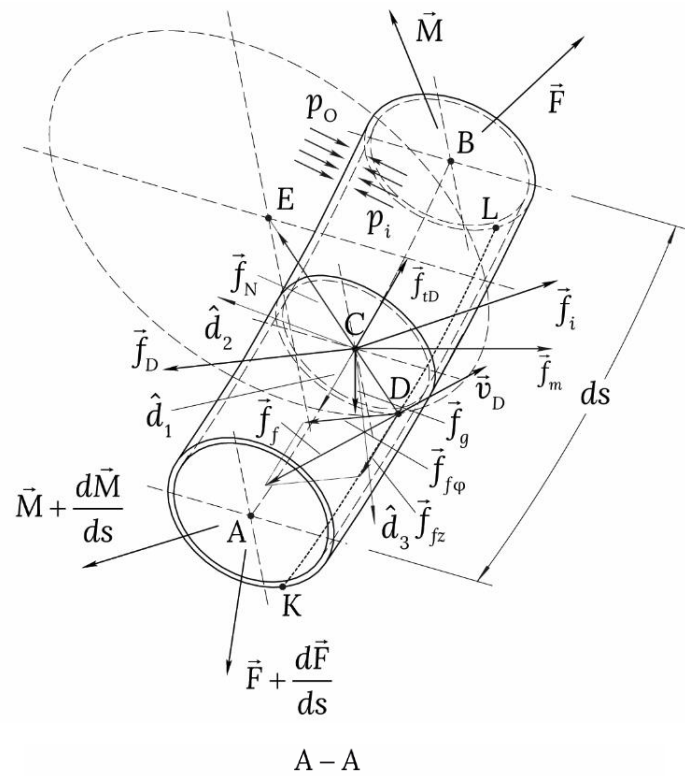


Рисунок 4.2 – Силві фактори, що діють на елемент бурильної колони у скерованій свердловині

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:

$$p_i = p_v + \rho_m l g \sin \alpha - \rho_m \frac{\xi}{d_d} \frac{v_m^2}{2} l, \quad (4.26)$$

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

Крутний момент M_1 визначається наступним чином:

$$M_t = G_d I_1 \kappa_1, \quad (4.27)$$

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

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

$$M_i = E_d I_i \kappa_i, \quad i = 2, 3. \quad (4.28)$$

де EI - жорсткість бурильної колони на згин.

4.4 Оцінка силових факторів, що діють на бурильну колону

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:

$$\begin{aligned}\vec{f}_g &= -(\rho_d - \rho_m) A_d g \hat{x}_3 = \\ &= (\rho_d - \rho_m) A_d g (\sin \alpha \hat{e}_1 + \cos \alpha \cos \varphi \hat{e}_2 - \cos \alpha \sin \varphi \hat{e}_3),\end{aligned}\quad (4.29)$$

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 направляється 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:

$$f_N = \begin{cases} 0, \Delta < 0 \\ -\left(c_w \Delta + \mu_w \frac{d\Delta}{dt}\right) \hat{e}_2, \Delta \geq 0 \end{cases}, \quad (4.30)$$

де c_w і μ_w - приведені коефіцієнти жорсткості і демпфування матеріалу стінки свердловини, Δ - величина деформації стінки свердловини, що визначається за формулою:

$$\Delta = u_r - 0.5(d_w - D_d). \quad (4.31)$$

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:

$$\vec{f}_f = f_{fz1} \hat{e}_1 + f_{f\varphi} \hat{e}_3. \quad (4.32)$$

Зважаючи на те, що сила тертя направляєтся протилежно до вектора відносної швидкості між тілами тертя, проекції сил тертя можна визначити за формулами [132]:

$$f_{f\varphi} = -\frac{v_{D\varphi}}{v_D} f_f, \quad f_{fz1} = -\frac{v_{Dz1}}{v_D} f_f, \quad (4.33)$$

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

$$\begin{aligned} v_{Dz1} &= \frac{du_{z1}}{dt}; \\ v_{D\varphi} &= \frac{d_w}{2} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{D_d}{2} \omega_1; \\ v_D &= \sqrt{v_{Dz1}^2 + v_{D\varphi}^2}. \end{aligned} \quad (4.34)$$

Величину зусилля тертя визначаємо згідно моделі тертя Стрібека:

$$f_f = \mu_d f_N + (\mu_{st} - \mu_d) f_N \exp\left(-\left(\frac{v_D}{v_s}\right)^2\right), \quad (4.35)$$

де v_s - швидкість Стрібека, μ_{st} і μ_d - статичний та динамічний коефіцієнт тертя між бурильною колоною і стінкою свердловини.

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

$$\vec{f}_m = \vec{f}_{mi} + \vec{f}_{mf}, \quad (4.36)$$

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

$$\vec{f}_{mf} = -\frac{1}{8} \pi \xi d_d \rho_m v_m^2 \hat{d}_1, \quad (4.37)$$

\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 [132; 133] 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 [133]:

$$\vec{f}_D = - \left(\frac{1}{2} \rho_m D_d c_d |v_{C\phi}| v_{C\phi} + \frac{1}{4} \pi \rho D_d^2 c_m \frac{dv_{C\phi}}{dt} \right) \hat{e}_3, \quad (4.38)$$

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

$$v_{C\phi} = u_r \frac{d\phi}{dt}. \quad (4.39)$$

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:

$$\vec{f}_L = -\frac{1}{2} \rho_m D_d c_L v_{C\phi}^2 \hat{e}_2, \quad (4.40)$$

де c_L - коефіцієнт піднімальної сили.

4.5 Розробка імітаційної моделі та числове моделювання

На основі запропонованої математичної моделі просторового напружено-деформованого стану БК 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 [128] 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) [134, 135] 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 змінюються від 0 в початковий момент часу до повного значення в момент часу 5 с 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:

$$\begin{aligned}
 u_R|_{l=0} &= u_R|_{l=L_D} = \frac{1}{2}(d_w - D_d); \\
 \varphi|_{l=0} &= \varphi|_{l=L_D} = 0, \quad u_z|_{l=0} = 0; \\
 M_2|_{l=0} &= M_2|_{l=L_D} = 0, \quad M_3|_{l=0} = M_3|_{l=L_D} = 0; \\
 s|_{l=0} &= 0, \quad F_1|_{l=L_D} = T_w, \quad M_1|_{l=L_D} = 0, \quad \omega_1|_{l=0} = \omega_v,
 \end{aligned}
 \tag{4.41}$$

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

У результаті отримано імітаційну модель створену у мові Modelica для дослідження зміни просторового напружено-деформованого стану бурильної колони в часі на ділянці похилої свердловини. Проведено імітаційне моделювання роботи системи, основні параметри якої зведені в таблицю 4.1.

Отримана модель складається із 2492 рівнянь із яких 1639 рівнянь є лінійними, а 853 нелінійних. Імітаційне моделювання виконувалось із використанням програмного модулю чисельного розв'язку DASSL на проміжку часу 0-20 с.

Проведене імітаційне моделювання показує, що при наявності деформації бурильної колони відбуваються зміни характеристик її обертання. На рис. 4.3 продемонстровано отримані графіки зміни кутової швидкості, кутового пришвидження та крутного моменту в окремих січеннях бурильної колони з часом. Як бачимо із графіків, в бурильній колоні спостерігається виникнення динамічних складових зміни кутової швидкості обертання колони та крутного моменту. Так величина динамічної складової зміни кутової швидкості для січення 20 м складає 0,4%, для січення 60 м складає 0,2 м, а для січення 100 м – 0,5%. Також по довжині колони зростає абсолютне значення динамічної складової крутного моменту. Так для січення з координатою 20 м воно складає 28,4 Нм, а для січення 60 м – 38,78 Нм.

Таблиця 4.1 – Вхідні дані для числового моделювання

№	Назва параметру	Позначення	Величина
1	Довжина ділянки БК	L_d	250 м
2	Кут нахилу похилої ділянки свердловини	α	30°
3	Діаметр свердловини	d_w	444,5 мм
4	Глибина розташування похилої ділянки свердловини	h_v	1500 м
5	Зовнішній діаметр БК	D_d	127 мм
6	Внутрішній діаметр БК	d_d	108,6 мм
7	Густина матеріалу БК	ρ_d	7874 кг/м ³
8	Модуль Юнга матеріалу БК	E_d	20,7 ГПа
9	Модуль зсуву матеріалу БК	G_d	8 ГПа
10	Густина промивальної рідини	ρ_m	1400 кг/м ³
11	Швидкість промивальної рідини, що протікає в БК	v_m	3,2 м/с
12	Коефіцієнт пружності матеріалу стінки свердловини	c_w	10 МН/м
13	Коефіцієнт демпфування матеріалу стінки свердловини	μ_w	0,1 МН с/м
14	Коефіцієнт опору	c_d	1,2
15	Коефіцієнт інерції	c_m	1,9
16	Коефіцієнт підйомної сили	c_L	0,4
17	Коефіцієнт статичного тертя БК об стінку свердловини	μ_s	0,3
18	Коефіцієнт динамічного тертя бурильної колони об стінку свердловини	μ_d	0,2
19	Кутова швидкість обертання кінця БК	ω_v	6,28 рад/с
20	Осьова сила на кінці БК	T_w	20 кН
21	Кількість точок дискретизації БК по довжині		50

На рис. 4.4 зображено графіки зміни внутрішніх сил в окремих перерізах бурильної колони в часі. Слід відмітити, що згідно обраного підходу до уникнення проблеми визначення початкових умов, які описані в попередньому розділі реальні значення зміни внутрішніх силових факторів при заданих параметрах системи слід визначати в проміжку часу від 5 с. Як бачимо із отриманих графіків величина осьової сили в поперечних перерізах бурильної

колони залишається фактично незмінною, що зумовлено особливістю заданих граничних умов, які не передбачають генерацію осьових коливань.

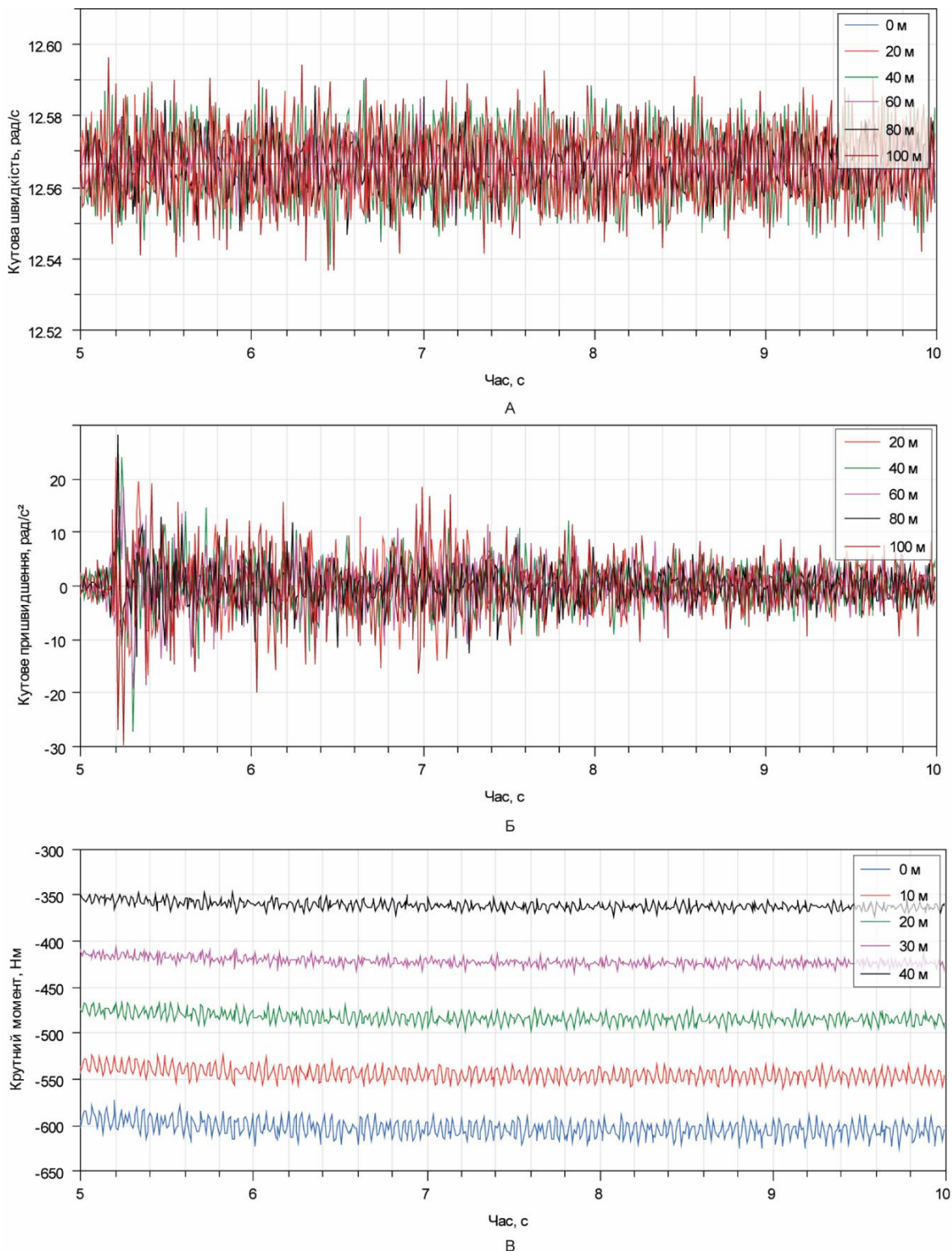


Рисунок 4.3 – Зміна параметрів обертання БК в різних її січеннях в часі
 А – кутової швидкості, Б – кутового пришвидження; В – крутного моменту

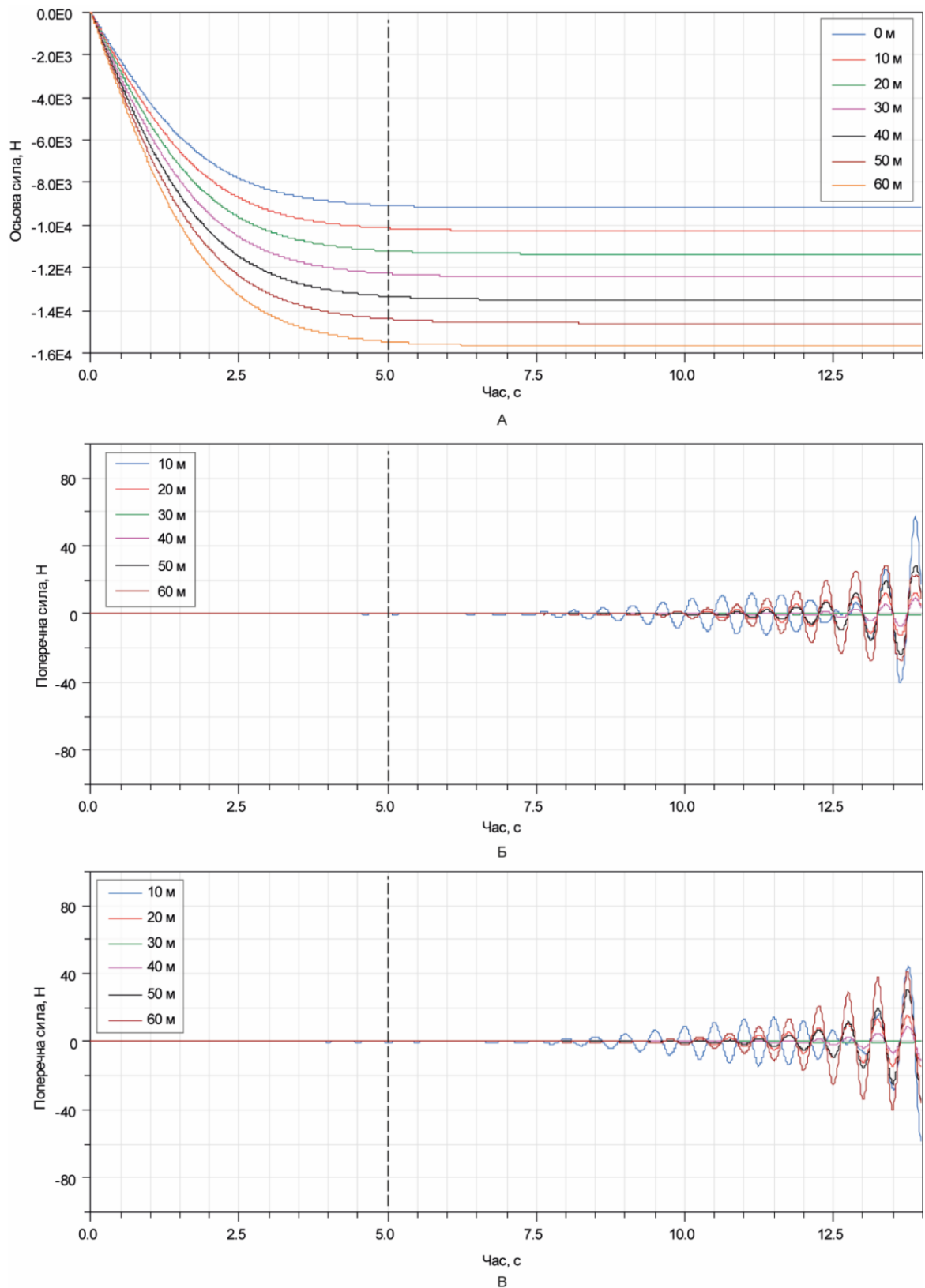


Рисунок 4.4 – Зміна внутрішніх сил в перерізах БК в часі
 А – осьової сили F_1 , Б – поперечної сили F_2 , В – поперечної сили F_3 .

Однак спостерігається поява динамічних складових поперечних сил в січеннях колони, що можна пояснити особливістю її динаміки в складному деформованому стані за наявності обертання БК і КНБК при суміщеному способі буріння. Проведене імітаційне моделювання показало адекватність створеної математичної моделі, можливість її використання для дослідження різних динамічних явищ, що виникають при спорудженні похило-скерованих свердловин.

4.6 Висновки до розділу 4

Розроблено математичну модель для дослідження зміни в часі просторового деформованого стану БК, що знаходиться на похило-скерованій ділянці свердловини. Запропонована модель базується на модифікованій моделі стрижня Кірхгофа, яка також враховує можливість осьової деформації БК і КНБК. При виведенні моделі враховані основні силові фактори, що діють на бурильну колону і спричиняють її деформацію, а саме: силу ваги, інерції та виштовхувальну силу Архімеда, силу реакції з боку стінки свердловини, сили тертя БК і КНБК об стінку свердловини, силові ефекти в наслідок протікання промивальної рідини колоною та заповнення нею міжтрубного простору.

На основі запропонованої математичної моделі, використовуючи чисельний метод ліній розроблено імітаційну модель роботи БК і КНБК на мові моделювання Modelica. Проведене чисельне моделювання показало адекватність створеної моделі та можливість її застосування для дослідження різних динамічних явищ, що виникають в БК і КНБК при бурінні ПСС. За результатами досліджень у бурильній колоні спостерігається виникнення динамічних складових зміни кутової швидкості обертання колони та крутного моменту. Так величина динамічної складової зміни кутової швидкості для січення 20 м складає 0,4%, для січення 60 м складає 0,2 м, а для січення 100 м – 0,5%. Також по довжині колони зростає абсолютне значення динамічної

складової крутного моменту. Так для січення з координатою 20 м воно складає 28,4 Нм, а для січення 60 м – 38,78 Нм.

Зафіксовано появу динамічних складових поперечних сил в січеннях колони, що пояснюється особливістю її динаміки в складному деформованому стані за наявності обертання БК і КНБК при суміщеному способі буріння. Проведене імітаційне моделювання показало адекватність створеної математичної моделі, можливість її використання для дослідження різних динамічних явищ, що виникають при спорудженні ПСС.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОМПОНОВКИ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ У СКЕРОВАНІЙ СВЕРДЛОВИНІ

5.1 Моделювання напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони у скерованій свердловині методом скінченних елементів

Експлуатація БК – це комплекс технічних, технологічних та організаційних заходів, що забезпечують виконання всіх необхідних технологічних операцій передбачених нормативно-технічною (конструкторською) документацією (подача до вибою глибинного бурового обладнання та бурового розчину, передача крутного моменту, створення осьового навантаження на долото, задання потрібної траєкторії свердловини), а також підтримання її в технічно справному стані при раціональних витратах трудових та матеріальних ресурсів. Ефективна експлуатація БК і КНБК забезпечується дотриманням технологічних режимів та оцінкою їх технічного стану. Технічний стан оцінюється шляхом проведення планового діагностування елементів БК і КНБК, аналізу напружено-деформованого стану та прогнозування їх залишкового ресурсу.

З аналізу розглянутих наукових досліджень можна позначити загальну рису: при розрахунках не завжди враховується наявність різьбових з'єднань БК і КНБК, а також їх положення стосовно стінок свердловини. Об'єктивне врахування наявності різьбових з'єднань БК і КНБК, геометрії просторового розташування у свердловині та подальше дослідження параметрів їх напружено-деформованого стану та довговічності на даний час можливе завдяки застосуванню комп'ютерного моделювання та розрахунку за методом кінцевих елементів.

Метод кінцевих елементів (МКЕ) є одним із найбільш поширених чисельних методів розрахунку конструкцій [136, 137]. Популярність його

пояснюється успішним поєднанням порівняно простого алгоритму з можливістю застосування його до розрахунку систем довільної складності. Суттєвою перевагою методу є ефективність програмного забезпечення, створеного на алгоритмах МКЕ. Ідеї, на яких базується МКЕ, виникли при розробці матричних методів розрахунку стержневих конструкцій, зокрема, методу сил і методу переміщень. Широкому застосуванню цих методів завадила відсутність ефективних машинних методів розв'язку великих систем алгебраїчних рівнянь.

Основна ідея методу скінченних елементів полягає у тому, що довільну неперервну величину, як скажімо напруження, можна апроксимувати дискретною моделлю, яка будується на множині кусково-неперервних функцій, визначених на скінченній кількості підобластей. При побудові дискретної моделі неперервної величини реалізується така послідовність дій:

1) у заданій області фіксують скінченну кількість точок, які називають вузлами. Значення напружень у кожній вузловій точці вважаються невідомими;

2) область визначення напружень розбивається з урахуванням вузлових точок на скінченну кількість підобластей, які називають елементами;

3) напруження апроксимуються на кожному елементі поліномом, який визначається за допомогою вузлових значень цієї величини. Поліноми підбираються таким чином, щоб зберегти неперервність величини на границях елемента. Елементи мають спільні вузлові точки і в сукупності апроксимують форму області.

Задача визначення вузлових значень напружень виявляється більш простою і комунікативною та може бути зведена до розв'язку систем алгебраїчних рівнянь, на відміну від реальної задачі, яка описується диференціальними рівняннями. Після розв'язання системи алгебраїчних рівнянь відносно вузлових значень напружень, їх значення в інших точках може бути знайдене з урахуванням інтерполяційного полінома на даному елементі.

В якості робочого середовища для моделювання оберемо систему автоматизованого проектування (САПР) “SolidWorks”. Моделювання напружено-деформованого стану БК в середовищі “SolidWorks” МСЕ – це інтеграція її структурних компонентів в тверде тіло, оболонку або балковий елемент, що використовує лінійний аналіз напружень для визначення внутрішніх сил та напружень під дією зовнішніх силових факторів.

Для здійснення процесу твердотілого моделювання БК і КНБК введемо наступні системи координат:

1) глобальна система координат (ГСК 1) – система відліку, в якій задаються координати точок інклінометрії свердловини;

2) локальна система координат (ЛСК) – система відліку, по відношенню до якої здійснюється аналіз напружено-деформованого стану моделі ділянки бурильної колони;

3) глобальна система координат робочого середовища “SolidWorks” (ГСК 2) – система відліку, по відношенню до якої створюється тривимірна модель бурильної колони й свердловини в середовищі “SolidWorks”.

Розглянемо прямолінійну ділянку ПСС, у якій перебуває БК, для якої можна використати результати проведених розрахунків, що стосуються визначення точок контакту бурильної колони із стінкою свердловини. У випадку, якщо бурильні труби будуть “лежати” на нижній частині стінки свердловини, то скористаємося підходом, викладеним у роботах [18, 84, 85, 136, 137].

Під час моделювання у середовищі “SolidWorks” приймаємо, що недеформована вісь БК збігається з віссю “X” системи координат робочого середовища системи автоматизованого проектування (САПР) «SolidWorks». Для обліку величини зенітного кута свердловини, напрямок вектора прискорення земного тяжіння задається в площині “XOY” системи координат робочого середовища САПР під кутом відхилення до осі “X”. Початок моделі ділянки БК розташовується в точці з координатами (0; 0; 0) ГСК 2. Вісь симетрії моделі співставляємо з віссю “X” ГСК 2. В цю ж збірку долучаємо

фрагменти стовбура свердловини. Вісь симетрії кожного з них також співпадає з віссю «Х» ГСК 2, а кількість дорівнює кількості проміжних точок інклінометрії. Координати «Х» геометричних центрів мас фрагментів стовбура свердловини співпадають із такими ж координатами відповідних їм проміжним точкам інклінометрії. Набір контактів між моделлю бурильної колони та фрагментами стінки свердловини задається в вигляді «З'єднано». Далі, прикладаємо до збірки силу власної ваги, яку розкладаємо на два компоненти: осьовий і радіальний, а також зовнішні навантаження та переміщення (таблиця 5.1 і 5.2).

Таблиця 5.1 – Кінематичні та силові фактори збірки для першого випадку розрахунку

Місце прикладання	Вид	В'язі та степені вільності
Початок моделі ділянки бурильної колони	Дистанційне переміщення	Положення: (0; 0; 0) Лінійні переміщення: Вздовж осі «Х» – 0 Вздовж осі «Y» – 0 Вздовж осі «Z» – 0 Кутові переміщення: Навколо осі «Х» – 0 Навколо осі «Y» – $\alpha_{Oxzp}(0)$ Навколо осі «Z» – $\alpha_{Oxyp}(0)$
Фрагмент стовбура свердловини № 1	Дистанційне переміщення	Положення: (4,3; 0; 0) Лінійні переміщення: Вздовж осі «Х» – 0 Вздовж осі «Y» – y_i Вздовж осі «Z» – z_i Кутові переміщення: Навколо осі «Х» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 1	Дистанційне переміщення	Положення: (8,6; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі «Х» - 0 Уздовж осі «Y» - 0 Уздовж осі «Z» - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується

Місце прикладання	Вид	В'язі та степені вільності
Фрагмент стовбура свердловини № 2	Дистанційне переміщення	Положення: (21,5; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі "X" - 0 Уздовж осі "Y" - 0 Уздовж осі "Z" - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони №2	Дистанційне переміщення	Положення: (17,2; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі "X" - 0 Уздовж осі "Y" - 0 Уздовж осі "Z" - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Дистанційне переміщення	Положення: (25,8; 0; 0) Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – не обмежується Вздовж осі «Y» – 0 Вздовж осі «Z» – 0 Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – $\alpha Oxyz(1)$ Навколо осі «Z» – $\alpha Oxyz(1)$
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Осьове навантаження	250 кН
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Крутний момент	Задається згідно з вихідними даними до розрахунку

Пропоновану нами методологію застосуємо так, як це показано у роботі [138]. Проаналізуємо напружено-деформований стан БК умовним діаметром 127 мм (товщина стінки труб 9,19 мм, група міцності труб "G105") із замковими різьбовими з'єднаннями NC-50, що перебуває в місці каверни свердловини № 77 Семиренківського родовища. Розглядається прямолінійна

ділянка свердловини із зенітним кутом 24° . Довжина каверни прийнята рівній довжині бурильної труби 8,6м. Для реалізації обчислень створені дві тривимірні твердотільні моделі бурильної колони із фрагментами стовбура свердловини для кожного із двох випадків її взаємного положення щодо каверни (рис. 5.1).

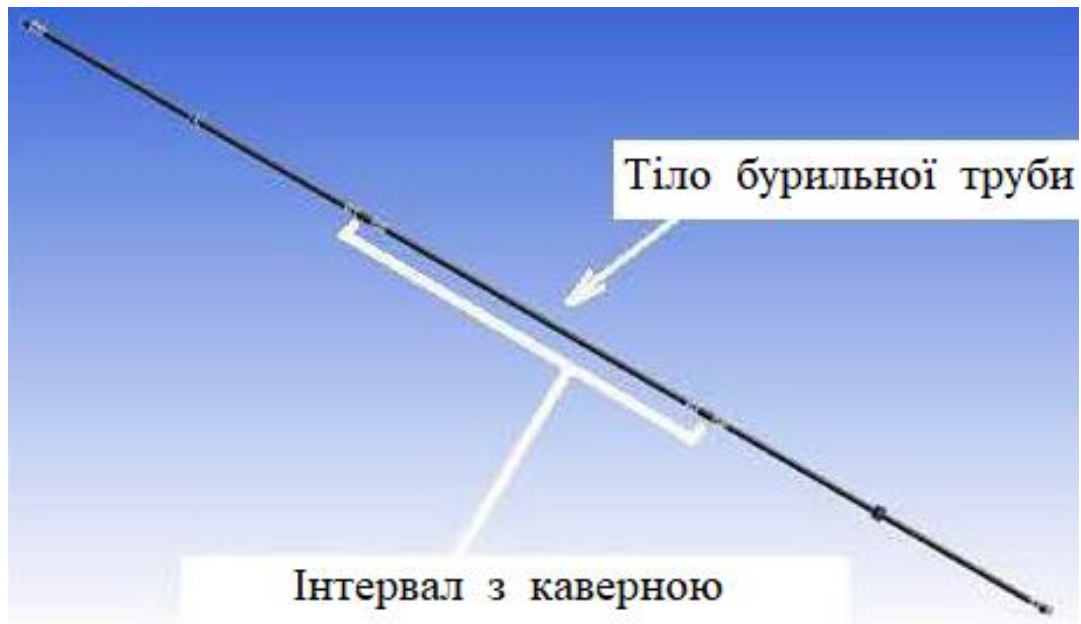


Рисунок 5.1 – Сітка кінцевих елементів на моделі похило-скерованої ділянки

Таблиця 5.2 – Кінематичні та силові фактори збірки для другого випадку розрахунку

Місце прикладання	Вид	В'язі та степені вільності
Початок моделі ділянки бурильної колони	Дистанційне переміщення	Положення: $(0; 0; 0)$ Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – 0 Вздовж осі «Z» – 0 Кутові переміщення: Навколо осі «X» – 0 Навколо осі «Y» – $\alpha_{Oxz}(0)$ Навколо осі «Z» – $\alpha_{Oxy}(0)$

Продовження табл. 5.2

Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 1	Дистанційне переміщення	Положення: (4,3; 0; 0) Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – u_i Вздовж осі «Z» – z_i Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується
Фрагмент стовбура свердловини № 1	Дистанційне переміщення	Положення: (8,6; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі "X" - 0 Уздовж осі "Y" - 0 Уздовж осі "Z" - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується
Фрагмент стовбура свердловини № 2	Дистанційне переміщення	Положення: (17,2; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі "X" - 0 Уздовж осі "Y" - 0 Уздовж осі "Z" - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони №2	Дистанційне переміщення	Положення: (21,5; 0; 0) Лінійні переміщення: Уздовж осі "X" - 0 Уздовж осі "Y" - 0 Уздовж осі "Z" - 0 Кутові переміщення: Навколо осі "X" - не обмежується Навколо осі "Y" - не обмежується Навколо осі "Z" - не обмежується

Кінець моделі ділянки бурильної колони	Дистанційне переміщення	Положення: (25,8; 0; 0) Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – не обмежується Вздовж осі «Y» – 0 Вздовж осі «Z» – 0 Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – $\alpha_{Oxzn}(1)$ Навколо осі «Z» – $\alpha_{Oxyn}(1)$
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Осьове навантаження	250 кН
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Крутний момент	Задається згідно з вихідними даними до розрахунку

Як модель свердловини, з якою взаємодіє БК, використана “вирізка” з гірського масиву у вигляді кільця (рис. 5.2). Параметри матеріалу “вирізки” відповідають усередненим значенням фізико-механічних властивостей породи й точно задаються надалі у програмному середовищі “Ansys” відповідно до конкретних умов буріння. Загалом, моделювання стовбура свердловини за допомогою невеликого його фрагмента дозволяє зменшити загальну кількість кінцевих елементів, необхідних для дослідження системи “бурильна колона – свердловина” і таким чином, скоротити час розрахунку. Робимо припущення, що фрагменти стінки свердловини розташовані посередині між замковими різьбовими з’єднаннями бурильних труб. Відповідно до поставленої мети, проведемо дослідження для двох випадків: 1-й - над центральній частиною каверни перебуває тіло труби; 2-й - над центральною частиною каверни перебуває замкове різьбове з’єднання. При цьому всі інші вихідні дані залишаються попередніми. Після того, як всі зовнішні навантаження та переміщення прикладені, створюється сітка скінченних елементів і проводиться розрахунок напружено-деформованого стану (рис. 5.2). Після його закінчення за допомогою процедури «Result Advisor» ► «List Result

Force» ► «Remote Load Interface Load» визначаємо компоненти реакцій, які виникли на фрагментах стовбура свердловини у вигляді $R_Y(i)$, $R_Z(i)$, $i = 2 \dots n-1$.

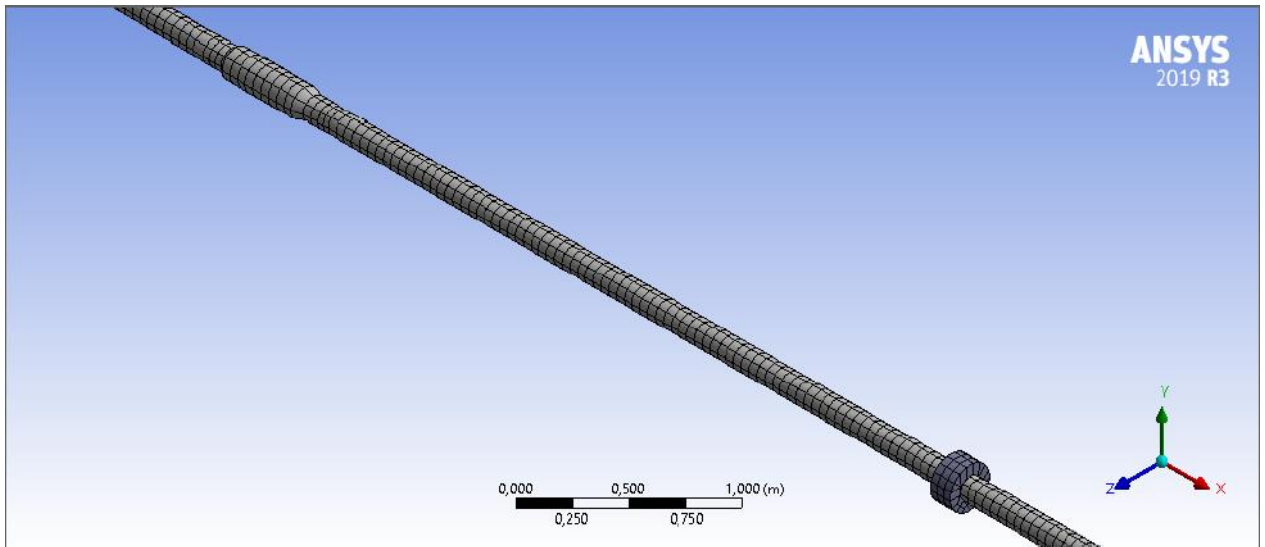


Рисунок 5.2 – Сітка кінцевих елементів на моделі похило-скерованої ділянки бурильної колони с фрагментами стовбура свердловини

Після проведення розрахунку у середовищі “Ansys” для двох випадків положення бурильної колони стосовно каверни, були отримані наступні величини реакцій (таблиці 5.3 та 5.4 відповідно для 1-го і 2-го випадку розрахунків).

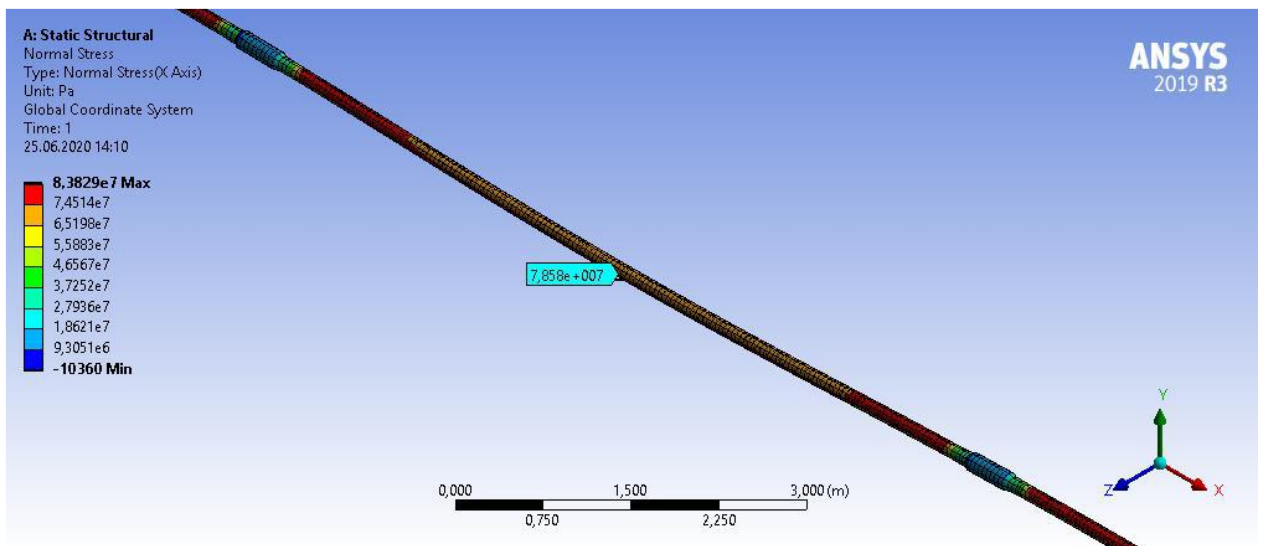
Як видно з таблиць 5.3 й 5.4, реакції, що виникли на фрагментах стінки свердловини й замкових різьбових з’єднаннях, складаються винятково з складового компонента паралельного осі "Y" системи координат робочого середовища “Ansys”. Остаточні результати розрахунку представлені у вигляді сполучених епюр нормальних напружень і деформацій, відображених на рисунку 5.3.

Таблиця 5.3 – Результати визначення складових реакцій на фрагментах стінок свердловини, для першого випадку розрахунку

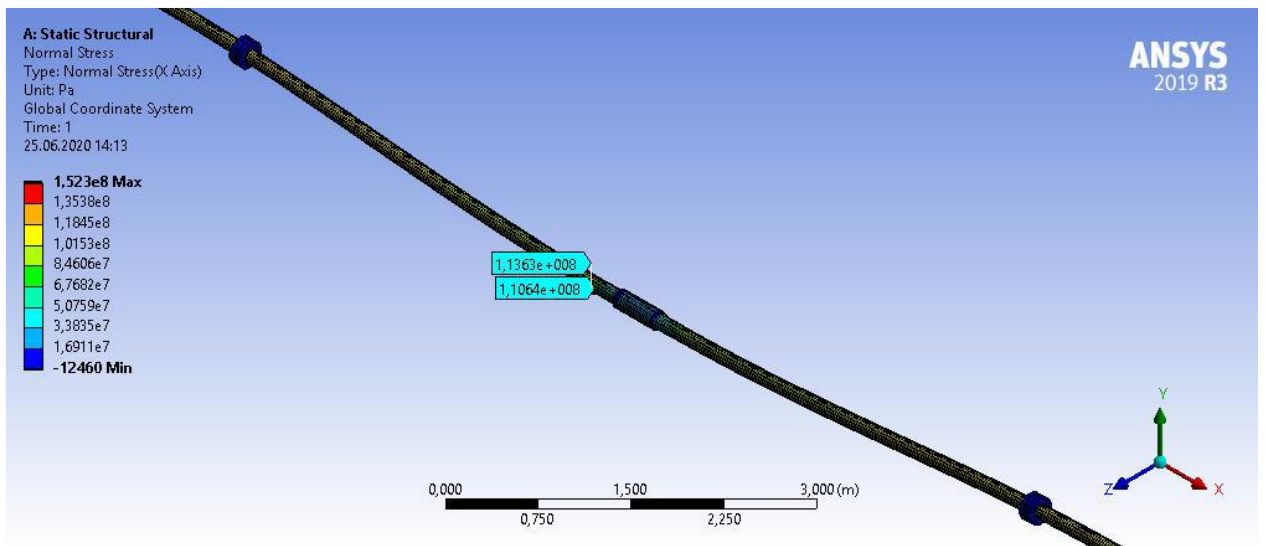
Місце прикладання реакції	Складовий компонент реакції	Числове значення, Н
Початок моделі ділянки бурильної колони	R_Y	417
	R_Z	0
Фрагмент ствола свердловини № 1	R_Y	297
	R_Z	0
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 1	R_Y	1071
	R_Z	0
Фрагмент ствола свердловини № 2	R_Y	299
	R_Z	0
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 2	R_Y	1071
	R_Z	0
Кінець моделі ділянки бурильної колони	R_Y	410
	R_Z	0

Таблиця 5.4 – Результати визначення складових реакцій на фрагментах стінок свердловини, для другого випадку розрахунку

Місце прикладання реакції	Складовий компонент реакції	Числове значення, Н
Початок моделі ділянки бурильної колони	R_Y	282
	R_Z	0
Фрагмент ствола свердловини № 1	R_Y	1011
	R_Z	0
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 1	R_Y	493
	R_Z	0
Фрагмент ствола свердловини № 2	R_Y	1010
	R_Z	0
Замкове різьбове з'єднання бурильної колони № 2	R_Y	489
	R_Z	0
Кінець моделі ділянки бурильної колони	R_Y	284
	R_Z	0



а)



б)

Рисунок 5.3 – Епюри нормальних напружень та деформацій ділянки моделі бурильної колони у місці жолоба / каверни для 1-го а) та 2-го б) випадків їх взаємного положення

Як можна побачити з рисунка 5.3, нормальне напруження, зафіксоване посередині каверни для 1-го випадку розрахунку становить 78,6 МПа; для 2-го випадку – 113,6 МПа. Розходження в результатах становить 45%. Максимальне нормальне напруження для 1-го випадку зафіксоване безпосередньо в замковому різьбовому з'єднанні бурильної труби, що

перебуває над каверною, становить 83,8 МПа. Для 2-го випадку розрахунку величина 113,6 МПа одночасно є й максимальним напруженням.

Прогини БК над каверною для 1-го й 2-го випадків розрахунку відповідно становлять 1,7 мм й 2,8 мм. Тому можна вважати, що в заданих експлуатаційних умовах бурильна колона не буде контактувати із дном каверни. Цікаво відзначити, що обидва розрахунки зроблені для абсолютно ідентичних вихідних даних. Єдина відмінність полягає в розміщенні колони бурильних труб над каверною. Як було відзначено, в 1-му випадку посередині дефекту стінки свердловини перебувала гладка частина тіла бурильної труби; в 2-му випадку – замкове різьбове з'єднання. При цьому розрахункові величини нормального напруження відрізняються майже в півтора рази, що, безумовно, є істотною величиною.

З вищевикладеного можемо зробити ряд висновків. По-перше, каверна навіть у прямолінійному стовбурі свердловини з незначним zenітним кутом спричиняється високий рівень нормальних напружень згинання. Наприклад, у розглянутому нами випадку, ці напруження досягають 82% від межі втомної міцності матеріалу бурильних труб, що, згідно [151], становить 137,98 МПа. До того ж, у прямолінійному стовбурі свердловини з більшим zenітним кутом або криволінійному стовбурі свердловини рівень нормальних напружень буде збільшуватися, що може привести до втомного руйнування колони бурильних труб. По-друге, міцність на згин бурильної колони в місцях її замкових різьбових з'єднань вище тіла труби. Це призводить до відмінностей її напружено-деформованого стану в небезпечних інтервалах залежно від положення цих елементів щодо стінки стовбура свердловини. Тому зазначену особливість необхідно враховуватися при розрахунку бурильних колон.

5.2 Моделювання напружено-деформованого стану елемента КНБК з поверхневою напівеліптичною тріщиною

Перспективним напрямком удосконалення та розвитку методів прогнозування втомної довговічності елементів КНБК є застосування механіки руйнування, основні положення якої полягають в наступному:

1) в процесі виготовлення та експлуатації, під дією зовнішніх факторів і різних механізмів деградації, в матеріалі виникають і розвиваються дефекти;

2) комплексною характеристикою опору втоми металів і сплавів є кінетична діаграма втомного руйнування (КДВР) (див. рисунок 5.4).

КДВР – це S-подібна крива, яка часто будується в логарифмічних координатах і є залежністю між швидкістю росту втомної тріщини ($lg(v)$ або $lg(dl/dN)$) і розмахом або максимальною величиною КІН ($lg(\Delta K)$ або $lg(K_{max})$).

При цьому, основними характеристиками циклічної тріщиностійкості матеріалів, що впливають з даної діаграми, є наступні:

K_{th} , ΔK_{th} – відповідно порогове значення або пороговий розмах КІН, нижче якого втомна тріщина не поширюється (англ. «*Threshold*» – поріг);

K_{fc} , ΔK_{fc} – відповідно критичне значення або розмах критичного значення КІН, при якому відбувається втомне руйнування (англ. «*Fatigue critica*» – втома критична).

Як бачимо, на S-подібній кривій КДВР (рисунок 5.4) можна виділити три ділянки, кожна з яких характеризується своїми феноменологічними фізичними закономірностям розвитку тріщин.

Ділянка I – область низьких швидкостей, стадія припорогового зростання втомної тріщини ($0 < dl/dN < 5 \cdot 10^{-5}$ мм/цикл).

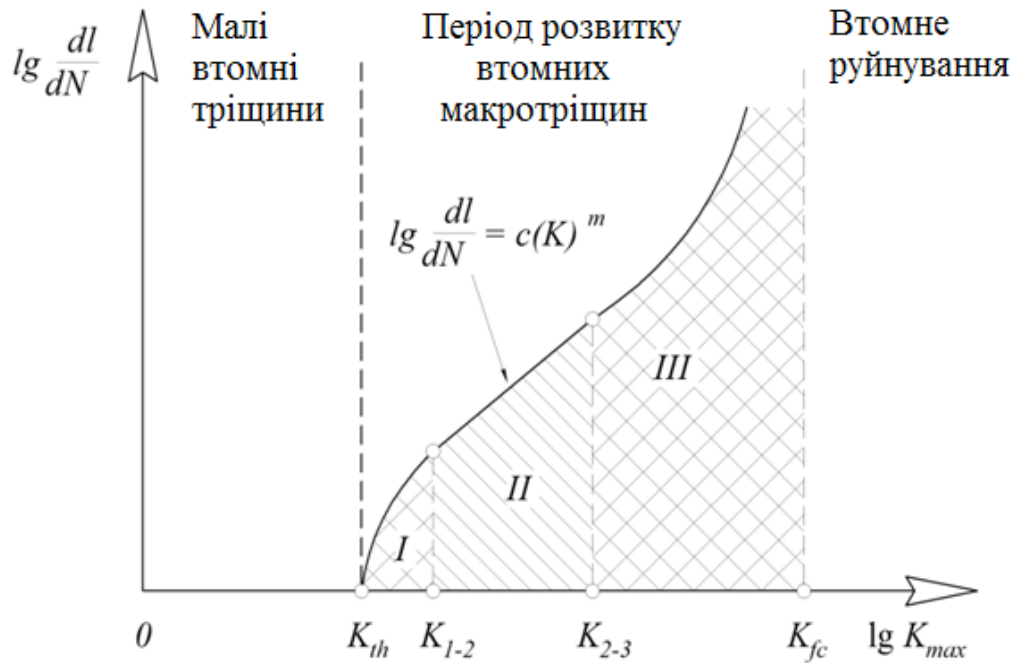


Рисунок 5.4 – КДВР

Ділянка II – лінійна ділянка, що описується степеневою залежністю П. Паріса. Період стабільного зростання втомної тріщини ($5 \cdot 10^{-5} < dl/dN < 10^{-3}$ мм/цикл).

Ділянка III – область високих швидкостей, стадія прискореного (нестабільного) зростання втомної тріщини ($dl/dN > 10^{-3}$ мм/цикл). Закінчення цієї стадії характеризується переходом до повного руйнування матеріалу та долому зразка. Тривалість цього періоду зазвичай мала, в порівнянні з попередніми, й тому його часто не приймають до уваги.

Найбільш важлива – це друга ділянка, на якій спостерігається лінійна залежність, у логарифмічних координатах, між швидкістю розвитку тріщини та розмахом або максимальним значенням КІН. Саме цей період зростання втомної тріщини визначає довговічність конструкції й в аналітичному вигляді описується формулою П. Паріса:

$$v = \frac{dl}{dN} = C(K)^m, \text{ або } v = \frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (5.1)$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min},$$

де C , m – коефіцієнт пропорційності та емпіричний параметр, що залежить від властивостей матеріалу й характеризує ступінь крихкості відповідно [1, 2]; K , (ΔK) – КІН який характеризує поля напружень біля вершини тріщини (розмах КІН за цикл навантаження) [18, 18, 31, 139, 140]; K_{max} , K_{min} – максимальна та мінімальна величина КІН за цикл навантаження. В цілому, K або (ΔK) , у рівнянні (5.1), є функціями прикладених навантажень, геометрії тіла та тріщини [18, 27, 31].

Відтак, одним з найважливіших завдань при прогнозуванні довговічності елементів КНБК, використовуючи положення механіки руйнування, є, власне, визначення величини або розмаху КІН. У найпростішому випадку плоскої деформації розтягу нескінченного тіла з наскрізною прямолінійною тріщиною довжиною $2l$ його величина дорівнює:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (5.2)$$

де σ – діюче напруження; l – розмір тріщини.

При складніших випадках навантаження, деформації перед фронтом втомної тріщини можна подати в вигляді суперпозиції трьох окремих видів зміщення її поверхонь при руйнуванні (рис. 5.5): нормальний відрив (зона передруйнування описується КІН K_I); поперечний зсув (зона передруйнування описується КІН K_{II}); повздовжній зсув (зона передруйнування описується КІН K_{III}).

Для врахування одночасного впливу K_I та K_{II} на кінетику поширення втомної тріщини, скористаємося поняттям так званого еквівалентного КІН K_{eqv} , який визначається наступним чином:

$$K_{eqv} = \sqrt{K_I^2 + 1,78K_{II}^2}. \quad (5.3)$$

Умова міцності при руйнуванні перевіряється за нерівністю:

$$K_{eqv} \leq K_{Ic}. \quad (5.4)$$

Залежності (5.2, 5.3) використовуються для дослідження міцності товстостінних циліндричних оболонок із тріщинами. Тож, задача добре відповідає конструкції БК.

Для подальших викладень, запишемо рівняння (5.2) у вигляді:

$$K_{eqv} = f(p, h), \quad (5.5)$$

де p – напруження в небезпечному перерізі;

h – глибина напівеліптичної втомної тріщини по діаметру КНБК.

Явний вигляд залежності (5.5) отримується шляхом апроксимації дискретних значень K_{eqv} , що отримані в процесі тривимірного моделювання ділянки БТ з інтегрованою напівеліптичною тріщиною. На основі (5.1), формула для прогнозування втомної довговічності в циклах навантаження буде наступною

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (K_{eqv})^m} = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \left(\frac{dh}{c (f(p, h))^m} \right). \quad (5.6)$$

Під-час тривимірного моделювання, розміщення напівеліптичної тріщини по відношенню до елемента БК задається трьома параметрами: положенням локальної системи координат тріщини; довжинами великої та малої півосей еліпса, що описує її фронт. Тож дані параметри повинні бути визначені.

Зважаючи на результати промислового дефектування ТОВ “Карпатська бурова компанія” проведемо дослідження напружено-деформованого стану різьбових з’єднань БК, частково спираючись на положення та результати, отримані у роботі [18]. Для моделювання вибираємо замкове різьбове з’єднання КНБК (рис. 5.5). Замкові різьбові з’єднання ОБТ є найбільш уразливими елементами КНБК, оскільки зазнають найбільших питомих динамічних навантажень у так званих концентраторах напружень. До

прикладу, небезпечні перерізи різьбового з'єднання 3-171, 3-147 для ОБТ-203 та ОБТ-178 відповідно виникають в ніпелі на відстанях 20-24мм від упорного бурта та і 10-12мм від торця.

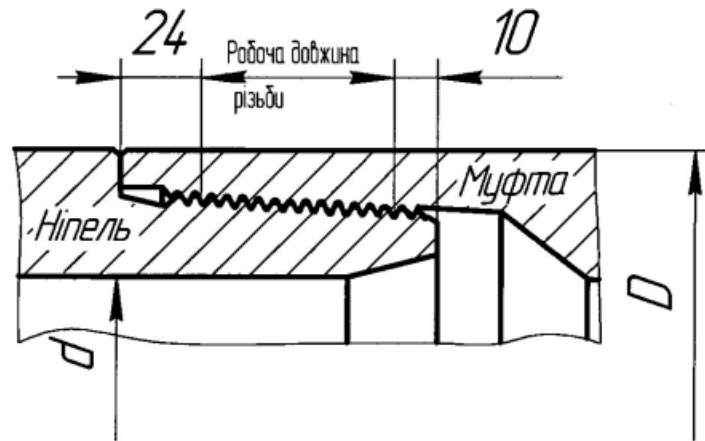


Рисунок 5.5 – Небезпечні перерізи замкового різьбового з'єднання

Для випадку виникнення та поширення тріщини у перерізі КНБК застосуємо теоретичні положення [18]. Розглянемо небезпечний поперечний переріз ніпеля (рис. 5.6). Центр еліпса, який є твірною фронту втомної тріщини, знаходиться в довільному місці на діагоналі кола, що окреслює зовнішню поверхню тіла ніпеля. В даному випадку, відомими є зовнішній (R) та внутрішній (r) радіуси труби; відстань по діагоналі від точки, що лежить на осі ніпеля, до нижньої точки фронту тріщин (h_B); відстань по діаметру між нижньою та крайньою точками фронту тріщини (h_F); глибина тріщини по діаметру (h); половина відстані по хорді між крайніми точками фронту тріщини (l). Необхідно визначити, еліпс із якими геометричними параметрами (a, b, h_D) описуватиме дану тріщину.

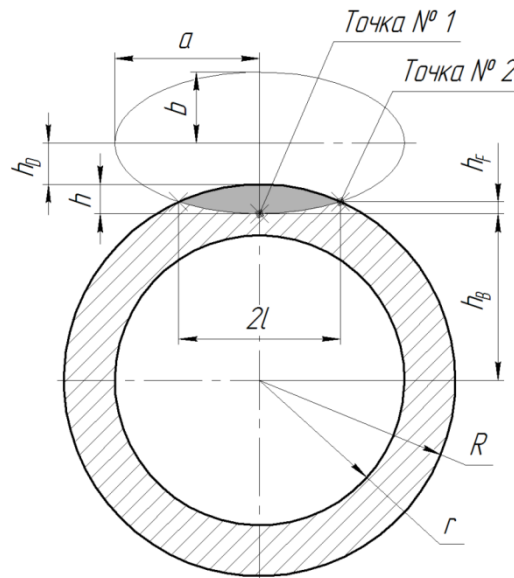


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема поперечного перерізу елемента КНБК з напівеліптичною втомною тріщиною

З припущенням, що $a=kb$, та використовуючи рівняння еліпса в декартових координатах матиме такий вигляд:

$$\frac{x^2}{(kb)^2} + \frac{(y - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \quad (5.7)$$

Після підстановки координат точок № 1 та № 2 (рис. 5.6) у вираз (5.7) визначаються величин b та h_D :

$$\begin{cases} \frac{(h_B - (R + h_D))^2}{b^2} = 1, \\ \frac{l^2}{(kb)^2} + \frac{(h_B + h_F - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (5.8)$$

Доволі часто, під час практичних розрахунків, немає можливості детально ідентифікувати розміри тріщини з тим, щоб отримати точно положення та розміри напівосей еліпса, який її описуватиме згідно з системою

(5.8). Для такого випадку виконують певні спрощення, припускаючи, що центр еліпса, зображеного на рисунку 5.6 лежить на поверхні різьби (рисунок 5.7). Після того формулу (5.7) переписеться в вигляді:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{(y - R)^2}{b^2} = 1. \quad (5.9)$$

Тоді, глибина тріщини $h = b$. Координата «Точки № 1» становить $(0; R - h)$, а «Точки № 2» – $(l; (R_2 - l_2)^{1/2})$. Після підстановки у рівність (5.9) координат другої точки, отримується залежність:

$$\frac{l^2}{a^2} + \frac{(\sqrt{R^2 - l^2} - R)^2}{h^2} = 1.$$

а після ряду простих перетворень довжину більшої півосі еліпса:

$$a = \frac{hl}{\sqrt{h^2 - (\sqrt{R^2 - l^2} - R)^2}}. \quad (5.10)$$

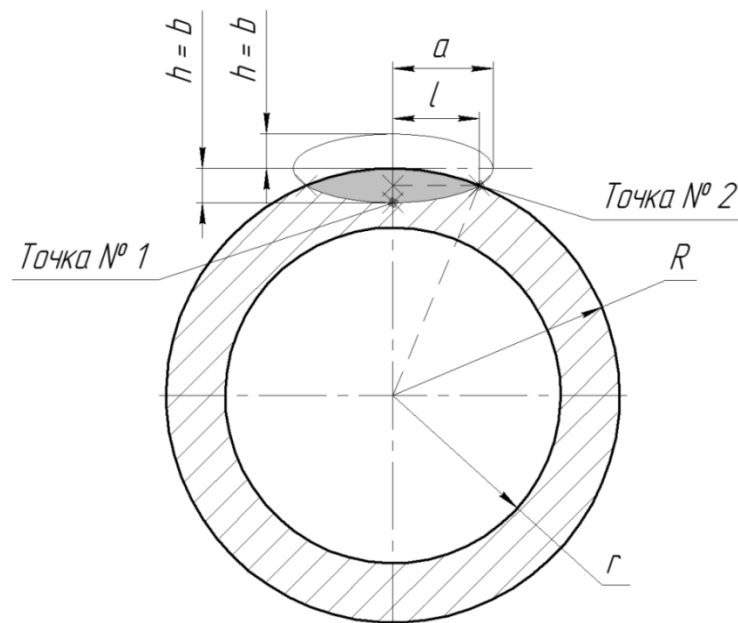


Рисунок 5.7 – Спрощена розрахункова схема поперечного перерізу елемента КНБК з напівеліптичною втомною тріщиною

То ж задавши глибину тріщини по діаметру h , напівширину l та зовнішній радіус небезпечного перерізу R , можемо надалі визначити довжину більшої напівосі еліпса a . Саме розміри a та b слід використовувати при твердотільному моделюванні напівеліптичної втомної тріщини, що поширюється в тілі БТ, а, точніше, для визначення КІН перед її фронтом.

Визначення КІН (K_I , K_{II} , K_{eqv}), особливо для об'єктів із складною геометрією, є досить складним методичним завданням. Особливо, це стосується випадків зовнішнього навантаження, що породжують у небезпечному перерізі з тріщиною одночасно нормальну силу, згинальний та крутний моменти. Саме така ситуація спостерігається в випадку аналізу елементів КНБК. Одним із шляхів практичного вирішення даної задачі – використання методу кінцевих елементів, що реалізовується в багатьох програмних продуктах, серед яких «AnSYS». В середовищі “AnSYS” створюємо твердотільну модель замкового різьбового з'єднання 3-171 ОБТ - 203 (рис.5.8) та асимілюємо його властивості. Після цього на наступному етапі інтегруємо в побудовану модель з'єднання напівеліптичну тріщину та проводимо генерацію сітки скінченних елементів (рис. 5.9).

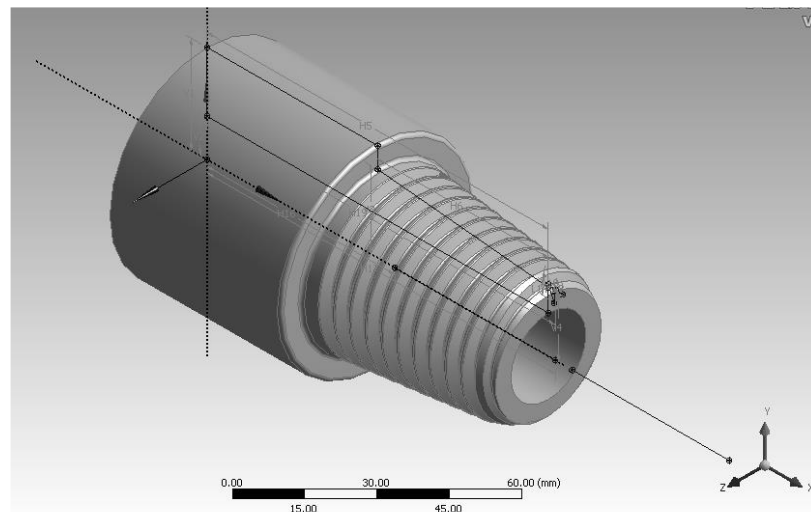


Рисунок 5.8 – Твердотільна модель ніпеля з'єднання 3-171

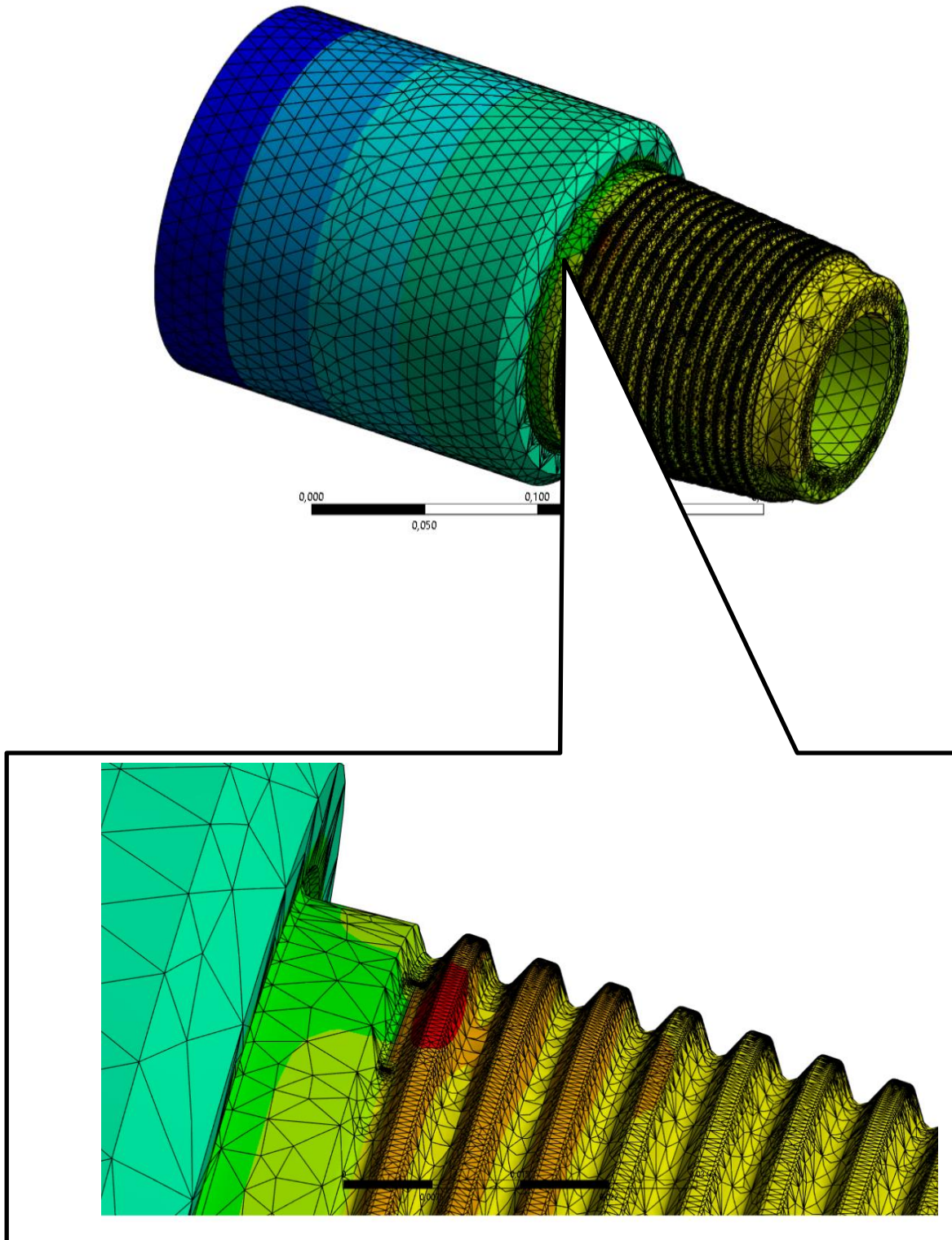
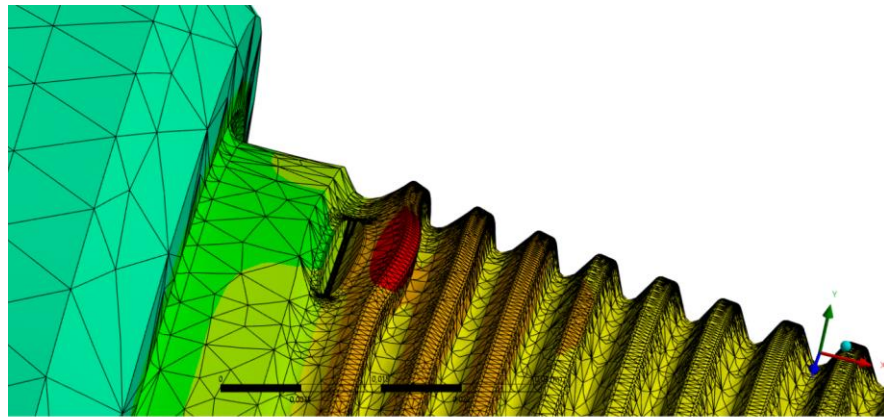


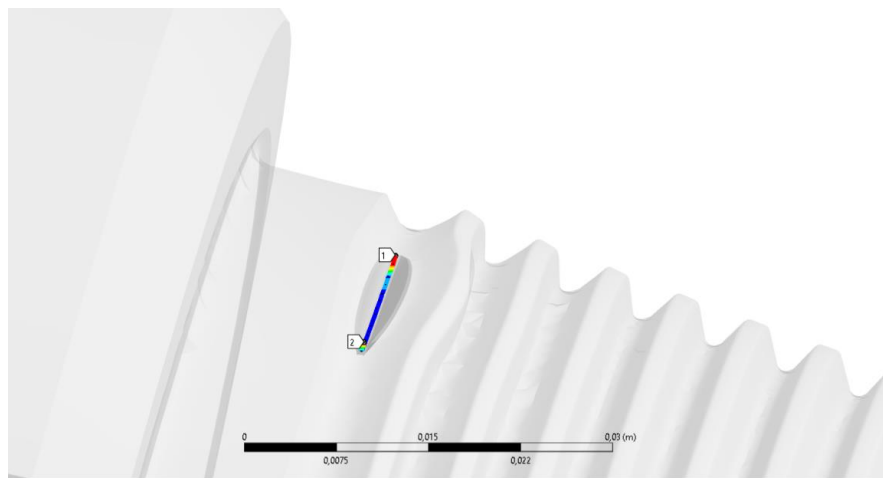
Рисунок 5.9 – Генерація сітки скінченних елементів по об'єму 3-171 з напівеліптичною тріщиною

Далі задаємо зовнішні навантаження та фіксування поверхонь моделі. КНБК зазнають дії осьової сили, згинального та крутного моментів, які

прикладемо до моделі. Також застосовуємо жорстке фіксування протилежної поверхні моделі (див. рисунок 5.9). Після здійснення вищезазначених кроків, проводимо розрахунок, в результаті якого отримуються епюри необхідних напружень та визначаємо КІН перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини (рис. 5.10 а, б).



а)



б)

Рисунок 5.10 – Модель а) та епюра КІН б) напівеліптичної тріщини 3-171 під навантаженням

Загалом, викладені вище аналітичні дослідження слід повторити для заданих навантажень, змінюючи розміри тріщини та фіксуючи відповідну їм величину K_I та K_{II} з подальшим розрахунком K_{eqv} за формулою (5.3).

5.3 Алгоритм оцінки технічного стану елементів орієнтованої КНБК на основі промислових даних

Відобразимо результати викладеного вище теоретичного матеріалу в вигляді, придатному для практичного використання. Для цього, рівність (5.4) запишемо в вигляді

$$K_{eqv} = a_2 h^2 + a_1 h + a_0. \quad (5.11)$$

Після підстановки правої частини формули (5.11) у рівняння (5.6) отримаємо:

$$N = \int_{h_m}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (K_{eqv})^m} = \int_{h_m}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (a_2 h^2 + a_1 h + a_0)^m} \quad (5.12)$$

де a_2 , a_1 і a_0 – коефіцієнти, що визначаються шляхом натурального, або числового експерименту.

Відтак, формулу (5.12) можна використовувати для практичних потреб при прогнозуванні втомної довговічності в циклах навантаження (N) 3-171 у випадку розповсюдження напівеліптичної втомної тріщини поблизу висадженої частини. Для розрахунків можна використовувати наступні величини змінних і констант: $h_m = 0,8$ мм; $h_{cr} = 11$ мм; $c = 1,016 \times 10^{-9}$; $m = 3,83$.

Рівність (5.12) може бути записана в вигляді, що дає можливість отримувати розрахункову довговічність у годинах механічного буріння t :

$$t = \frac{N}{60 n}, \quad (5.13)$$

де n – частота обертання ротора, об/хв.

Для отримання коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівностей (5.11), (5.12) та КІН у середовищі “AnSYS” проведено розрахунки, використовуючи підхід,

описаний в пункті 5.2. Обчислення здійснено для діапазону зміни осьової сили $0 - 3 \times 10^6$ Н. Результати розрахунків наведено в таблицях 5.5 і 5.6.

Таблиця 5.5 – Значення коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівності (5.11) для заданих комбінацій зовнішнього навантаження ЗРЗ $K(I)$, МПа

Інтенсивність викривлення град./10 м	Глибина тріщини h , мм				
	1	2	3	4	5
0	5,51516	6,24358	6,44812	7,084	7,2177
1	5,7113	6,5744	6,9643	7,2324	8,9215
2	5,8471	6,7361	7,1414	7,4221	9,149
3	5,9829	6,895	7,3178	7,6118	9,3772

Таблиця 5.6 – Значення функції КІН для заданих комбінацій зовнішнього навантаження ЗРЗ

Інтенсивність викривлення град./10 м	Функції КІН
0	$K_I = -0,054h^2 + 0,749h + 4,849$
1	$K_I = 0,109h^2 + 0,052h + 5,722$
2	$K_I = 0,110h^2 + 0,064h + 5,847$
3	$K_I = 0,112h^2 + 0,074h + 5,974$

Проведемо розрахунок довговічності ЗРЗ-171 ОБТ-203 за даними буріння свердловини Добрівлянська-13 ТОВ “Карпатська бурова компанія”. Конструкція свердловини Добрівлянська-13: $\varnothing 426 - 20\text{м}$; $\varnothing 324-150\text{м}$; $\varnothing 245-800\text{м}$; $\varnothing 140/168-1200\text{м}$; відхід від вертикалі 300м , $\alpha=28\text{град}$. Параметри буріння в інтервалі $1120-2170\text{м}$: $n=30-60\text{об/хв}$; $P=10\div 90\text{кН}$; $p=9\div 10,5\text{МПа}$; $\rho=1370\text{кг/м}^3$. Компонівка бурильної колони: долото $\varnothing 295$, ГВД, КЛС, ОБТ $\varnothing 203$, перехідник, яс, ОБТ $\varnothing 165$, перехідник, ТБПК $\varnothing 127$ і $\varnothing 114$.

Ультразвуковий неруйнівний контроль бурильного інструменту проводився за допомогою дефектоскопічної установки УД2-70 та ручного намагнічуючого пристрою МПД-ДС через кожні 500год. роботи бурильного інструменту. За результатами проведення ультразвукового неруйнівного

контролю КНБК відбраковано дві ОБТ-203: в різьбовій частині ніпеля однієї труби виявлено поперечну тріщину; в різьбовій частині ніпеля іншої – пошкодження витків різьби. Фактичний час роботи обох ОБТ-203 на той момент становив 1052 год. Тоді розрахункова довговічність 3-171 ОБТ-203 (у циклах) становитиме:

$$N = \int_{0,8}^{11} \frac{dh}{1,016 \cdot 10^{-9} (0,110h^2 + 0,064h + 5,847)^{3,83}} = 2,965 \cdot 10^6 \text{ цикли}$$

- у годинах:

$$t = \frac{2,965 \cdot 10^6}{60 \cdot 60} = 824 \text{ год}$$

На основі співставлення фактичного часу роботи (1052 год.) та розрахункової довговічності з'єднання 3-171 ОБТ-203 (824 год.) можна стверджувати, що його робота протягом надлишкових 228 год стала передумовою виникнення втомної тріщини.

Як бачимо, розрахункова довговічність залежить від техніко-технологічних та гірничо-геологічних умов буріння свердловини, глибини тріщини, а також варіації коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 в межах визначення КІН. За практичної потреби числові дані таблиць 5.5 і 5.6 можна отримати для будь-якого типорозміру та елемента бурильної колони. Це дасть можливість застосовувати формулу (5.12), враховуючи наявний сортамент елементів бурильної колони, окремо взятого підприємства.

5.4 Висновки до розділу 5

1. На основі комп'ютерного моделювання проведено аналіз напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони у скерованій свердловині методом скінченних елементів. Для розглянутих двох випадків розрахунку нормальні напруження мають конкретні значення, які залежать від геометрії

взаємного розташування елементів у свердловині.

2. Каверна у прямолінійному стовбурі свердловини з незначним зенітним кутом спричиняється високий рівень нормальних напружень згинання. У розглянутому випадку, ці напруження досягають 82% від межі втомної міцності матеріалу БК, що становить 137,98 МПа. У прямолінійному стовбурі свердловини з більшим зенітним кутом або криволінійному стовбурі свердловини рівень нормальних напружень буде збільшуватися, що може привести до втомного руйнування колони бурильних труб.

3. Міцність на згин БК в місцях її замкових різьбових з'єднань є більшою за міцність тіла труби. Це призводить до відмінностей її напружено-деформованого стану в небезпечних інтервалах залежно від положення цих елементів щодо стінки стовбура свердловини. Тому зазначену особливість необхідно враховуватися і при розрахунку КНБК.

4. З метою оцінки втомної довговічності елементів КНБК проведено розрахунок коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, що поширюється в місці переходу між витками ЗРЗ. При цьому використано поняття еквівалентного КІН, який враховує одночасний вплив на поширення тріщини деформацій як нормального відриву, так і поперечного зсуву. За практичної потреби числові дані КІН можна отримати для будь-якого типорозміру та елемента бурильної колони.

5. На основі промислових даних буріння свердловини Добрівлянська-13 проведено розрахунок довговічності ЗРЗ-171 ОБТ-203. На основі співставлення фактичного часу роботи (1052 год.) та розрахункової довговічності з'єднання З-171 ОБТ-203 (824 год.) встановлено, що його робота протягом надлишкових 228 год стала передумовою виникнення втомної тріщини.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз комплексних досліджень динаміки бурильних колон і КНБК із використанням сучасних складних телеметричних систем, які застосовуються в основному для проводки глибоких скерованих свердловин. Встановлено, що є потреба в простих, ефективних методах та засобах дослідження динаміки бурильної колони і КНБК. Проведено аналіз ускладнень, що виникають під час роботи бурильної колони у скерованих свердловинах. Зазначено, що крім втрати статичної та динамічної стійкості, прихоплень та жолобоутворень, особливе місце мають втомні пошкодження, що суттєво мінімізують працездатність як КНБК, так і бурильної колони в цілому.

Виконано аналіз силової взаємодії бурильної колони із стінками скерованої свердловини за умови її локального контакту. Визначено окремі важливі аспекти силового аналізу бурильної колони, складеної за “принципом нарощуваного кінематичного ланцюга гнучкими елементами та контактування цих елементів із циліндричною криволінійною в’яззю”. Як показують результати теоретичних досліджень для прогнаних ділянок колон з діаметрами 73, 102, 127 та 168мм для видимого частотного діапазону нижня межа тривалості динамічного контактування в середньому становить $6 \div 8$ с, а верхня $10 \div 18$ с. Максимальні значення динамічних реакцій при цьому становили 1141Н, 786Н, 1497Н, 2218Н. Параметри динамічного контактування орієнтованих КНБК слід врахувати при розрахунках пружно-дисипативних сил та напружено-деформованого стану ділянок бурильних труб.

2. Розроблено розрахункові схеми та моделі для дослідження динаміки бурильної колони за наявності динамічних навантажень та в'язко-пружного контактування зі стінками скерованої свердловини. Отримано рівняння рівноваги на момент остаточного впирання ділянки БК у стінку скерованої свердловини, та залежності для визначення реакції стінок скерованої

свердловини під час в'язко-пружного контактування. Для окремого випадку встановлено, що для роботи бурильної колони з орієнтованою КНБК та ГВД на ділянці із похило-скерованим профілем свердловини при осьовому навантаженні на долото 120-150 кН амплітудне значення контактних сил та сили тертя відповідно становить 3,2 кН та 1,1кН. При цьому видимий частотний діапазон їх зміни становить 7-17Гц, а спектральна щільність зміни – 3-5 Н²с.

За результатами проведених досліджень встановлено ряд особливостей, при експлуатації бурильних колон, укомплектованими секціями СБТ, ТБТ. Зафіксовано більший вплив суцільної сталеві колони на сили притискання та тертя у порівнянні з компоновкою із секціями ЛБТ чи ТБТ в діапазоні частот 8-22 Гц, що відповідає частоті обертання долота 70-80 об/хв. Застосування секції ТБТ на криволінійних ділянках свердловини призводить до зменшення амплітуди коливань сил тертя у вузькому діапазоні частот 5-8 Гц при частоті обертання долота 60 об/хв за рахунок збільшення “гнучкості” системи труб. Степінь зміни контактних сил та сил тертя труб об стінки свердловини залежить від місця встановлення ЛБТ чи ТБТ в бурильній колоні, їх довжини та геометричних розмірів довжин півхвиль прогину.

3. Розроблено математичну модель для дослідження стійкості просторово деформованої бурильної колони у скерованій свердловині під дією сил стиску та розтягу, а також крутного моменту. Отримано результати чисельного дослідження динамічної стійкості в умовах складного просторового деформування. Зокрема, для розглянутих компоновок, величина динамічної складової зміни кутової швидкості для перерізу 20 м складає 0,4%, для перерізу 60 м складає 0,2 м, а для перерізу 100 м – 0,5%. Встановлено збільшення абсолютного значення динамічної складової крутного моменту: для перерізу з координатою 20 м воно складає 28,4 Нм, а для перерізу 60 м – 38,78 Нм.

Зафіксовано появу динамічних складових поперечних сил в січеннях колони, що пояснюється особливістю її динаміки в складному деформованому

стані при наявності обертання колони системою верхнього приводу. Проведене імітаційне моделювання показало адекватність створеної математичної моделі, можливість її використання для дослідження різних динамічних явищ, що виникають при спорудженні похило-скерованих свердловин.

4. На основі отриманих теоретичних досліджень з метою оцінки технічного стану елементів КНБК у скерованій свердловині розроблено методику прогнозування втомної довговічності бурильних труб за складного деформованого стану. Здійснено розрахунок довговічності замкового різьбового з'єднання 3-171 ОБТ Ø203 відповідно до промислових даних, гірничо-геологічних і техніко-технологічних умов буріння свердловини Добрівлянська-13 ТОВ "Карпатська бурова компанія". Встановлено, що для вказаного періоду, умов та режиму буріння свердловини розрахункова довговічність замкового різьбового з'єднання 3-171 ОБТ Ø203 до появи втомного руйнування з урахуванням динамічного контактування із стінками свердловини та втрати динамічної стійкості БК становить 824 год.

На основі співставлення фактичного часу роботи (1052 год.) та розрахункової довговічності з'єднання 3-171 з урахуванням динамічного контактування (824 год.) встановлено, що його робота протягом надлишкових 228 год стала передумовою виникнення втомного пошкодження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Новіков В. Д. Підвищення ефективності буріння свердловин роторним способом із застосуванням багатоопорних компоновок низу бурильної колони : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Новіков Володимир Дмитрович ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1998. 17 с.
2. Василюк Ю. М. Вплив динамічних процесів у бурильній колоні на роботу тришарошкових доліт: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Василюк Юрій Михайлович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2002. 20с.
3. 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.
4. Mohammad Fazaelizadeh. Real time torque and drag analysis during directional drilling. A thesis submitted to faculty of graduate studies in partial fulfilment of the requirements for the degree of doctor of philosophy. Technical University of Calgary. 2013. 200 pages.
5. Burak Kağan Çağlayan. Torque and drag applications for deviated and horizontal wells: a case study. In partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Science in Petroleum and Natural Gas Engineering Department, Technical University Middle East. 2014. 115 pages.
6. 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.
7. Васько І. С. Удосконалення методики проектування та проводки похило-скерованих свердловин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.

техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Васько Ігор Станіславович ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1998. 17с.

8. Юрич А. Р. Удосконалення методів проектування та технології використання неорієнтованих компоновок низу бурильної колони: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.15.06 "Розробка нафтових та газових родовищ" / Юрич Андрій Романович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 18 с.

9. Юрич Л. Р. Удосконалення технології буріння свердловин з врахуванням стану породоруйнівного інструменту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Л. Р. Юрич ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2021. 19 с.

10. Долик Р. М. Вибір неорієнтованих компоновок низу бурильної колони для буріння свердловин роторним способом : дис. ... канд. Техн. Наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин": Дата захисту 04.10.18 / Р. М. Долик. Івано-Франківськ, 2018. 187с.

11. 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.

12. Чернова М. Є. Розвиток наукових основ підвищення ефективності буріння глибоких похило-скерованих свердловин (для умов нафтогазових родовищ України): автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / М. Є. Чернова ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 43с.

13. Воєвідко І. В. Розробка теоретичних основ і технічних засобів для підвищення точності проведення спрямованих свердловин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Воєвідко Ігор Володимирович ; Івано- Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2007. 30с.

14. Кунцяк Я. В. Розробка та впровадження комплексу технічних засобів і технологій буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин (для умов нафтогазових родовищ України) : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Кунцяк Ярослав Висильович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 38с.

15. 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.

16. Чернов Б. О. Методи підвищення роботоздатності бурильних і обсадних колон у нафтових і газових свердловинах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук : спец. 05.15.10 "Буріння свердловин" / Чернов Борис Олександрович ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1999. 34с.

17. 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.

18. Рачкевич І. О. Прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони з врахуванням складного деформованого стану: дис. ... канд. техн. наук: спец. 133 – Галузеве машинобудування. Івано-Франківськ, 2021. 157с.

19. Янишевський А. Я. Прогнозування зносу та залишкового ресурсу елементів бурильної колони: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової і газової промисловості" / Янишевський Андрій Ярославович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2008. 18 с.

20. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Джус Андрій Петрович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 20с.

21. Гриджук Я. С. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони при вібраційному навантаженні: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Гриджук Ярослав Степанович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 20 с.

22. Яциняк І. І. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони із урахуванням критерію подібності втомного руйнування: автореф. дис. на здобуття наук. канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової і газової промисловості" / І. І. Яциняк; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 20с.

23. Zheng, Jiahao. Fatigue estimation of drill-string and drill-pipe threaded connection subjected to random loadings. Masters thesis, Memorial University of Newfoundland. 2015. 125p.

24. Васишин В. Я. Підвищення працездатності різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Васишин Віталій Ярославович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 20 с.

25. Петрина Д. Ю. Втомні властивості бурильних труб при екстремальних режимах буріння свердловин : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Петрина Дмитро Юрійович ; Івано-Франків. держ. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1999. 18 с.

26. Гриців В. В. Удосконалення методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колони: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд.

техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Гриців Василь Васильович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 20 с.

27. Фафлей О. Я. Підвищення втомної міцності двоопорних замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колон: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / О. Я. Фафлей; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2021. 20с.

28. Hyun Yup Lee. Drillstring Axial Vibration and Wave Propagation in Boreholes // Submitted to the Departement of Ocean Engineering on May 15, 1991 in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy.

29. Rong-Juin Shyu. Bending Vibration of Rotating Drill Strings // Submitted to the Departement of Ocean Engineering on August 4, 1989 in partial fulfillment of the requirements for the Degree of Doctor of Philosophy.

30. Чабан Н. І. Удосконалення методу оцінки технічного стану бурильних та насосно-компресорних труб: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Н. І. Чабан ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 20с.

31. Тирлич В. В. Забезпечення безаварійної роботи бурильних труб з виявленими експлуатаційними дефектами: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / В. В. Тирлич ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 20с.

32. Salihu B. M. Stress analysis of drillstring threaded connections. Doctor of Philosophy. Cranfield University 2011. 346p.

33. Claudia Stelzer. Drillpipe Failure and its Prediction. Master Thesis Mining University Leoben. Chair for Drilling Engineering. Leoben in October 2007. 119p.

34. Карпаш О. М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец.

05.15.07 "Машини та агрегати нафтової і газової промисловості" / Карпаш Олег Михайлович; Івано-Франків. дер. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.

35. Витязь О. Ю. Розвиток наукових основ оцінки роботоздатності колон бурильних та гнучких труб: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.12 "Машини нафтової і газової промисловості" / О. Ю. Витязь ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2021. 40 с.

36. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Івасів Василь Михайлович ; Івано-Франків. держ. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.

37. Лисканич М. В. Підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони в умовах вібраційного навантаження: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Лисканич Михайло Васильович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2005. 34с.

38. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : спец. 05.15.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / Артим Володимир Іванович ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2010. 36 с.

39. Левчук К. Г. Удосконалення наукових основ моделювання динамічних процесів ліквідації прихоплень бурильного інструмента: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.12 "Машини нафтової та газової промисловості" / К. Г. Левчук ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2019. 40с.

40. Гриджук, Ярослав Степанович 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 "Машини нафтової і газової промисловості" / Я. С. Гриджук ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2020. 36 с.

41. Чудик І. І. Врахування каверно- і жолобоутворення при проектуванні неорієнтованих КНБК [Текст] / І. І. Чудик, А. А. Юрич, А. А. Козлов // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2007. № 2(23). С. 45-50.

42. Чудик І. І. Вплив кривизни стовбура свердловини на статичні форми рівноваги неорієнтованих КНБК / І. І. Чудик, А. А. Козлов // Науковий вісник ІФНТУНГ. 2006. № 1(13). С. 50-54.

43. Чудик І. І. Удосконалення методики розрахунку сил притискання опор неорієнтованих КНБК до стінок свердловини [Текст] / І. І. Чудик // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2008. № 3(28). С. 35-41.

44. Чудик І. І. Розширення технологічних можливостей орієнтованих компоновок низу бурильної колони / І.І. Чудик, А.М. Лівінський, І. Я. Білецька // Науковий вісник. 2017. № 2(43). С. 26-32.

45. Fischer F. J. Analysis of Drillstrings in Curved Boreholes: Fall Meeting of the Society of Petroleum Engineers of AIME, Houston, Texas, 1974-10-06, 1974. DOI: 10.2118/5071-MS.

46. Rocheleau D. N., Dareing D. W. Effect of Drag Forces on Bit Weight in High-Curvature Well Bores. Journal of Energy Resources Technology. 1992: Vol. 114 № 3. P. 175–180. DOI: 10.1115/1.2905938.

47. Wu J., Juvkam-Wold H. C. Helical Buckling of Pipes in Extended Reach and Horizontal Wells—Part 2: Frictional Drag Analysis. Journal of Energy Resources Technology. 1993: Vol. 115 № 3. P. 196–201. DOI: 10.1115/1.2905993.

48. Wu J., Juvkam-Wold H. C., Lu R. Helical Buckling of Pipes in Extended Reach and Horizontal Wells—Part 1: Preventing Helical Buckling. Journal of Energy Resources Technology. 1993: Vol. 115 № 3. P. 190–195. DOI: 10.1115/1.2905992.

49. Payne M. L., Abbassian F. Advanced Torque-and-Drag Considerations in Extended-Reach Wells. SPE Drilling & Completion. 1997: Vol. 12 № 01. P. 55–62. DOI: 10.2118/35102-PA.

50. Ho H.-S. An Improved Modeling Program for Computing the Torque and Drag in Directional and Deep Wells. SPE Annual Technical Conference and Exhibition: SPE Annual Technical Conference and Exhibition, Houston, Texas, 02.10.1988 - 05.10.1988, 1988. DOI: 10.2118/18047-MS.

51. Johancsik C. A., Friesen D. B., Dawson R. Torque and Drag in Directional Wells-Prediction and Measurement. Journal of Petroleum Technology. 1984: Vol. 36 № 06. P. 987–992. DOI: 10.2118/11380-PA.

52. Tikhonov V., Valiullin K., Nurgaleev A., Ring L., Gandikota R., Chaguine P., Cheatham C. Dynamic Model for Stiff String Torque and Drag. SPE/IADC Drilling Conference: All Days, Amsterdam, The Netherlands, 05.03.2013 - 07.03.2013, 2013. DOI: 10.2118/163566-MS.

53. Mitchell R. F., Miska S., Aadnøy B. S. Fundamentals of drilling engineering. Richardson, TX: Society of Petroleum Engineers, 2011: Vol. v.12: SPE Textbook Series. 710 p. ISBN: 978-1-55563-338-7.

54. Mason C. J., Chen D. C.-K. Step Changes Needed To Modernize T&D Software. SPE/IADC Drilling Conference: SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, 20.02.2007 - 22.02.2007, 2007. DOI: 10.2118/104609-MS.

55. Musa N., Gulyayev V., Shlyun N., Aldabas H. Critical Buckling of Drill Strings in Cylindrical Cavities of Inclined Bore-Holes. Journal of Mechanics Engineering and Automation. 2016: Vol. 6 № 1. DOI: 10.17265/2159-5275/2016.01.004.

56. Melakhessou H., Berlioz A., Ferraris G. A Nonlinear Well-Drillstring Interaction Model. Journal of Vibration and Acoustics. 2003: Vol. 125 № 1. P. 46. DOI: 10.1115/1.1523071.

57. Tikhonov V. S., Safronov A. I., Gelfgat M. Y. Method of Dynamic Analysis for Rod-in-Hole Buckling. ASME 8th Biennial Conference on Engineering

Systems Design and Analysis: Volume 3: Dynamic Systems and Controls, Symposium on Design and Analysis of Advanced Structures, and Tribology, Torino, Italy, 04.07.2006 - 07.07.2006, 2006. P. 25–32. DOI: 10.1115/ESDA2006-95059.

58. Christoforou A. P., Yigit A. S. Dynamic modelling of rotating drillstrings with borehole interactions. *Journal of Sound and Vibration*. 1997: Vol. 206 № 2. P. 243–260. DOI: 10.1006/jsvi.1997.1091.

59. Tran Q.-T., Nguyen K.-L., Manin L., Andrianoely M.-A., Dufour R., Mahjoub M., Menand S. Nonlinear dynamics of directional drilling with fluid and borehole interactions. *Journal of Sound and Vibration*. 2019: Vol. 462. P. 114924. DOI: 10.1016/j.jsv.2019.114924.

60. Nguyen K.-L., Tran Q.-T., Andrianoely M.-A., Manin L., Baguet S., Dufour R., Mahjoub M., Menand S. Nonlinear rotordynamics of a drillstring in curved wells: Models and numerical techniques. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2020: Vol. 166. P. 105225. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2019.105225.

61. Wang N., Cheng Z., Lu Y., Jiang W., Zhou J., He B., Ren G. A multibody dynamics model of contact between the drillstring and the wellbore and the rock penetration process. *Advances in Mechanical Engineering*. 2015: Vol. 7 № 5. DOI: 10.1177/1687814015582117.

62. Gulyayev V., Shlyun N. Influence of friction on buckling of a drill string in the circular channel of a bore hole. *Petroleum Science*. 2016: Vol. 13 № 4. P. 698–711. DOI: 10.1007/s12182-016-0122-5.

63. Ma Y., Hong D., Cheng Z., Cao Y., Ren G. A multibody dynamic model of the drilling system with drilling fluid. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016: Vol. 8 № 7. P. 168781401665670. DOI: 10.1177/1687814016656703.

64. Ren F., Wang B., Zhao L., Zhu A. Experimental Investigation and Analysis of Dynamic Buckling of Drill String in Horizontal Well. *Shock and Vibration*. 2017: Vol. 2017. P. 1–15. DOI: 10.1155/2017/1658435.

65. Long Y., Wang X., Wang P., Zhang F. A Method of Reducing Friction and Improving the Penetration Rate by Safely Vibrating the Drill-String at Surface. *Processes*. 2023: Vol. 11 № 4. P. 1242. DOI: 10.3390/pr11041242.

66. Wang X., Chen P., Rui Z., Jin F. Modeling Friction Performance of Drill String Torsional Oscillation Using Dynamic Friction Model. *Shock and Vibration*. 2017: Vol. 2017. P. 1–14. DOI: 10.1155/2017/4051541.

67. Mitchell R. F. Tubing Buckling – The State of the Art. *SPE Drilling & Completion*. 2008: Vol. 23 № 04. P. 361–370. DOI: 10.2118/104267-PA.

68. 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.

69. Samuel R., Kumar A. Effective Force and True Force, 2012/1/1/. *SPE*. DOI: 10.2118/151407-MS.

70. Mitchell R. F. Forces on Curved Tubulars Caused By Fluid Flow. *SPE Production & Facilities*. 1996: Vol. 11 № 01. P. 30–34. DOI: 10.2118/25500-PA.

71. Li Z. Fundamental Equations for Dynamical Analysis of Rod and Pipe String in Oil and Gas Wells. *SPE Journal*. 1999. P. 1–5.

72. Wang P., Ni H., Wang X., Wang R., Lu S. Research on the characteristics of earthworm-like vibration drilling. *Journal of Petroleum Science and Engineering*. 2018: Vol. 160. P. 60–71. DOI: 10.1016/j.petrol.2017.10.027.

73. Mitchell R. F. Comprehensive Analysis of Buckling With Friction. *SPE Drilling & Completion*. 1996: Vol. 11 № 03. P. 178–184. DOI: 10.2118/29457-PA.

74. Goicoechea H. E., Buezas F. S., Rosales M. B. A non-linear Cosserat rod model for drill-string dynamics in arbitrary borehole geometries with contact and friction. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2019: Vol. 157-158. P. 98–110. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2019.04.023.

75. Li F., Ma X. Overview of the Development of Rotary Steerable Systems. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020: T. 799. DOI: 10.1088/1757-899X/799/1/012005.

76. Гридчук 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. DOI: 10.31471/1993-9868-2024-2(42)-61-70.

77. Kai-Dong Chen · Jia-Qi Chen · Di-Feng Hong · Xiao-Yu Zhong · ZaiBin Cheng · Qiu-Hai Lu · Jia-Peng Liu · Zhi-Hua Zhao · Ge-Xue Ren. Efficient and high-fidelity steering ability prediction of a slender drilling assembly. Received: 19 January 2019 / Revised: 26 April 2019 © Springer-Verlag GmbH Austria, part of Springer Nature 2019. <https://doi.org/10.1007/s00707-019-02460-5>

78. Система MWD Bench Tree. Технічні характеристики. www.ungs-drilling.com.ua/ua/tool/54

79. MWD/LWD. Engineer Guide. Schlumberger. https://www.academia.edu/37819232/Schlumberger_Engineer_Guide_MWD/LWD

80. Tao Zhang , Wenjie Zhang, Zhuoran Meng , Jun Li, Miaorui Wang. Research on High-Frequency Torsional Oscillation Identification Using TSWOA-SVM Based on Downhole Parameters. Processes 2024, 12, 2153. <https://doi.org/10.3390/pr12102153>.

81. Qiang Liu , Bo Zhou , Feng Chen, Ning Li , Junfeng Xie , Mifeng Zhao , Qinfeng Di, Chun Feng, Shengyin Song, Chengxian Yin. Optimal design and nonlinear dynamic characteristics of titanium /steel drill pipe composite drill string for ultra-deep drilling. Scientific Reports (2023) 13:20491 <https://doi.org/10.1038/s41598-023-47156-y>

82. Lixin Li, Jin Wang, Yingmei Yu, Yifei Xing, Fengyan Zhang, Yi Zhang, Yanyan Li. A Review of the Research and Development of High-Frequency Measurement Technologies Used for Nonlinear Dynamics of Drillstring. Shock and Vibration. Volume 2021, Article ID 8821986, 27 pages. <https://doi.org/10.1155/2021/8821986>

83. Jin Wang, Qilong Xue, Lixin Li, Leilei Huang, Fangtao Li, Baolin Liu. Influence of flex-sub on mechanical properties of rotary steerable drilling system. Mechanical. Sciences, 11, 2020. P.285–297. <https://doi.org/10.5194/ms-11-285-2020>

84. Mihiran Galagedarage Don *, Geoff Rideout. Fatigue life prognosis of an oil well drill string using cascaded dynamic models. Applications in Engineering Science 15 (2023) 100142. <https://doi.org/10.1016/j.apples.2023.100142>

85. Yadong Li, Minghu Nie, Kaili Hu , Hao Chen, Zhongxi Zhu, Mu Qiao. Drill pipe joints fatigue analysis and optimization under special working conditions. Journal of Physics: Conference Series. 2691 (2024) 012018. <https://doi:10.1088/1742-6596/2691/1/012018>

86. Biao Liu, Zhongxi Zhu, Jun Zhang, Wanneng Lei, Baichuan Wu. Fatigue failure analysis of drilling tools for ultra-deep wells in shunbei Block. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 423 (2018) 012190 <https://doi:10.1088/1757-899X/423/1/012190>

87. Мислюк М.А., Рибчич І.Й., Яремійчук Р.С. Буріння свердловин. Довідник у п'яти томах. Т. V. Ускладнення. Аварії. Екологія. К., Інтерпрес. 2004. 376 с.

88. Шавранський В.М. Система контролю параметрів для запобігання виникненню ускладнень при бурінні свердловин на нафту і газ. Нафтогазова енергетика. 2011. № 1(14). С. 91-98.

89. Talgat Kizayeva, Sonny Irawana, Javed Akbar Khana, Sumeer Ahmad Khanc, Baoping Caib, Nazia Zebd, Dennis Delali, Kwesi Wayo. Factors affecting drilling incidents: Prediction of suck pipe by XGBoost model. The 7th International Conference on New Energy and Future Energy Systems (NEFES 2022), 7th NEFES, 25–28 October 2022, Nanjing, China. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.03.083>

90. Аніськовцев О.В., Чарковський В.М., Непомнящий А.С., Щербатюк І.Д., Середюк В.Д. Планування рішень в ускладнених умовах буріння свердловин на нафту й газ. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2008. № 3(28). С. 5-10.

91. Горелкін А.А. Аналіз причин аварій при бурінні вертикальних свердловин великого діаметра. Науковий вісник НГУ, 2012, № 5. С. 18-22.

92. Hua Tong, and Yongbo Shao. Mechanical Analysis of DS in Horizontal Directional Drilling. Appl. Sci. 2022, 12, 3145. <https://doi.org/10.3390/app12063145>

93. Вайсберг Г.Л., Римчук Д. В. Фонтанна безпека: Запитання. Відповіді. Харків. 2002. 474 с.

94. Лисканич М.В., Капелюх Л.О. Вплив вібрації на стабільність попереднього затягування різьбових з'єднань бурильної колони / М.В. Лисканич, Л.О. Капелюх // Нафтова і газова промисловість. 2001. №3. С. 20-22.

95. Лисканич М.В. Вплив механічних коливань на робочий стан різьбових з'єднань / М.В. Лисканич // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1998. Вип. 35 (Том 4). С. 45-52.

96. Артим В. І., Яциняк І.І, Гриців В. В., Юрич А. Р., Рачкевич Р. В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - 2012. - № 2. Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/rngr_2012_2_25.

97. Kryzhanivskyi, E.I.; Nykyforchyn, H.M.; Student, O.Z.; Krechkovska, H.V.; Chudyk, I.I. Role of Nonmetallic Inclusions in Premature Stress-Corrosion Fractures of Drill Pipes. Mater. Sci. 2020, 55, 822–830. [CrossRef].

98. Рибчич І. Й., Мислюк М. А., Василюк Ю. М. Аналіз показників роботи тришарошкових доліт у буровому управлінні «Укрбургаз». Нафтова і газова промисловість. 2007. № 3. С. 20–25.

99. Романишин Т. Л. Підвищення ефективності очищення вибоїв нафтогазових свердловин пристроями на основі постійних магнітів: дис. на здобуття на-ук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ: Ів.-Фр. нац. техн. ун-т нафти і газу, 2014. 168 с.

100. Baley L., Jones T., Belaskie J., Houwen O., Jardine S., McCann D., Orban J., and Sheppard M. Causes, Detection and Prevention. Oilfield Review 3. 1991. No. 4. P. 13–26.

101. Чудик І. І., Різничук А. І. Дослідження передумов жолобоутворення на стінках свердловини замками бурильної колони. Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. 2014. № 2 (51). С. 80–87.
102. Огородніков П. І., Світлицький В. М., Малярчук Б. М. Хвильові процеси у бурильній колоні як гнучкій системі. Нафтова і газова промисловість. 2010. №3. С.16-19.
103. Emmanuel Omojuwa, Ramadan Ahmed. Analytical modeling of axial oscillation-supported drill strings in high-angle wells. Available online 2 March 2020 0920-4105/© 2020 Elsevier B.V. All rights reserved. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.107139>.
104. Peng Wang, Hongjian Ni, Ruihe Wang. A new drilling method – Earthworm-like vibration drilling. April 11, 2018 <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0194582>.
105. 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. DOI:[10.15587/1729-4061.2019.154827](https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154827)
106. I.Chudyk, Ja. Grydzhuk. Influence of deformation parameters on drill string dynamics. Materials of the international scientific & practical conference Physical & chemical geotechnologies – 2020 (program of reports) November 04.11.2020, Dnipro. P. 45-46.
107. I. Chudyk, A. Velychkovych A., Ja. Grydzhuk. Modeling of the Inertia Properties of a Drill String Section as a Continual Bent Rotating Rod. SOCAR Proceedings No.4 (2021) 024-032 P. 24-32.
108. Бабенко А.Є., Боронко О.О., Шукаєв С.М. Механіка матеріалів і конструкцій: Навчальний посібник. К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. 191с.
109. Можаровський М.С. Теорія пружності, пластичності і повзучості: Підручник / М.С. Можаровський. К.: Вища шк., 2002. 308 с.
110. В. С. Дідковський, К. С. Дрозденко. Основи аналітичної механіки та теорії коливань. Київ КПІ ім. Ігоря Сікорського 2023. 149с.

111. 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.

112. 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.

113. Пукач П.Я. Методи аналізу динамічних процесів у нелінійних неавтономних механічних системах різної структури. Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня док. техн. наук: спец. 05.02.09 “Динаміка та міцність машин” / П.Я. Пукач. Львів, 2014. 40с.

114. Emmanuel Omojuwa, Ramadan Ahmed. Analytical modeling of axial oscillation-supported drillstrings in high-angle wells. Available online 2 March 2020 0920-4105/© 2020 Elsevier B.V. All rights reserved. <https://doi.org/10.1016/j.petrol.2020.107139>.

115. Jialin Tian, Chunming Wu, Lin Yang, Zhi Yang, Gang Liu, Changfu Yuan. Mathematical Modeling and Analysis of Drill String Longitudinal Vibration with Lateral Inertia Effect. Correspondence should be addressed to Jialin Tian; tianjialin001@gmail.com and Chunming Wu; 1769752908@qq.com Received 16 July 2015; Revised 8 January 2016; Accepted 17 January 2016.

116. Wang X, Yuan Z. Investigation of frictional effects on the nonlinear buckling behavior of a circular rod laterally constrained in a horizontal rigid cylinder. *J Pet Sci Eng*. 2012;90–91:70–8. doi:10.1016/j.petrol.2012.04.011.

117. Liu X, Vlajic N, Long X, et al. Nonlinear motions of a flexible rotor with a drill bit: stick-slip and delay effects. *Nonlinear Dyn*. 2013;72:61–77. doi:10.1007/s11071-012-0690-x.

118. Liu X, Vlajic N, Long X, et al. Coupled axial-torsional dynamics in rotary drilling state-dependent delay: stability and control. *Nonlinear Dyn*. 2014b;78(3):1891–906. doi:10.1007/s11071-014-1567-y.

119. X. Wang, H. Ni, and R. Wang. Modeling and analyzing the movement of drill string while being rocked on the ground,” Journal of Natural Gas Science Engineering, pp. 39-28, 2017.

120. I. Chudyk, A. Velychkovych, A, Ja . Grydzhuk. Modeling of the Inertia Properties of a Drill String Section as a Continual Bent Rotating Rod, SOCAR Proceedings No.4 (2021) 024-032 – P. 24-32. doi.org/10.5510/OGP20210400610

121. Velichkovich, A. S., Dalyak T. M. Assessment of stressed state and performance characteristics of jacketed spring with a cut for drill shock absorber. Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3. P. 188-193.

122. Pashechko Mykhailo, Гридчук Я.С., Аль Танакчі Ахмед. Розширення технологічних можливостей комплексу для вимірювання динамічних параметрів бурильного інструменту. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Датчики, прилади та системи – 2021». 20 - 24 вересня 2021 року Черкаси – Херсон – Лазурне. (Тези конференції).

123. Pashechko Mykhailo, Гридчук Я.С., Михайлів А.Б., Кондур Т.І., Аль Танакчі Ахмед. Деякі особливості застосування давачів для вимірювання параметрів коливань нафтогазового обладнання. X Міжнародна науково-технічна конференція «Датчики, прилади та системи – 2023». 12 - 14 вересня 2023 року Черкаси.

124. Božena Gajdzik, Yaroslav Grydzhuk, Michał Bembenek, Liubomyr Ropyak, Mykhaylo Pashechko, Orest Slabyi, Ahmed Al-Tanakchi, Tetiana Pryhorovska. Evaluation of Frictional Interactions of Drill Strings, Equipped with Steel, Titanium, and Aluminum Pipes, with Well Bore Holes. Energies 2023, (19). P. 85-91.

125. Чудик І.І., Лавинюкова Т.Г., Гридчук Я.С., Гнатківський В.М. Дослідження процесів обертання бурильної колони у викривленій свердловині в середовищі бурового розчину. Породоруйнівний і металообробний інструмент – техніка та технологія виготовлення і застосування. Київ, 2011. Вип.14. С. 102-108.

126. Nitin Sharma, Brian Donadieu and Sidney Huval; Baker Hughes. Downhole Optimization Sub Consistently Maximizes and Minimizes Risk in Both Drilling and Well Intervention Operations. Texas, April 12-14, 2011. This conference was sponsored by the American Association of Drilling Engineers. www.aade.org/app/.../AADE-11-NTCE-60.

127. Гриджук Я.С. Моделювання поздовжніх коливань бурильної колони в середовищі MapleSim / Я.С. Гриджук // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: X Міжнародна науково-технічна конференція "вібрації в техніці та технологіях", 11-13 жовтня 2011р.: Укр. міжвід. наук.-тех. зб. Львів, 2011. №45. С. 31-37.

128. Гриджук Я.С., Слабий О.О., Аль-Танакчі А., Кондур Т.І., Мохній І.Ю. Сучасні тенденції комп'ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні – 2024». 5 - 9 лютого 2024 року. Івано-Франківськ – Яремче.

129. 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.

130. 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.

131. 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.

132. 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.

133. Bai Y., Bai Q. Subsea pipelines and risers. Amsterdam. London: Elsevier, 2005. 841 p. ISBN: 0-080-4456-67.

134. 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.
135. Schiesser W. E., Griffiths G. W. A compendium of partial differential equation models. Cambridge. New York: Cambridge University Press, 2009. 474 p. ISBN: 0511576277.
136. Дубенець В.Г., Хільчевський В.В., Савченко О.В. Основи методу скінченних елементів: Навчальний посібник. Чернігів: ЧДТУ, 2007. 288 с.
137. Овчаренко В.А., Подлєсний С.В., Зінченко С.М. Основи методу кінцевих елементів і його застосування в інженерних розрахунках: Навчальний посібник. Краматорськ: ДДМА, 2008. 380 с.
138. Rachkevych R.V., Chudyk I.I., Rachkevych I.A., Al-Tanakchi A. Application of fuzzy logic for risk assessment of investment projects. SOCAR Proceedings. 2022;(SP2): P. 1-8.
139. Kryzhanivs'kyi, E. I., Hrabovs'kyi, R. S., Vytyaz', O. Y. (2018). Consideration of the geometry of corrosion-fatigue cracks in assessing residual life of long-term operation objects. Materials Science, 5, 647-655.
140. Kryzhanivskyi, Ye., Vytyaz, O., Tyrlych, V., et al. (2021). Evaluation of the conditions of drill pipes failure during tripping operations. SOCAR Proceedings, 1, 36-48.

ДОДАТОК А

**МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМЕОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ
БУРИЛЬНИХ ТРУБ ЗА СКЛАДНОГО ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ**

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
**ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ**

«ЗАТВЕРДЖЕНО»
Директор ТОВ «Ендейвер»
 Д.І. Піддубний
«_____» _____ 2021 р.

**МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ
ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ЗА СКЛАДНОГО
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ**

«ПОГОДЖЕНО»
Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ
 Б.А. Тершак
«_____» _____ 2021 р.

м. Івано-Франківськ, 2021

1 РОЗРОБЛЕНО:

**Івано-Фраківський національний технічний університет
нафти і газу**

РОЗРОБНИКИ:

Проректор з наукової роботи ІФНТУНГ

Чудик І.І., доктор технічних наук, професор;

завідувач кафедрою будівництва та

енергоефективних споруд Артим В.І., доктор

технічних наук, професор;

Рачкевич І. О., аспірантка кафедри нафтогазових

машин та обладнання;

Аль Танакчі Ахмед, аспірант кафедри буріння

свердловин

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ

ЗМІСТ

	ст.
1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2 АБРЕВІАТУРИ ТА ПОЗНАЧЕННЯ	4
3 ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ТА МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ....	5
3.1 Теоретичні засади.....	5
3.2 Математичні моделі напівеліптичної втомної тріщини.....	9
3.3 Твердотільна тривимірна модель ділянки БТ з тріщиною	14
4 АЛГОРИТМ ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ.....	19
БІБЛІОГРАФІЯ.....	22

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Дана методика поширюється на буріння нафтових і газових свердловин і регламентує порядок розрахунку довговічності бурильних труб за складного деформованого стану.

1.2 Дана методика призначена для використання при бурінні свердловин буровою організацією _____

1.3 Вимоги цієї методики є обов'язковими при проектуванні та виборі режимно-технологічних параметрів, техніки й технології буріння свердловини.

2 АБРЕВІАТУРИ ТА ПОЗНАЧЕННЯ

Нижче подано аббревіатури, вжиті в цій методиці, та визначення позначених ними понять:

БТ – бурильна труба

БК – бурильна колона

КІН – коефіцієнт інтенсивності напружень

КДВР – кінетична діаграма втомного руйнування

3 ТЕОРЕТИЧНІ ЗАСАДИ ТА МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ

Незважаючи на те, що більшу частку нафти і газу Україна імпортує, видобування власної вуглеводневої сировини проводиться значними обсягами. Кількість похило-скерованих і горизонтальних свердловин, які при цьому споруджуються, невпинно зростає. Як наслідок, ускладнюються умови експлуатації БК. Вони зазнають дії осьових сил як розтягу так і стиску, суттєвих згинальних і крутних моментів. Відтак, одночасна дія нормальних і дотичних напружень, які при цьому виникають у поперечному перерізі БТ, призводить до протікання втомних процесів у їх матеріалі, та, зрештою, відмов.

Досягнути зменшення кількості аварій з БК, при їх складній деформації за вказаних вище умов, можна шляхом визначення кількості циклів навантаження до настання критичного стану, або, іншими словами, прогнозування втомної довговічності.

3.1 Теоретичні засади

Перспективним напрямком удосконалення та розвитку методів прогнозування втомної довговічності елементів БТ є застосування механіки руйнування, основні положення якої полягають в наступному:

- 1) в процесі виготовлення та експлуатації, під дією зовнішніх факторів і різних механізмів деградації, в матеріалі виникають і розвиваються дефекти;
- 2) комплексною характеристикою опору втоми металів і сплавів є КДВР (див. рисунок 3.1).

КДВР – це S-подібна крива, яка часто будується в логарифмічних координатах і є залежністю між швидкістю росту втомної тріщини ($lg(v)$ або $lg(dl/dN)$) і розмахом або максимальною величиною КІН ($lg(\Delta K)$ або $lg(K_{max})$).

При цьому, основними характеристиками циклічної тріщиностійкості матеріалів, що впливають з даної діаграми, є наступні:

K_{th} , ΔK_{th} – відповідно порогове значення або пороговий розмах КІН, нижче якого втомна тріщина не поширюється (англ. «*Threshold*» – поріг);

K_{fc} , ΔK_{fc} – відповідно критичне значення або розмах критичного значення КІН, при якому відбувається втомне руйнування (англ. «*Fatigue critica*» – втома критична).

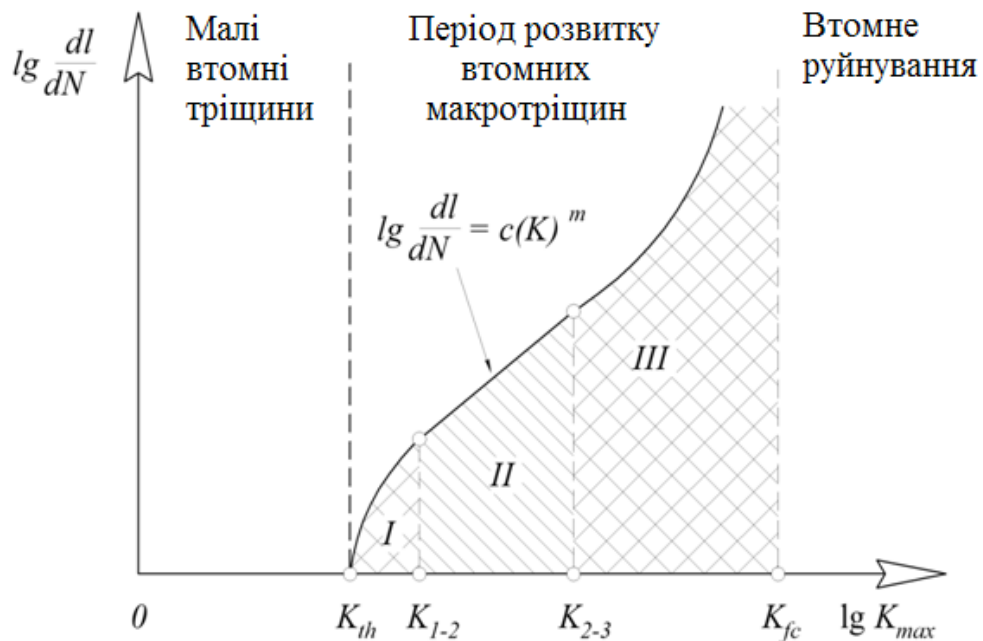


Рисунок 3.1 – КДВР

Як бачимо, на S-подібній кривій КДВР (див. рисунок 3.1) можна виділити три ділянки, кожна з яких характеризується своїми феноменологічними фізичними закономірностям розвитку тріщин.

Ділянка I – область низьких швидкостей, стадія припорогового зростання втомної тріщини ($0 < dl/dN < 5 \cdot 10^{-5}$ мм/цикл).

Ділянка II – лінійна ділянка, що описується степеневою залежністю П. Паріса. Період стабільного зростання втомної тріщини ($5 \cdot 10^{-5} < dl/dN < 10^{-3}$ мм/цикл).

Ділянка III – область високих швидкостей, стадія прискореного (нестабільного) зростання втомної тріщини ($dl/dN > 10^{-3}$ мм/цикл). Закінчення цієї стадії характеризується переходом до повного руйнування матеріалу та

долому зразка. Тривалість цього періоду зазвичай мала, в порівнянні з попередніми, й тому його часто не приймають до уваги.

Найбільш важлива – це друга ділянка, на якій спостерігається лінійна залежність, у логарифмічних координатах, між швидкістю розвитку тріщини та розмахом або максимальним значенням КІН. Саме цей період зростання втомної тріщини визначає довговічність конструкції й в аналітичному вигляді описується формулою П. Паріса:

$$v = \frac{dl}{dN} = C(K)^m, \text{ або } v = \frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (3.1)$$

$$\Delta K = K_{max} - K_{min},$$

де C, m – коефіцієнт пропорційності та емпіричний параметр, що залежить від властивостей матеріалу й характеризує ступінь крихкості відповідно [1, 2];

$K, (\Delta K)$ – КІН який характеризує поля напружень біля вершини тріщини (розмах КІН за цикл навантаження) [1];

K_{max}, K_{min} – максимальна та мінімальна величина КІН за цикл навантаження.

Загалом, K або (ΔK) , у рівнянні (3.1), є функціями прикладених навантажень, геометрії тіла та тріщини [2].

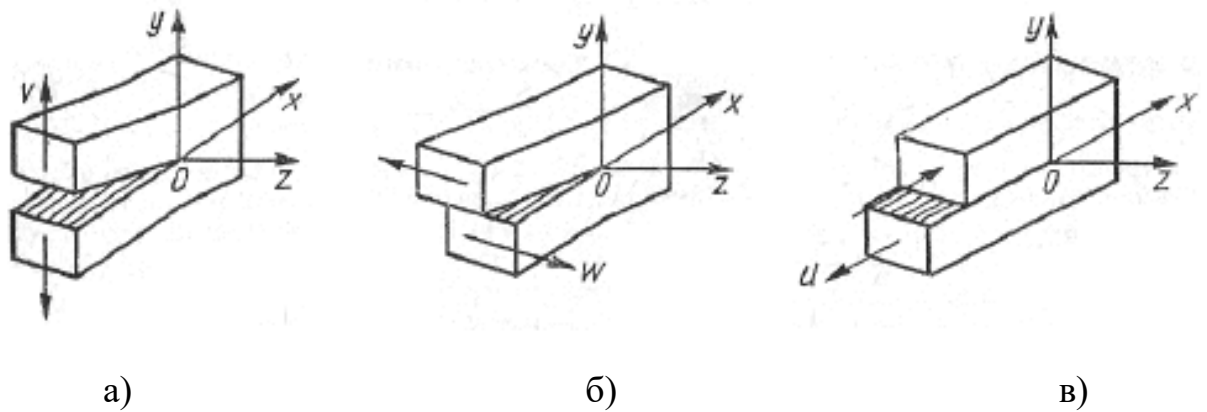
Відтак, одним з найважливіших завдань при прогнозуванні довговічності елементів БТ, використовуючи положення механіки руйнування, є, власне, визначення величини або розмаху КІН. У найпростішому випадку плоскої деформації розтягу нескінченного тіла з наскрізною прямолінійною тріщиною довжиною $2l$ його величина дорівнює:

$$K_I = \sigma \sqrt{\pi l},$$

де σ – діюче напруження;

l – розмір тріщини.

При складніших випадках навантаження, деформації перед фронтом втомної тріщини можна подати в вигляді суперпозиції трьох окремих видів зміщення її поверхонь при руйнуванні (див. рисунок 3.2): нормальний відрив (зона передруйнування описується КІН K_I); поперечний зсув (зона передруйнування описується КІН K_{II}); поздовжній зсув (зона передруйнування описується КІН K_{III}).



а) – тип 1 (нормальний відрив); б) – тип 2 (поперечний зсув);
в) – тип 3 (поздовжній зсув)

Рисунок 3.2 – Основні типи зміщень поверхонь тріщини

Як можна побачити з рисунка 3.2, аналізуючи напрямки переміщень v , w та u , для поверхневих тріщин, які зароджуються та поширюються в БТ, найбільш характерними є 1-й та 2-й типи зміщення їх поверхонь. Отже, можна припустити, що зона передруйнування, при поширенні таких втомних дефектів, описується двома КІН: K_I й K_{II} .

Для врахування одночасного впливу K_I та K_{II} на кінетику поширення втомної тріщини, скористаємося поняттям так званого еквівалентного КІН K_{eqv} , який визначається за формулою [3]:

$$K_{eqv} = \sqrt{K_I^2 + 1,78K_{II}^2}. \quad (3.2)$$

Умова міцності при руйнуванні перевіряється відповідно до нерівності

$$K_{eqv} \leq K_{Ic}. \quad (3.3)$$

Авторами даної роботи рівняння (3.2, 3.3) використовуються для дослідження міцності товстостінних циліндричних оболонок із тріщинами. Тож, задача добре відповідає конструкції БТ.

Для подальших викладень, запишемо рівняння (3.2) у вигляді:

$$K_{eqv} = f(p, h), \quad (3.4)$$

де p – напруження в небезпечному перерізі;

h – глибина напівеліптичної втомної тріщини по діаметру БТ.

Явний вигляд рівності (3.4) отримується шляхом апроксимації дискретних значень K_{eqv} , що отримані в процесі тривимірного моделювання ділянки БТ з інтегрованою напівеліптичною тріщиною.

Відтак, формула для прогнозування втомної довговічності в циклах навантаження буде наступною

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c(K_{eqv})^m} = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \left(\frac{dh}{c(f(p, h))^m} \right). \quad (3.5)$$

3.2 Математичні моделі напівеліптичної втомної тріщини

Під-час тривимірного моделювання, розміщення напівеліптичної тріщини по відношенню до елементу БТ задається трьома параметрами: положенням локальної системи координат тріщини; довжинами великої та малої півосей еліпса, що описує її фронт. Тож дані параметри повинні бути визначені.

Розглянемо загальний випадок, коли центр еліпса, який є твірною фронту втомної тріщини, знаходиться в довільному місці на діагоналі кола, що окреслює зовнішню поверхню тіла труби (див. рисунок 3.3). В даному випадку, відомими є зовнішній (R) та внутрішній (r) радіуси труби; відстань по діагоналі від точки, що лежить на осі труби, до нижньої точки фронту тріщин (h_B); відстань по діаметру між нижньою та крайньою точками фронту тріщини (h_F); глибина тріщини по діаметру (h); половина відстані по хорді між крайніми точками фронту тріщини (l). Необхідно визначити, еліпс із якими геометричними параметрами (a, b, h_D) описуватиме дану тріщину.

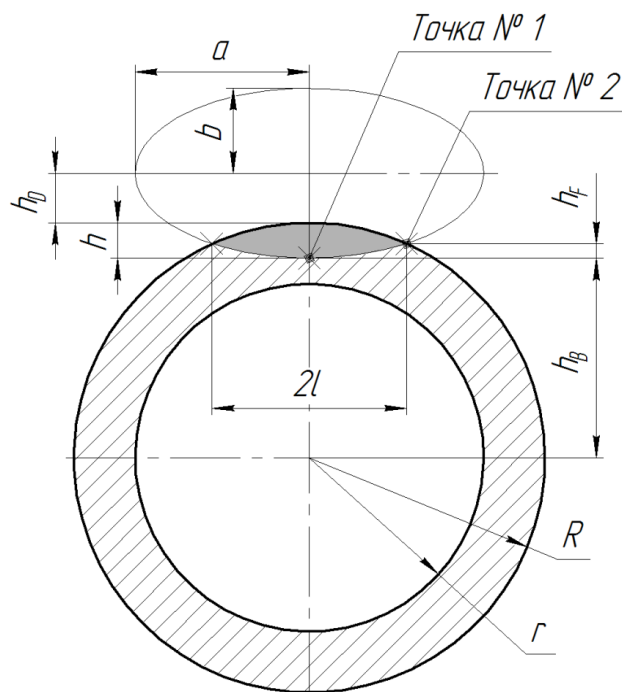


Рисунок 3.3 – Поперечний переріз тіла БТ з напівеліптичною втомною тріщиною

Припустимо, що $a=kb$. Тоді, використовуючи рівняння еліпса в декартових координатах і рисунок 3.3, можемо записати:

$$\frac{x^2}{(kb)^2} + \frac{(y - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \quad (3.6)$$

Для визначення величин b та h_D запишемо систему рівнянь, яку отримано шляхом підстановки у вираз (3.6) координат точок № 1 та № 2:

$$\begin{cases} \frac{(h_B - (R + h_D))^2}{b^2} = 1, \\ \frac{l^2}{(kb)^2} + \frac{(h_B + h_F - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (3.7)$$

Часто, під час практичних розрахунків, немає можливості детально ідентифікувати розміри тріщини з тим, щоб отримати точно положення та розміри напівосей еліпса, який її описуватиме згідно з системою (3.7). Для даного випадку модифікуємо наведені вище обчислення.

Припустимо, що центр еліпса (див. рисунок 3.3) лежить на поверхні БТ (див. рисунок 3.4).

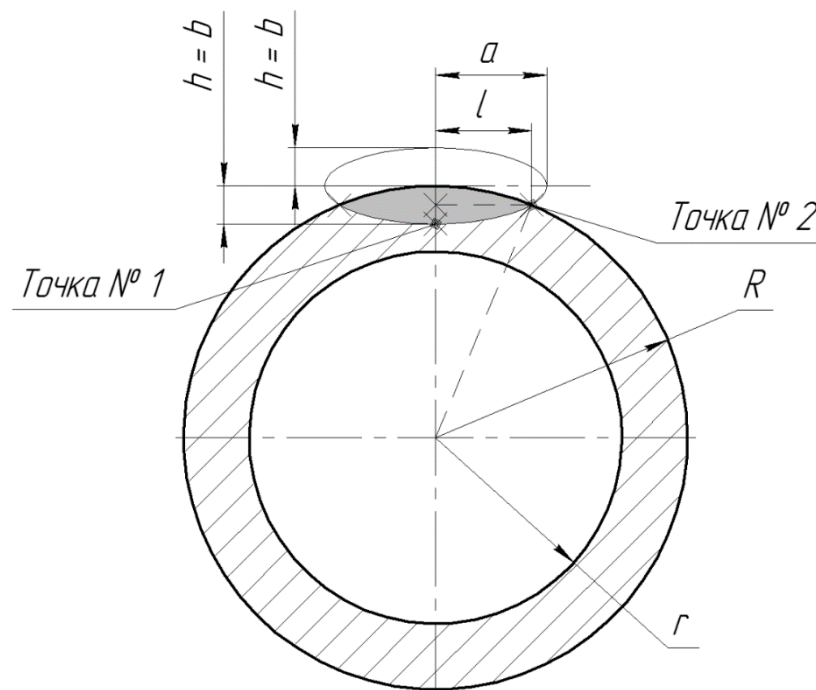


Рисунок 3.4 – Поперечний переріз тіла БТ з напівеліптичною втомною тріщиною (модифікована / спрощена модель)

Відтак формула (3.6) переписеться в вигляді:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{(y - R)^2}{b^2} = 1. \quad (3.8)$$

Тоді, глибина тріщини $h = b$. Координата «Точки № 1» становить $(0; R - h)$, а «Точки № 2» – $(l; (R_2 - l_2)^{1/2})$. У рівність (3.8), підставимо координати другої точки:

$$\frac{l^2}{a^2} + \frac{(\sqrt{R^2 - l^2} - R)^2}{h^2} = 1.$$

Після низки простих перетворень отримаємо:

$$a = \frac{h l}{\sqrt{h^2 - (\sqrt{R^2 - l^2} - R)^2}}. \quad (3.9)$$

Отже, задавши глибину тріщини по діаметру h , напівширину l та зовнішній радіус небезпечного перерізу R , можемо визначити довжину більшої напівосі еліпса a (див. рисунок 3.4 та формулу (3.9)). Саме розміри a та b слід використовувати при твердотільному моделюванні напівеліптичної втомної тріщини, що поширюється в тілі БТ, а, точніше, для визначення КІН перед її фронтом.

Враховуючи специфіку навантаження БК, площина, в якій розповсюджується напівеліптична тріщина, не завжди перпендикулярна до осі БТ. Це явище можна пояснити опираючись на класичні положення опору матеріалів. Як відомо, при крученні, вали руйнуються по поверхні, що нахилена до їх осі під кутом 45° (див. рисунок 3.5) [4], оскільки саме на цих площинах діють найбільші нормальні напруження розтягу.

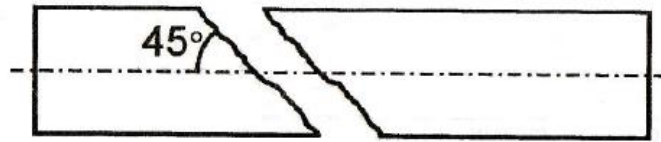


Рисунок 3.5 – Типовий вигляд зруйнованого валу, що зазнав навантаження кручення

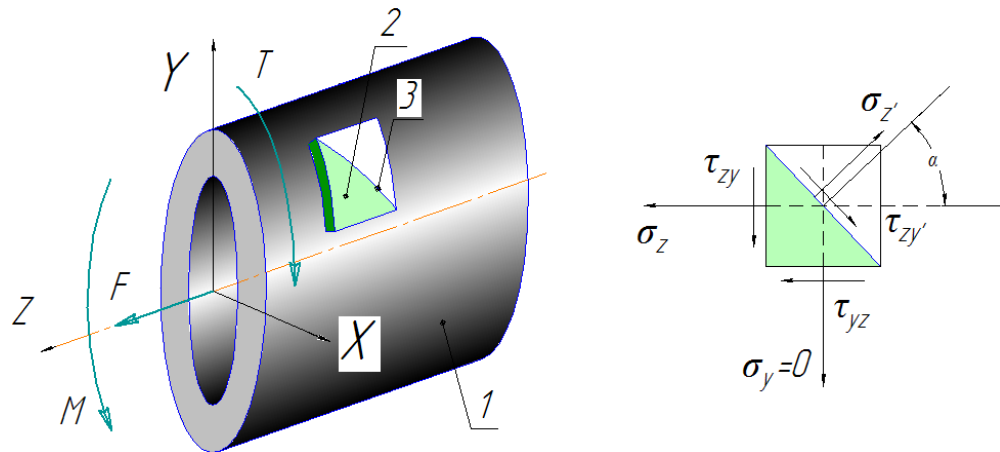
В той же час, у стрижнях, які зазнають осьового розтягу або стиску, чи навантажені чистим згином, максимальні нормальні напруження виникають саме в поперечному перерізі [4]. Якщо припустити, що, під час експлуатації, БТ зазнає дії одночасно осьової сили, згинальних і крутних моментів, поверхня, де виникають максимальні нормальні напруження, не обов'язково залишається перпендикулярною до осі труби.

Відтак, розглянемо ділянку БТ 1 (див. рисунок 3.6), на яку діють вищезазначені зовнішні зусилля. На її поверхні виділимо елемент 2. Крива 3 відображає частину проекції деякого нахилоного перерізу на поверхню БТ. Напруження, що діятимуть на гранях елемента 2, відображено також на рисунку 3.6.

Згідно з класичними положеннями опору матеріалів можемо записати наступні залежності

$$\sigma_{z'} = \sigma_z \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{zy} \sin 2\alpha; \quad (3.10)$$

$$\tau_{zy'} = -(\sigma_z - \sigma_y) \frac{\sin 2\alpha}{2} + \tau_{zy} \cos 2\alpha.$$



1 – ділянка трубної колони; 2 – елемент стінки ділянки трубної колони;
3 – частин проєкції деякого нахиленого перерізу на поверхню БТ

Рисунок 3.6 – Напружений стан елемента стінки трубної колони

Прирівнявши до нуля результат диференціювання рівності (3.10) по α , можемо визначити деякий кут α_0 , який вказує на положення перерізу БК з максимальним нормальним напруженням:

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{2\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_y} \right).$$

3.3 Твердотільна тривимірна модель ділянки БТ з тріщиною

Визначення КІН (K_I , K_{II} , K_{eqv}), особливо для об'єктів із складною геометрією, є надзвичайно важкою методичною задачею. Особливо, це стосується випадків зовнішнього навантаження, що породжують у небезпечному перерізі з тріщиною одночасно нормальну силу, згинальний та крутний моменти. Саме така ситуація спостерігається в випадку аналізу колон БТ.

Одним із шляхів практичного вирішення даної задачі – використання методу скінченних елементів, що реалізовується в багатьох програмних

продуктах, серед яких «AnSYS». Тож подальші розрахунки проведено саме в ньому.

Для моделювання вибираємо БТ з привареним кінцем (див. рисунок 3.7). Такий тип, на даний час, найбільш широко вживаний на практиці. Зазвичай, при переході від тіла до висадженої частини БТ виникають місця концентрації напружень, які й стають осередками зародження втомних тріщин, зокрема із напівеліптичною формою фронту.

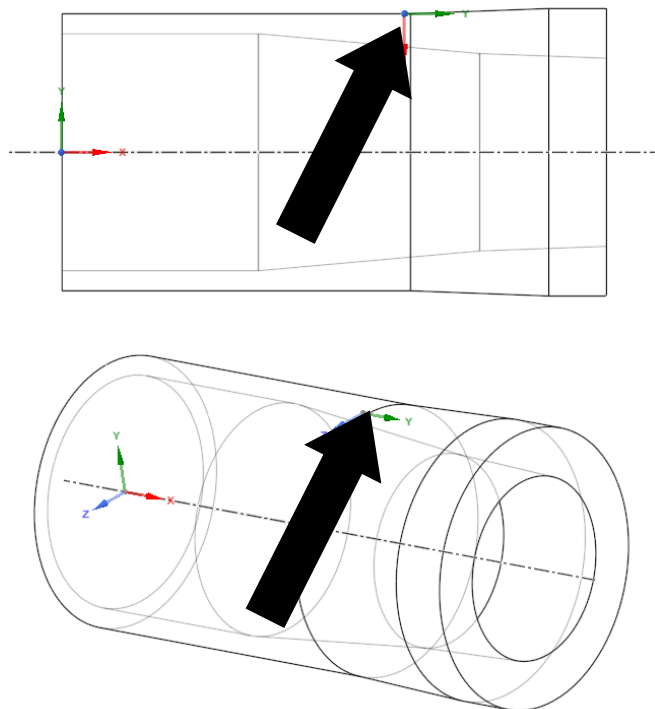


Рисунок 3.7 – Тривимірна модель ділянки БТ в околі переходу від тіла до висадженої частини

Стрілками (див. рисунок 3.7) позначено локальну систему координат, відносно якої буде інтегруватися напівеліптична втомна тріщина (див. рисунок 3.8).

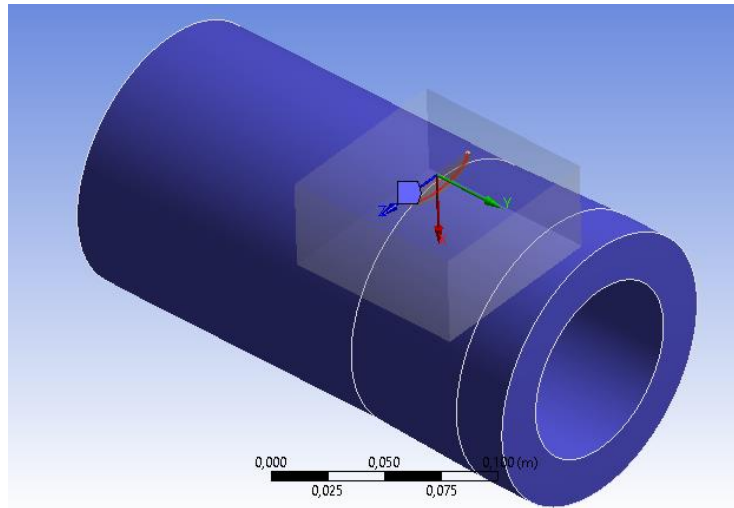


Рисунок 3.8 – Напівеліптична втомна тріщина інтегрована в ділянку БТ

На наступному етапі проводиться генерація сітки скінченних елементів (див. рисунок 3.9).

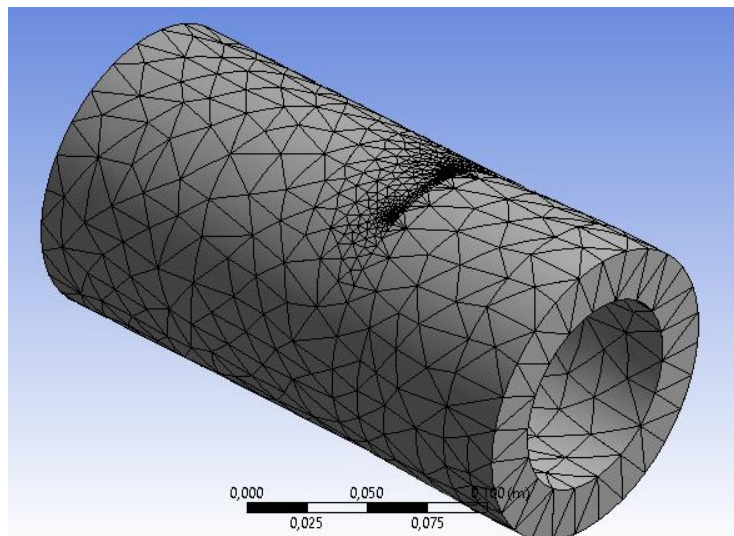
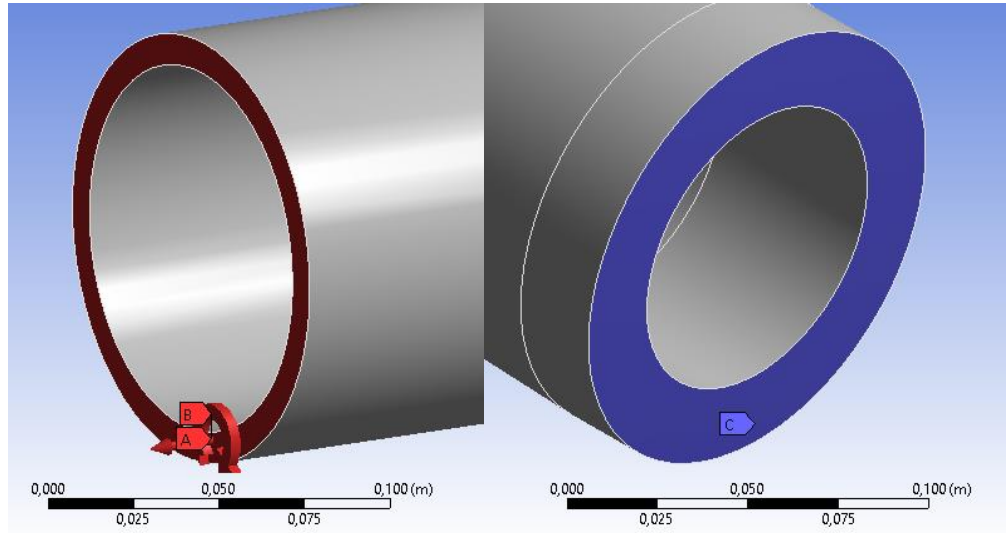


Рисунок 3.9 – Генерація сітки скінченних елементів по об'єму ділянки БТ з напівеліптичною тріщиною

Далі, необхідно задати зовнішні навантаження та фіксування поверхонь моделі. Як було вказано вище, БТ зазнають дії осьової сили, згинального та крутного моментів. Прикладемо їх до моделі (див. рисунок 3.10). Також, здійснено жорстке фіксування протилежної поверхні моделі (див. рисунок 3.10).

Загалом, варто зазначити, що величини осьової сили та моментів отримуються шляхом аналізу напружено-деформованого стану ділянки колони БТ у заданих експлуатаційних умовах.



А – осьова сила; В – комплексний момент, який враховує дію згинального та крутного моментів; С – жорстке фіксування поверхні

Рисунок 3.10 – Зовнішні навантаження та фіксування, що прикладені до моделі ділянки БТ

Після здійснення вищезазначених кроків, проводиться розрахунок, в результаті якого отримуються епюри необхідних напружень (див. рисунок 3.11) та КІН перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини (див. рисунок 3.12).

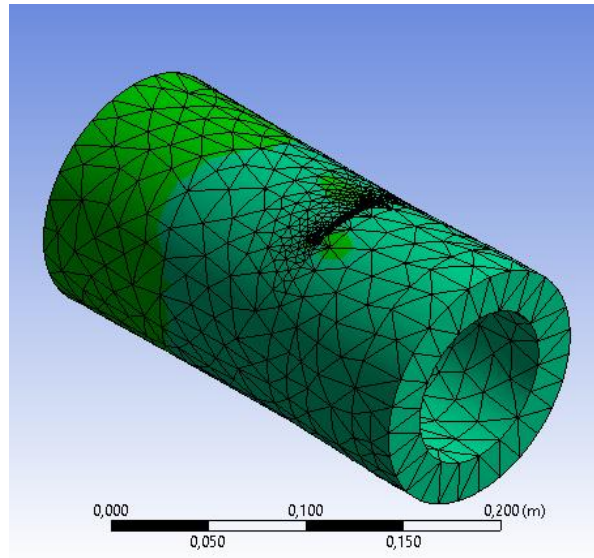


Рисунок 3.11 – Епюра нормальних напружень на поверхні моделі ділянки БТ

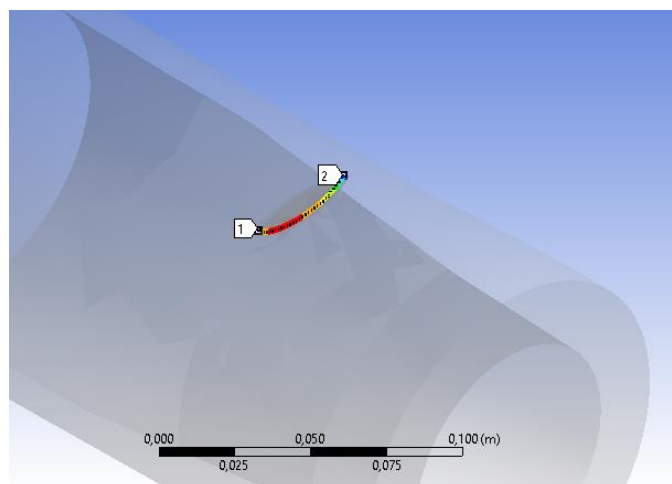


Рисунок 3.12 – Епюра K_I перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини

Загалом, викладені вище аналітичні дослідження слід повторити для заданих навантажень, змінюючи розміри тріщини та фіксуючи відповідну їм величину K_I та K_{II} з подальшим розрахунком K_{eqv} за формулою (3.2).

4 АЛГОРИТМ ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ

Відобразимо результати викладеного вище теоретичного матеріалу в вигляді, придатному для практичного використання. Для цього, рівність (3.4) запишемо в вигляді

$$K_{eqv} = a_2 h^2 + a_1 h + a_0. \quad (4.1)$$

В свою чергу, праву частину формули (4.1) підставимо в рівняння (3.5). В результаті отримаємо

$$N = \int_{h_m}^{h_{cr}} \frac{dh}{c(a_2 h^2 + a_1 h + a_0)^m}. \quad (4.2)$$

Відтак, формулу (4.2) можна використовувати для практичних потреб при прогнозуванні втомної довговічності в циклах навантаження (N) бурильних труб умовним діаметром 127 мм із привареними кінцями у випадку розповсюдження напівеліптичної втомної тріщини поблизу висадженої частини. Для розрахунків можна використовувати наступні величини змінних і констант: $h_{in} = 0,8 \times 10^{-3}$ м; $h_{cr} = 11 \times 10^{-3}$ м; $c = 4,61 \times 10^{-12}$; $m = 3,83$.

Рівність (4.2) може бути записана в вигляді, що дає можливість отримувати розрахункову довговічність у годинах механічного буріння t :

$$t = \frac{N}{60 n},$$

де n – частота обертання ротора, об/хв.

Для отримання коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівності (4.1), нами проведено розрахунки, використовуючи підхід описаний в розділі 3 даної методики. Обчислення здійснено для діапазону зміни: а) осьової сили $0 - 3 \times 10^6$ Н

(діапазон зміни нормального напруження в поперечному перерізі БТ 0 – 608 МПа); б) крутного моменту 0 – 6×10^4 Н·м (діапазон зміни дотичного напруження в поперечному перерізі БТ 0 – 238 МПа). Результати розрахунків наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Значення коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівностей (4.1) і (4.2) для заданих комбінацій зовнішнього навантаження бурильної колони

Осьова сила, Н	Крутний момент, Н·м	Нормальне напруження, МПа	Дотичне напруження, МПа	a_2	a_1	a_0
0	0	0	0	0	0	0
500000	0	101	0	-50169	1792	3,303
1000000	0	203	0	-10629	3639	6,518
1500000	0	304	0	-16063	5461	9,784
2000000	0	406	0	-21376	7281	13,02
2500000	0	507	0	-26511	9090	16,29
3000000	0	608	0	-32891	10994	19,42
0	10000	0	40	-10629	3639	6,518
500000	10000	101	40	-78683	2262	3,495
1000000	10000	203	40	-11667	3895	6,642
1500000	10000	304	40	-16006	5569	9,896
2000000	10000	406	40	-23676	7546	12,89
2500000	10000	507	40	-27455	9244	16,28
3000000	10000	608	40	-32774	11060	19,56
0	20000	0	79	-45342	1492	2,465
500000	20000	101	79	-89790	2782	4,504
1000000	20000	203	79	-14219	4522	7,168
1500000	20000	304	79	-21801	6381	9,900
2000000	20000	406	79	-78683	2262	3,495
2500000	20000	507	79	-33188	10001	16,04
3000000	20000	608	79	-31954	11139	19,81
0	30000	0	119	-74255	2289	3,634
500000	30000	101	119	-95977	3366	5,691
1000000	30000	203	119	-17121	5052	7,842
1500000	30000	304	119	-23446	6762	10,52
2000000	30000	406	119	-32404	8791	13,14
2500000	30000	507	119	-33378	10153	16,51
3000000	30000	608	119	-35234	11691	19,99
0	40000	0	159	-10032	3054	4,861
500000	40000	101	159	-13049	4165	6,769

Продовження табл. 4.1

Осьова сила, Н	Крутний момент, Н·м	Нормальне напруження, МПа	Дотичне напруження, МПа	a_2	a_1	a_0
1000000	40000	203	159	-17031	5516	9,087
1500000	40000	304	159	-24687	7304	11,32
2000000	40000	406	159	-31067	9019	14,00
2500000	40000	507	159	-35842	10667	16,99
3000000	40000	608	159	-43480	12754	19,78
0	50000	0	198	-10810	3703	6,221
500000	50000	101	198	-14125	4803	8,11
1000000	50000	203	198	-20626	6304	9,980
1500000	50000	304	198	-25228	7789	12,46
2000000	50000	406	198	-32690	9509	14,78
2500000	50000	507	198	-38831	11283	17,44
3000000	50000	608	198	-40170	12651	20,81
0	60000	0	238	-15020	4590	7,271
500000	60000	101	238	-19043	5755	9,016
1000000	60000	203	238	-21677	6909	11,17
1500000	60000	304	238	-25879	8305	13,54
2000000	60000	406	238	-33362	10017	15,83
2500000	60000	507	238	-38625	11614	18,50
3000000	60000	608	238	-44527	13436	21,03

В таблиці 4.1 окремо виділено комірки, що відповідають комбінаціям навантаження, для яких діюче значення еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напруження буде перевищувати критичну величину, що відповідає прискореному (нестабільному) зростанню втомної тріщини та є неприйнятним для експлуатації БК.

БІБЛІОГРАФІЯ

1. B. M. Salihu. *Stress analysis of drillstring threaded connections* . Doctor of Philosophy. Cranfield University 2011. 346p.
2. Ленковський Т.М. Метод оцінювання циклічної тріщиностійкості сталей за поперечного зсуву: дис... канд. техн. наук: 01.02.04. Тернопіль, 2015. 145 с.
3. Лепихин П.П., Ромащенко В.А., Бейнер О.С. Численное исследование динамической прочности толстостенных цилиндрических оболочек с технологическими особенностями типа трещин. *Проблемы прочности*. 2005. № 1. С. 76 – 87.
4. Стоцький Ф.І. Технічна механіка: Курс лекцій. Івано-Франківськ, 2000. 384с.

Ключові слова: бурильна труба, втомна довговічність, коефіцієнт інтенсивності напружень, напівеліптична тріщина.

Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ, к.т.н., доцент



Б.А. Тершак

Автори розробки:

д.т.н., професор



І.І. Чудик

д.т.н., професор



В.І. Артим

аспірант кафедри нафтогазових
машин та обладнання



І.О. Рачкевич

аспірант кафедри буріння
свердловин



Аль Танакчі
Ахмед

Нормоконтролер



М.П. Ільків

ДОДАТОК Б
СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

1. 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. **(Фахове видання України).**

2. 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. **(Фахове видання України).**

3. Rachkevych R.V., Chudyk I.I., Rachkevych I.A., Al-Tanakchi A. Application of fuzzy logic for risk assessment of investment projects. SOCAR Proceedings Special Issue No. 2 (2022) 001-008. P. 1-8. **(Видання, що індексується в базі Scopus).**

4. Božena Gajdzik, Yaroslav Grydzhuk, Michał Bembenek, Liubomyr Ropyak, Mykhaylo Pashechko, Orest Slabyi, Ahmed Al-Tanakchi, Tetiana Pryhorovska. Evaluation of Frictional Interactions of Drill Strings, Equipped with Steel, Titanium, and Aluminum Pipes, with Well Bore Holes. Energies 2023, (19). P. 85-91. **(Видання, що індексується в базі Scopus та Web of Science).**

5. 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. **(Фахове видання України).**

6. Pashechko Mykhailo, Гриджук Я.С., Аль Танакчі Ахмед. Розширення технологічних можливостей комплексу для вимірювання динамічних параметрів бурильного інструменту. Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції «Датчики, прилади та системи – 2021». 20 - 24 вересня 2021 року Черкаси – Херсон – Лазурне. **(Тези конференції).**

7. Pashechko Mykhailo, Gridjuk Ya.S., Mykhailiv A.B., Kondur T.I., Al-Tanackhi Ahmed. Деякі особливості застосування давачів для вимірювання параметрів коливань нафтогазового обладнання. X Міжнародна науково-технічна конференція «Датчики, прилади та системи – 2023». 12 - 14 вересня 2023 року Черкаси. **(Тези конференції).**

8. Gridjuk Ya.S., Slabiy O.O., Al-Tanackhi A., Kondur T.I., Mohniy I.Yu. Сучасні тенденції комп'ютерного моделювання для дослідження роботи бурильної колони. Матеріали XII Міжнародної науково-технічної конференції «Прогресивні технології в машинобудуванні – 2024». 5 - 9 лютого 2024 року. Івано-Франківськ – Яремче. **(Тези конференції).**