

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Рачкевич Ірина Олександрівна

Гриф _____

Прим. № _____

УДК 622.24.053.6

ДИСЕРТАЦІЯ

Прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони
з врахуванням складного деформованого стану

(назва дисертації)

133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва спеціальності)

13 – Механічна інженерія

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня доктора філософії

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

_____ І.О. Рачкевич

(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Артим Володимир Іванович, д-р техн. наук, професор

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Івано-Франківськ 2021

АНОТАЦІЯ

Рачкевич І.О. Прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони з врахуванням складного деформованого стану. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора філософії за спеціальністю 133 – «Галузеве машинобудування». Підготовка дисертації здійснювалась в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу. Захист дисертації відбудеться в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу, 2021 р.

Дисертація присвячена вирішенню важливого науково-технічного завдання прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони з врахуванням нормальних і дотичних напружень в її поперечному перерізі.

В роботі набув подальшого розвитку метод оцінки напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони, яка знаходиться в довільно викривленому стовбурі свердловини з параметрами, що задаються за результатами промислової інклінометрії та профілометрії та піддається впливу осьової сили, згинального та крутного моментів. Для розрахунків використано тверdotільне моделювання системи «ділянка бурильної колони – фрагмент стовбура свердловини» з подальшим застосуванням методу скінченних елементів. Це дало можливість здійснювати обчислення, враховуючи геометричні розміри замкових різьбових з'єднань бурильних труб і їх положення відносно стінок стовбура свердловини. Додатково існує можливість враховувати фізико-механічні властивості гірської породи.

Доопрацьовано методику визначення критичного зусилля стиску існуючого пристрою для керування траєкторією свердловини за допомогою тверdotільного моделювання пакету пружних оболонок. Це дає можливість більш точно задавати

осьову силу, яка діє на відхильник, з метою ефективного керування траєкторією свердловини.

Вдосконалено лабораторний стенд для дослідження деформацій і напружень у трубних колонах, які знаходяться в довільно викривленому стовбурі свердловини. Зокрема проведено доопрацювання навантажувального вузла з метою реалізації ним осьових зусиль як розтягу, так і стиску. Завдяки цьому з'явиться можливість фізичного моделювання ділянок бурильних колон, які знаходяться як вище, так і нижче нейтрального перерізу.

Набув подальшого розвитку метод прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони на основі механіки руйнування. Зокрема, розроблено твердотільну тривимірну модель висадженої частини бурильної труби з напівеліптичною втомною тріщиною в небезпечному перерізі. При цьому модель навантажується осьовою силою, згинальним і крутним моментами. Це дає можливість визначати коефіцієнти інтенсивності напружень нормального відриву та поперечного зсуву перед фронтом втомної тріщини враховуючи як нормальні так і дотичні напруження в площині її поширення з подальшим розрахунком кількості циклів до настання критичного стану.

Ключові слова: колона бурильних труб; похило-скерована свердловина; осьове навантаження; згинальний та крутний моменти; напружено-деформований стан; нормальне та дотичне напруження; втомна довговічність; напівеліптична тріщина; коефіцієнт інтенсивності напружень.

ANNOTATION

Rachkevych I.O. Prognosis of the drill string elements fatigue longevity with consideration of complicate deformable state. – Academic qualification scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for obtaining the academic degree of the Philosophy Doctor in specialty 133 – «Industrial machinery engineering». The dissertation is prepared in the Ivano-Frankivsk national technical university of oil and gas, 2021.

The dissertation solves important scientific-technical problem of prognosis of the drill string elements fatigue longevity with consideration of normal and shear stresses in its cross section.

Method of estimation of stress-strain state of the drill string section in the arbitrarily curved well is developed. Results of well survey are used as parameters of curved well. Axial force, bending moment and torque are taken in to account during calculations. 3D modeling of the system «drill string section – well section» is used for calculations by the finite elements method. It gives possibility to calculate with consideration of geometrical parameters of drill pipes screw joints and their positions according to well walls. There is additional possibility to take in to account of physical and mechanical parameters of rock.

Methodic of determination of the critical compression load of the device for managing of the well trajectory using 3D modeling of elastic shells packet is gotten refinement. It gives possibility to set more accurately axial load that acts on the device with purpose of more effective managing of the well trajectory.

Laboratory equipment for research of deformations and stresses in the pipe string models in the arbitrarily curved wells is improved. In particular, loading unit is upgraded by the purpose of realization of axial tension and compression force. It gives possibility of physical modeling of the drill pipes that are located higher and lower of drill string neutral cross section.

Method of prognosis of the drill string elements fatigue longevity is developed using fracture mechanics. In particular, 3D model of the upset end of the drill pipe with semi elliptical crack in its cross section is developed. The 3D model is loaded by the axial force, bending moment and torque. It gives possibility to determine stress intensity

factor for opening model and in-plane shear model of crack growth with take in to account normal and shear stresses in to dangerous cross section. Consequently, it gives possibility to calculate quantity of load cycles to critical condition.

Key words: drill string; directional well; axial load; bending moment and torque; stress-strain state; normal and shear stress; fatigue longevity; semi elliptical crack; stress intensity factor.

Список публікацій здобувача

1. Andriy Dzhus, Ruslan Rachkecyh, Andriy Andrusyak, Iryna Rachkevych, Oleksandr Hryhoruk, Serhii Kasatkin. Evaluation the stress-strain state of pumping equipment in the curvilinear sections of the well. *Management Systems in Production Engineering*. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 189 – 195. **(Індексується в базі Scopus)**.

2. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the borehole with a Cavern. *Journal of Material Science Research*. 2016. Vol. 5. No. 2. P. 128 – 146. **(Закордонне наукове періодичне видання)**.

3. Копей Б.В., Стефанишин А.Б., Рачкевич І.О. Розрахунок залишкового ресурсу насосної штанги. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 3 (64). С. 50 – 56. **(Наукове фахове видання України)**.

4. Kopey B., Artym V., Rachkevych I., Rachkevych R. Estimation of the drill pipes residual resource under the multiaxial stress state. *Technology audit and production reserves*. 2019. № 1/1 (45). P. 58 – 64. **(Наукове фахове видання України, індексується в базі Index Copernicus)**.

5. Олексюк М.П., Рачкевич Р.В., Яциняк І.І., Рачкевич І.О., Івасів В.М. Розроблення конструкції та аналіз стійкості пакету пружних оболонок пристрою для керування траєкторією свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2019. № 2 (32). С. 61 – 69. **(Наукове фахове видання України)**.

6. Rachkevych R., Ivasiv V., Bui V., Yurych L., Rachkevych I. Laboratory research of the stress-strain state of the drill string in the local bend of the well. *Technology audit and production reserves*. 2019. № 1/1 (45). P. 15 – 24. **(Наукове фахове видання України, індексується в базі Index Copernicus)**.

7. Рачкевич Р.В., Рачкевич І.О., Івасів В.М. Лабораторне моделювання напружено-деформованого стану бурильних колон у локальних перегибах свердловин. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018*: Матеріали II міжнародної науково-технічної конференції (Івано-Франківськ, 24 – 27 квіт. 2018). Івано-Франківськ, 2018. С. 234 – 236. **(Тези конференції)**.

8. Рачкевич І.О. Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини. *Science – the Future of the Word: The 5th International scientific and practical conference* (Prague, June 23 – 24. 2020). Prague, 2020. P. 131 – 136. **(Тези конференції)**.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ	14
1.1 Аварійність колон бурильних труб	14
1.2 Напружено-деформований стан колон бурильних труб.....	19
1.3 Прогнозування втомної довговічності колон бурильних труб	26
1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження	38
РОЗДІЛ 2 ЛАБОРАТОРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ПРОСТОРОВО ВИКРИВЛЕНОМУ СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ	40
2.1 Розроблення конструкції лабораторного стенду	40
2.2 Проведення лабораторних досліджень та їх результати.....	49
2.3 Висновки до розділу 2	59
РОЗДІЛ 3 НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ	61
3.1 Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини	61
3.2 Вплив положення замкових різьбових з'єднань бурильної колони на її напружено-деформований стан.....	77
3.3 Аналіз стійкості пакету пружних оболонок пристрою для керування траєкторією свердловин.....	83
3.4 Висновки до розділу 3	87

РОЗДІЛ 4 ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА СКЛАДНОГО ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	90
4.1 Прогнозування втомної довговічності бурильної труби з поверхневою напівеліптичною тріщиною з використанням тривимірного моделювання	90
4.2 Верифікація методу, що базується на основі тривимірного моделювання.....	115
4.4 Висновки до розділу 4	118
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	120
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	123
ДОДАТКИ.....	133

ВСТУП

Обґрунтування вибору теми дослідження. 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 бурильних колон. 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 бурильних труб, призводить до протікання втомних процесів у їх матеріалі, та, зрештою, відмов.

Досягнути зменшення кількості аварій з бурильними колонами можна шляхом оцінки їх напружень і деформацій з подальшим визначенням кількості циклів навантаження до настання критичного стану.

Внаслідок своєї актуальності, вказаний вище науковий напрямок широко висвітлений як у вітчизняній, так і закордонній літературі. Серед науковців, які займалися напружено-деформованим станом і втомною довговічністю бурильних колон зазначимо: Артим В.І., Григулецький В.Г., Гуляєв В.І., Івасів В.М., Карпаш О.М., Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Лисканич М.В., Мойсишин В.М., Петрина Ю.Д., Почтенний Є.К., Чернов Б.О., Чудик І.І., Янтурін А.Ш., Hongyuan Q., Roylance D., Sikal A., Sungkon H., Vinske O., Wu A. та інші. Втім, на даний час залишилися завдання, що потребують додаткових досліджень.

Так, необхідно вдосконалити методи аналізу напружено-деформованого стану бурильних колон з тим, щоб була можливість враховувати: а) геометричні параметри й положення замкових різьбових з'єднань; б) фізико-механічні властивості порід стінки свердловини. Також, потребує доопрацювання

методологія прогнозування втомної довговічності бурильних труб, враховуючи дію як нормальних так і дотичних напружень.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає в зменшенні кількості відмов бурильних колон шляхом подальшого розвитку існуючих методів прогнозування їх втомної довговічності за складного напружено-деформованого стану.

Для досягнення мети в роботі поставлено наступні **завдання:**

1) аналіз аварійності, методів і засобів дослідження напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності елементів бурильних колон;

2) розроблення методів аналізу напружено-деформованого стану бурильних колон, враховуючи геометричні параметри та положення відносно стінок свердловини їх різьбових з'єднань, а також фізико-механічні властивості гірських порід;

3) вдосконалення лабораторного обладнання для дослідження напружено-деформованого стану розтягнутих і стиснутих бурильних колон у довільно викривлених свердловинах;

4) вдосконалення методики визначення критичної сили стиску пристрою для керування траєкторією свердловини;

5) розроблення методології прогнозування втомної довговічності елементів бурильних колон, враховуючи як нормальні так, і дотичні напруження в їх поперечному перерізі;

б) перевірка адекватності запропонованих наукових підходів шляхом співставлення їх результатів із вже відомими результатами, а також результатами лабораторних досліджень.

Об'єкт дослідження: втома елементів бурильної колони спричинена складним деформованим станом.

Предмет дослідження: напружено-деформований стан і втомна довговічність елементів бурильної колони за одночасної дії нормальних і дотичних напружень.

Методи дослідження. Тривимірне твердотільне моделювання та метод скінченних елементів використано для: а) аналізу напружено-деформованого стану бурильної колони, враховуючи геометричні параметри та положення відносно стінок доволіно викривленої свердловини її різьбових з'єднань, а також фізико-механічні властивості гірських порід; 2) визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини в зоні висадженої частини бурильної труби, що навантажена осьюовою силою, згинальним і крутним моментами. Вибір даного методу дослідження обумовлений його гнучкістю в розрахунках і реалізацією в сучасних системах автоматизованого проектування.

Методи механіки руйнування використано для розрахунку еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень з метою врахування його впливу на швидкість поширення втомної тріщини, що є причиною руйнування бурильної труби.

Експериментальні методи та положення теорії подібності використано для перевірки адекватності теоретичних методів аналізу напружено-деформованого стану бурильних колон.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в отриманні якісно нових підходів щодо оцінки впливу складного деформованого стану елементів бурильної колони на її втомну довговічність. Зокрема:

– вперше розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони в доволіно викривленій свердловині, враховуючи геометричні параметри та розташування замкових різьбових з'єднань бурильних труб, а також фізико-механічні властивості порід;

– набув подальшого розвитку метод прогнозування втомної довговічності колон бурильних труб, з врахуванням нормальної сили, крутних і згинальних моментів в їх поперечному перерізі, шляхом використання еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, яка є причиною руйнування;

– вперше, кількісно та якісно, досліджено вплив на втомну довговічність орієнтації напівеліптичної тріщини відносно поперечного перерізу елемента бурильної труби при дії осьової сили, згинального та крутного моментів.

Практичне значення одержаних результатів визначається можливістю їх використання для зниження рівня втомних відмов бурильних колон, що зазнають складного деформованого стану. Зокрема:

– результати дисертаційного дослідження відображені в керівному документі «Методика прогнозування втомної довговічності бурильних труб за складного деформованого стану» (впроваджена в ТОВ «Ендейвер», див. додаток А);

– вдосконалено методику визначення залежності критичної сили стиску від кількості шарів навивки пакету пружних оболонок «Відхильника для направлено буріння» (Пат. 75251 С2 Україна, МПК Е21В 7/04, див. додаток Б);

– результати досліджень впроваджені у навчальний процес кафедри нафтогазових машин та обладнання Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача

Всі положення й висновки, математичні моделі та методи розрахунків, аналітичні залежності й результати розрахунків, що виносяться на захист, розроблені та належать особисто авторів. Робота [8] опублікована одноосібно. Із наукових праць, які опубліковані в співавторстві, на захист винесено їх основні частини, розроблені особисто дисертантом. Зокрема [1] – розроблено скінчено-елементарну твердотільну модель об'єкту дослідження, методологію розрахунку

та отримано чисельні результати; [2] – здійснено розрахунки згідно з розробленими математичними моделями; [6, 7] – розроблено конструкцію та прийнято участь у виготовленні лабораторного стенду; [3, 4] – запропоновано концепцію використання еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, здійснено розрахунки; [5] – розроблено скінчено-елементарну твердотільну модель пакету пружних оболонок і здійснено аналіз її повздовжньої стійкості.

Апробація матеріалів дисертації

Основні результати роботи доповідались та обговорювались на: II-й міжнародній науково-технічній конференції «Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018» (м. Івано-Франківськ, 2018); The 5th International scientific and practical conference «*Science – the Future of the World*» (Prague, 2020).

Структура та обсяг дисертації

Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 80 найменувань, та 2 додатків. Обсяг основного тексту становить 114 сторінок. Загальний обсяг роботи становить 158 сторінок та включає 49 рисунків і 31 таблицю.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СТАНУ ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Аварійність колон бурильних труб

Колона бурильних труб експлуатується в надзвичайно складних умовах. Як наслідок, в її матеріалі накопичуються ушкодження, зароджуються та поширюються тріщини, які, зрештою, призводять до руйнування [9-13 та ін.].

Наприклад, в роботі [14] зазначається, що втомні процеси є причиною 30% відмов бурильних труб, а в доповіді «Проектування бурильних колон», що підготовлена спеціалістами «Schlumberger», наводиться число 77% як частка втоми при руйнуванні бурильних колон.

Авторами наукової праці [10] наводяться результати промислових спостережень, частина яких відображена в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Результати промислових спостережень за напруженим станом та втомними відмовами бурильних труб [10]

Виміряна глибина, м	Нормальне напруження від згину, МПа	Втомна відмова
1	2	3
3052,44	255,359	так
3061,57	252,026	так
3070,69	263,197	так
3079,81	253,822	так
3088,93	216,738	так

Продовження таблиці 1.1

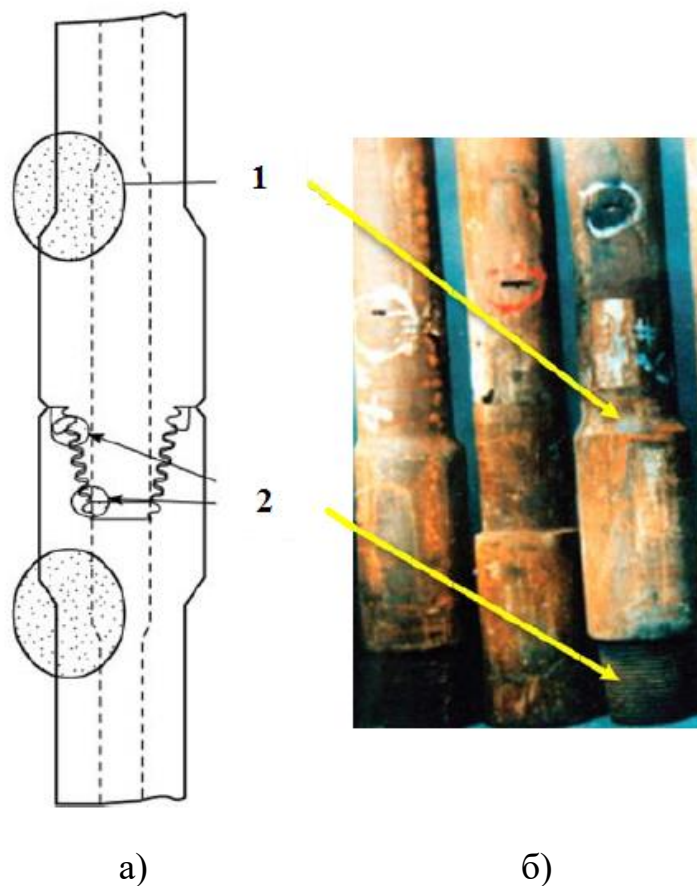
1	2	3
3098,05	94,984	ні
3107,17	228,987	так
3116,30	300,400	так
3125,42	278,093	так
3134,54	79,191	ні
3143,66	46,059	ні
3152,78	35,699	ні
3161,91	81,439	ні
3171,03	143,024	так
3180,15	158,678	так
3189,27	122,127	так
3198,39	37,757	ні

Як бачимо, авторами зафіксовано доволі високий рівень нормальних напружень від згину колони бурильних труб у викривленій ділянці свердловини, де максимальна величина становить 278 МПа, а мінімальна – 36 МПа. Зазначимо, що напруження вище 122 МПа призвели до втомної відмови колони бурильних труб. У роботі, також подані деякі механічні властивості матеріалів бурильних труб (див. таблицю 1.2).

Таблиця 1.2 – Механічні властивості матеріалів бурильних труб [10]

Градація бурильних труб	Границя втоми, МПа
G105	137,89
S135	137,89
AL2024	160

Наукова праця [15] також містить інформацію, що стосується аварійності із колонами бурильних труб. Зокрема зазначено, що останні працюють у надзвичайно екстремальних умовах: розтяг із силою до 3000 кН; частота обертання від 50 до 200 об/хв; крутний момент від 0,5 до 70 кН·м тощо. В результаті цього, в місцях концентрації напружень, таких як замкова різь і висаджена частина бурильної труби, виникають осередки втомного руйнування (див. рисунок 1.1).



а) – схематичне зображення; б) – фото
1 – висаджена частина; 2 – замкова різь

Рисунок 1.1 – Місця виникнення осередків втомного руйнування на бурильних трубах

Автори доповіді [16] зазначають, що під час буріння двох глибоких свердловин сталося три втомних відмови колони бурильних труб при експлуатації в викривленій ділянці свердловини за незначних механічних швидкостей буріння. При цьому, руйнування відбулося по тілу труби поблизу висадженої частини (див. рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Фото бурильної труби, що зазнала втомного руйнування по тілу

Висновок даної роботи поданий у вигляді умовної формули: «викривлена ділянка свердловини» + «розтяг» + «низька механічна швидкість буріння» = «втомне руйнування бурильної колони».

В роботі [12] зазначено, що, в результаті надзвичайно складних експлуатаційних умов, бурильні труби зазнають руйнування внаслідок поширення втомних тріщин (див. рисунок 1.3).

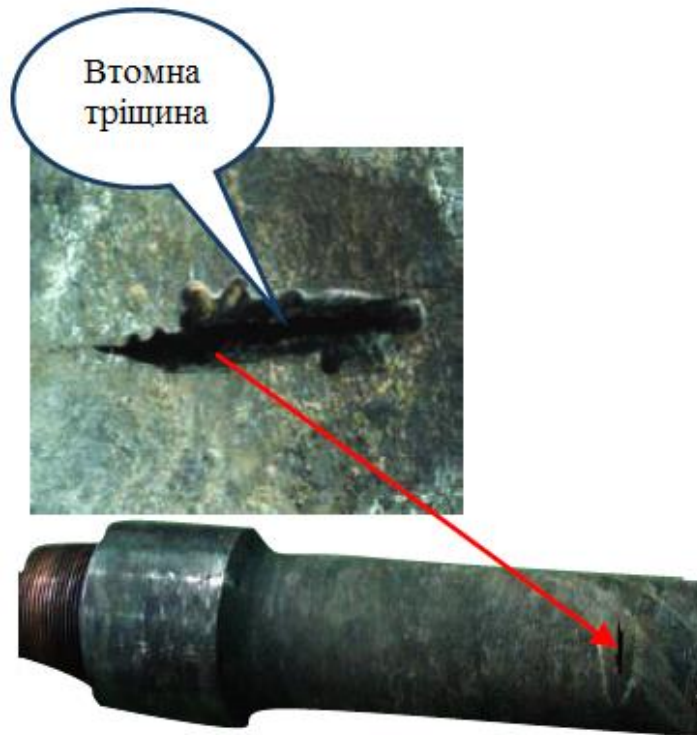


Рисунок 1.3 – Бурильна труба з втомною тріщиною

Авторами наукової статті [17] наведено дані, щодо аварійності з колонами бурильних труб. Зокрема зазначено, що в БУ «Укрбургаз» за 2015 – 2017 рр. сталося 75 відмов бурильної колони по тілу труб і 2 по замковому різьбовому з'єднанні. Основною причиною першого типу руйнувань стало: зародження мікротріщин із подальшою корозією та протіканням втомних процесів (44 випадки); втомний злам від дії змінного навантаження (19 випадків). В роботі, також проаналізовано місця та часові періоди виникнення осередків втоми.

У звіті [18], з поміж іншого, зазначається про 85 відмов колон бурильних труб на 7 родовищах. Серед них – 63 обриви, спричинені корозійною втомою, що становить 74% від їх загальної кількості.

У дисертаційному дослідженні [19] зазначається, що на долю корозійно-втомного руйнування колон бурильних труб припадає від 60 до 85 %.

1.2 Напружено-деформований стан колон бурильних труб

В процесі поглиблення свердловини, колона бурильних труб зазнає надзвичайно широкого спектру зовнішніх навантажень. Це зумовлює виникнення в її поперечному перерізі нормальної сили, згинального та крутного моментів і, як наслідок, нормальних і дотичних напружень, які можуть стати причиною втомних відмов бурильних труб. Наприклад, в роботі [20] зазначено, що внаслідок втрати стійкості, крутний момент може складати понад 50 кН·м.

Відтак, дана проблематика широко представлена в науковій літературі. В основі, зазвичай, лежать методи, які опираються на класичні поняття опору матеріалів. Наприклад, у книзі [21] зазначено, що, з врахуванням запасу міцності в 1,3, напруження згину в колоні бурильних труб не повинні перевищувати границю витривалості в відповідності з наступною умовою:

$$\sigma_{зз} = \frac{EI_0 i_{II}}{W_0} \leq \frac{[\sigma_{-1}]}{1,3}, \quad (1.1)$$

де $\sigma_{зз}$ – напруження згину в поперечному перерізі бурильної колони;

E – модуль пружності матеріалу;

I_0 – осьовий момент інерції поперечного перерізу труби по різьбі;

W_0 – осьовий момент опору поперечного перерізу труби по різьбі;

i_{II} – допустиме значення інтенсивності викривлення;

σ_{-1} – границя втомної міцності при симетричному циклі навантаження.

В роботі [22], проведено розрахунок мінімально допустимого радіусу згину бурильних труб у свердловині базуючись на законі Гука. Після ряду аналітичних перетворень авторами отримано наступну формулу

$$R > \frac{E d_z}{275790280 \cdot \left(1 - \frac{T}{785193775,3 \cdot (d_z^2 - d_w^2)} \right)^2}, \quad (1.2)$$

де R – радіус кривизни направленої свердловини;

E – модуль пружності першого роду;

d_z – зовнішній діаметр бурильних труб;

d_w – внутрішній діаметр бурильних труб;

T – осьова сила стиску.

Перевагою вище вказаних підходів, безумовно, є їх простота. Втім, у обчисленнях не враховано діаметр свердловини, вагу одиниці довжини бурильних труб, крутний момент тощо. Це означає, що використання формул на кшталт (1.1) та (1.2) не дозволяє оцінити вплив на деформацію бурильних труб їх положення по відношенню до стінок свердловини.

Загалом же, на нашу думку, дослідження пов'язані з аналізом напружено-деформованого стану бурильних колон можна умовно поділити на три групи:

1) обчислення здійснюються базуючись на згині балок або гнучких ниток [2, 23-34 та ін.];

2) використовуються положення механіки стрижнів [35-42 та ін.];

3) проводиться тривимірне моделювання з подальшим розрахунком на основі методу скінченних елементів.

В основі реалізації методів першої групи є складання та розв'язування спрощених диференціальних рівнянь пружної рівноваги осі колони бурильних труб із використанням граничних умов, що враховують особливості її взаємодії з стінками свердловини. Наприклад, Григулецьким В.Г. [32] використано наступну систему диференціальних рівнянь рівноваги для дослідження стійкості просторової форми рівноваги низу бурильної колони:

$$\begin{cases} EI \frac{d^4 u}{dz^4} + M \frac{d^3 v}{dz^3} + \frac{d}{dz} \left[(F + \lambda_{\text{жс}} - Pz) \frac{du}{dz} \right] = 0, \\ EI \frac{d^4 v}{dz^4} - M \frac{d^3 u}{dz^3} + \frac{d}{dz} \left[(F + \lambda_{\text{жс}} - Pz) \frac{dv}{dz} \right] = 0, \end{cases}$$

де EI – жорсткість на згин бурильної колони;

u, v – проекції пружної осі на дві взаємно перпендикулярні площини;

M – крутний момент;

F – осьова сила стиску;

P – вага одиниці довжини;

$\lambda_{\text{жс}}$ – сили інерції, обумовлені рухом бурового розчину в середині колони та позатрубному просторі.

Безумовною перевагою першої групи підходів являється відносна простота реалізації та добре узгодження результатів розрахунку з практичними потребами. Втім, на даний час, виникає потреба в більшій, ніж дають методи першої групи, відповідності математичних моделей реальним умовам експлуатації. Особливо це стосується буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Суть підходів, що об'єднані в другу групу, зводиться до використання системи векторних диференціальних рівнянь пружної рівноваги гнучкого стрижня. Серед найбільш широко відомих можна назвати роботи Гуляєва В.І. Наприклад, у праці [39] взаємозв'язок між векторами внутрішньої сили $F(s)$, внутрішнього моменту $M(s)$, розподіленої зовнішньої сили $f(s)$ і розподіленого зовнішнього моменту $m(s)$ в поперечному перерізі бурильної колони поданий у вигляді системи векторних рівнянь:

$$\frac{d\vec{F}}{ds} = -\vec{f}, \quad \frac{d\vec{M}}{ds} = -\vec{\tau} \times \vec{F} - \vec{m}. \quad (1.3)$$

Після низки аналітичних перетворень система (1.3) перетворюється до скалярного вигляду з метою проведення розрахунків:

$$\begin{aligned}\frac{dF_n}{ds} &= -k_R F_\tau + k_T F_b - f_n^{gr} - f_n^c - f_n^{in}, \\ \frac{dF_b}{ds} &= -k_T F_n - f_b^{gr} - f_b^c, \\ \frac{dF_\tau}{ds} &= k_R F_n - f_\tau^{gr} - f_\tau^{fr}, \\ 0 &= -k_R M_\tau + A k_R k_T + F_b, \\ \frac{dk_R}{ds} &= -\frac{1}{A} F_n, \\ \frac{dM_\tau}{ds} &= -m_\tau^{fr}.\end{aligned}$$

В даному випадку, приймається припущення, що осі свердловини та бурильної колони співпадають. Залежності внутрішніх зусиль $F_n(s)$, $F_b(s)$, $F_\tau(s)$ та $M_\tau(s)$ є невідомими. Зовнішні розподілені сили та моменти $f_n^c(s)$, $f_b^c(s)$, $f_\tau^{fr}(s)$ та $m_\tau^{fr}(s)$ – задаються. Сили ваги й інерції $f_n^{gr}(s)$, $f_b^{gr}(s)$, $f_\tau^{gr}(s)$ та $f_n^{in}(s)$ також вважаються відомими.

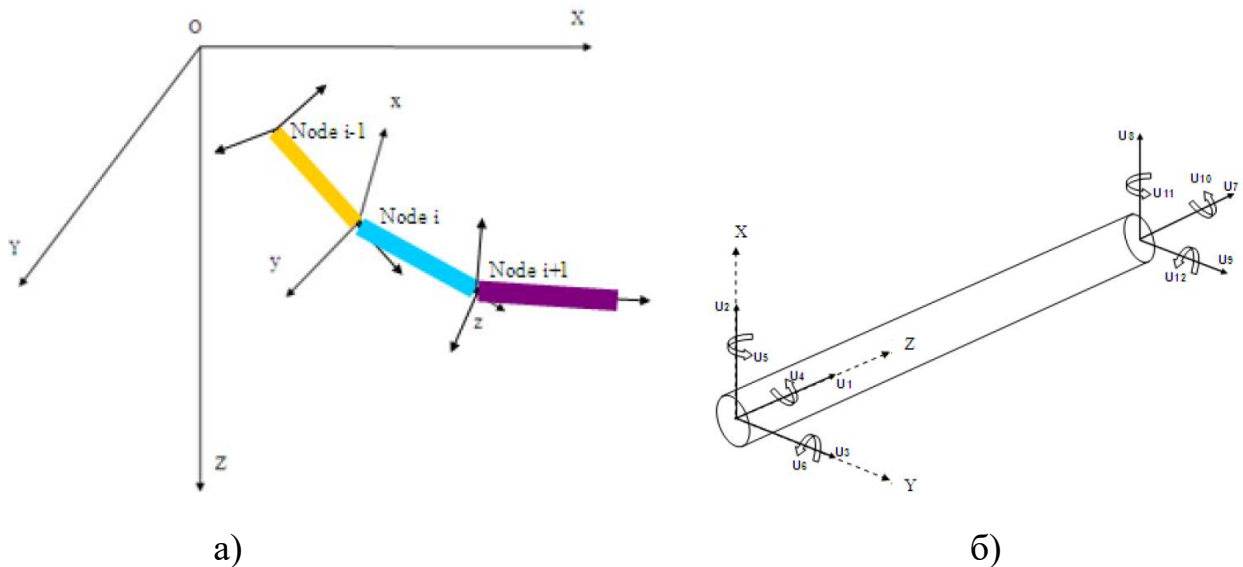
Методи другої групи, хоча й складніші в практичній реалізації, однак дають можливість визначати деформації та напруження у колоні бурильних труб, що взаємодіє з стінками довільно викривленої в просторі свердловини, враховуючи широкий спектр зовнішніх навантажень.

Втім, одним із ефективних підходів до дослідження напружено-деформованого стану колони бурильних труб є її тривимірне моделювання з подальшим використанням методу скінченних елементів. Розглянемо результати наукових досліджень в даному напрямку.

В роботі [11] описано аналіз деформації колони бурильних труб у похило-скерованому стовбурі свердловини за допомогою програмного середовища

«ABIS». Моделюється будь-яка форма осі свердловини, включно з розширенням стовбура. Також, за допомогою ітераційного алгоритму, визначаються реакції колони з стінкою свердловини. Недоліком такого підходу є використання спеціалізованого програмного забезпечення, яке не доступне для широкого загалу науковців. До того ж, у статті [11] не зазначено про задавання точних розмірів замкових з'єднань труб.

Наукова праця [43] представляє результати моделювання деформованого стану колони бурильних труб використовуючи метод скінченних елементів (див. рисунок 1.4). Як видно з ілюстрації, автори пропонують розділяти її на так звані вузли.



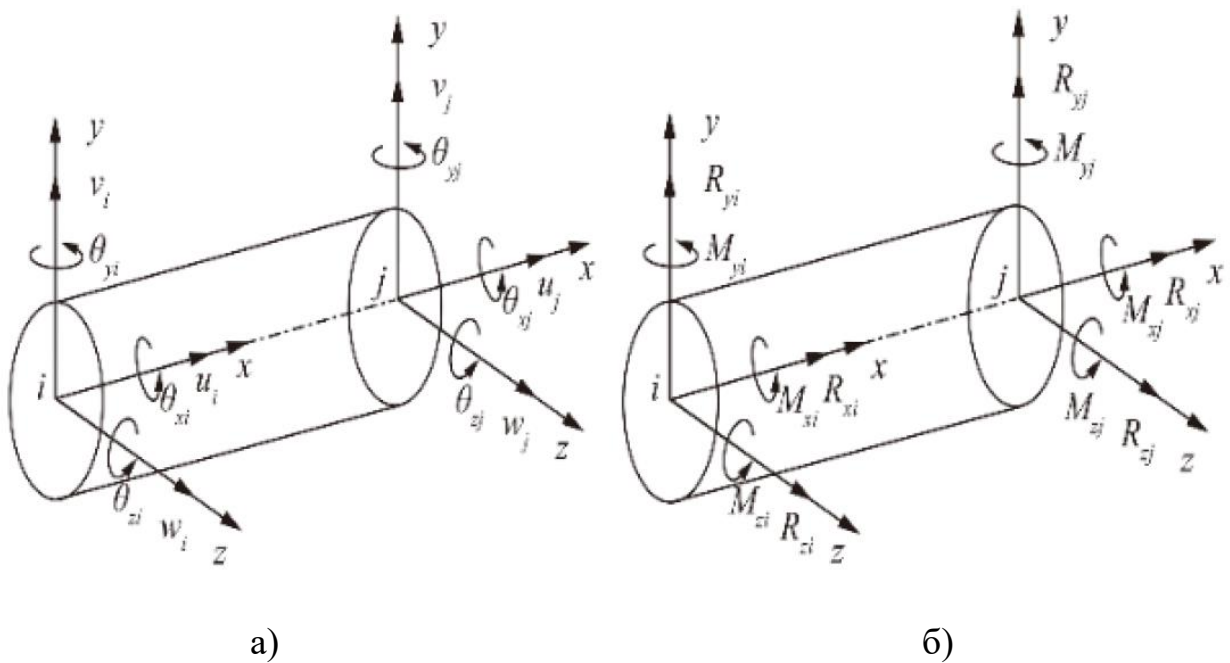
а) – розподіл колони бурильних труб на вузли; б) – можливі лінійні та кутові переміщення окремого вузла

Рисунок 1.4 – Моделювання колони бурильних труб за допомогою методу скінченних елементів

В дослідженнях, окрім цього, відображаються взаємодія бурильної колони зі стінками свердловини в вигляді точок контакту, враховується вплив крутного

моменту й розтягу. Варто звернути увагу, що розрахунок може проводитися для довільно орієнтованої в просторі ділянки свердловини, втім, тільки прямолінійної.

У роботі [44] використовується подібний підхід. Авторами розглянуто синусоїдальну та спіральну деформацію бурильної колони, що стискається в прямолінійному горизонтальному стовбурі свердловини з круговим поперечним перерізом. Крутний момент та наявність замкових різьбових з'єднань не враховується. Для розрахунків використано метод скінченних елементів, згідно з яким колона поділяється на балкові елементи вздовж її осі. Кожен елемент має два вузли, а кожен вузол має 6-ть ступенів вільності (див. рисунок 1.5).



а) – вузлові переміщення балкового елемента; б) – вектори сил та моментів балкового елемента

Рисунок 1.5 – Моделювання колони бурильних труб за допомогою балкових елементів

Особливістю аналітичних досліджень [44] є врахування окремо осьової та дотичної складової коефіцієнту тертя між бурильною колоною й стінками свердловини.

Наукова стаття [45] відображає результати дослідження деформації та взаємодії бурильної колони з стінками криволінійної свердловини за допомогою методу скінчених елементів. При цьому авторами зроблено наступні припущення:

- колона моделюється, як однорідна балка кільцевого перерізу без врахування геометричних параметрів висадженої частини та замкових з'єднань;
- при обчисленнях враховуються фізико-механічні властивості гірського масиву;
- стовбур свердловини має циліндричну форму та криволінійну вісь, що отримується як результат інтерполяції інклінометричних досліджень;
- взаємодія між бурильною колоною та стінкою свердловини виражається за допомогою зосередженої сили.

Загалом, в процесі аналітичних досліджень: поданий модуль пружності й коефіцієнт Пуассона гірської породи; визначена величина сили контакту вздовж осі колони; наведені залежності крутного моменту, що виникає від тертя бурильної колони об стінку свердловини вздовж її довжини (подекуди його величини сягають 55 кН·м).

Авторами статті [46] для моделювання бурильної колони також використано прямолінійні балкові скінчені елементи з двома вузлами, положення кожного з яких характеризується трьома лінійними та трьома кутовими переміщеннями (див. рисунок 1.6).

При обчисленнях враховується власна вага колони, осьова сила та крутний момент, які прикладені до її кінця. Автори приймають, що імовірний контакт бурильної колони з стінкою криволінійної свердловини може відбуватися в вузлах і моделюється зосередженою силою. Існує можливість наближено враховувати

замкові різьбові з'єднання бурильних труб за допомогою балкових скінченних елементів, які відрізняються від тих, що моделюють тіло бурильної труби.

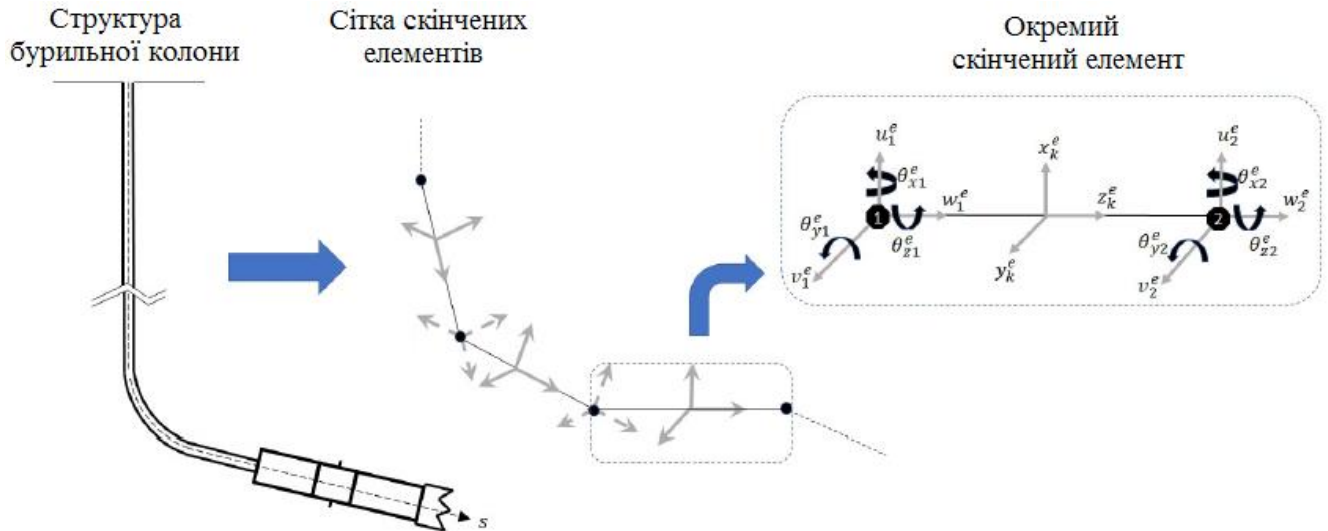


Рисунок 1.6 – Моделювання бурильної колони за допомогою балкових скінченних елементів

Втім, запропонована в роботі [46] методологія не дає можливості аналізувати напружено-деформований стан бурильної колони враховуючи дані промислової інклінометрії та профілеметрії. Натомість, для проведення розрахунків, вісь свердловини слід обов'язково описувати аналітично за допомогою функціональних залежностей, що є не зовсім зручно.

1.3 Прогнозування втомної довговічності колон бурильних труб

Проблема оцінки або прогнозування залишкового ресурсу елементів труб нафтогазового сортаменту розглядається в багатьох роботах. Якщо говорити узагальнено, то всі ці праці можна умовно розділити на дві групи. Перша, представлена роботами, де для прогнозування втомної міцності використовується

крива втоми, запропонована Веллером. Друга група методів ґрунтується на положеннях механіки руйнування. Тут використовується інший підхід, суть якого полягає в наступному. Передбачається, що втомна довговічність об'єкту залежить від швидкості поширення тріщини, яка є причиною руйнування. Дана думка висвітлена також і в роботі [9]. Вважається, що перша група більш широко вживана, оскільки опирається на значну кількість експериментальних досліджень. Тим не менше зазначено, що прогнозування використовуючи другу групу методів є більш сучаснішим підходом [9].

Суть методу першої групи полягає в наступному. Експериментальні зразки, які повністю або частково відповідають досліджуваному об'єкту, піддають змінному навантаженню. Після руйнування фіксують напруження та відповідну йому кількість циклів навантаження. Випробування проводять необхідну кількість разів, для отримання залежності:

$$N = f(\sigma), \quad (1.4)$$

де N – кількість циклів до руйнування;

σ – напруження в небезпечному перерізі експериментального зразка.

Так, наприклад, авторами робіт [47, 48] виконані випробування втоми алюмінієвих і сталевих бурильних труб при дії змінних нормальних напружень. Крім цього проведено якісний аналіз результатів, однак явного виду залежності (1.4) не надано.

В статті [49] наведено статистичну інформацію щодо використання алюмінієвих бурильних труб у викривленій свердловині. Автори вказують, що, останні менше піддаються втомі, оскільки, за тих же умов буріння, в їх поперечному перерізі виникають менші напруження за рахунок нижчої жорсткості алюмінію порівняно з сталлю. В роботі також зазначено цікаву інформацію про величину реакцій між алюмінієвою бурильною колоною та стінкою свердловини:

від 1657 до 24517 Н. Методологія викладення матеріалу свідчить про використання кривої Веллера для прогнозування втомної довговічності. Втім, як і у попередній роботі, явного вигляду рівняння (1.4) не наведено.

У роботах [11, 50-56 та ін.] виконані аналогічні до вище згаданих дослідження. Для апроксимації кривих втоми використані степеневі двопараметричні рівняння. Недоліком такого підходу можна вважати істотне розсіювання розрахункової довговічності при низьких рівнях напружень. Для усунення цього, науковцями запропоновані, відповідно, трипараметричні [9, 34, 57-59] й чотирипараметричні [60, 61] рівняння кривої втоми. Вказані підходи позбавлені вищезгаданого недоліку, однак вимагають більший обсяг експериментальних досліджень для визначення параметрів кривих втоми.

Методи, що об'єднані в першу групу, мають безліч переваг, серед яких простота реалізації та апробація за допомогою достатньої кількості експериментальних досліджень. Проте, їх істотним недоліком є ускладнення при дослідженнях великогабаритних об'єктів, до яких відносяться також і бурильні труби.

В основі методів другої групи є залежність втомної довговічності об'єкту від швидкості поширення втомної тріщини, яка є причиною його руйнування:

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.5)$$

де l_0, l_c – початковий і критичний розміри тріщини;

x – швидкість поширення тріщини.

У свою чергу величина x визначається за формулою Періса-Ердогана [19, 56, 62-64]:

$$v = \frac{dl}{dN} = C(K)^m, \text{ або } v = \frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (1.6)$$

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

де C , m – коефіцієнт пропорційності та емпіричний параметр, що залежить від властивостей матеріалу й характеризує ступінь крихкості відповідно [56, 65];

K , (ΔK) – коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) який характеризує поля напружень біля вершини тріщини (розмах коефіцієнту інтенсивності напружень за цикл навантаження) [56];

K_{max} , K_{min} – максимальна та мінімальна величина коефіцієнту інтенсивності напружень за цикл навантаження.

Загалом, K , (ΔK) є функціями прикладених навантажень, геометрії тіла та тріщини [65].

Зазвичай, величина C приймає значення в межах від 10^{-16} до 10^{-12} мм/(цикл×МПа×м^{1/2}). Показник степеня m , як правило, знаходиться в діапазоні від 3 до 5. Наприклад, для вуглецевих сталей він приблизно дорівнює 4. В роботі [64] подано дані, відображені в таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Значення коефіцієнтів формули Періса-Ердогана [64]

Матеріал	Коефіцієнт «m»	Коефіцієнт «C»
Сталь	3	10^{-11}
Алюміній	3	10^{-12}
Нікель	3,3	4×10^{-12}
Титан	5	10^{-11}

В деяких дослідженнях, рівності (1.6) подаються в дещо іншому, модифікованому вигляді. Наприклад, в роботі [14] вони називаються формулою Уокера:

$$\frac{da}{dN} = C \left[\frac{\Delta K}{(1-R)^{(1-\lambda)}} \right]^n, \quad (1.7)$$

де da/dN – швидкість поширення втомної тріщини;

C, n, λ – параметри, які характеризують матеріал;

ΔK – перепад коефіцієнту інтенсивності напружень;

R – відношення мінімального значення коефіцієнту інтенсивності напружень до максимального ($R \geq 0$).

Параметри рівняння (1.7), для сталей, із яких виготовляються бурильні труби, були отримані з роботи [66] та подані в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Значення параметрів формули Періса для сталей, з яких виготовляються бурильні труби [66]

Тип матеріалу	Параметр «n»	Параметр «C»
API Grade E	2,94	$4,41 \times 10^{-10}$
API Grade X	2,65	$9,35 \times 10^{-10}$
API Grade G	2,52	$1,60 \times 10^{-9}$
API Grade S	2,52	$1,60 \times 10^{-9}$
4145 MOD Steel (box)	2,68	$1,152 \times 10^{-9}$
4145 MOD Steel (pin)	3,07	$3,083 \times 10^{-10}$

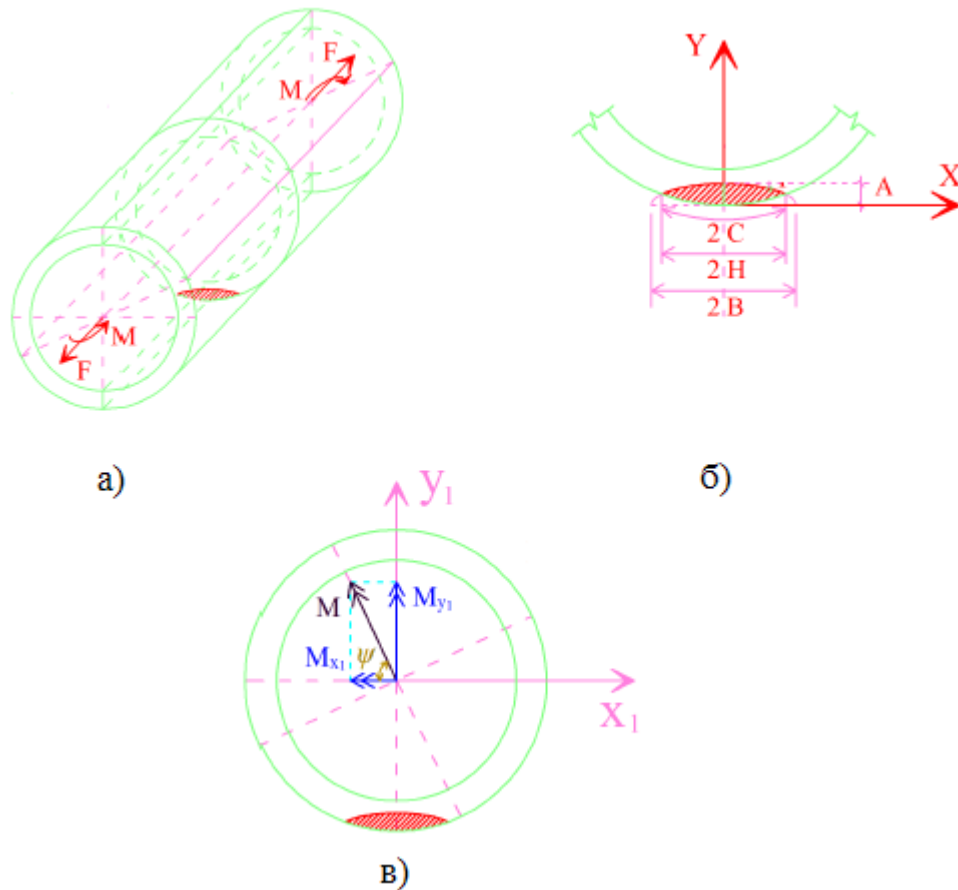
Щодо визначення коефіцієнту інтенсивності напружень або його розмаху, науковцями також використовуються різноманітні підходи. Безумовно, станом на

даний час, найбільш перспективним виглядає метод скінченних елементів, який реалізовується в різноманітних програмних продуктах. Розглянемо, як це виконано в деяких роботах.

Зокрема, авторами наукової праці [14] для прогнозування втомної довговічності бурильних труб у, так званих, локальних перегибах свердловин (англ. «dog-leg») – використано положення механіки руйнування. Зокрема, в роботі розглянуто втомне зростання кругової напівеліптичної поверхневої тріщини в пустотілому циліндрі, що навантажений згинальним моментом і осьовою силою розтягу (див. рисунок 1.7). Авторами зазначено, що вплив на зростання згаданої тріщини, комбінації з вищеописаних силових факторів ними досліджено вперше.

Для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень було використано метод скінченних елементів, що реалізовано в програмному середовищі «CASTEM».

Як бачимо, при розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень, враховується складний напружений стан у небезпечному перерізі бурильної труби, в той же час, цей напружений стан не впливає на величини параметрів формули Періса. Варто зазначити, що при розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень не враховується крутний момент, який неодмінно діє на бурильну колону під час її роботи у свердловині.



а) – навантаження пустотілого циліндра; б) – геометричні параметри напівеліптичної тріщини; в) – компоненти згинального моменту

F – осьова сила розтягу; M – згинальний момент; M_{x1} , M_{y1} – компоненти згинального моменту навколо відповідних осей X_1 та Y_1 ; A , C , H , B – геометричні параметри тріщини

Рисунок 1.7 – Моделювання поверхневої напівеліптичної тріщини в пустотілому циліндрі

У дисертаційному дослідженні [19] для прогнозування втомної довговічності бурильних труб, також використовувалися положення механіки руйнування. При цьому, коефіцієнт інтенсивності напружень перед фронтом

втомної тріщини, яка є причиною руйнування, визначався через J-інтеграл (див. рисунок 1.8):

$$K_I = \sqrt{\frac{E}{1-\nu^2}} J,$$

де E – модуль пружності першого роду;

ν – коефіцієнт Пуассона.

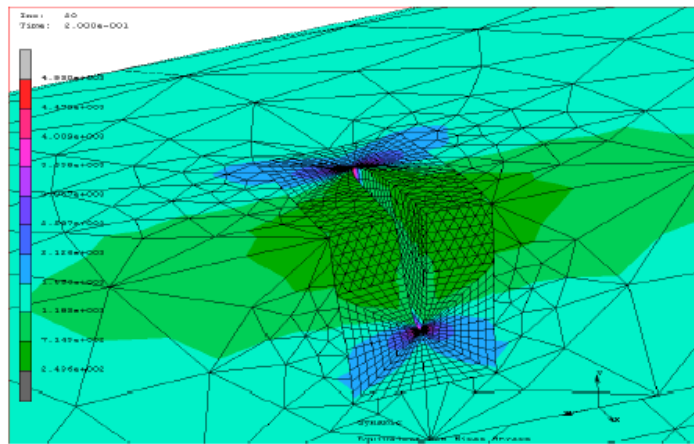


Рисунок 1.8 – Використання методу кінцевих елементів для визначення J-інтегралу для напівеліптичної тріщини в тілі бурильної труби

До того ж, отримано експериментальним шляхом значення критичних значень коефіцієнту інтенсивності напружень для сталі групи міцності: G-105 – $136,44 \text{ МПа} \times \text{м}^{1/2}$ (термін експлуатації труби 8622 год.), $126,51 \text{ МПа} \times \text{м}^{1/2}$ (термін експлуатації труби 13800 год.); S-135 – $157,73 \text{ МПа} \times \text{м}^{1/2}$ (термін експлуатації труби 23800 год.). Додатково подано характеристики тріщиностійкості матеріалу, з якого виготовлені бурильні труби ТБПВ $127 \times 9,19$ «Л»: $C = 13,55 \times 10^5 \text{ м}/(\text{МПа} \cdot \text{м}^{1/2})$; $n = 1,902$.

Розрахунок проводився для випадку дії в небезпечному перерізі змінної осьової сили. Втім, у роботі згадуються, окрім осьових, також і крутильні

коливання бурильної колони, однак їх вплив, на її втомну довговічність, кількісно не проаналізовано.

У дисертаційному дослідженні [65] застосовується метод скінченних елементів для розрахунку коефіцієнту інтенсивності напружень в експериментальному зразку з крайовою тріщиною (див. рисунок 1.9).

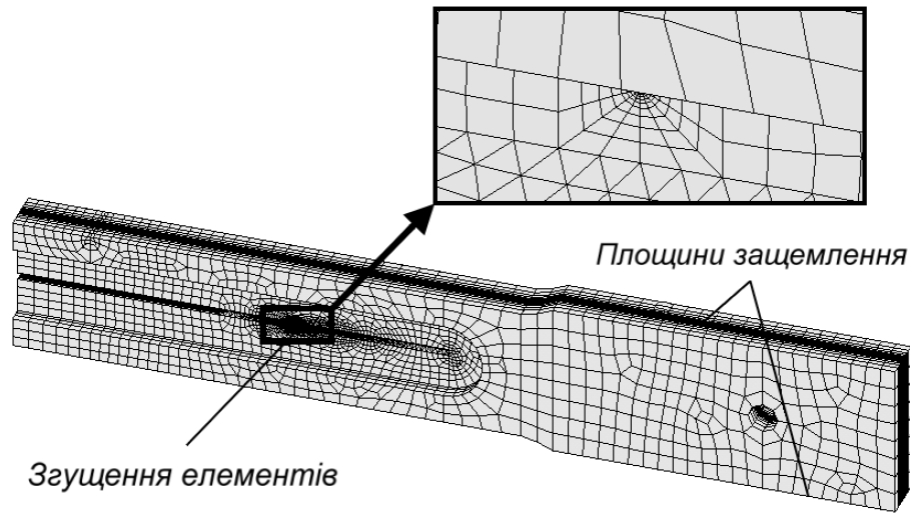


Рисунок 1.9 – Тривимірна модель з крайовою тріщиною

Автори наукової статті [17] для прогнозування втомної довговічності бурильних труб, також використали положення механіки руйнування. При розрахунку приймалося, що втомна тріщина, яка є причиною відмови, має півеліптичну форму та, при обчисленнях, приймається півкровою. При цьому кількість циклів до настання критичного стану рівна:

$$N^* = \int_{a_{eq}^0}^{a_{eq}^*} \frac{da_{eq}}{v(K_{Ieq})}, \quad K_{Ieq} = K_{fc},$$

де N^* – кількість циклів до настання критичного стану;

a_{eq} , a_{eq}^0 , a_{eq}^* – поточна, початкова та критична величини радіусу еквівалентної півкругової тріщини;

K_{fc} – порогове значення коефіцієнту інтенсивності напружень.

Використовуючи розроблену методику, було проаналізовано втомну довговічність бурильних труб групи міцності S-135 зовнішнім діаметром 127 мм і товщиною стінки 9,19 мм, в поперечному перерізі яких виникали нормальні напруження від 90 до 250 МПа. Параметри формули Періса були прийняті наступними: $n = 3,45$; $K_{fc} = 142,8 \text{ МПа} \cdot \text{м}^{1/2}$; $C = 4,45 \times 10^{-12} \text{ м}/(\text{МПа} \cdot \text{м}^{1/2})$.

В роботах [62, 67] також використано положення механіки руйнування для прогнозування втомної довговічності.

Слід зазначити, що перевагою другої групи методів є відсутність необхідності проводити втомні випробування натурального зразка досліджуваного об'єкта. Досить визначити параметри формули Періса за результатами втомних випробувань невеликих зразків його матеріалу. Розрахунок же коефіцієнту інтенсивності напружень, хоч і є не простим завданням, проте, враховуючи сьгоднішній рівень обчислювальної техніки, успішно реалізовується для все більш складних об'єктів.

В той же час, у дослідженні [68], наприклад, одночасно використаний як перший, так і другий підходи.

Однак, проаналізовані вище літературні джерела об'єднує одна спільна риса – не враховується вплив на втомну довговічність бурильних труб дотичних напружень.

Проте, у праці [69] вказується, що останні істотно впливають на втому бурильних труб. А автори роботи [70] взяли їх до розрахунку втомної довговічності бурильних труб. Відзначимо, що в останній роботі використовується крива втомної Веллера, з витікаючими із цього недоліками.

У науковому дослідженні [71], також зазначається, що в якості критерію міцності для оцінки відмов бурильних колон за дії комбінованих навантажень

(розтяг-стиск, згин, кручення) використовувався підхід, який базується на гіпотезі Губера-Мізеса.

В інструкції по експлуатації бурильних труб [72] наводяться діаграми, що окреслюють область їх використання враховуючи одночасне навантаження зусиллям розтягу та крутним моментом (див. рисунок 1.10).

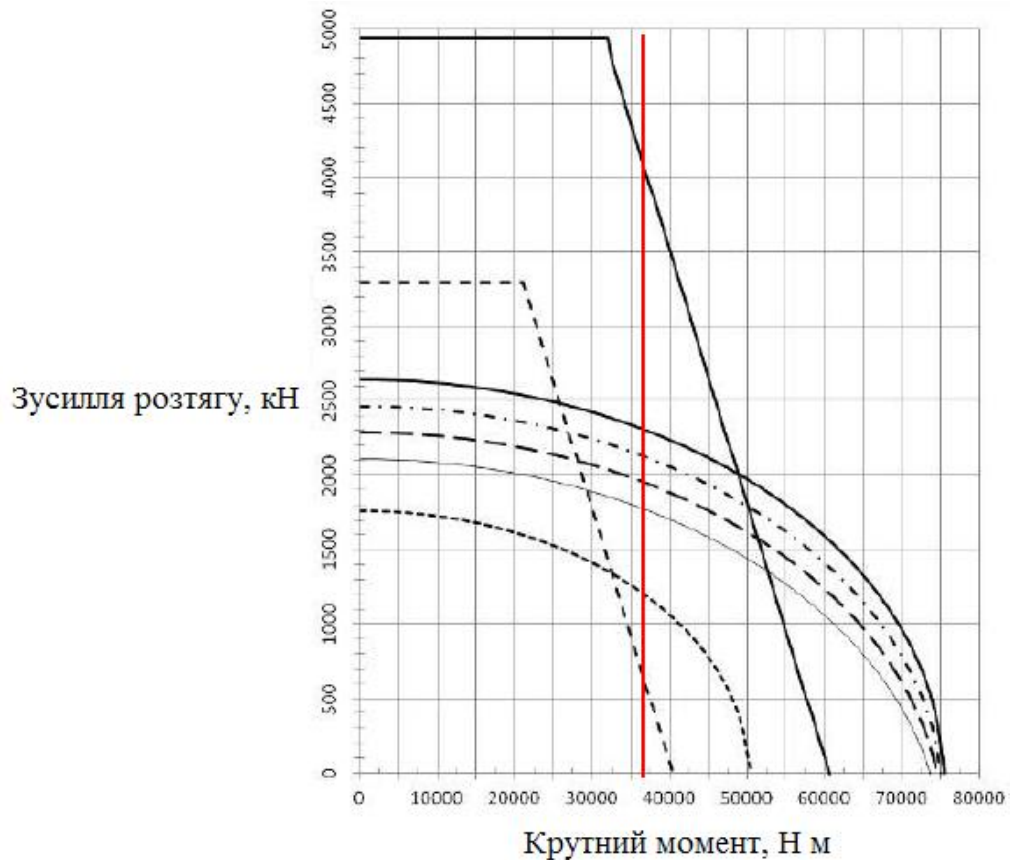


Рисунок 1.10 – Области використання бурильних труб 114,3×8,6

Тож, як бачимо, крутний момент слід враховувати при прогнозуванні довговічності бурильних труб.

Авторами наукової статті [73] зазначається, що розрахунок бурильної колони на витривалість, при дії змінного в часі навантаження, полягає у

визначенні узагальненого коефіцієнту запасу міцності з врахуванням напружень від осьових, крутних і згинальних зусиль:

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}},$$

де n – узагальнений коефіцієнт запасу міцності;

n_{σ} – запас міцності по нормальних напруженнях;

n_{τ} – запас міцності по дотичних напруженнях;

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{\theta} \sigma_{-1}}{\sigma_{\theta} \sigma_{3z} + \sigma_{oc} \sigma_{-1}},$$

де σ_{θ} – границя міцності матеріалу бурильної труби;

σ_{-1} – границя втоми при симетричному циклі навантаження;

σ_{3z} – нормальне напруження від згину;

σ_{oc} – нормальне напруження від осьових зусиль;

$$n_{\tau} = \frac{\tau_T}{\tau_{кр}},$$

де τ_T – границя витривалості бурильної колони при крученні;

$\tau_{кр}$ – дотичне напруження від кручення.

Як знову бачимо, в вищенаведених розрахунках, фігурують як нормальні, так і дотичні напруження. Це свідчить про те, що саме їх одночасна дія є одним із чинників, що впливають на втому бурильних труб.

1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань дослідження

Аналіз аварійності колон бурильних труб свідчить про наступне: а) їх відмови є поширеним явищем під час спорудження нафтогазових свердловин як на теренах України, так і за кордоном; б) частка корозійно-втомних або втомних руйнувань становить від 30 до 74 %, що, безумовно, є високим показником.

Критичний огляд літератури по дослідженню напружено-деформованого стану бурильних колон свідчить про нижче зазначене: а) одним із найбільш перспективних для цієї мети є метод скінченних елементів; б) потребує додаткової уваги розв'язання задачі «контакт бурильної колони з стінкою свердловини» та врахування в обчисленнях геометричних розмірів замкових різьбових з'єднань бурильних труб і їх положення по відношенню до стінок свердловини.

Для підтвердження теоретичних викладень і фізичного моделювання напружено-деформованого стану бурильних колон необхідно вдосконалити лабораторне обладнання з тим, щоб, окрім осьової сили розтягу, крутного моменту та взаємодії з стінками свердловини, враховувалася також і можливість навантаження осьовою силою стиску.

Результати аналізу дозволяють зробити висновок про те, що являє інтерес розробка методу прогнозування залишкового ресурсу бурильних труб, враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження, але з використанням положень механіки руйнування. Це дасть можливість істотно спростити і здешевити процес експериментального отримання механічних властивостей матеріалу, необхідних для прогнозування залишкового ресурсу бурильних труб в кожному конкретному випадку. Також, потребує розроблення модель, яка б дала можливість визначати коефіцієнт інтенсивності напружень перед фронтом втомної тріщини, враховуючи дію в небезпечному перерізі осьової сили, згинального та крутного моментів. Вирішення даної задачі найбільш доцільно

здійснювати за допомогою автоматизованих систем проектування, які реалізують твердотільне моделювання в поєднанні з методом скінченних елементів.

На основі вищевикладеного можна сформулювати мету та завдання дисертаційного дослідження, які подані нижче.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає в зменшенні кількості відмов бурильних колон шляхом подальшого розвитку існуючих методів прогнозування їх втомної довговічності за складного напружено-деформованого стану.

Для досягнення мети в роботі поставлено наступні **завдання**:

1) аналіз аварійності, методів і засобів дослідження напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності елементів бурильних колон;

2) розроблення методів аналізу напружено-деформованого стану бурильних колон, враховуючи геометричні параметри та положення відносно стінок свердловини їх різьбових з'єднань, а також фізико-механічні властивості гірських порід;

3) вдосконалення лабораторного обладнання для дослідження напружено-деформованого стану розтягнутих і стиснутих бурильних колон у довільно викривлених свердловинах;

4) вдосконалення методики визначення критичної сили стиску пристрою для керування траєкторією свердловини;

5) розроблення методології прогнозування втомної довговічності елементів бурильних колон, враховуючи як нормальні, так і дотичні напруження в їх поперечному перерізі;

6) перевірка адекватності запропонованих наукових підходів шляхом співставлення їх результатів із вже відомими результатами, а також результатами лабораторних досліджень.

РОЗДІЛ 2

ЛАБОРАТОРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В ПРОСТОРОВО ВИКРИВЛЕНОМУ СТОВБУРІ СВЕРДЛОВИНИ

2.1 Розроблення конструкції лабораторного стенду

Як показує практика буріння, явища викривлення осі й утворення локальних перегинів похило-скерованих і горизонтальних свердловин є доволі поширеними. Серед основних причин їх виникнення слід відзначити технологічну необхідність, різку зміну навантаження на долото, межу розділу пластів із різними фізико-механічними властивостями, порушення в роботі обладнання для викривлення свердловин тощо. Загалом, такі інтервали буріння спричиняють значні деформації пружної осі бурильних колон, виникнення в їх поперечному перерізі напружень, які можуть сягати граничних величин і призводити до відмов. Тож, забезпечення працездатності бурильних труб, що працюють у місцях викривлення осі та локальних перегибах свердловин є, безумовно, актуальним завданням. Одним із шляхів його вирішення являється оцінка напружено-деформованого стану бурильних труб для подальшого прогнозування їх втомної довговічності. Це дозволить обґрунтовано приймати рішення про тривалість і можливість їх роботи в згаданих умовах.

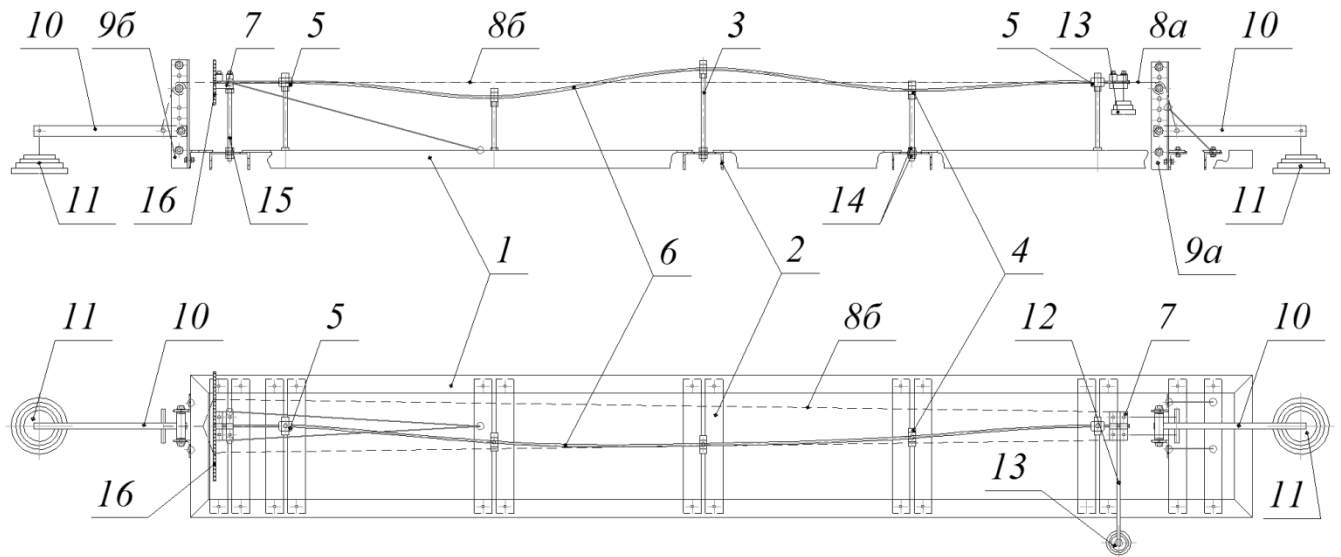
Вирішення даного завдання здійснюється двома шляхами: експериментальним і аналітичним. Вони обидва широко використовуються науковцями та інженерами та можуть вважатися такими, які доповнюють один одного. В даному дисертаційному дослідженні дістали подальший розвиток як експериментальний так і аналітичний методи аналізу напружено-деформованого стану колон бурильних труб.

В роботі [74] пропонується вирішення задачі фізичного моделювання напружено-деформованого стану бурильної колони. Для цього, авторами розроблено та виготовлено спеціальний стенд, який дозволяє навантажувати її модель осьовою силою розтягу та крутним моментом. При цьому, враховується обмежувальний вплив на деформацію моделі бурильної колони стінок свердловини, вісь якої задається за результатами промислової інклінометрії. Проте, недоліком розробленої в роботі [74] конструкції стенду є неможливість реалізації навантаження осьовою силою стиску. З іншого боку, при спорудженні свердловин, у локальні перегини та криволінійні інтервали часто потрапляє й стиснута частина бурильної колони. Тому нами запропоновано модернізовану конструкцію експериментального стенду (див. рисунок 2.1) [7].

Отже, методологія дослідження є наступною. Імітатори стінки свердловини 4 виставляються у відповідності до інклінометрії інтервалу буріння із викривленням осі чи локальним перегином. При цьому, є можливість переміщати їх у необхідне положення відносно шасі 1, використовуючи напрямні 2, стрижні з метричною різзю 3 та фіксуючими гайками 14. Для закріплення моделі трубної колони 6 по краях використовуються фіксатори 7 із центрувальними втулками 5. При цьому за допомогою тросика 8а, важеля для створення осьової сили 10, тягарців 11 і частини навантажувального вузла, яка монтується на кутниках 9а, імітується осьова сила розтягу. Якщо ж, використати тросик 8б, а навантажувальний вузол зафіксувати на протилежному кінці шасі 1 (на кутниках 9б), модель трубної колони 6 зазнаватиме стиску. В той же час, конструкція опорного вузла 15 обмежує будь-які переміщення відповідного кінця моделі трубної (бурильної) колони. Як і в роботі [6], для створення крутного моменту використовується важіль 12 і тягарці 13.

Загалом, модернізована конструкція експериментального стенду [7] дозволяє здійснювати фізичне моделювання напружено-деформованого стану

бурильної колони, що зазнає як розтягу, так і стиску у ділянці свердловини з довільними інклінометричними та профілометричними показниками.



1 – шасі; 2 – напрямні; 3 – стрижні з метричною різью; 4 – імітатор стінки свердловини; 5 – центрувальні втулки; 6 – модель трубної (бурильної) колони; 7 – фіксатори; 8а – тросик для створення сили розтягу; 8б – тросик для створення сили стиску; 9а – кутники навантажувального вузла в положенні для створення осьової сили розтягу; 9б – кутники навантажувального вузла в положенні для створення осьової сили стиску; 10 – важіль для створення осьової сили; 11 – тягарці для створення осьової сили; 12 – важіль для створення крутного моменту; 13 – тягарці для створення крутного моменту; 14 – фіксуючі гайки; 15 – стрижні з метричною різью опорного вузла; 16 – сепаратор тросика для створення сили стиску

Рисунок 2.1 – Конструктивна схема модернізованого експериментального стенду

На рисунку 2.2 зображено загальний вигляд модернізованого експериментального стенду.



Рисунок 2.2 – Загальний вигляд модернізованого експериментального стану

Більш детально конструкцію зазначених вище елементів відображено на рисунках 2.3 та 2.4.

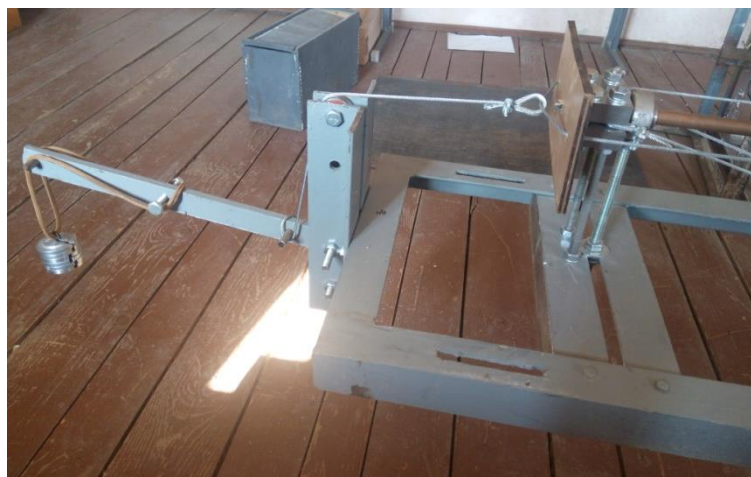


Рисунок 2.3 – Загальний вигляд навантажувального вузла



Рисунок 2.4 – Загальний вигляд опорного вузла

Для навантаження моделі крутним моментом використовується важіль, загальний вигляд якого подано на рисунку 2.5.



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд важеля для створення крутного моменту

Для визначення нормальних напружень, які виникають у поперечному перерізі моделі бурильної колони, використовується метод непрямих вимірювань. Для цього на мідну трубку поблизу імітаторів стінки свердловини, наклеюються відтаровані тензорезистори (див. рисунок 2.6).

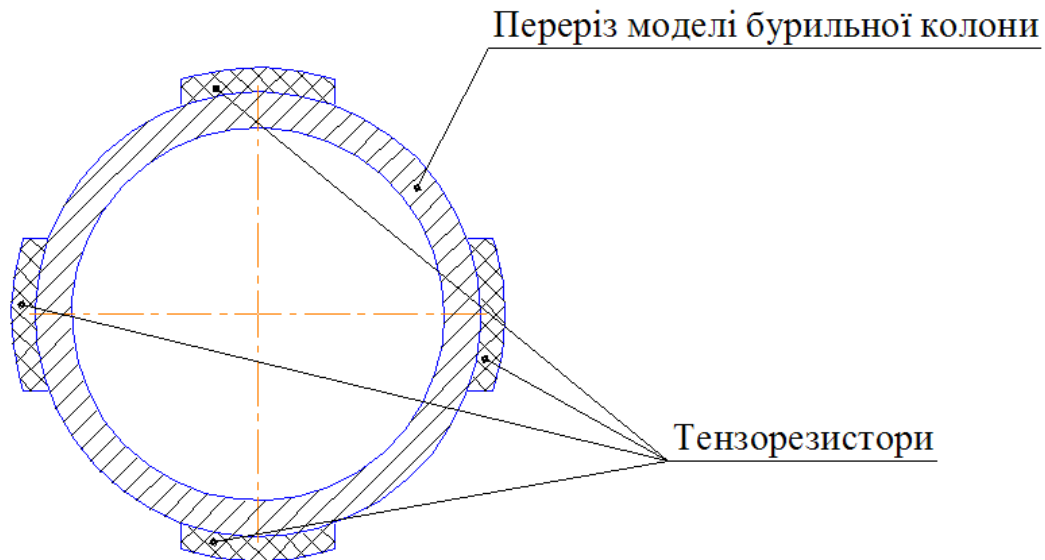


Рисунок 2.6 – Схема розміщення тензорезисторів відносно перерізу моделі бурильної колони

Після встановлення імітаторів стінки свердловини в необхідне положення та монтажу моделі бурильної колони, за допомогою аналого-цифрового перетворювача проводяться вимірювання напруги на кожному з тензорезисторів. Далі, використовуючи формулу [6]:

$$U_{c3} = -0,163 \cdot 10^{-4} \sigma_{c2} - 0,511 \cdot 10^{-2}, \quad (2.1)$$

значення напруги можна інтерпретувати в величини нормального напруження на моделі бурильної колони.

З метою проведення експериментальних досліджень деформацій та напружень, слід встановити критерії подібності між механічною моделлю бурильної колони та натурним об'єктом. Для реалізації даної задачі нами використано методологію, яка описується в роботах [6, 32]. Згідно з згаданими роботами рівності, які безпосередньо використовуються при обробленні експериментальних результатів та виборі матеріалу й розмірів моделей трубної колони та свердловини, виглядають наступним чином:

$$\frac{L_M}{\mu_M} = \frac{L_H}{\mu_H}, \quad \frac{F_M \mu_M^2}{E_M I_M} = \frac{F_H \mu_H^2}{E_H I_H}, \quad \frac{M_M \mu_M}{E_M I_M} = \frac{M_H \mu_H}{E_H I_H}, \quad \frac{\sigma_M \mu_M}{q_M} = \frac{\sigma_H \mu_H}{q_H}, \quad (2.2)$$

де L – довжина бурильної колони;

F – осьова сила;

M – момент сили в поперечному перерізі бурильної колони;

σ – нормальне напруження в поперечному перерізі бурильної колони;

EI – жорсткість на згин бурильної колони;

q – вага одиниці довжини бурильної колони;

μ – довжина однієї безрозмірної одиниці ваги бурильної колони:

$$\mu = \sqrt[3]{\frac{EI}{q}}.$$

Параметри, які стосуються моделі позначено індексом « M », натурального об'єкту – « H ».

Досвід експлуатації бурильних колон свідчить, що осьові зусилля в їх поперечному перерізі сягають суттєвих значень: десятки, а то й сотні тон. Для моделювання таких величин в лабораторних умовах потрібні тягарці чи гирі вагою 10 і більше кілограм. Це, безумовно, створює незручності при проведенні

досліджень. Для їх усунення навантажувальний вузол виконаний із важелем для створення осьової сили. Щоб визначити, якої ваги тягарці чи гирі (P) слід використовувати для створення необхідної сили розтягу чи стиску (T), використаємо наступну розрахункову схему (див. рисунок 2.7).

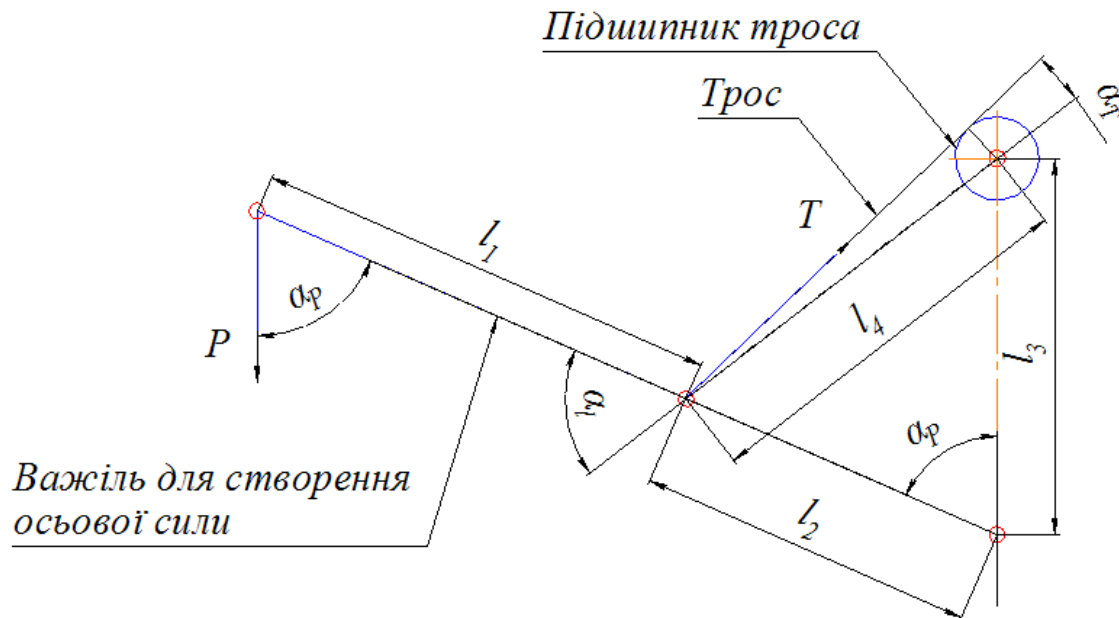


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема для визначення ваги тягарців чи гир для створення осьової сили

Геометричні розміри l_1 , l_2 , l_3 , $r_{підш}$ (зовнішній радіус підшипника) та α_p є заданими та отримуються шляхом прямих вимірювань експериментального стенду. Використовуючи теорему косинусів, визначимо довжину l_4 :

$$l_4 = \sqrt{l_2^2 + l_3^2 - 2 l_2 l_3 \cos \alpha_p}.$$

Оскільки трос, вздовж якого напрямлена сила T , одночасно є дотичною до кола, що описує зовнішнє кільце підшипника, можемо записати:

$$\sin\alpha_T = \frac{r_{ni\partial u}}{l_4} \text{ або } \alpha_T = \arcsin\left(\frac{r_{ni\partial u}}{l_4}\right).$$

Відтак, опираючись на теорему синусів:

$$\frac{l_3}{\sin\alpha_l} = \frac{l_4}{\sin\alpha_P} \text{ або } \alpha_l = \arcsin\left(\frac{l_3 \sin\alpha_P}{l_4}\right).$$

I, насамкінець, прирівняємо до нуля алгебраїчну суму моментів сил P та T навколо осі (чи точки) обертання важеля:

$$Pl_1 \sin\alpha_P = Tl_2 \sin(\alpha_T + \alpha_l).$$

Звідси,

$$P = \frac{Tl_2}{l_1 \sin\alpha_P} \sin\left(\arcsin\left(\frac{r_{ni\partial u}}{l_4}\right) + \arcsin\left(\frac{l_3 \sin\alpha_P}{l_4}\right)\right). \quad (2.3)$$

З метою статистичної оцінки результатів вимірювань на однорідність, застосуємо *критерій Діксона* (r), який рекомендується для малих вибірок [75]. Для цього, експериментальні дані слід розташувати у варіаційний ряд: $x_1 \leq x_2 \leq \dots \leq x_{n-1} \leq x_n$. Далі, проводиться аналіз на *промахи* крайніх лівих або крайніх правих значень зазначеного варіаційного ряду. Рівності для визначення числових значень критеріїв перевірки крайніх величин $x_1 \leq x_2 \leq \dots \leq x_{n-1} \leq x_n$ при різних обсягах вибірки наведено в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Рівності для визначення числових значень критеріїв перевірки крайніх величин

Обсяг вибірки	Аналіз на промах величини x_1	Аналіз на промах величини x_n
$3 \leq n \leq 7$	$r_{10} = \frac{x_2 - x_1}{x_n - x_1}$	$r_{10} = \frac{x_n - x_{n-1}}{x_n - x_1}$
$8 \leq n \leq 10$	$r_{11} = \frac{x_2 - x_1}{x_{n-1} - x_1}$	$r_{11} = \frac{x_n - x_{n-1}}{x_n - x_2}$
$11 \leq n \leq 13$	$r_{21} = \frac{x_3 - x_1}{x_{n-1} - x_1}$	$r_{21} = \frac{x_n - x_{n-2}}{x_n - x_2}$
$14 \leq n \leq 30$	$r_{22} = \frac{x_3 - x_1}{x_{n-2} - x_1}$	$r_{22} = \frac{x_n - x_{n-2}}{x_n - x_3}$

Якщо обчислена згідно із таблицею 2.1 величина критерію r більша від критичної r^* , то нульову гіпотезу відхиляють і відповідне крайнє значення вважають *промахом*. Критична величина критерію знаходиться за таблицею, наведеною в роботі [75].

2.2 Проведення лабораторних досліджень та їх результати

Для обґрунтування адекватності запропонованих у дисертаційній роботі як математичних (див. розділ 3), так і фізичних методів дослідження нами проаналізовано напружено-деформованого стан ділянки бурильної колони умовним діаметром 127 мм, що знаходиться в прямолінійній нахиленій ділянці свердловини з zenітним кутом 24° у місці порушення цілісності її стінок. Довжина жолоба чи каверни становить 8,6 м.

Розрахунок проведено для двох випадків: 1) зовнішня осьова сила відсутня (втім, враховується осьова складова сили розтягу від власної ваги); 2) додатково діє осьова сила стиску, що становить 350 кН.

Передусім, використовуючи метод скінченних елементів, що реалізований в системі автоматизованого проектування, було отримано величини нормальних напружень, що виникали на поверхні ділянки бурильної колони над серединою жолоба чи каверни. Результати відображено в таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку напружень в бурильній колоні над жолобом / каверною

Осі, вздовж яких проводився розрахунок напружень	Випадок 1 (осьова сила відсутня)	Випадок 2 (осьова сила стиску становить 350 кН)
	Нормальне напруження, МПа	Нормальне напруження, МПа
Вздовж осі «Z» ГСК 2	1,4	-101,5
Вздовж осі «Z» ГСК 2	1,2	-102,0
Вздовж осі «Y» ГСК 2	5,4	-98,0
Вздовж осі «Y» ГСК 2	-3,01	-106,0

Зазначимо, що дослідження проведено для випадку, коли над жолобом / каверною знаходиться гладка частина бурильної труби, оскільки такі умови з більшою відповідністю можна реалізувати в лабораторних умовах.

Скріншот результатів обчислення для 2-го випадку подано на рисунку 2.8.

На наступному кроці, нами проведено аналогічні дослідження за допомогою фізичного моделювання, з використанням модернізованого лабораторного стенду, конструкція якого описана в підрозділі 2.1.

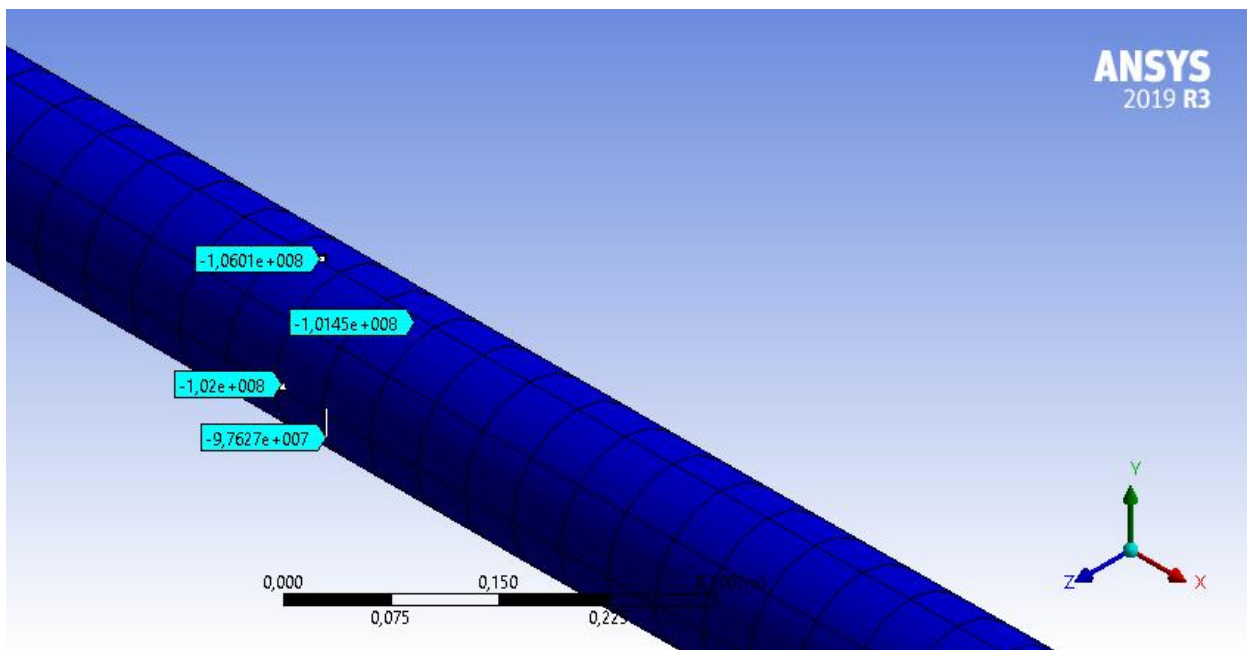


Рисунок 2.8 – Результати обчислення нормальних напружень на поверхні бурильної труби згідно з 2-м випадком розрахунку

В якості моделі бурильної колони використано мідну трубку, порожнина якої заповнена сумішшю залізної (88%) та свинцевої стружок (12%) [6], з метою забезпечення критеріальної подібності між моделлю та натурною бурильною трубою. Їх геометрично-вагові характеристики подані в таблиці 2.3 [6].

Для дослідження імітатори стінки свердловини були виставлені співвісно, адже стовбур свердловини – прямолінійний. Використовуючи першу рівність (2.2), обчислено, що відстань між імітаторами, що моделюють місця початку та закінчення жолоба / каверни, становить 1,016 м. Сусідні з ними імітатори, що моделюють стовбур свердловини, розміщено на віддалі 0,508 м. Далі, на такі ж дистанції, розміщено опорний та навантажувальний вузли по кінцях моделі бурильної колони. Шасі стенду було розміщено під кутом 24° до вертикалі. Додаткова осьова сила, згідно з 1-м випадком, не прикладалася.

Таблиця 2.3 – Геометрично-вагові характеристики бурильної колони та відповідної їй моделі

Назва параметру	Значення параметру	
	натурний об'єкт (стальна бурильна труба ТБПК 127)	модель (мідна трубка)
Зовнішній діаметр, м	0,127	0,015
Внутрішній діаметр, м	0,111	0,013
Модуль пружності першого роду, Нм ²	$2,1 \cdot 10^{11}$	$1,1 \cdot 10^{11}$
Момент інерції поперечного перерізу, м ⁴	$0,53 \cdot 10^{-5}$	$0,11 \cdot 10^{-8}$
Вага одиниці довжини, Н/м	230,3	3,9 [14,9]

Наступним кроком було знято покази напруги з тензорезисторів, які знаходяться по середині над моделлю жолоба / каверни (схема розміщення тензорезисторів подана на рисунку 2.6). Нами було проведено 4-ри блоки вимірювань, кожен з яких від попереднього відрізнявся тим, що модель бурильної колони було повернуто на кут 90°. Результати відображено в таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Результати вимірювання напруги на тензорезисторах

Номер тензорезистора	Напруга, В×10 ⁻²				
	Вимір. №1	Вимір. №2	Вимір. №3	Вимір. №4	Сер. знач.
1	-0,510	-0,513	-0,513	-0,512	-0,512
2	-0,514	-0,512	-0,512	-0,511	-0,512
3	-0,517	-0,514	-0,513	-0,519	-0,516
4	-0,507	-0,509	-0,504	-0,510	-0,508

Отримані експериментальні дані (див. таблиця 2.4) перевірено на наявність похибок (промахів) вимірювання за допомогою критерію Діксона. При цьому, нами було обрано рівень значущості $\alpha=0,01$, відповідно, знайдено критичне значення критерію Діксона $r^*=0,679$ [75]. Дані експерименту розташовано у порядку зростання, тобто у варіаційні ряди. На промахи, проаналізовано крайні (перші та останні) значення утворених варіаційних рядів. Далі було здійснено розрахунки числових значень критеріїв перевірки r крайніх значень варіаційних рядів згідно формул наведених в таблиці 2.1. Перевірку вибірок проведено за допомогою програми MS Excel (див. рисунки 2.8, 2.9).

Результати експериментальних вимірювань				
	тензорезистор 1	тензорезистор 2	тензорезистор 3	тензорезистор 4
Повторні вимірювання	-0.51 -0.512 -0.513 -0.513	-0.511 -0.512 -0.512 -0.514	-0.513 -0.514 -0.517 -0.519	-0.504 -0.507 -0.509 -0.51
Критерій Діксона для перевірки першого значення варіаційного ряду. r	$= (C4 - C3) / (C6 - C3)$	$= (D4 - D3) / (D6 - D3)$	$= (E4 - E3) / (E6 - E3)$	$= (F4 - F3) / (F6 - F3)$
Критичне значення критерію Діксона. r^*	0.926	0.926	0.926	0.926
Висновок: Критерій Діксона для перевірки останнього значення варіаційного ряду. r	$= (C6 - C5) / (C6 - C3)$	$= (D6 - D5) / (D6 - D3)$	$= (E6 - E5) / (E6 - E3)$	$= (F6 - F5) / (F6 - F3)$
Критичне значення критерію Діксона. r^*	0.926	0.926	0.926	0.926
Висновок:	$= IF(C8 > C9; "промах"; "вибірka однорідна")$	$= IF(D8 > D9; "промах"; "вибірka однорідна")$	$= IF(E8 > E9; "промах"; "вибірka однорідна")$	$= IF(F8 > F9; "промах"; "вибірka однорідна")$

Рисунок 2.8 – Розрахункові формули статистичної перевірки вибірок на наявність промахів експериментальних вимірювань (без врахування дії осьової сили)

Результати експериментальних вимірювань				
	тензорезистор 1	тензорезистор 2	тензорезистор 3	тензорезистор 4
Повторні вимірювання	-0.510	-0.511	-0.513	-0.504
	-0.512	-0.512	-0.514	-0.507
	-0.513	-0.512	-0.517	-0.509
	-0.513	-0.514	-0.519	-0.510
Критерій Діксона для перевірки <u>першого</u> значення варіаційного ряду, r	0,666666667	0,333333333	0,166666667	0,5
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, r^*	0,926	0,926	0,926	0,926
Висновок:	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>
Критерій Діксона для перевірки <u>останнього</u> значення варіаційного ряду, r	0	0,666666667	0,333333333	0,166666667
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, r^*	0,926	0,926	0,926	0,926
Висновок:	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>

Рисунок 2.9 – Результати розрахунків для статистичної перевірки вибірок на наявність промахів експериментальних вимірювань (без врахування дії осьової сили)

В результаті порівняння крайніх (перших та останніх) значень варіаційних рядів отриманих експериментальних вимірювань зроблено висновок, про однорідність вибірок, а отже – відсутність промахів вимірювань (див. рисунок 2.9).

Наступним кроком, згідно з залежністю (2.1), розраховано величину нормальних напружень на поверхні моделі бурильної колони, використовуючи середні значення напруг. І, насамкінець, використовуючи 4-ту рівність (2.2), здійснено перерахунок напружень у величини, що відповідають натурній бурильній колоні. Результати обчислень проілюстровано за допомогою таблиці 2.5.

Як бачимо, дані з таблиць 2.2 і 2.5 добре корелюють. Середнє відхилення величин напружень, обчислених аналітично та отриманих експериментально, становить $\approx 5\%$.

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку нормальних напружень на моделі та відповідній їй натурній бурильній колоні

Номер тензорезистора	Напруження на поверхні моделі, бур. колони, МПа	Напруження на поверхні бур. колони, МПа
1	0,7	1,3
2	0,7	1,3
3	2,9	5,3
4	-1,7	-3,1

Далі, лабораторний експеримент було проведено повторно, за виключенням того, що модель бурильної колони додатково навантажили силою стиску, яка в реальних експлуатаційних умовах задана на рівні 350 кН. Тож, використовуючи залежності (2.2), визначено, що модель слід навантажити силою 2675 Н. З врахуванням конструкції навантажувального вузла, та згідно з формулою (2.3) вага тягарців повинна становити 322 Н. При цьому розміри навантажувального вузла згідно з рисунком 2.3 становлять: $l_1 = 0,359$; $l_2 = 0,044$; $l_3 = 0,12$; $l_4 = 0,127$; $r_{ниду} = 0,018$; $\alpha_P = 90^\circ$.

Результати зчитування напруг з тензорезисторів у випадку, коли модель бурильної колони навантажена осьовою силою стиску подано в таблиці 2.6.

Використовуючи критерій Діксона, за схемою описаною вище, проведено статистичний аналіз на наявність промахів серед даних, отриманих в результаті вимірювання напруги на тензорезисторах моделі трубною колоні при дії осьової сили (див. рисунок 2.10 та 2.11).

Таблиця 2.6 – Результати вимірювання напруги на тензорезисторах моделі трубної колони при дії осьової сили

Номер тензорезистора	Напруга, В×10 ⁻²				Середнє значення
	Вимір. №1	Вимір. №2	Вимір. №3	Вимір. №4	
1	-0,418	-0,418	-0,414	-0,417	-0,417
2	-0,416	-0,417	-0,418	-0,415	-0,417
3	-0,418	-0,420	-0,420	-0,419	-0,419
4	-0,413	-0,412	-0,411	-0,415	-0,413

Результати експериментальних вимірювань (при дії осьової сили)				
	тензорезистор 1	тензорезистор 2	тензорезистор 3	тензорезистор 4
Повторні вимірювання	-0,414	-0,415	-0,418	-0,411
	-0,417	-0,416	-0,419	-0,412
	-0,418	-0,417	-0,42	-0,413
	-0,418	-0,418	-0,42	-0,415
Критерій Діксона для перевірки <u>першого</u> значення варіаційного ряду, <i>r</i>	$= (C4 - C3) / (C6 - C3)$	$= (D4 - D3) / (D6 - D3)$	$= (E4 - E3) / (E6 - E3)$	$= (F4 - F3) / (F6 - F3)$
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, <i>r</i> *	0,926	0,926	0,926	0,926
<u>Висновок:</u> Критерій Діксона для перевірки <u>останнього</u> значення варіаційного ряду, <i>r</i>	$= (C6 - C5) / (C6 - C3)$	$= (D6 - D5) / (D6 - D3)$	$= (E6 - E5) / (E6 - E3)$	$= (F6 - F5) / (F6 - F3)$
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, <i>r</i> *	0,926	0,926	0,926	0,926
<u>Висновок:</u>	$= IF(C11 > C12; "промах"; "вибірка однорідна")$	$= IF(D11 > D12; "промах"; "вибірка однорідна")$	$= IF(E11 > E12; "промах"; "вибірка однорідна")$	$= IF(F11 > F12; "промах"; "вибірка однорідна")$

Рисунок 2.10 – Розрахункові формули статистичної перевірки вибірок на наявність промахів експериментальних вимірювань (з врахуванням дії осьової сили)

Результати експериментальних вимірювань (при дії осьової сили)				
	тензорезистор 1	тензорезистор 2	тензорезистор 3	тензорезистор 4
Повторні вимірювання	-0,414	-0,415	-0,418	-0,411
	-0,417	-0,416	-0,419	-0,412
	-0,418	-0,417	-0,420	-0,413
	-0,418	-0,418	-0,420	-0,415
Критерій Діксона для перевірки <u>першого</u> значення варіаційного ряду, r	0,75	0,333333333	0,5	0,25
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, r^*	0,926	0,926	0,926	0,926
Висновок:	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>
Критерій Діксона для перевірки <u>останнього</u> значення варіаційного ряду, r	0	0,333333333	0	0,5
<u>Критичне</u> значення критерію Діксона, r^*	0,926	0,926	0,926	0,926
Висновок:	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>	<i>вибірка однорідна</i>

Рисунок 2.11 – Результати розрахунків для статистичної перевірки вибірок на наявність промахів експериментальних вимірювань (з врахуванням дії осьової сили)

В результаті порівняння крайніх (перших та останніх) значень варіаційних рядів отриманих експериментальних вимірювань напруги на тензорезисторах моделі трубної колони при дії осьової сили зроблено висновок, про однорідність вибірок, а отже – відсутність промахів вимірювань (рисунок 2.11).

На рисунку 2.12 відображено скріншот робочого вікна програми «АСР Tenzo» під час зчитування інформації з тензорезистора № 2 протягом вимірювання № 4.

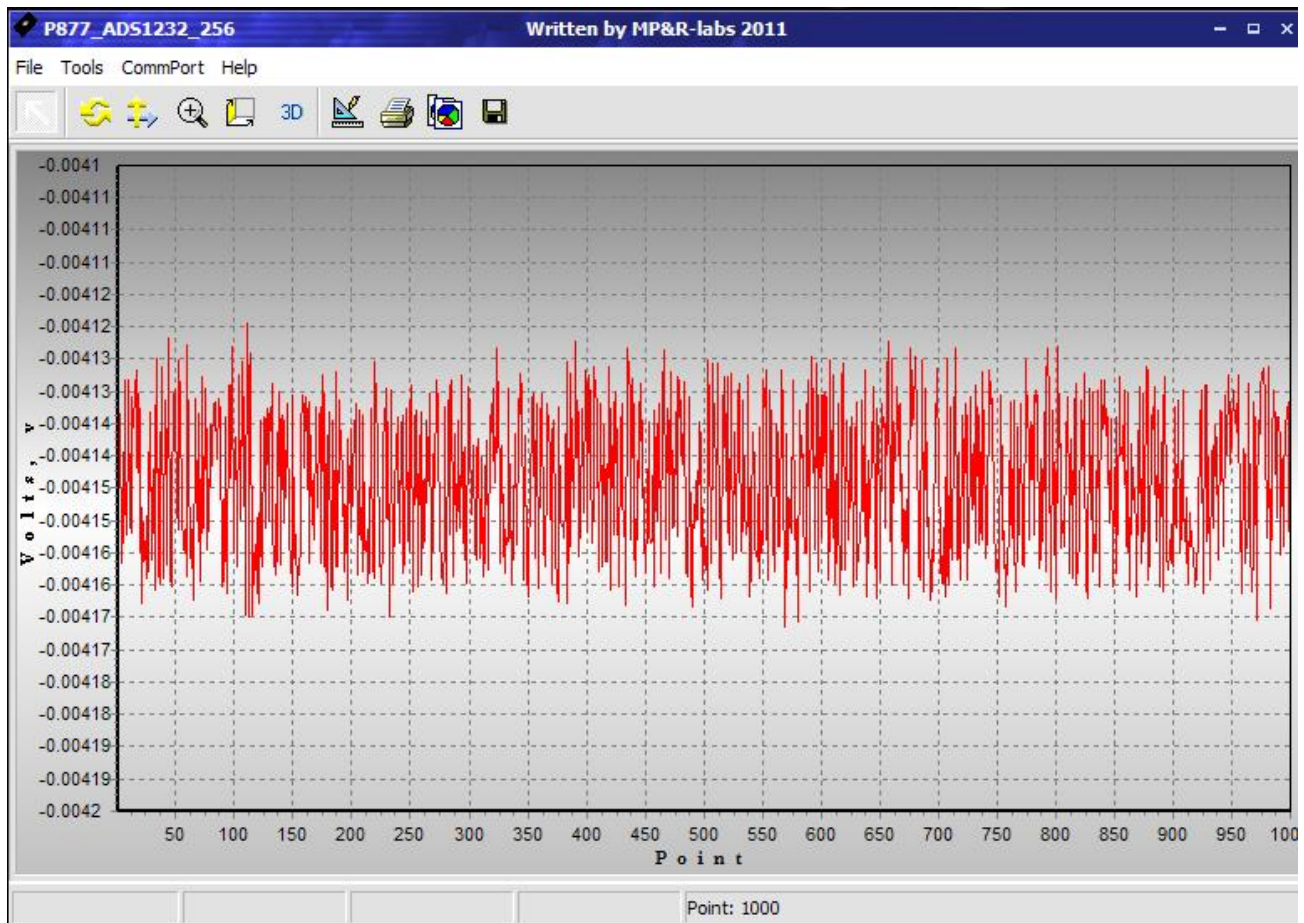


Рисунок 2.12 – Скріншот робочого вікна програми для зчитування даних із аналого-цифрового перетворювача для тензорезистора № 2, вимірювання № 4

Відтак, як і для попередніх вимірювань, було застосовано рівняння (2.1) з метою розрахунку величин нормальних напружень, які діяли на поверхні мідної трубки-моделі. Далі, ці величини згідно 4-ю рівністю (2.2) перетворено в нормальні напруження, які б діяли на поверхні реальної бурильної колони (див. таблицю 2.7).

Як і для першої частини експерименту, було визначено в відсотках відхилення розрахункових (див. таблицю 2.2) та експериментальних (див. таблицю 2.7) величин нормальних напружень, яке становить $\approx 4\%$.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку нормальних напружень на моделі та відповідній їй натурній бурильній колоні за дії осьової сили стиску

Номер тензорезистора	Напруження на поверхні моделі, бур. колони, МПа	Напруження на поверхні бур. колони, МПа
1	-57,7	-105,4
2	-57,7	-105,4
3	-56,5	-103,2
4	-60,2	-109,9

Як бачимо, різниця між розрахунковими та експериментальними даними становить не більше 5 %, що, безумовно, свідчить про коректність запропонованих методів як математичного, так і фізичного моделювання напружено-деформованого стану бурильних колон.

2.3 Висновки до розділу 2

Проведено модернізацію експериментального стенду, що дозволяє в лабораторних умовах досліджувати напружено-деформований стан моделей ділянок бурильних колон, що знаходяться у свердловині з довільно викривленою віссю. Зокрема реалізовано можливість навантажувати моделі осьовою силою як розтягу так і стиску, а також крутним моментом.

З метою перевірки адекватності запропонованих теоретичних підходів, проведено лабораторні дослідження напружено-деформованого стану моделі бурильної колони в заданих експлуатаційних умовах, використовуючи вказаний експериментальний стенд, а результати експерименту порівняно з даними, отриманими аналітично за допомогою методу, запропонованого в даній роботі (див. розділ 3). Встановлено, що відмінність між теоретичними та

експериментальними результатами становить максимум 5 %, що може свідчити про їх коректність.

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН КОЛОНИ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

3.1 Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини

Як було зазначено у 1-му розділі даної роботи, метод скінченних елементів є, безумовно, одним із найбільш перспективних напрямків для аналізу напружено-деформованого стану колон бурильних труб. Особливо це стосується складних випадків навантаження в свердловинах із довільно викривленою в просторі віссю.

Тож, нами пропонується наступний підхід для вирішення вказаної вище задачі [1, 8]. Перед початком 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».

Взаємна орієнтація осей вказаних систем координат і напрямки їх осей у відповідності зі сторонами світу вказані в таблиці 3.1.

На першому етапі розрахунку слід провести аналіз інклінометричних і профілеметричних показників свердловини та окреслити найбільш небезпечний інтервал. Загалом такими є криволінійні ділянки з найбільшою інтенсивністю викривлення та, так звані, локальні перегини осі свердловини. Необхідно виділити координати точок інклінометрії небезпечного інтервалу в ГСК 1 та подати їх у вигляді таблиці 3.2.

Таблиця 3.1 – Взаємна орієнтація осей систем координат

Орієнтація згідно з сторонами світу	Осі ГСК 1	Осі ЛСК	Осі ГСК 2
Абсолютна глибина	X	x	X_{sw}
Відхилення в напрямку «Північ – Південь»	Y	y	Y_{sw}
Відхилення в напрямку «Схід – Захід»	Z	z	Z_{sw}

Таблиця 3.2 – Координати точок інклінометрії на небезпечному інтервалі в ГСК1

Ідентифікатор точки	Координати	Примітка
a	$X_a; Y_a; Z_a$	Початкова точка інтервалу
1	$X_1; Y_1; Z_1$	Точка розміщення початку ділянки бурильної колони
2	$X_2; Y_2; Z_2$	Проміжна точка інклінометрії
3	$X_3; Y_3; Z_3$	Проміжна точка інклінометрії
...		
n	$X_n; Y_n; Z_n$	Точка розміщення кінця ділянки бурильної колони
b	$X_b; Y_b; Z_b$	Кінцева точка інтервалу

Надалі, будемо моделювати напружено-деформований стан ділянки колони бурильних труб, яка знаходиться саме в небезпечному інтервалі.

Далі, використовуючи підхід запропонований в роботі [74], координати кожної точки з таблиці 3.2 перераховуються в відповідні координати відносно ЛСК (див. таблицю 3.3).

Таблиця 3.3 – Координати точок інклінометрії на небезпечному інтервалі в ЛСК

Ідентифікатор точки	Координати в ГСК 1	Координати в ЛСК
a	$X_a; Y_a; Z_a$	$x_a; y_a; z_a$
1	$X_1; Y_1; Z_1$	$0; 0; 0$
2	$X_2; Y_2; Z_2$	$x_2; y_2; z_2$
3	$X_3; Y_3; Z_3$	$x_3; y_3; z_3$
...		
n	$X_n; Y_n; Z_n$	$x_n; 0; 0$
b	$X_b; Y_b; Z_b$	$x_b; y_b; z_b$

Для подальшого аналізу ГСК 2 програмного середовища «SolidWorks» суміщаємо з ЛСК.

Відтак, ділянку колони бурильних труб нами змодельовано в вигляді тривимірного твердотільного об'єкту для середовища «SolidWorks». Розміри моделі повністю відповідають розмірам бурильних труб, включно з замковими різьбовими з'єднаннями та прилеглими до них висадженими частинами тіла згідно з стандартом «API Specification 5D» [76]. Втім, для прискорення процесу розрахунку, сама замкова різьба не моделювалася. Фізико-механічні властивості

матеріалу бурильних труб також можуть бути задані для кожного конкретного випадку розрахунку.

В якості моделі свердловини, з якою взаємодіє колона бурильних труб, використано «вирізку» з гірського масиву в вигляді кільця. Параметри матеріалу «вирізки» відповідають усередненим значенням фізико-механічних властивостей ґрунтів і можуть точно задаватися згідно з конкретними умовами буріння.

Загалом, моделювання стовбура свердловини за допомогою невеликого його фрагменту дозволяє зменшити загальну кількість скінчених елементів необхідних для дослідження системи «бурильна колона – свердловина» й, таким чином, скоротити час розрахунку.

На першому етапі розрахунку припустимо, що вісь колони бурильних труб буде перетинати точки інклінометрії небезпечного інтервалу. Проведемо аналіз напружено-деформованого стану моделі в даному випадку.

В середовищі «SolidWorks» створюємо збірку. Початок моделі ділянки бурильної колони 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 «X» ГСК 2, а кількість дорівнює кількості проміжних точок інклінометрії (див. таблицю 3.2). Координати «X» 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 (див. таблицю 3.4).

В початковій та кінцевій точці, напрям дотичної до осі симетрії моделі бурильної колони задається кутами $\alpha^{Oxz}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxy}_{n(0)}$, $\alpha^{Oxz}_{n(1)}$ та $\alpha^{Oxy}_{n(1)}$, які можна визначити згідно з методикою, наведеною в роботі [74].

Таблиця 3.4 – Зовнішні навантаження та переміщення, що прикладаються до збірки на першому етапі розрахунку

Місце прикладення	Вид	Ступені вільності та в'язі
1	2	3
Початок моделі ділянки бурильної колони	«Дистанційне переміщення»	<p>Положення: (0; 0; 0)</p> <p>Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – 0 Вздовж осі «Z» – 0</p> <p>Кутові переміщення: Навколо осі «X» – 0 Навколо осі «Y» – $\alpha^{Oxz}_{n(0)}$ Навколо осі «Z» – $\alpha^{Oxy}_{n(0)}$</p>
Фрагмент стовбура свердловини	«Дистанційне переміщення»	<p>Положення: ($x_i; 0; 0$), $i = 2 \dots n-1$;</p> <p>Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – y_i Вздовж осі «Z» – z_i</p> <p>Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується</p>

Продовження таблиці 3.4

1	2	3
Кінець моделі ділянки бурильної колони	«Дистанційне переміщення»	Положення: $(x_n; 0; 0)$ 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» – $\alpha^{Oxz}_{n(1)}$ Навколо осі «Z» – $\alpha^{Oxy}_{n(1)}$
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Осьова сила	Задається згідно з вихідними даними до розрахунку
Кінець моделі ділянки бурильної колони	Крутний момент	Задається згідно з вихідними даними до розрахунку

Після того, як всі зовнішні навантаження та переміщення прикладені, створюється сітка скінченних елементів і проводиться розрахунок напружено-деформованого стану. 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 $R_{Y(i)}, R_{Z(i)}, i = 2 \dots n-1$.

Цілком очевидно, що в експлуатаційних умовах вісь колони бурильних труб не співпадає з віссю криволінійного стовбура свердловини. Їх взаємне положення залежить від багатьох факторів, серед яких геометричні параметри та зовнішні навантаження. Для врахування цього проводиться другий етап розрахунку.

Відтак, щоб визначити дійсне положення ділянки колони бурильних труб по відношенню до стінок стовбура довільно викривленої у просторі свердловини розглянемо підхід, що розроблений в роботі [74]. Згідно з міркуваннями, викладеними в зазначеному дослідженні, вісь колони бурильних труб буде відхилятися від осі свердловини і проходитиме через певні точки (назвемо їх «точки контакту»), координати яких можна подати у вигляді

$$\left(x_i, y_i - \frac{R_{Y(i)}}{\mu_p}, z_i - \frac{R_{Z(i)}}{\mu_p} \right). \quad (3.1)$$

Тут

$$\mu_p = \frac{\sqrt{R_{Y(i)}^2 + R_{Z(i)}^2}}{r_{adm}},$$

$$r_{adm} = R_H - r_c,$$

де R_H – радіус стовбура свердловини, який визначається за результатами профілометрії; r_c – зовнішній радіус колони.

Далі, збірка для середовища «SolidWorks», виконана згідно з першим етапом розрахунку, модифікується шляхом зміни координат фрагментів стовбура свердловини на нові, враховуючи формулу (3.1) (див. таблицю 3.5).

Місце прикладання, вид і ступені вільності початку та кінця моделі ділянки бурильної колони залишаються незмінними та відповідають наведеним у таблиці 3.4.

І, насамкінець, проводяться обчислення напружено-деформованого стану збірки відповідно до другого етапу. Як і у попередньому випадку, за допомогою процедури «Result Advisor» ► «List Result Force» ► «Remote Load Interface Load» визначаємо компоненти реакцій, які виникли на фрагментах стовбура свердловини

у вигляді $R_{HY(i)}$, $R_{HZ(i)}$, $i = 2 \dots n-1$. Варто зазначити, що дані величини будемо вважати реакціями стінки свердловини.

Таблиця 3.5 – Вид, положення та величина переміщення фрагменту стовбура свердловини на другому етапі розрахунку

Місце прикладення	Вид	Ступені вільності та в'язі
Фрагмент стовбура свердловини	«Дистанційне переміщення»	<p>Положення: $(x_i; 0; 0)$, $i = 2 \dots n-1$; Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – $y_i - \frac{R_{Y(i)}}{\mu_p}$ Вздовж осі «Z» – $z_i - \frac{R_{Z(i)}}{\mu_p}$</p> <p>Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується</p>

Для того, щоб створити епюру нормальних чи дотичних напружень, які виникають у моделі бурильної колони, вибираємо: «Results» ► «Define Stress Plot». Для виокремлення перерізу в якому слід визначити напруження використовується команда «Section Clipping» ► «Probe».

Як бачимо, запропонований метод дозволяє аналізувати напружено-деформований стан ділянки бурильної колони, що знаходиться у стовбурі свердловини з довільними інклінометричними та профілометричними показниками. При цьому враховується власна вага бурильних труб та їх геометричні параметри, а також осьова сила та крутний момент, які діють на

колону. Окремо, варто зазначити, що за допомогою засобів «SolidWorks», є можливість визначати напруження в місцях їх концентрації, як от висаджена частина тощо.

Для оцінки адекватності та перевірки запропонованого підходу, спочатку ми вирішили порівняти його з вже відомими працями (наприклад [6]). В даному дослідженні було проаналізовано напружено-деформований стан бурильної колони зовнішнім діаметром 127 мм у локальному перегині свердловини № 10 Одеського родовища. В результаті аналізу інклінометрії було виділено небезпечний інтервал (див. таблицю 3.6).

Таблиця 3.6 – Координати точок інклінометрії на небезпечному інтервалі свердловини № 10 Одеського родовища

Ідентифікатор точки	Координати, м	Примітка
1	2	3
a	<i>998,4; 0; 0</i>	Початкова точка інтервалу
1	<i>1003,4; 0; 0</i>	Точка розміщення початку ділянки бурильної колони
2	<i>1008,4; 0; 0</i>	Проміжна точка інклінометрії
3	<i>1013,4; 0,15; 0</i>	Проміжна точка інклінометрії
4	<i>1018,4; 0,1; 0,21</i>	Проміжна точка інклінометрії

Продовження таблиці 3.6

1	2	3
5	<i>1023,4; 0,04; 0,48</i>	Точка розміщення кінця ділянки бурильної колони
b	<i>1028,4; 0,22; 0,83</i>	Кінцева точка інтервалу

Після перетворення координат необхідних точок із ГСК 1 в ЛСК отримаємо результати відображені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Координати точок інклінометрії на небезпечному інтервалі

Ідентифікатор точки	Координати в ГСК 1, м	Координати в ЛСК, м
a	<i>998,4; 0; 0</i>	<i>-4,9; 0,01; 0,12</i>
1	<i>1003,4; 0; 0</i>	<i>0; 0; 0</i>
2	<i>1008,4; 0; 0</i>	<i>4,9; -0,01; -0,12</i>
3	<i>1013,4; 0,15; 0</i>	<i>9,9; 0,13; -0,24</i>
4	<i>1018,4; 0,1; 0,21</i>	<i>14,9; 0,07; -0,15</i>
5	<i>1023,4; 0,04; 0,48</i>	<i>19,9; 0; 0</i>
b	<i>1028,4; 0,22; 0,83</i>	<i>24,9; 0,17; 0,23</i>

Для реалізації першого етапу розрахунку в середовищі «SolidWorks», створюємо тривимірну модель бурильної колони зовнішнім діаметром 127 мм (див. рисунок 3.1). Геометричні розміри тіла, висадженої частини та замкового з'єднання відповідають нормативній документації [76]. Параметри матеріалу моделі задані для сталі групи міцності G-105.

За аналогією, було створено модель фрагменту стовбура свердловини (див. рисунок 3.2), фізико-механічні властивості матеріалу якого відповідають аналогічним показникам гірської породи, в якій відбувалося буріння.

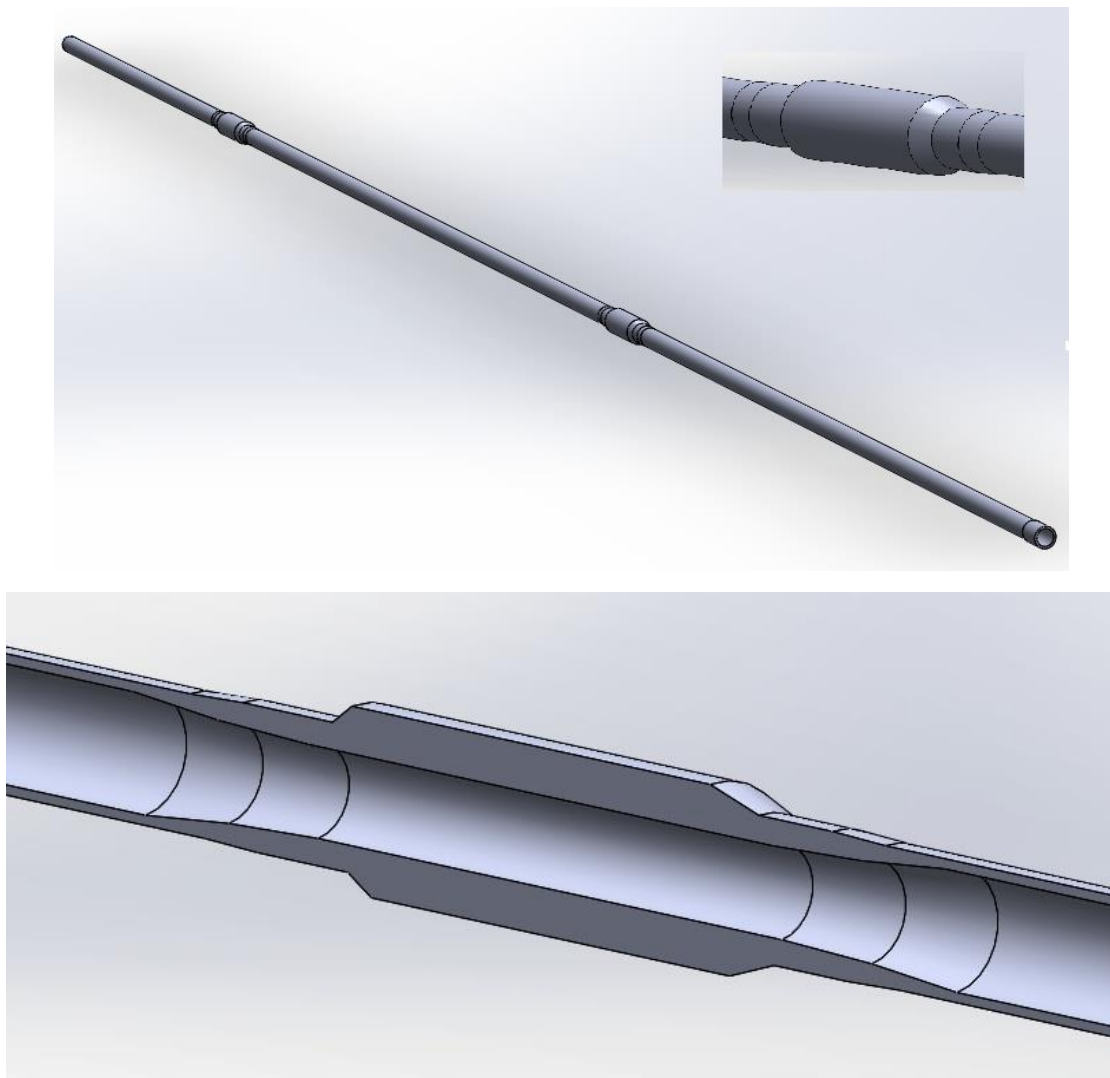


Рисунок 3.1 – Зовнішній вигляд і розріз тривимірної моделі ділянки колони бурильних труб у середовищі «SolidWorks»

Далі, розглянуті вище елементи було об'єднано в збірку (див. рисунок 3.3).
Позиціонування деталей проведено згідно з даними наведеними в таблиці 3.7.

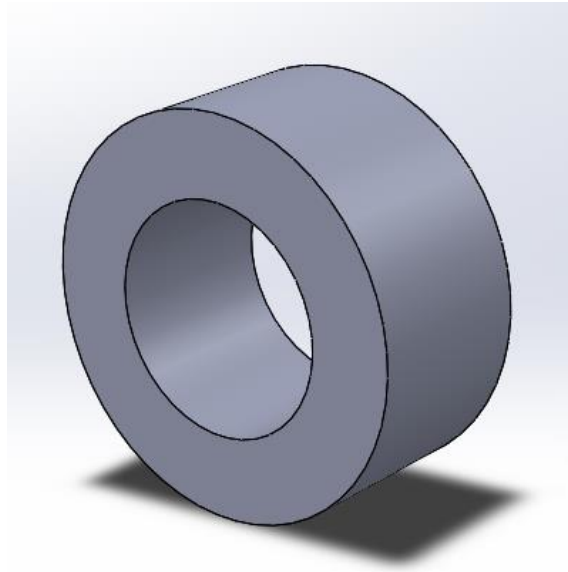


Рисунок 3.2 – Тривимірний модель свердловини в вигляді «вирізки» з гірського масиву

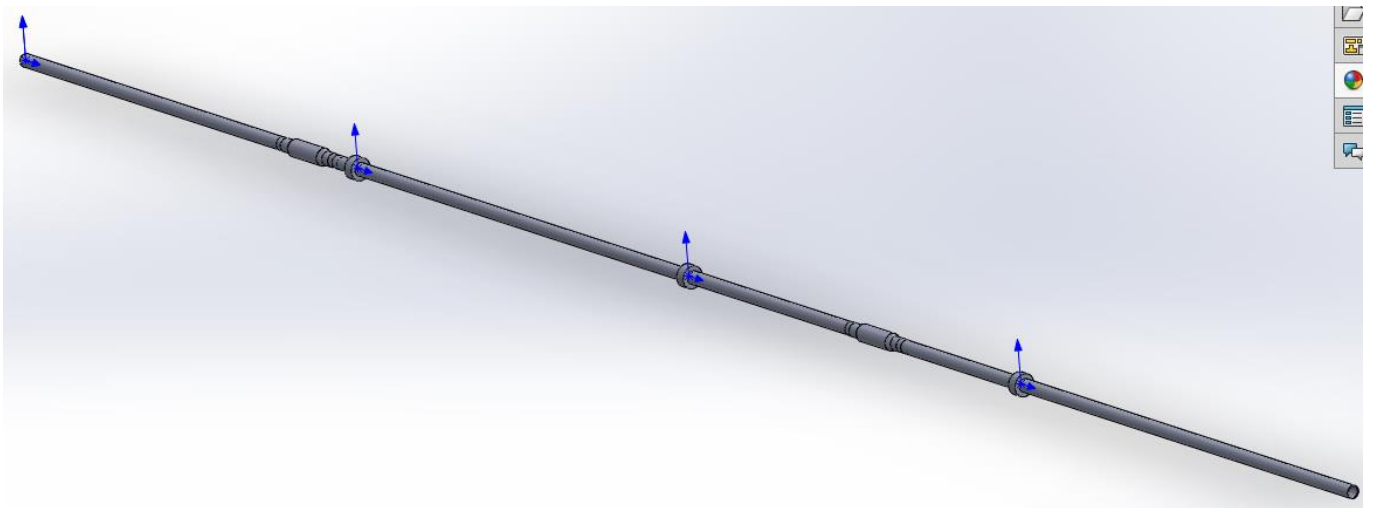


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд збірки для моделювання напружено-деформованого стану

Далі, до моделі, було прикладено силу ваги та зовнішні навантаження, згідно з таблицею 3.4, створено сітку скінченних елементів (див. рисунок 3.4) і проведено розрахунок.

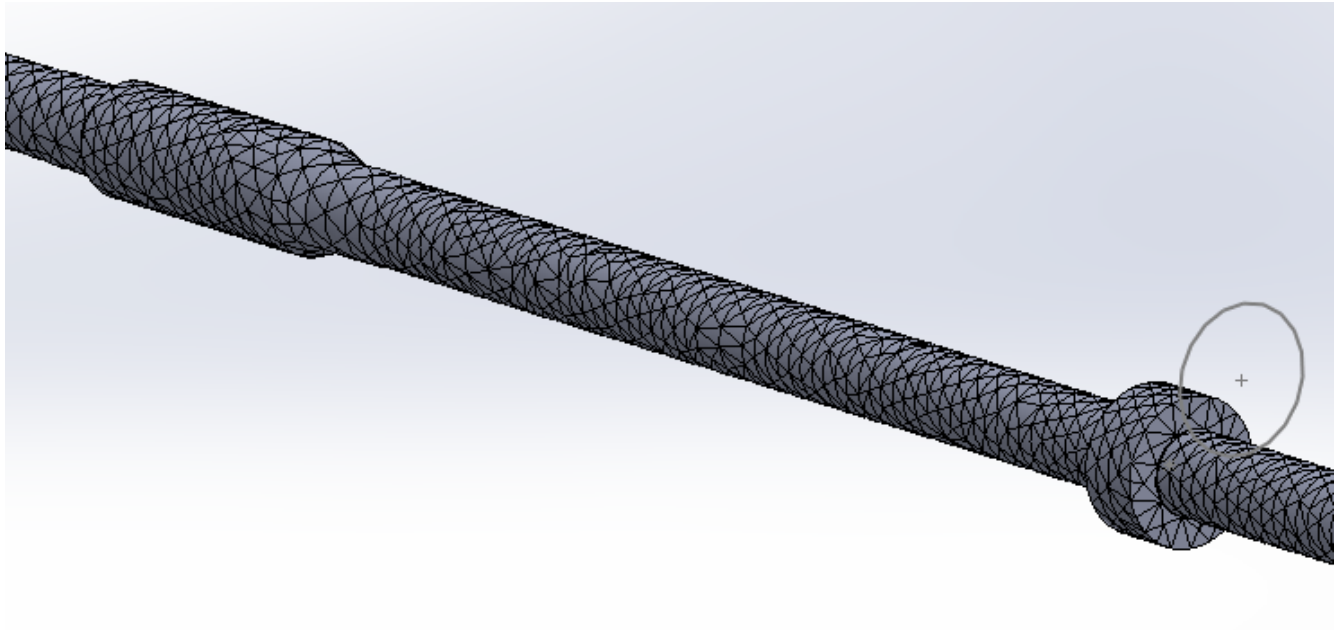


Рисунок 3.4 – Сітка скінченних елементів на моделі бурильної колони та «вирізки» стовбура свердловини

Компоненти реакцій, які виникли на фрагментах стовбура свердловини, у вигляді $R_{Y(i)}$, $R_{Z(i)}$, $i = 2 \dots n-1$, подано у таблиці 3.8.

Таблиця 3.8 – Результати визначення компонентів реакцій на фрагментах стовбура свердловини, для першого етапу розрахунку

Компонент реакції	Значення, Н
$R_{Y(2)}$	-15401
$R_{Z(2)}$	433
$R_{Y(3)}$	12332
$R_{Z(3)}$	-8452
$R_{Y(4)}$	0
$R_{Z(4)}$	0

Використовуючи вираз (3.1), було отримано величини переміщень фрагментів стовбура свердловини для другого етапу (див. таблицю 3.9).

Таблиця 3.9 – Вид, положення та величина переміщення фрагменту стовбура свердловини на другому етапі розрахунку

Місце прикладення	Вид	Ступені вільності та в'язі
Фрагмент стовбура свердловини	«Дистанційне переміщення»	Положення: $(4,9; 0; 0)$; Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – $(+0,036)$ Вздовж осі «Z» – $(-0,121)$ Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується
Фрагмент стовбура свердловини	«Дистанційне переміщення»	Положення: $(9,9; 0; 0)$; Лінійні переміщення: Вздовж осі «X» – 0 Вздовж осі «Y» – $(+0,092)$ Вздовж осі «Z» – $(-0,214)$ Кутові переміщення: Навколо осі «X» – не обмежується Навколо осі «Y» – не обмежується Навколо осі «Z» – не обмежується
Фрагмент стовбура свердловини	«Дистанційне переміщення»	Положення: $(14,9; 0; 0)$; Відсутній контакт

Провівши обчислення згідно з другим етапом, передусім, було отримано компоненти реакцій, які виникли на фрагментах стовбура свердловини (див. таблицю 3.10).

Таблиця 3.10 – Результати визначення компонентів реакцій на фрагментах стовбура свердловини після другого етапу розрахунку

Компонент реакції	Значення, Н
$R_{HY(2)}$	-2100
$R_{HZ(2)}$	-2290
$R_{HY(3)}$	4023
$R_{HZ(3)}$	-5495
$R_{HY(4)}$	Відсутній контакт
$R_{HZ(4)}$	Відсутній контакт

На рисунку 3.5 відображено епюру нормальних напружень у поперечному перерізі моделі бурильної колони.

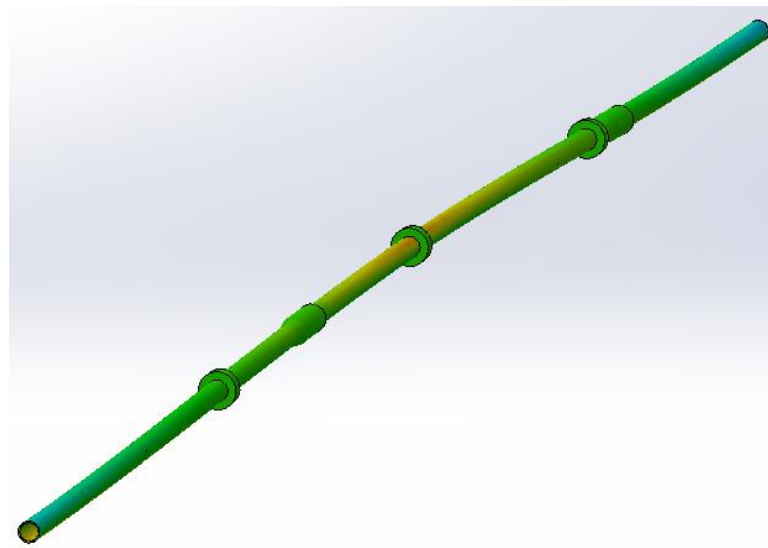


Рисунок 3.5 – Епюра нормальних напружень у поперечному перерізі моделі бурильної колони

Для порівняння отриманих результатів із вже відомими нами використано величини напружень, що визначені в роботі [6] теоретичним та лабораторним методами, використовуючи аналогічні вихідні дані: 90 МПа та 128 МПа відповідно. Тут слід звернути увагу на те, що напруження, отримані експериментальним шляхом, розраховувалися за результатами оброблення показів тензорезисторів, котрі були наклеєні на поверхню моделі бурильної колони вздовж осей інерції її поперечного перерізу, які є взаємно паралельними осям Y_{sw} та Z_{sw} ГСК 2.

Тож нами за допомогою функції «Probe» виміряно напруження посередині моделі ділянки бурильної колони в цих же місцях. Його максимальна величина становить 172 МПа. Цікаво зазначити, що отримана запропонованим в даній роботі методом величина нормального напруження відрізняється від вимірної експериментально 1,3 рази. В той же час, величина нормальних напружень визначених експериментально в 1,4 рази перевищує дані, розраховані теоретично у роботі [6].

Це свідчить про можливість та доцільність використання запропонованого в даній роботі підходу.

До того ж, на нашу думку, різниця між величинами нормальних напружень 172 МПа та 128 МПа може бути зумовлена тим, що запропонована в даній роботі модель, враховує наявність бурильних замків, в околі яких товщина стінки труб збільшується, а отже, і збільшується жорсткість колони на згин, що, в свою чергу, призводить до підвищення рівня напружень.

3.2 Вплив положення замкових різьбових з'єднань бурильної колони на її напружено-деформований стан

Як зазначено в попередньому підрозділі, зміна геометричних розмірів бурильної труби, в місці замкового різьбового з'єднання, призводить до зростання її жорсткості на згин. Відтак, це може впливати на деформацію пружної осі бурильної колони та на її напружено-деформований стан. Розглянемо як саме.

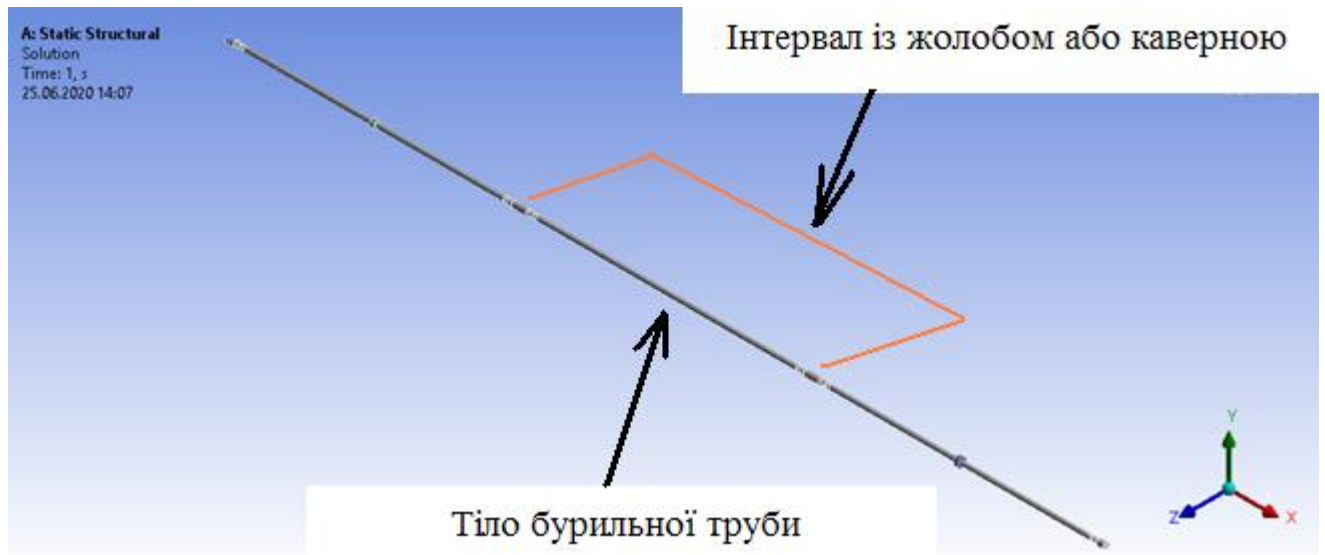
Для здійснення розрахунків, використаємо методику, відображену в попередньому підрозділі. За допомогою неї проаналізуємо напружено-деформований стан бурильної колони умовним діаметром 127 мм (товщина стінки труб 9,19 мм, група міцності матеріалу – «G-105») із замковими різьбовими з'єднаннями NC-50, що знаходиться в місці жолоба чи каверни свердловини № 77 Семиренківського газоконденсатного родовища. Розглядається прямолінійна ділянка свердловини з zenітним кутом 24° . Довжину жолоба / каверни приймемо рівною довжині бурильної труби – 8,6 м.

Нами проведено аналітичні дослідження для двох випадків: 1-й – над центральною частиною жолоба / каверни знаходиться тіло труби; 2-й – над центральною частиною жолоба / каверни знаходиться замкове різьбове з'єднання. При цьому, всі інші вихідні дані залишаються незмінними.

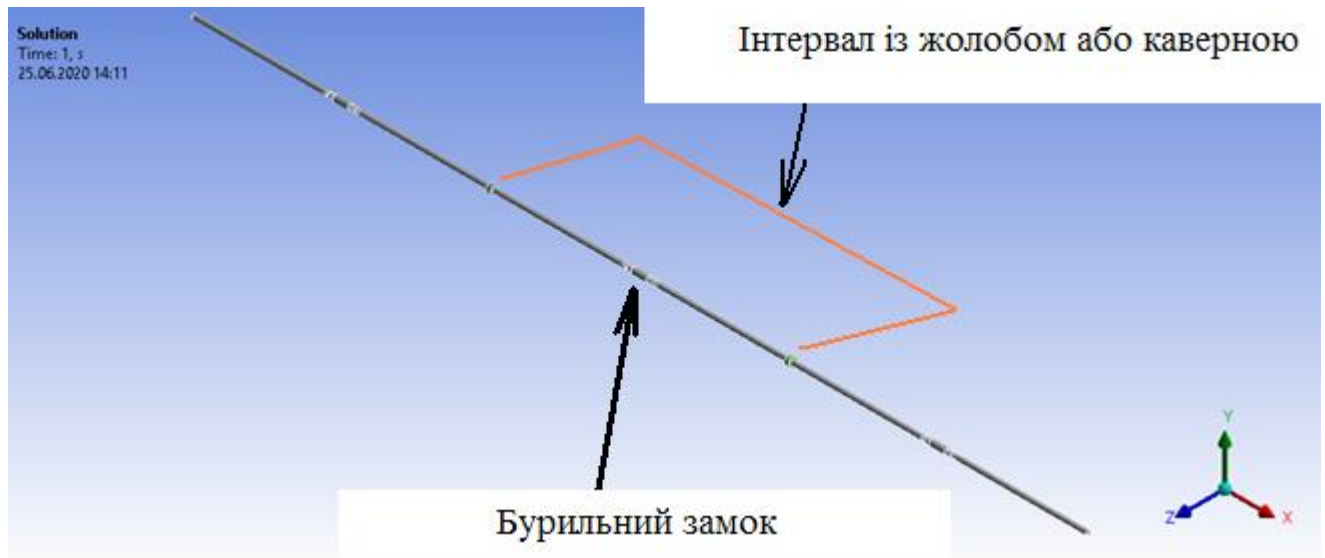
Оскільки, ділянка свердловини в якій знаходиться бурильна колона є прямолінійною, то немає необхідності проводити розрахунки, що стосуються перетворення систем координат. Приймається, що недеформована вісь бурильної колони співпадає з віссю «X» ГСК 2 робочого середовища «AnSYS». Для врахування величини zenітного кута свердловини, напрям вектора прискорення земного тяжіння задається в площині «X0Y» ГСК 2 під кутом 24° до осі «X».

Для реалізації першого етапу обчислень, нами створено дві тривимірні твердотільні моделі бурильної колони, з фрагментами стовбура свердловини, для

двох випадків взаємного положення бурильної колони та жолоба / каверни (див. рисунок 3.6).



а)



б)

а) – для першого випадку

б) – для другого випадку

Рисунок 3.6 – Тривимірна твердотільна модель ділянки бурильної колони з фрагментами стовбура свердловини

До моделей, були прикладені зовнішні навантаження та створено сітку скінченних елементів (див. рисунок 3.7).

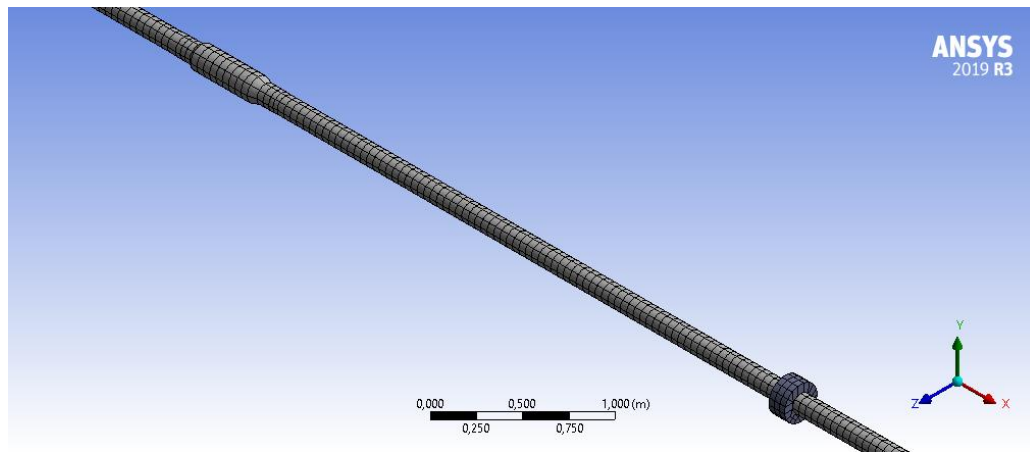


Рисунок 3.7 – Створення сітки скінченних елементів на моделі ділянки бурильної колони з фрагментами стовбура свердловини

По завершенню розрахунків першого етапу для двох випадків положення бурильної колони по відношенню до жолоба / каверни були отримані наступні величини реакцій (див. таблицю 3.11 для 1-го випадку й таблицю 3.12 для 2-го випадку).

Таблиця 3.11 – Результати визначення компонентів реакцій для першого етапу розрахунку 1-го випадку

Місце прикладення реакції	Компонент реакції	Значення, Н
1	2	3
<i>Початок моделі ділянки бурильної колони</i>	R_Y	417
	R_Z	0

Продовження таблиці 3.11

1	2	3
<i>Фрагмент стовбура свердловини № 1</i>	R_Y	297
	R_Z	0
<i>Замкове різьбове з'єднання № 1</i>	R_Y	1071
	R_Z	0
<i>Замкове різьбове з'єднання № 2</i>	R_Y	1071
	R_Z	0
<i>Фрагмент стовбура свердловини № 2</i>	R_Y	299
	R_Z	0
<i>Кінець моделі ділянки бурильної колони</i>	R_Y	410
	R_Z	0

Таблиця 3.12 – Результати визначення компонентів реакцій для першого етапу розрахунку 2-го випадку

Місце прикладення реакції	Компонент реакції	Значення, Н
1	2	3
<i>Початок моделі ділянки бурильної колони</i>	R_Y	282
	R_Z	0
<i>Замкове різьбове з'єднання № 1</i>	R_Y	493
	R_Z	0
<i>Фрагмент стовбура свердловини № 1</i>	R_Y	1011
	R_Z	0
<i>Фрагмент стовбура свердловини № 2</i>	R_Y	1010
	R_Z	0

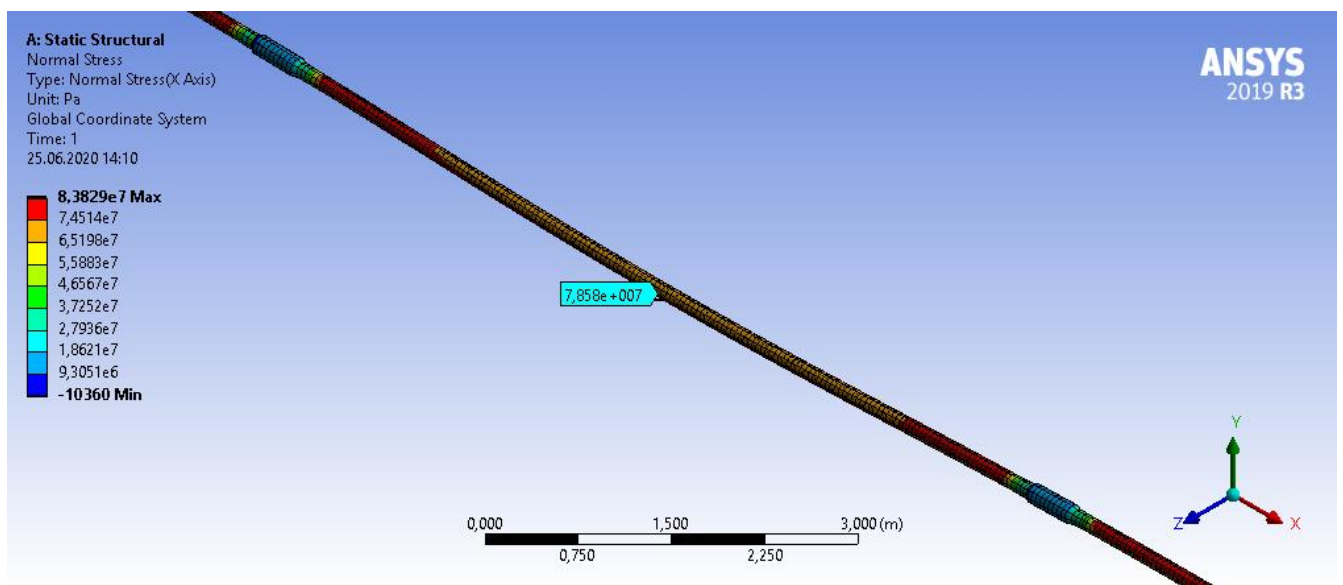
Продовження таблиці 3.12

1	2	3
<i>Замкове різьбове з'єднання № 2</i>	R_Y	489
	R_Z	0
<i>Кінець моделі ділянки бурильної колони</i>	R_Y	284
	R_Z	0

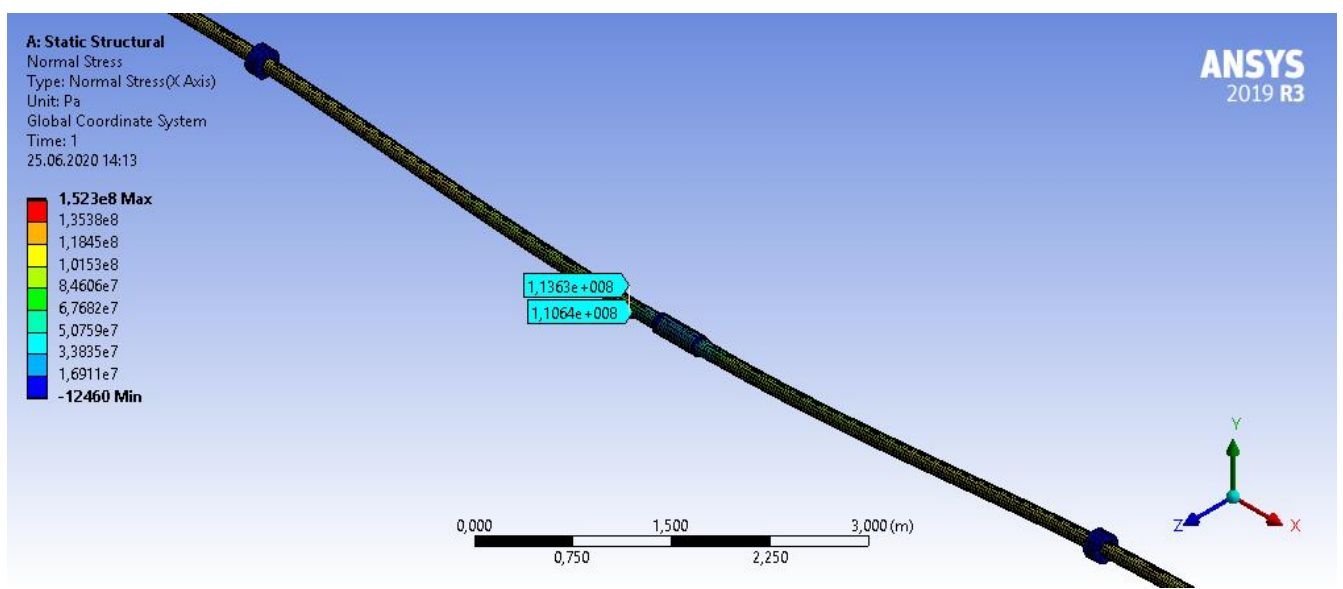
Використовуючи дані з таблиць 3.11 та 3.12, слід за формулою (3.1) визначити координати точок контакту та, маючи їх, перейти до другого етапу розрахунку. Втім, у даному випадку, в цьому немає потреби. Як бачимо, з таблиць 3.11 та 3.12, реакції, що виникли на фрагментах стовбура свердловини та замкових різьбових з'єднаннях, складаються виключно з компонентів паралельних осі «Y» ГСК 2 із знаком «плюс». Це означає, що в обох випадках розрахунку бурильна колона лежатиме на нижній частині стінки свердловини.

Таким чином, результати згідно з другим етапом розрахунку подані в вигляді суміщених епюр нормальних напружень та деформацій, що відображені на рисунку 3.8.

Як бачимо з рисунка 3.8, максимальне нормальне напруження, зафіксоване для 1-го випадку розрахунку, становить 78,6 МПа; для 2-го випадку розрахунку – 113,6 МПа. Відмінність становить 45 %. Цікаво зазначити, що обидва розрахунки проведені для абсолютно ідентичних вихідних даних. Єдина відмінність полягає в розміщенні колони бурильних труб над жолобом / каверною. Як було зазначено, в 1-му випадку посередині дефекту стінки свердловини знаходилась гладка частина тіла бурильної труби; в 2-му випадку – замкове різьбове з'єднання. При цьому, відмінність у розрахунковій величині нормального напруження становить майже півтора рази, що, безумовно, є суттєвою величиною.



a)



б)

Рисунок 3.8 – 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

3.3 Аналіз стійкості пакету пружних оболонок пристрою для керування траєкторією свердловин

Цілком очевидно, що одним із шляхів запобігання відмовам колон бурильних труб є зниження рівня їх деформацій та, як наслідок, нормальних і дотичних напружень у поперечному перерізі. Це, зокрема, можна досягнути керуючи траєкторією свердловин, забезпечуючи необхідну форму їх осі, з огляду на безвідмовну експлуатацію колон бурильних труб.

Вирішення даного завдання на практиці проводиться за допомогою спеціальних пристроїв, які називаються «керованими відхильниками» або «відхильниками для направленої буріння» тощо. Один із таких пристроїв розроблений науковцями Івано-Франківського Національного технічного університету нафти і газу [77].

Згаданий пристрій працює наступним чином. При опусканні бурового інструменту в свердловину та створенні навантаження на долото, відхильник знаходиться в вихідному положенні з нульовим кутом викривлення. Коли навантаження на долото перевищує деяке наперед задане критичне зусилля, пристрій переходить у режим викривлення осі свердловини. При необхідності перевести відхильник у вихідне (початкове) положення, з нульовим кутом перекосу, достатньо зняти навантаження на долото, припіднявши інструмент над вибоєм.

Однією з головних деталей, яка забезпечує вище описаний алгоритм роботи пристрою є, так званий, пакет пружних оболонок. Саме він, втрачаючи поздовжню стійкість та повертаючись до першопочаткової форми пружної рівноваги, зумовлює перехід відхильника з одного режиму в інший.

Отже, спрацювання відхильника, що полягає в викривленні його осі, відбувається внаслідок дії критичного осьового зусилля, що спричиняє втрату стійкості пакетом пружних оболонок. При цьому величини абсолютної

поздовжньої деформації останнього повинно бути достатньо тільки для розблокування фіксації елементів, що забезпечують пряmolінійність осі пристрою. Це є вагомою перевагою запропонованої конструкції відхилювача порівняно з аналогами.

Тож, цілком очевидно, що критичне навантаження, при якому втрачає поздовжню стійкість пакет пружних оболонок, є надзвичайно важливою величиною, від якої залежить режим роботи відхилювача. Для її визначення нами створено тривимірну модель пакету пружних оболонок (див. рисунок 3.9), з зовнішнім діаметром 60 мм і висотою – 80 мм [5]. Даний елемент виконувався як монолітний блок. Відтак, товщина його стінки розраховується в залежності від кількості шарів навивки. При цьому, товщина сталевий полоси рівна 0,3 мм. В пакеті пружних оболонок виконується 6 отворів висотою 60 мм і шириною 7 мм. В якості основи для моделювання обрано «тверде тіло» із наступними механічними властивостями: модуль пружності першого роду – $2,05 \times 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона – 0,29; модуль пружності другого роду – $8,0 \times 10^{10}$ Па.



Рисунок 3.9 – Тривимірна модель пакету пружних оболонок

Аналіз стійкості тривимірної моделі проведено використовуючи метод скінченних елементів. Для цього до її верхнього торця було прикладено осьову силу, а нижній торець – защемлено (див. рисунок 3.10).

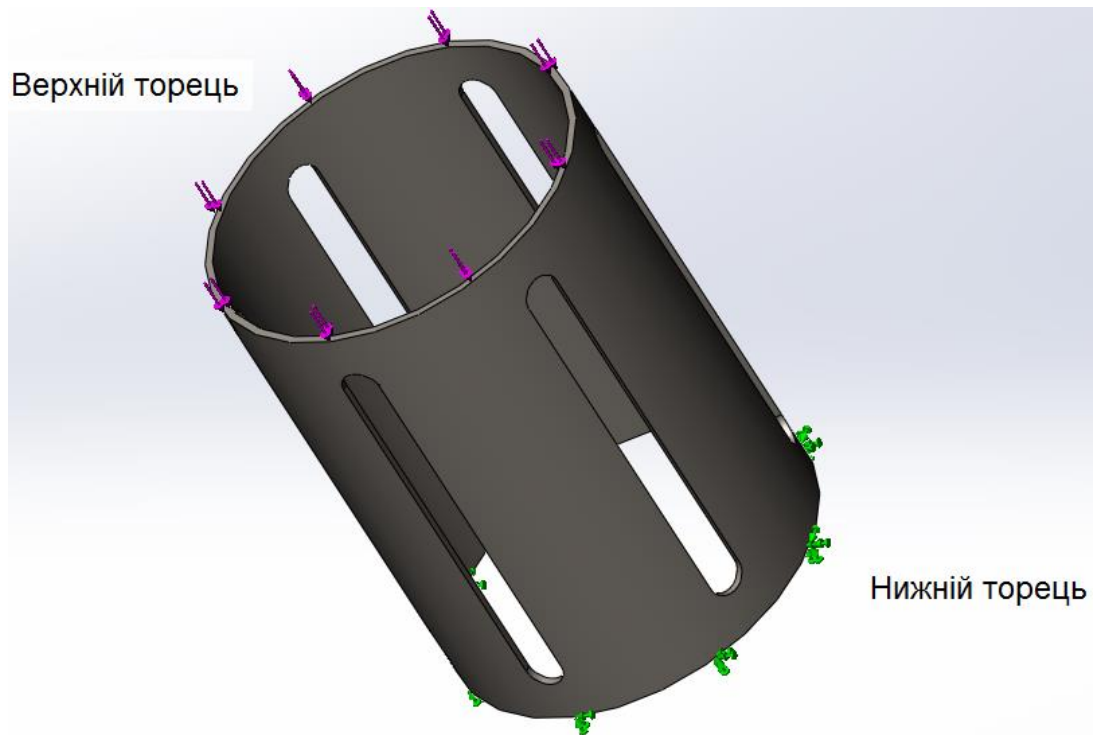


Рисунок 3.10 – Навантаження моделі пакету пружних оболонок

Після створення сітки скінченних елементів був проведений розрахунок для визначення критичної величини осьової сили, після досягнення якої пакет пружних оболонок втрачає першопочатковий стан пружної рівноваги та зазнає деформації (див. рисунок 3.11).

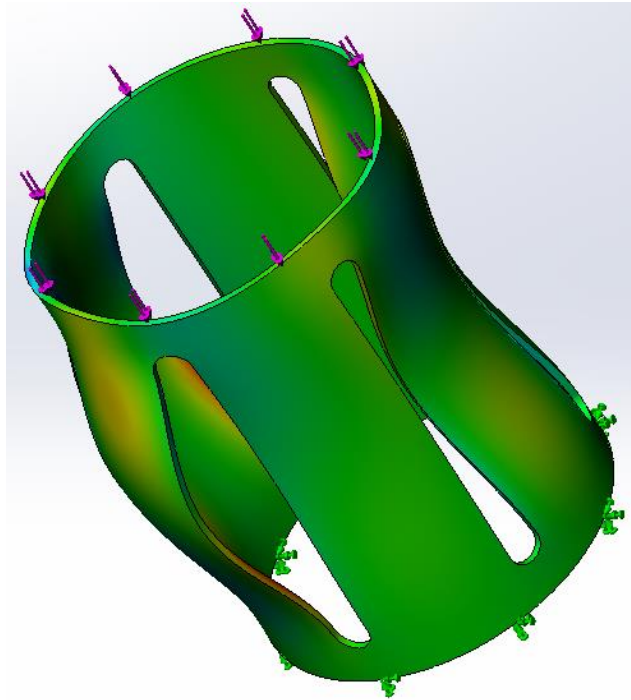


Рисунок 3.11 – Деформація пакету пружних оболонок після втрати стійкості

Як було зазначено вище, пакет пружних оболонок виготовляється шляхом навивання шарів сталевієї полоси товщиною 0,3 мм один на одного. Тож, нами було досліджено залежність величини критичної осьової сили від кількості шарів у пакеті. В результаті проведених розрахунків отримано масив даних, які відображені за допомогою діаграми (див. рисунок 3.12).

Апроксимаційна пряма, в аналітичному вигляді, описується наступною залежністю:

$$F_{cr} = 56410 n - 32770, \quad (3.2)$$

де F_{cr} – критична осьова сила;

n – кількість шарів у пакеті пружних оболонок.



1 – розрахункові дані; 2 – апроксимаційна пряма

Рисунок 3.12 – Графічна залежність критичної осьової сили від кількості шарів навивки

Як бачимо з рисунка 3.12 і формули 3.2, залежність носить яскраво виражений прямолінійний характер, що дозволить здійснювати налаштування необхідної величини критичного зусилля з кроком, що добре узгоджується з практичними потребами.

3.4 Висновки до розділу 3

Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони в стовбурі свердловини з довільними інклінометричними та профілеметричними показниками, використовуючи тривимірне твердотільне моделювання в сукупності з аналітичним способом визначення координат точок, через які проходить пружна вісь деформованої бурильної колони. Це дає можливість здійснювати обчислення, враховуючи:

– фізико-механічні властивості матеріалу бурильної колони та стінок свердловини;

– вплив геометричних характеристик і положення замкових різьбових з'єднань на напружено-деформований стан бурильної колони;

– величину напружень у місцях їх концентрації.

Результати обчислень нормальних напружень згідно з запропонованим у даній роботі методом відрізняються від результатів відомих раніше експериментальних досліджень у 1,3 рази. В той же час, виміри під час згаданих експериментальних досліджень у 1,4 рази перевищують дані, отримані раніше розробленими аналітичними методами. Це свідчить про можливість та доцільність використання запропонованого в даній роботі підходу.

Тезу про вплив на напружено-деформований стан бурильної колони не тільки геометричних розмірів, а й положення замкових різьбових з'єднань по відношенню до стовбура свердловини підтверджено за допомогою аналітичних досліджень. Так, розрахунки показали, що за незмінних інших вихідних даних, положення замкового різьбового з'єднання, по відношенню до, наприклад, жолоба / каверни може змінювати розрахункову величину нормального напруження в межах 45%, що, безумовно, є суттєвою величиною.

Запропоновано методика визначення критичної осьової сили, необхідної для зміни режиму роботи розробленого раніше «керованого відхильника». Зокрема, досліджено повздовжню стійкість пакету пружних оболонок згаданого пристрою. Встановлено, що збільшення їх кількості призводить до зростання критичного значення осьової сили, після якого відбувається втрата стійкості. Так, для двох шарів критична осьова сила складає 2,7 т., для семи– 32,7 т., що більш ніж у 12 разів більше. Отже, регулюванням кількості шарів пакету пружних оболонок, можна встановлювати необхідну для практичних потреб величину осьового зусилля, після перевищення якої відбудеться спрацювання відхильника.

Як показали результати тривимірного моделювання, залежність критичної осьової сили від кількості шарів пакету пружних оболонок носить яскраво виражений прямолінійний характер. Враховуючи, що товщина однієї пружної оболонки становить всього 0,3 мм, є можливість зміни кількості шарів, а отже й значень критичної осьової сили для спрацювання відхильника в межах діапазону найбільш широковживаних на практиці значень навантажень на долото.

РОЗДІЛ 4

ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА СКЛАДНОГО ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

4.1 Прогнозування втомної довговічності бурильної труби з поверхневою напівеліптичною тріщиною з використанням тривимірного моделювання

Як згадувалося в 1-му розділі, перспективним напрямком удосконалення та розвитку методів прогнозування втомної довговічності елементів бурильних труб 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 4.1).

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 коефіцієнта інтенсивності напружень ($lg(\Delta K)$ 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 коефіцієнта інтенсивності напружень, нижче якого втомна тріщина не поширюється (англ. «Threshold» – поріг);

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

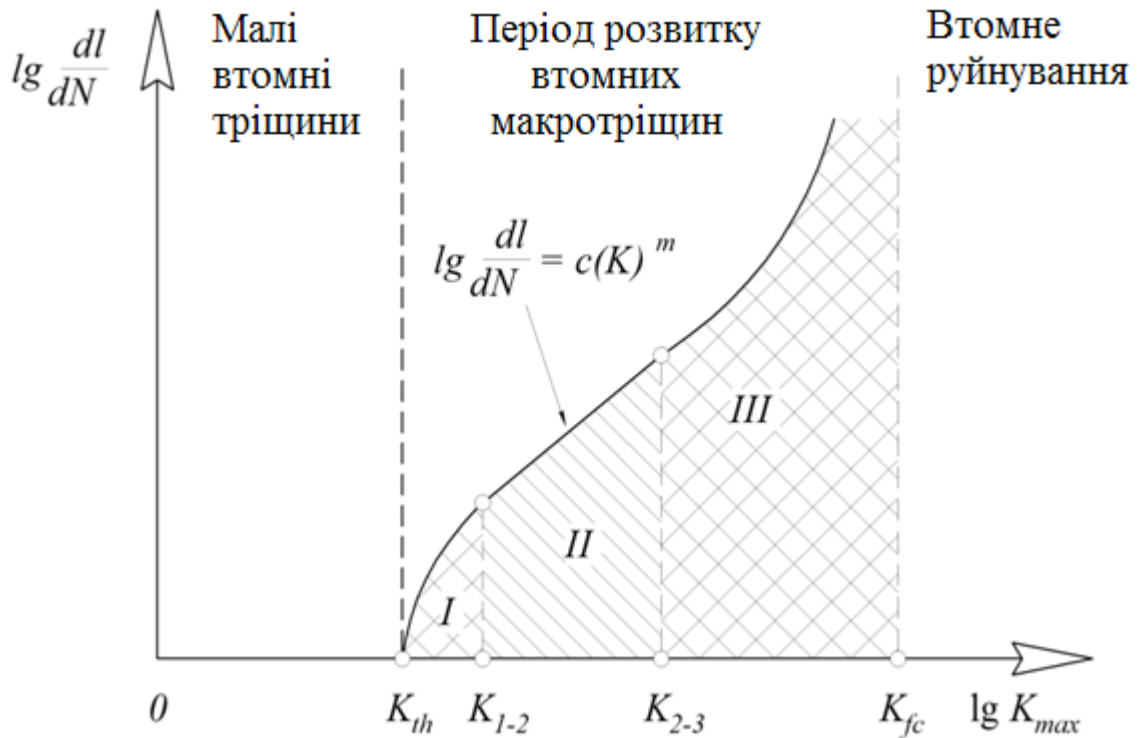


Рисунок 4.1 – Кінетична діаграма втомного руйнування

Як бачимо, на S-подібній кривій КДВР (див. рисунок 4.1) 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). Стадія циклічної мікроплинності, процеси якої аналогічні тим, які мають місце при статичній деформації.

Ділянка II – лінійна ділянка, що описується степеневою залежністю П. Періса. Період стабільного зростання втомної тріщини ($5 \cdot 10^{-5} < dl/dN < 10^{-3}$ мм/цикл). Стадія циклічної плинності (негомогенної деформації), в якій спостерігається негомогенна пластична плинність матеріалу, аналогічно деформації Людерса-Чернова при статичної деформації.

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 коефіцієнта інтенсивності напружень. Саме цей період зростання втомної тріщини визначає довговічність конструкції і в аналітичному вигляді описується формулою П. Періса.

Одним з найважливіших завдань при прогнозуванні довговічності елементів буринних труб, використовуючи положення механіки руйнування, є визначення величини або розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень.

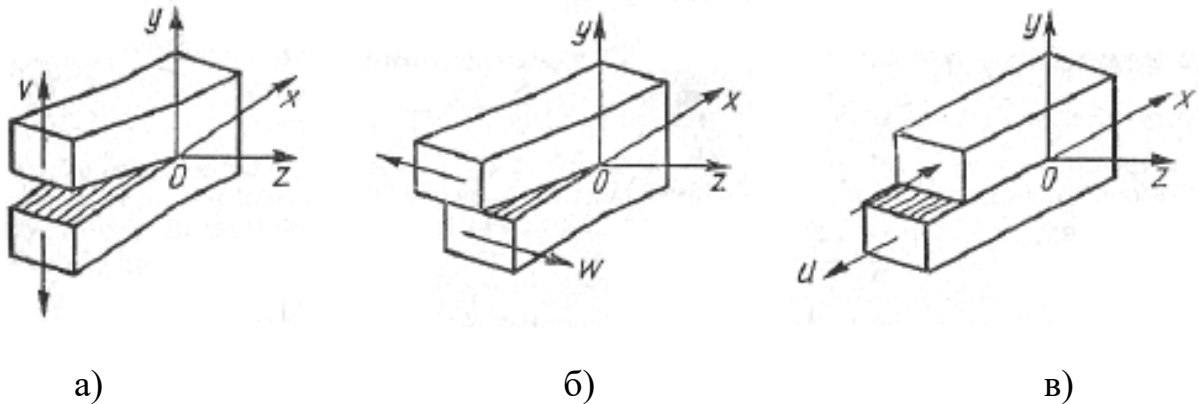
У найпростішому випадку плоскої деформації розтягу нескінченного тіла з наскрізною прямолінійною тріщиною довжиною $2l$ його величина дорівнює:

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

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 4.2): нормальний відрив (зона передруйнування описується коефіцієнтом інтенсивності напружень K_I); поперечний зсув (зона передруйнування описується коефіцієнтом інтенсивності напружень K_{II}); повздовжній зсув (зона передруйнування описується коефіцієнтом інтенсивності напружень K_{III}).



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

Рисунок 4.2 – Основні типи зміщень поверхонь тріщини

Як можна побачити з рисунка 4.2, аналізуючи напрямки переміщень v , w та u , для поверхневих тріщин, які зароджуються та поширюються в бурильних трубах, найбільш характерними є 1-й та 2-й типи зміщення їх поверхонь. Відтак, можна припустити, що зона передруйнування, при поширенні таких втомних дефектів, описується двома коефіцієнтами інтенсивності напружень: K_I й K_{II} .

Для врахування одночасного впливу K_I та K_{II} на кінетику поширення втомної тріщини, скористаємося поняттям так званого еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень K_{eqv} , який визначається за формулою [79]:

$$K_{eqv} = \sqrt{K_I^2 + 1,78K_{II}^2}. \quad (4.1)$$

Умова міцності при руйнуванні перевіряється відповідно до нерівності

$$K_{eqv} \leq K_{Ic}. \quad (4.2)$$

Авторами даної роботи рівняння (4.1, 4.2) використовуються для дослідження міцності товстостінних циліндричних оболонок із тріщинами. Тож задача добре відповідає конструкції бурильних труб.

Втім, визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень (K_I , K_{II}), 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 бурильних труб.

Одним із шляхів практичного вирішення даної задачі – є використання методу скінченних елементів, що реалізовується в багатьох програмних продуктах, серед яких «AnSYS». Тож подальші розрахунки проведено саме в ньому.

Для моделювання, вибираємо бурильну трубу з привареним кінцем. Такий тип, на даний час, найбільш широко вживаний на практиці. Як було зазначено вище, при переході від тіла до висадженої частини бурильної труби виникають місця концентрації напружень, які й стають осередками зародження втомних тріщин, зокрема із напівеліптичною формою фронту (див. рисунок 4.3).

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. 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.

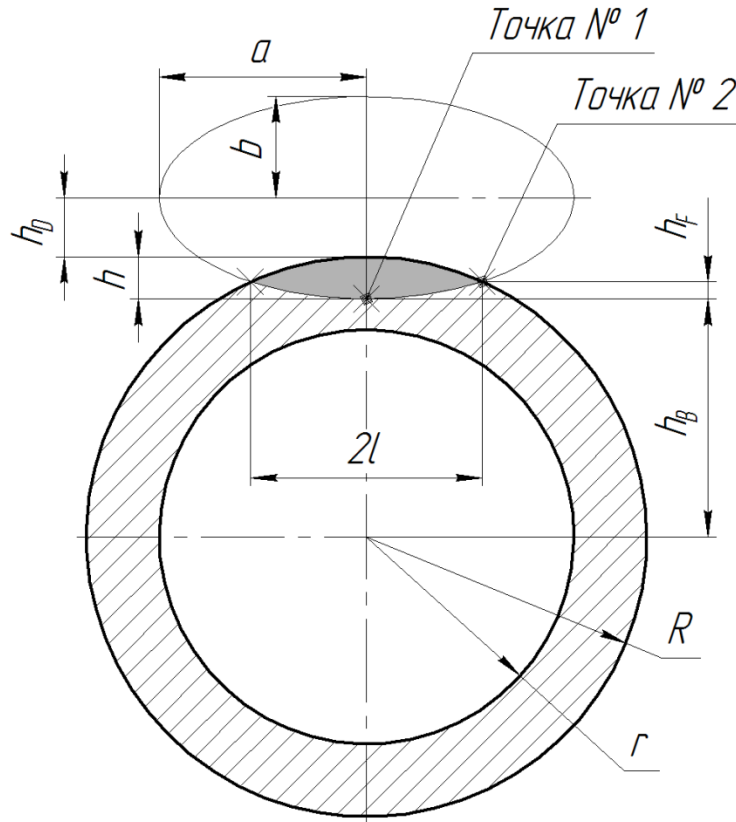


Рисунок 4.3 – Поперечний переріз тіла бурильної труби з напівеліптичною втомною тріщиною

Припустимо, що $a=kb$. Тоді, використовуючи рівняння еліпса в декартових координатах і рисунок 4.3, можемо записати:

$$\frac{x^2}{(kb)^2} + \frac{(y - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \quad (4.3)$$

Для визначення величин b та h_D запишемо, систему рівнянь, яку отримано шляхом підстановки у вираз (4.3) координат точок № 1 та № 2:

$$\begin{cases} \frac{(h_B - (R + h_D))^2}{b^2} = 1, \\ \frac{l^2}{(kb)^2} + \frac{(h_B + h_F - (R + h_D))^2}{b^2} = 1. \end{cases} \quad (4.4)$$

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

Припустимо, що центр еліпса (див. рисунок 4.3) лежить на поверхні бурильної труби (див. рисунок 4.4).

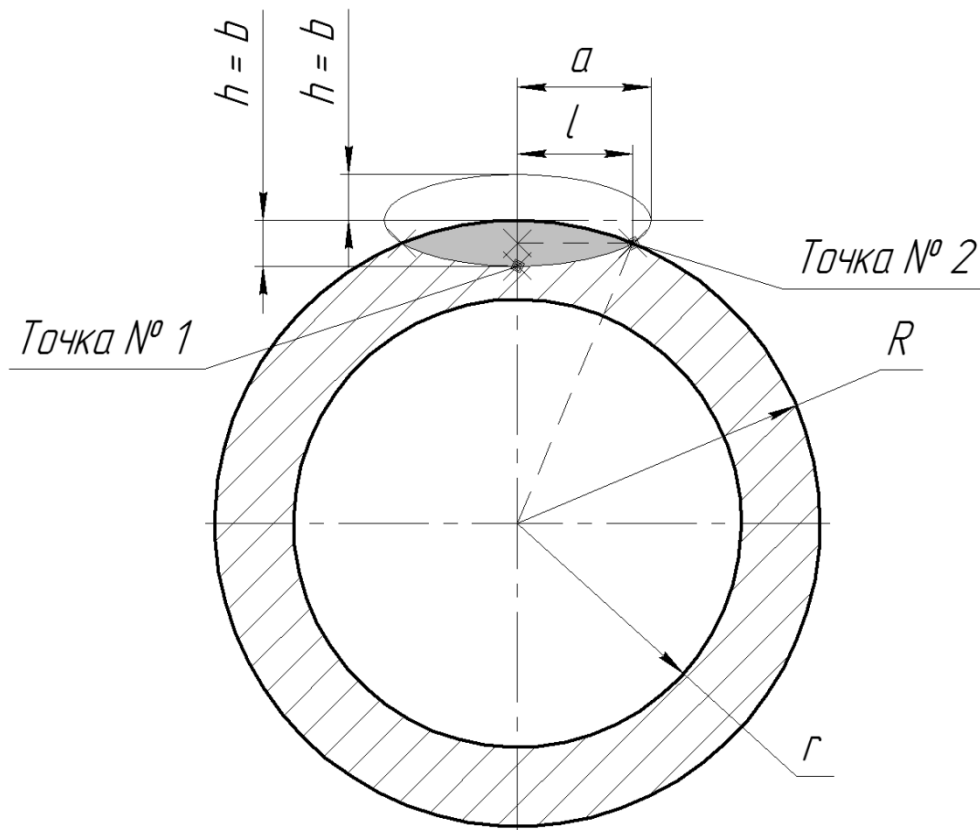


Рисунок 4.4 – Поперечний переріз тіла бурильної труби з напівеліптичною втомною тріщиною (модифікована / спрощена модель)

Відтак формула 4.7 перепишеться в вигляді:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{(y - R)^2}{b^2} = 1. \quad (4.5)$$

Тоді, глибина тріщини $h = b$. Координата «Точки № 1» становить $(0; R-h)$, а «Точки № 2» – $(l; (R^2 - l^2)^{1/2})$. У рівність (4.5), 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:

$$a = \frac{h l}{\sqrt{h^2 - (\sqrt{R^2 - l^2} - R)^2}}. \quad (4.6)$$

Отже, задавши глибину тріщини по діаметру h , напівширину l та зовнішній радіус небезпечного перерізу R , можемо визначити довжину більшої напівосі еліпса a (див. рисунок 4.4 та формулу (4.6)). Саме розміри a та b слід використовувати при твердотільному моделюванні напівеліптичної втомної тріщини, що поширюється в тілі бурильної труби, а, точніше, для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед її фронтом.

Загалом, для прогнозування втомної довговічності на основі положень механіки руйнування, слід, в нашому випадку, мати функціональну залежність еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом тріщини від

напруженого стану та геометричних параметрів досліджуваного об'єкту. Запишемо її в вигляді:

$$K_{eqv} = f(p, h), \quad (4.7)$$

де p – напруження в небезпечному перерізі;

h – глибина напівеліптичної втомної тріщини по діаметру бурильної труби.

Явний вигляд рівності (4.7) отримується шляхом апроксимації дискретних значень K_{eqv} , що отримані в процесі тривимірного моделювання ділянки бурильної труби з інтегрованою напівеліптичною тріщиною. Результати досліджень можна сформулювати у таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати дослідження залежності K_{eqv} від глибини тріщини

Довжина більшої півосі еліпса	Довжина меншої півосі еліпса	Величина K_{eqv} ,
a_1	b_1	K_{eqv1}
a_2	b_2	K_{eqv2}
a_3	b_3	K_{eqv3}
...		
a_n	b_n	K_{eqvn}

Відтак, формула для прогнозування втомної довговічності в циклах навантаження може бути подана в вигляді

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c (K_{eqv})^m} = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \left(\frac{dh}{c (f(p, h))^m} \right). \quad (4.8)$$

Проілюструємо викладений вище метод.

Для порівняння, аналізу та співставлення результатів, проведемо розрахунки для бурильної труби зовнішнім діаметром 127 мм. Як було зазначено в першому розділі даної роботи, найбільша імовірність виникнення тріщин спостерігається в околі переходу від тіла до висадженої частини. Тож, проведемо моделювання даної ділянки бурильної труби (див. рисунок 4.5).

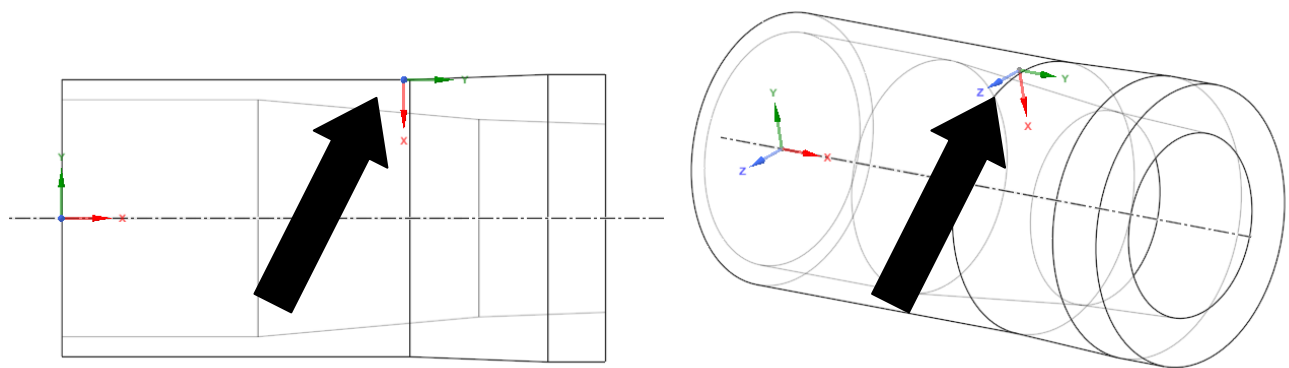


Рисунок 4.5 – Тривимірна модель ділянки бурильної труби в околі переходу від тіла до висадженої частини

Стрілками (див. рисунок 4.5) позначено локальну систему координат, відносно якої буде інтегруватися напівеліптична втомна тріщина (див. рисунок 4.6).

На наступному етапі проводиться генерація сітки скінченних елементів по об'єму ділянки бурильної труби з напівеліптичною тріщиною (див. рисунок 4.7).

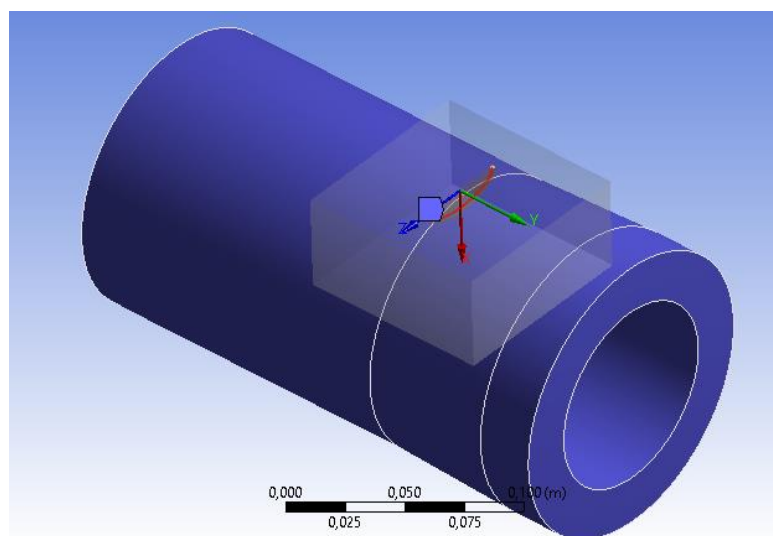


Рисунок 4.6 – Напівеліптична втомна тріщина інтегрована в ділянку бурильної труби

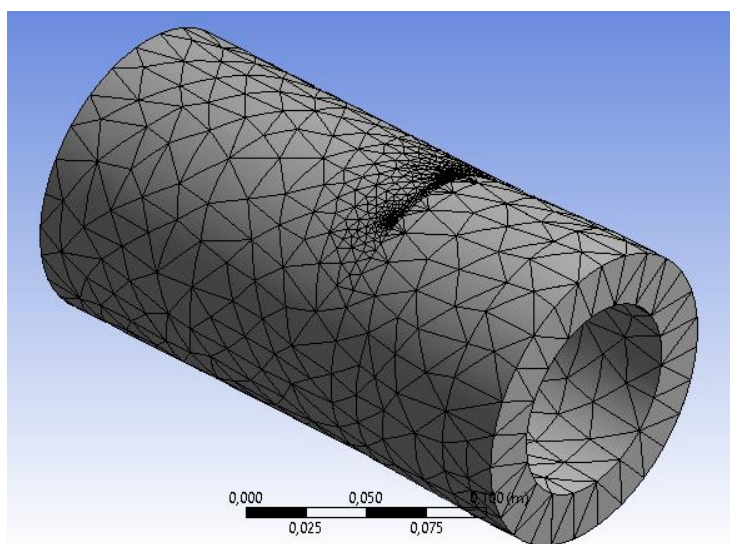
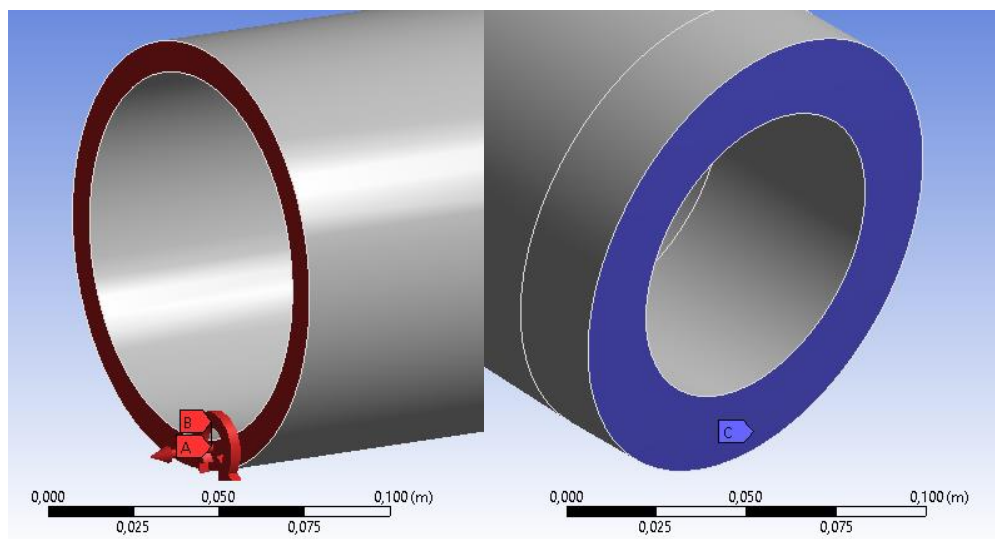


Рисунок 4.7 – Генерація сітки скінченних елементів по об'єму ділянки бурильної труби з напівеліптичною тріщиною

Далі необхідно задати зовнішні навантаження та фіксування поверхонь моделі. Як було вказано вище, бурильні труби зазнають дії осьової сили,

згинального та крутного моментів. Прикладемо їх до моделі (див. рисунок 4.8). Також, здійснено жорстке фіксування протилежної поверхні моделі (див. рисунок 4.8).

Загалом, варто зазначити, що величини осьової сили та моментів отримуються шляхом аналізу напружено-деформованого стану ділянки колони бурильних труб у заданих експлуатаційних умовах. Для цього, можна використовувати методологію, що наведена в розділі 3.



А – осьова сила; В – комплексний момент, який враховує дію згинального та крутного моментів; С – жорстке фіксування поверхні

Рисунок 4.8 – Зовнішні навантаження та фіксування, що прикладені до ділянки бурильної труби

Після проведення вищезазначених кроків, проводиться розрахунок, в результаті якого отримуються епюри необхідних напружень (див. рисунок 4.9) та коефіцієнту інтенсивності напружень (див. рисунок 4.10) перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини.

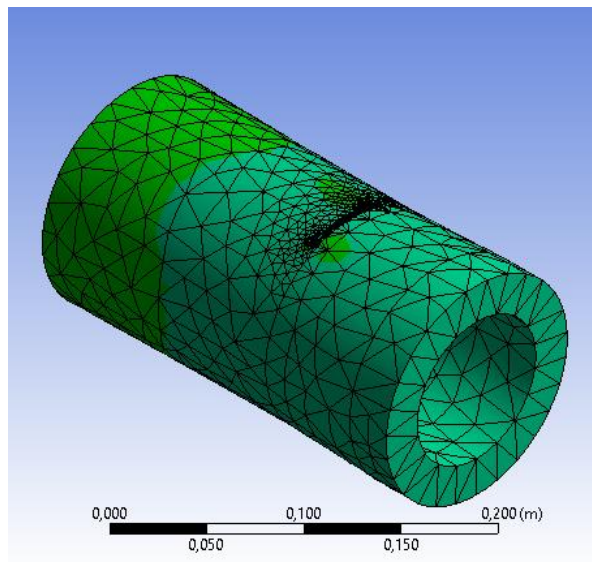


Рисунок 4.9 – Епюра нормальних напружень на поверхні моделі ділянки бурильної труби

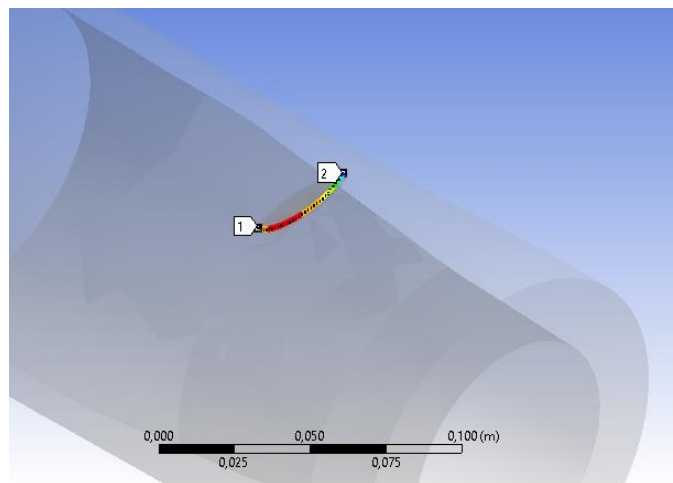


Рисунок 4.10 – Епюра коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини

Загалом, аналітичні дослідження слід повторити змінюючи розміри тріщини та фіксуючи відповідну їм величину K_I та K_{II} з подальшим розрахунком K_{eqv} за формулою (4.1).

Проілюструємо результати розрахунків і проаналізуємо їх. Для навантаження вищеописаної моделі, величину осьової сили розтягу задали $0,35 \cdot 10^6$ Н, значення крутного моменту – $0,9 \cdot 10^4$ Н·м. Такі величини являються типовими при буріння свердловин прикарпатського регіону України. Тож, величини нормального та дотичного напружень в перерізі розповсюдження втомної тріщини від дії вищезазначених зусиль рівні відповідно $\sigma = 71$ МПа й $\tau = 36$ МПа.

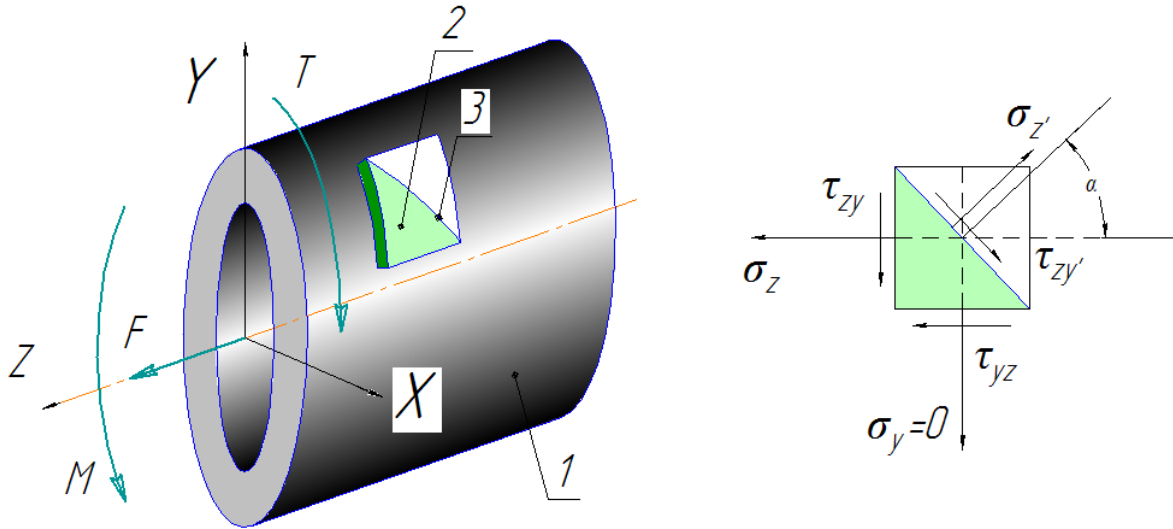
Втім, як можна побачити з рисунка 1.2, площина, в якій розповсюджується напівеліптична тріщина, не завжди перпендикулярна до осі бурильної труби. Це явище можна пояснити опираючись на класичні положення опору матеріалів. Як відомо, при крученні, вали руйнуються по поверхні, що нахилена до їх осі під кутом 45° (див. рисунок 4.11) [80], оскільки саме на цих площинах діють найбільші нормальні напруження розтягу.



Рисунок 4.11 – 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 [80]. Якщо припустити, що під час експлуатації бурильна труба зазнає дії одночасно осьової сили, згинальних і крутних моментів, поверхня, де виникають максимальні нормальні напруження, не обов'язково залишається перпендикулярною до осі труби.

Розглянемо ділянку бурильної труби 1 (див. рисунок 4.12), на яку діють вищезазначені зовнішні зусилля. На її поверхні виділимо елемент 2. Крива 3 відображає частину проекції деякого нахилоного перерізу на поверхню бурильної труби. Напруження, що діятимуть на гранях елемента 2 відображено також на рисунку 4.12.



1 – ділянка трубної колони; 2 – елемент стінки ділянки трубної колони; 3 – частин проекції деякого нахилоного перерізу на поверхню бурильної труби

Рисунок 4.12 – Напружений стан елемента стінки трубної колони

Згідно з класичними положеннями опору матеріалів можемо записати наступні залежності

$$\sigma_{z'} = \sigma_z \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{zy} \sin 2\alpha; \quad (4.9)$$

$$\tau_{z'y'} = -(\sigma_z - \sigma_y) \frac{\sin 2\alpha}{2} + \tau_{zy} \cos 2\alpha.$$

Прирівнявши до нуля результат диференціювання рівності (4.9) по α , можемо визначити деякий кут α_0 , який вказує на положення перерізу бурильної колони з максимальним нормальним напруженням:

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \left(\frac{2\tau_{ZY}}{\sigma_Z - \sigma_Y} \right).$$

Наприклад, якщо на бурильну трубу зовнішнім діаметром 127 мм діє осьова сила 100 кН і крутний момент 10 кНм, в її поперечному перерізі нормальне напруження дорівнюватиме 203 МПа, а дотичне – 40 МПа. В той же час, у перерізі, нахиленому до осі труби під кутом $\alpha_0=11^\circ$, виникатиме максимальне нормальне напруження 211 МПа. Тож, цілком імовірно, що втомна тріщина зароджуватиметься саме в цьому місці.

Саме тому, нами проведено розрахунки для зміни кута між нормаллю до площини розповсюдження тріщини та віссю бурильної труби α від 0° до 30° з кроком 10° (див. рисунок 4.13).

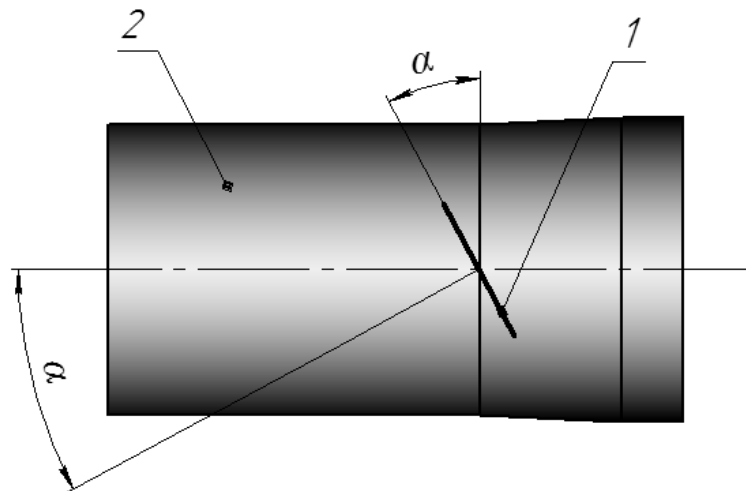


Рисунок 4.13 – Взаємне розміщення площини розповсюдження тріщини (1) та осі бурильної труби (2)

Результати обчислень із аналізом подано нижче в таблицях 4.2 – 4.5.

Таблиця 4.2 – Величини коефіцієнтів інтенсивності напружень при куті $\alpha = 0^\circ$.

Глибина тріщини h , мм	Величина коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I, K_{II}, K_{eqv} , МПа·м ^{1/2}						Відмінність, %
	Діє сила розтягу			Діє сила розтягу та крутний момент			
	K_I	K_{II}	K_{eqv}	K_I	K_{II}	K_{eqv}	
1	3,4	0	3,4	3,4	1,4	3,9	13
2	4,8	0	4,8	4,8	2	5,5	
3	5,9	0	5,9	5,9	2,4	6,7	
4	6,8	0	6,8	6,8	2,8	7,8	
5	7,6	0	7,6	7,6	3,1	8,7	
6	8,5	0	8,5	8,5	3,4	9,6	
7	9,4	0	9,4	9,4	3,6	10,6	
8	10,1	0	10,1	10,1	3,7	11,2	

Як бачимо, з таблиці 4.2, при незмінній силі розтягу, збільшення глибини напівеліптичної тріщини призводить до зростання величини K_I , що цілком очікувано. Втім, на величину останнього не впливає крутний момент. Натомість, наявність крутного моменту спричинила появу K_{II} і, як наслідок, зростання еквівалентного значенні КІН. Зазначимо, що відмінність між величинами K_{eqv} отриманими без врахування та з врахуванням крутного моменту становить 13%.

В даному випадку відзначимо, що при відхиленні площини поширення тріщини від нормального перерізу бурильної труби починає проявлятися вплив крутного моменту на значення K_I .

Таблиця 4.3 – Величини коефіцієнтів інтенсивності напружень при куті $\alpha = 10^\circ$.

Глибина тріщини h , мм	Величина коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I, K_{II}, K_{eqv} , МПа·м ^{1/2}						Відмінність, %
	Діє сила розтягу			Діє сила розтягу та крутний момент			
	K_I	K_{II}	K_{eqv}	K_I	K_{II}	K_{eqv}	
1	3,4	0,5	3,5	4	0,9	4,2	19
2	4,8	0,7	4,9	5,6	1,2	5,8	
3	5,9	0,9	6,0	6,9	1,5	7,2	
4	6,9	1	7,0	8,1	1,7	8,4	
5	7,8	1,1	7,9	9,1	1,9	9,4	
6	8,7	1,2	8,8	10,1	2,2	10,5	
7	9,5	1,3	9,7	11,1	2,4	11,6	
8	10,3	1,3	10,4	12	2,6	12,5	

Згідно з таблицею 4.3, збільшення еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень без та з врахуванням крутного моменту становить 19 %.

Як бачимо, таблиця 4.4, за загальною тенденцією зміни даних, повторює таблицю 4.3. Втім, відмінність між значеннями коефіцієнту інтенсивності напружень визначеними без врахування та з врахуванням крутного моменту вже становить 27 %.

Таблиця 4.4 – Величини коефіцієнтів інтенсивності напружень при куті $\alpha = 20^\circ$.

Глибина тріщини h , мм	Величина коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I, K_{II}, K_{eqv} , МПа·м ^{1/2}						Відмінність, %
	Діє сила розтягу			Діє сила розтягу та крутний момент			
	K_I	K_{II}	K_{eqv}	K_I	K_{II}	K_{eqv}	
1	3,1	0,9	3,3	4,2	0,2	4,2	27
2	4,4	1,3	4,7	5,9	0,3	5,9	
3	5,4	1,6	5,8	7,3	0,3	7,3	
4	6,3	1,8	6,7	8,5	0,4	8,5	
5	7,1	2	7,6	9,6	0,5	9,6	
6	7,9	2,2	8,4	10,7	0,6	10,7	
7	8,7	2,3	9,2	11,7	0,7	11,7	
8	9,4	2,5	10,0	12,7	0,9	12,8	

Результати з таблиці 4.5 свідчать про ще більший вплив крутного моменту на значення K_{eqv} при збільшенні кута α . Відмінність між значеннями коефіцієнту інтенсивності напружень розрахованими без і з врахуванням дії крутного моменту сягає 35 %.

Таблиця 4.5 – Величини коефіцієнтів інтенсивності напружень при куті $\alpha = 30^\circ$.

Глибина тріщини h , мм	Величина коефіцієнтів інтенсивності напружень K_I, K_{II}, K_{eqv} , МПа·м ^{1/2}						Відмінність, %
	Діє сила розтягу			Діє сила розтягу та крутний момент			
	K_I	K_{II}	K_{eqv}	K_I	K_{II}	K_{eqv}	
1	2,6	1,3	3,1	4,1	0,5	4,2	35
2	3,7	1,8	4,4	5,8	0,7	5,9	
3	4,6	2,1	5,4	7,2	0,9	7,3	
4	5,4	2,4	6,3	8,3	1	8,4	
5	6,1	2,7	7,1	9,5	1,1	9,6	
6	6,8	2,9	7,8	10,5	1,2	10,6	
7	7,5	3,1	8,6	11,5	1,3	11,6	
8	8,1	3,4	9,3	12,5	1,1	12,6	

Дані з таблиць 4.2, 4.3, 4.4 та 4.5 були апроксимовані з метою встановлення явного вигляду функції 4.11, для розглянутих вище варіантів розрахунку. Результати обчислень подано в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Залежності еквівалентного коефіцієнту інтенсивності напружень отримані в результаті апроксимування

Значення кута α , град	Функція K_{eqv} без врахування впливу крутного моменту	Функція K_{eqv} з врахування впливу крутного моменту
1	2	3
0	$K_{eqv} = -0,038 h^2 + 1,282 h + 2,276$	$K_{eqv} = -0,057 h^2 + 1,540 h + 2,525$
10	$K_{eqv} = -0,041 h^2 + 1,346 h + 2,278$	$K_{eqv} = -0,046 h^2 + 1,584 h + 2,753$

Продовження таблиці 4.6

1	2	3
20	$K_{eqv} = -0,042 h^2 + 1,310 h + 2,144$	$K_{eqv} = -0,047 h^2 + 1,619 h + 2,748$
30	$K_{eqv} = -0,040 h^2 + 1,226 h + 2,014$	$K_{eqv} = -0,051 h^2 + 1,632 h + 2,735$

Далі, використовуючи рівняння (4.8), функціональні залежності K_{eqv} з таблиці 4.6, величини коефіцієнта пропорційності й емпіричного параметру формули П. Періса $c=4.61 \cdot 10^{-12}$, $m=3.83$ [4], нами розраховано втомну довговічність (у кількостях циклів навантажування), для вищезгаданих випадків поширення напівеліптичної тріщини (див. таблицю 4.7).

Таблиця 4.7 – Значення розрахункової втомної довговічності

Значення кута α, град	Втомна довговічність без врахування впливу крутного моменту, цикли	Втомна довговічність з врахування впливу крутного моменту, цикли	Відмінність, %
0	$0,92 \times 10^8$	$0,62 \times 10^8$	33
10	$0,92 \times 10^9$	$0,44 \times 10^8$	51
20	$0,12 \times 10^9$	$0,45 \times 10^8$	61
30	$0,15 \times 10^9$	$0,45 \times 10^8$	69

Проаналізуємо наведені в таблиці 4.7 результати. В першу чергу варто звернути увагу на те, що навіть незначне відхилення площини розповсюдження тріщини від поперечного перерізу бурильної труби призводить до різкого зростання впливу крутного моменту на втомну довговічність. Як бачимо, розрахункова кількість циклів до настання критичного стану отримана без і з врахуванням крутного моменту може відрізнятись від 33 до 69 %.

В той же час, якщо не враховувати крутний момент, втомна довговічність зростає з збільшенням кута α . Це цілком очікувано, адже в такому випадку вплив нормальної сили на величину коефіцієнту інтенсивності напружень – зменшується.

З іншого боку, при врахуванні дії крутного моменту, спостерігається дещо інша картина. Як бачимо з таблиці 4.7, при $\alpha=0^\circ$ маємо певну кількість циклів до настання критичного стану. При збільшенні α до 10° , вплив крутного моменту на поширення тріщини стає більш відчутнішим, тож, при інших незмінних умовах, розрахункова довговічність зменшується ($0,44 \times 10^8$ циклів проти $0,62 \times 10^8$). Втім, при подальшому зростанні α до 20° та 30° , спостерігається зворотній ефект – кількість циклів до настання критичного стану знову збільшується. Очевидно, це пов'язано з тим, що вплив нормальної сили на K_{eqv} стає меншим, що призводить до збільшення втомної довговічності. При цьому, вплив крутного моменту, який при $\alpha = 30^\circ$ найбільш суттєвий, навіть не в змозі «компенсувати» зростання кількості циклів до руйнування.

Загалом варто зазначити, що крутний момент суттєво впливає на результати прогнозування втомної довговічності бурильних труб. Втім, цей вплив є надзвичайно складним і залежить від багатьох факторів, таких як форма тріщини, орієнтація площини в якій вона розповсюджується, тощо.

Опираючись на сказане в попередньому абзаці, можна стверджувати, що викладена вище методологія може використовуватися для практичних потреб на бурових і видобувних підприємствах нафтогазової галузі. Втім, результати проведених досліджень слід подати у зручному для використання вигляді.

Для цього, згідно з таблицею 4.6, рівність (4.7) запишемо в вигляді

$$K_{eqv} = a_2 h^2 + a_1 h + a_0. \quad (4.10)$$

В свою чергу, праву частину формули (4.10) підставимо в рівняння (4.8). В результаті отримаємо

$$N = \int_{h_{in}}^{h_{cr}} \frac{dh}{c(a_2 h^2 + a_1 h + a_0)^m}. \quad (4.11)$$

Відтак, формулу (4.11) можна використовувати для практичних потреб при прогнозуванні втомної довговічності 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: $h_{in} = 0,8$ мм; $h_{cr} = 11$ мм; $c = 4,61 \times 10^{-12}$; $m = 3,83$.

Для отримання коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівності (4.10), нами проведено розрахунки, використовуючи методологію описану в даному підрозділі. Обчислення здійснено для діапазону зміни: а) осьової сили $0 - 3 \times 10^6$ Н (діапазон зміни нормального напруження в поперечному перерізі бурильної труби $0 - 608$ МПа); б) крутного моменту $0 - 6 \times 10^4$ Н·м (діапазон зміни дотичного напруження в поперечному перерізі бурильної труби $0 - 238$ МПа). Результати розрахунків наведено в таблиці 4.8.

В таблиці 4.8 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.

Таблиця 4.8 – Значення коефіцієнтів a_2 , a_1 і a_0 рівності (4.10) 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
1	2	3	4	5	6	7
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

Продовження таблиці 4.8

1	2	3	4	5	6	7
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
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

Продовження таблиці 4.8

1	2	3	4	5	6	7
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

За практичної потреби, таблицю, на кшталт 4.8, можна отримати для будь-якого типорозміру та елемента бурильної труби. Це дасть можливість застосовувати формулу (4.11), враховуючи наявний сортамент бурильних труб кожного, окремо взятого підприємства.

4.2 Верифікація методу, що базується на основі тривимірного моделювання

Метод скінченних елементів, який реалізовано в багатьох системах автоматизованого проектування, є чисельним. Отже, результати розрахунку, наприклад коефіцієнту інтенсивності напружень, можуть суттєво залежати від вигляду та розмірів сітки скінчених елементів, а також низки інших параметрів. Тож, постає необхідність порівняти між собою результати, отримані згідно з зазначеним вище методом і широковідомим підходом, який, наприклад, відображено в роботі [3, 4, 78].

Загалом, авторами доповіді [78], досліджено крихке руйнування стрижнів кругового поперечного перерізу, що піддавалися осьовому навантаженню. Серед інших результатів, зазначено про рівність для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини на поверхні згаданих стрижнів (формула Аокі і Кіучі). Дане рівняння, як було

описано вище, широко використовується й для розрахунків, що стосуються валів, бурильних труб, насосних штанг, тощо.

Власне, для верифікації нами проведено два блоки обчислень. У першому визначено величину K_I для поверхневої напівеліптичної втомної тріщини у стрижні з круговим поперечним перерізом діаметром 140 мм використовуючи формулу Аокі і Кіучі. У другому блоці розрахунок із повністю аналогічними вихідними даними був проведений з використанням методу скінченних елементів. На рисунку 4.14 можна побачити стрижень із тріщиною.

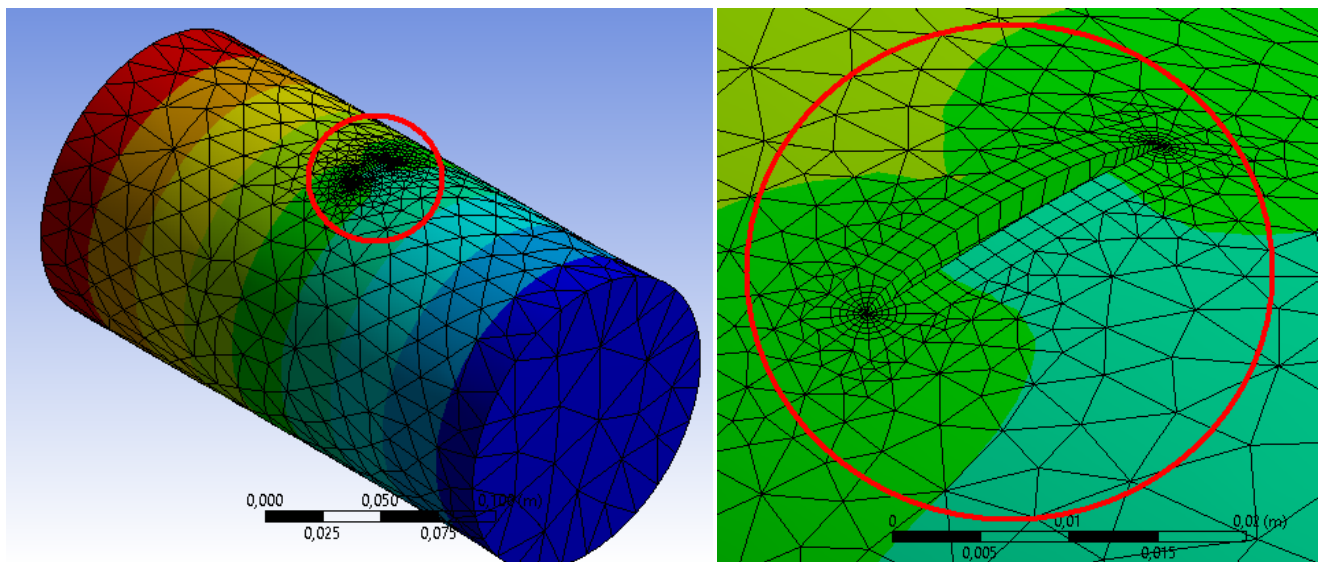


Рисунок 4.14 – Стрижень кругового поперечного перерізу з поверхневою напівеліптичною тріщиною

Результат визначення коефіцієнту інтенсивності напружень для тріщини з розмірами півосей еліпса 12 та 8 мм подано на рисунку 4.15.

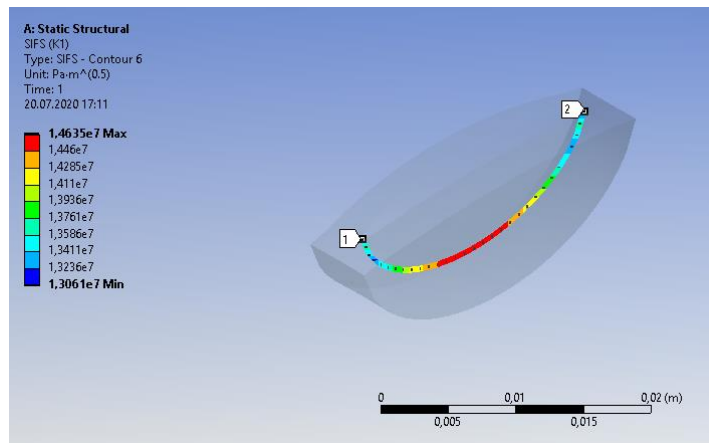


Рисунок 4.15 – Розподіл величини K_I вздовж фронту поверхневої напівеліптичної тріщини

Загалом же, результати обчислень представлено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Результати визначення коефіцієнту інтенсивності напружень згідно з першим і другим блоками обчислень

Глибина тріщини, мм	Півдовжина тріщини, мм	Величина коефіцієнту інтенсивності напружень K_I , МПа·м ^{1/2}		Відхилення, %
		Ф-ла Аокі та Кіучі	Метод скінченних елементів	
1	2	3	4	5
1	1,5	5,0	5,1	2
2	3	7,1	7,3	3
3	4,5	8,7	8,9	2
4	6	10,1	10,3	2
5	7,5	11,2	11,5	3
6	9	12,3	12,6	2

Продовження таблиці 4.9

1	2	3	4	5
7	10,5	13,3	13,7	3
8	12	14,2	14,6	3

Як бачимо з таблиці 4.9, відхилення між результатами отриманими згідно з першим і другим блоком обчислень не перевищує 3 %. Це може свідчити, що параметри сітки скінченних елементів, що генерується системами автоматизованого проектування, є придатними для проведення обчислень згідно з завданнями даного дисертаційного дослідження.

4.4 Висновки до розділу 4

З метою оцінки залишкового ресурсу колон бурильних труб при складному напружено-деформованому стані, враховуючи дію осьової сили, крутного та згинального моментів, застосовано положення механіки руйнування.

Зокрема, проведено розрахунок коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, що поширюється в місці переходу від гладкої частини тіла бурильної труби до її висадженої частини. При цьому використано поняття еквівалентного КІН, який враховує одночасний вплив на поширення тріщини деформацій як нормального відриву, так і поперечного зсуву.

Також у розрахунках враховано той факт, що нормаль до імовірного перерізу поширення тріщини може бути орієнтована під деяким кутом до осі симетрії бурильної труби внаслідок того, що вона зазнає складних деформацій.

В результаті проведених аналітичних досліджень встановлено, що відмінність між значеннями еквівалентного КІН K_{eqv} , визначеними без, і з врахуванням крутного моменту може становити до 35 % в залежності від кута між

нормаллю до площини поширення тріщини та віссю бурильної труби. Це, в свою чергу, призводить до відмінності в розрахунковій довговічності до 69 %.

Порівняно значення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, визначені за формулою Аокі і Кіучі, з аналогічними величинами, отриманими за допомогою методу скінченних елементів, що реалізований в системі автоматизованого проектування. Встановлено, що відмінність між ними становить не більше 2,5 %. Це свідчить про успішну верифікацію вигляду та розмірів сітки скінченних елементів на розроблених моделях ділянок бурильних труб і можливість їх використання для прогнозування втомної довговічності останніх.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В результаті теоретичних і експериментальних досліджень отримано нове вирішення науково-технічної задачі прогнозування втомної довговічності бурильних колон за складного деформованого стану.

1. Аналіз аварійності колон бурильних труб свідчить, що їх відмови є поширеним явищем під час спорудження нафтогазових свердловин, як на теренах України, так і за кордоном, а частка корозійно-втомних або втомних руйнувань становить від 30 до 74 %, що, безумовно, є високим показником і свідчить про актуальність досліджень в даному напрямку.

Відтак, зроблено висновки про необхідність подальшого розвитку як аналітичних, так і експериментальних методів оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності бурильних труб за умов складного деформованого стану.

2. Розроблено метод аналізу напружено-деформованого стану ділянки бурильної колони, в стовбурі свердловини з довільними інклінометричними та профілеметричними показниками, використовуючи тривимірне твердотільне моделювання в сукупності з аналітичним способом визначення координат точок, через які проходить пружна вісь деформованої бурильної колони. Це дає можливість здійснювати обчислення враховуючи:

- фізико-механічні властивості матеріалу бурильної колони та стінок свердловини;
- враховувати вплив геометричних характеристик і положення замкових різьбових з'єднань на напружено-деформований стан бурильної колони;
- величину напружень у місцях їх концентрації.

Тезу про вплив на напружено-деформований стан бурильної колони не тільки геометричних розмірів, а й положення замкових різьбових з'єднань по

відношенню до стовбура свердловини підтверджено за допомогою аналітичних досліджень. Так, розрахунки показали, що за незмінних інших вихідних даних, положення замкового різьбового з'єднання по відношенню до, наприклад, жолоба / каверни може змінювати розрахункове значення нормального напруження в межах 45%, що, безумовно, є суттєвою величиною та повинно враховуватися.

3. Проведено модернізацію лабораторного стенду для дослідження напружено-деформованого стану моделей бурильних колон шляхом реалізації можливості їх навантаження не тільки осьовою силою розтягу та крутним моментом, але й осьовою силою стиску.

4. Досліджено за допомогою методу скінченних елементів, поздовжню стійкість пакету пружних оболонок пристрою для керування траєкторією свердловини. Це дає можливість з більшою точністю встановлювати необхідну для практичних потреб величину осьового зусилля, після перевищення якої «відхильник» переходить в режим викривлення осі свердловини.

5. Для виявлення впливу на втомну довговічність бурильної труби одночасної дії осьової сили, крутного та згинального моментів, проведено розрахунок коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, площа поширення якої не обов'язково перпендикулярна до осі труби. При цьому виявлено, що відмінність між значеннями K_{eqv} , визначеними без і з врахуванням крутного моменту, може становити до 35 % в залежності від кута між нормаллю до площини поширення тріщини та віссю бурильної труби. Це, в свою чергу, призводить до відмінності в розрахунковій довговічності до 69 %.

В цілому, результати проведених досліджень свідчать, що крутний момент може зменшувати довговічність бурильної колони майже вдвічі, і, саме тому, повинен враховуватися при розрахунках.

6. З метою порівняльного аналізу, визначено нормальні напруження, що виникають у бурильній колоні при заданих експлуатаційних умовах, використовуючи розроблені в дисертаційній роботі експериментальний та

аналітичний підходи. Встановлено, що відмінність між напруженнями становить не більше 5 %. Це свідчить про адекватність запропонованих методів оцінки напружено-деформованого стану бурильних колон.

Співставлено значення коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, визначені за формулою Аокі і Кіучі, з аналогічними величинами, отриманими за допомогою методу скінченних елементів, що реалізований в системі автоматизованого проектування. Встановлено, що відмінність між ними становить не більше 2,5 %. Це свідчить про успішну верифікацію вигляду та розмірів сітки скінченних елементів на розроблених моделях ділянок бурильних труб і можливість їх використання для прогнозування втомної довговічності останніх.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andriy Dzhus, Ruslan Rachkevych, Andriy Andrusyak, Iryna Rachkevych, Oleksandr Hryhoruk, Serhii Kasatkin. Evaluation the stress-strain state of pumping equipment in the curvilinear sections of the well. *Management Systems in Production Engineering*. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 189 – 195.
2. Rachkevych R., Rachkevych I. The Stress-Strain State of the Drill String at the Section of the borehole with a Cavern. *Journal of Material Science Research*. 2016. Vol. 5. No. 2. P. 128 – 146.
3. Копей Б.В., Стефанишин А.Б., Рачкевич І.О. Розрахунок залишкового ресурсу насосної штанги. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2017. № 3 (64). С. 50 – 56.
4. Kopey B., Artym V., Rachkevych I., Rachkevych R. Estimation of the drill pipes residual resource under the multiaxial stress state. *Technology audit and production reserves*. 2019. № 1/1 (45). P. 58 – 64.
5. Олексюк М.П., Рачкевич Р.В., Яциняк І.І., Рачкевич І.О., Івасів В.М. Розроблення конструкції та аналіз стійкості пакету пружних оболонок пристрою для керування траєкторією свердловини. *Нафтогазова енергетика*. 2019. № 2 (32). С. 61 – 69.
6. Rachkevych R., Ivasiv V., Bui V., Yurych L., Rachkevych I. Laboratory research of the stress-strain state of the drill string in the local bend of the well. *Technology audit and production reserves*. 2019. № 1/1 (45). P. 15 – 24.
7. Рачкевич Р.В., Рачкевич І.О., Івасів В.М. Лабораторне моделювання напружено-деформованого стану бурильних колон у локальних перегибах свердловин. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018: Матеріали II міжнародної*

- науково-технічної конференції (Івано-Франківськ, 24 – 27 квіт. 2018). Івано-Франківськ, 2018. С. 234 – 236.
8. Рачкевич І.О. Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини. *Science – the Future of the Word: The 5th International scientific and practical conference* (Prague, June 23 – 24. 2020). Prague, 2020. P. 131 – 136.
 9. Jiahao Zheng, Hongyuan Qiu, Stephen Butt, James Yang. Fatigue Life Prediction of Drill-String Subjected to Random Loadings. *Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition IMECE2014* November 14-20, 2014, Montreal, Quebec, Canada, 11p.
 10. Belkacema L., Abdelbakib N., Gaceba M., Boualia E., Bettayeb M. Drill String Fatigue Failure and Lockup Risks Assessment in Tortuous Trajectory Well in Algeria. *Chemical Engineering Transactions*. 2017. Vol. 61. P.1099-1104.
 11. Sikal A., Boulet J., Menand S., Sellami H. Drill Pipe Stress and Cumulative Fatigue Analysis in Complex Wells Drilling: New Approach in Fatigue Optimization. *SPE (Society of Petroleum Engineers) Annual Technical and exhibition held in Denver, Colorado, USA, 21-24 September 2008*. 17p.
 12. Argirov J., Yankova R., Antonov G. Study Fatigue in Materials of Drill Pipes. *TEM Journal*. 2016. Vol. 5. No. 1. P.50-55. DOI: 10.18421/TEM51-08.
 13. Gudimella V.S. Murthy. Oil Field Drill Pipes Failure. In book: *Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Oil and Gas Industry*. pp.123-152. [Chapter 6]. India.; Elsevier 2016. - edited by: Abdel Salam Hamdy Makhlouf, Mahmood Aliofkhazraei.
 14. Ngoc Ha Daoa, Hedi Sellamia. Stress intensity factors and fatigue growth of a surface crack in a drill pipe during rotary drilling operation. *Engineering Fracture Mechanics*, Elsevier, 2012. Vol.96. P.626-640.
 15. Albdiry M.T., Almensory M.F. Failure analysis of drillstring in petroleum industry: A review. *Engineering Failure Analysis*. 2016. Vol.65. P.74–85.

16. Zheng Dave Bert, Nanjiu Zheng. Case Study of Drillstring Failure Analysis. AADE (American Association of Drilling Engineers) Mid-Continent Symposium. January 20, 2010.
17. Tyrlych V., Moisyshyn V. Predicting remaining lifetime of drill pipes basing upon the fatigue crack kinetics within a pre-critical period. *Mining of Mineral Deposits*. Dnipro University of Technology 2019. Vol. 13, №3. P.127-133.
18. Nierenberg W. A., Peterson M.N.A. Drill string Failure Analyses. *National Science Foundation National Ocean Sediment*: Technical report No.14. 1983. 177p.
19. Тирлич В. В. Забезпечення безаварійної роботи бурильних труб з виявленими експлуатаційними дефектами: дис. ... канд. техн. наук (доктора філософії): 05.05.12. Івано-Франківськ, 2019. 179с.
20. Двойников М.В. Анализ результатов исследований технико-технологических параметров бурения наклонных скважин. *Записки Горного института*. 2017. Т. 223. С. 86-92. DOI: 10.18454/PMI.2017.1.86.
21. Нескромных В.В. Бурение скважин: учеб. пособие. Красноярск: Сиб. федер. ун-т, 2014. 400с.
22. Wiśniowski R., Ziaja J. Methods of Determining Admissible Bending Radius for HDD Drill String. *Acta Montanistica Slovaca*, 2004. Vol.9, No.3, P. 340-343.
23. Рачкевич Р.В., Артım В.І., Козлов А.А. Визначення напружень у бурильній колоні з урахуванням особливостей взаємодії зі стінкою криволінійного стовбура. *Науковий вісник Івано-Франківського Національного університету нафти і газу*. 2008. №1(17). С. 32–35.
24. Юрич А.Р., Чудик І.І., Гриців В.В., Рачкевич Р.В., Козлов А.А. Моделювання компоновок низу бурильної колони з опорно-центруючими елементами (ОЦЕ) в похило-скерованому стовбурі свердловини. *Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ*. 2008. №2(27). С.51–55.

25. Івасів В.М., Рачкевич Р.В., Юрич А.Р., Процюк Г.Я. Вибір та коригування конструктивних параметрів неорієнтованих компоновок низу бурильної колони. *Нафтогазова енергетика 2013: Матеріали міжн. наук.-техн. конф.* (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 118–122.
26. Рачкевич Р.В. Вдосконалення методів прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2006. 20 с.
27. Чудик І.І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними витратами енергії: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.15.06. Івано-Франківськ, 2011. 30 с.
28. Янтурин Р.А., Янтурин А.Ш. О проектировании КНБК для безориентированного управления траекторией ствола наклонных и горизонтальных скважин. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2006. № 9. С. 5–9.
29. Лігоцький М.В. Про умови консольного закріплення балок для проектування КНБК та інших задач. *Нафтова і газова промисловість*. 2004. № 1. С. 31–33.
30. Кунцяк Я.В., Кунцяк Р.Я., Лев О.М. Визначення оцінки впливу сил опору на величину осьового навантаження на долото в похило-скерованій свердловині. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2008. №4(29). С.40-44.
31. Абдурахманов М.Т., Гилязов Р.М. Исследование механизма искривления ствола скважины при бурении неориентируемыми забойными компоновками. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2011. № 7. С. 6–9.
32. Григулецкий В.Г., Лукьянов В.Т. Проектирование компоновок нижней части бурильной колонны. Москва: Недра, 1990. 302 с.

33. Мойсишин В.М., Борисевич Б.Д., Гаврилів Ю.Л., Зінченко С.А. Стійкість і коливання бурильної колони: монографія. Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу, Наук. т-во ім. Шевченка, ПАТ "Донецьксталь". Івано-Франківськ: Лілея-НВ, 2013. 590 с. Бібліогр.: С. 565-589 - укр.
34. Яциняк І. І. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони із урахуванням критерію подібності втомного руйнування: дис. ... канд. техн. наук (доктора філософії): 05.05.12. Івано-Франківськ, 2018. 170 с.
35. Стасенко В.М., Карпенко В.М., Гуляєв В.І. та ін. Визначення навантажень на бурову установку під час спуско-підймальних операцій у похило спрямованих свердловинах. *Нафтова і газова промисловість*. 2006. № 6. С.6–10.
36. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Гловач Л.В. Теоретичний аналіз впливу профілю криволінійної свердловини на силу опору руху в ній бурильної колони. *Нафтова і газова промисловість*. 2010. № 3. С.20–22.
37. Гуляєв В.І., Гайдайчук В.В., Худолій С.М. та ін. Чутливість сил опору до переміщення бурильної колони в криволінійній свердловині з локалізованими геометричними недосконаlostями. *Нафтова і газова промисловість*. 2011. № 3. С. 11–14.
38. Рачкевич Р.В., Буй В.В., Дейнега Р.О. Напруження в бурильній колоні при просторовому викривленні свердловини. *Нафтогазова енергетика 2013: Матеріали міжн. наук.-техн. конф. (Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013)*. Івано-Франківськ, 2013. С. 86–89.
39. Gulyayev V. I., Gaidaichuk V. V., Andrusenko E. N., Shlyun N. V. Modeling the Energy-Saving Regimes of Curvilinear Bore-Hole Drivage. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. 2015. Vol. 137. 7p. DOI: 10.1115/1.4028656.
40. Gulyayev V.I., Glazunov S.N., Andrusenko O.M., Shlun N.V. Simulation of Buckling and Dead Lock States of Drill Strings in Curvilinear Bore-Holes.

- International Journal of Civil and Structural Engineering*. 2018. Vol. 5. P. 347-351.
41. Nabil Musa, Valery Gulyayev, Nataliya Shlyun and Hasan Aldabas. Critical Buckling of Drill Strings in Cylindrical Cavities of Inclined Bore-Holes. *Journal of Mechanics Engineering and Automation*. 2016. Vol.6. P.25-38. DOI:10.17265/2159-5275/2016.01.004.
42. Paliichuk I.I., Nezamay B.S., Malyk H.D. Deformation of the long casing string on centralizers in the process of its installation in a horizontal well. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2019. No5. P.47-54. DOI: 10.29202/nvngu/2019-5/12.
43. Andrew Wu, Geir Hareland, Mohammad Fazaelizadeh. Torque & Drag Analysis Using Finite Element Method. *Modern Applied Science* 2011. Vol. 5, No. 6 P.13-26. DOI: 10.5539/mas.v5n6p13.
44. Jianxun Liu, Hualin Zheng, Yuchun Kuang, Xiaofeng Xu, Yonghui Liu. Numerical simulation of the drill string buckling behavior in horizontal wells considering the orthotropic friction. *Mechanika*. 2018. Vol. 24. No 3. P.360-366. DOI: 10.5755/j01.mech.24.3.18363.
45. Xiao-hua Zhu et al. New Analysis Theory and Method for Drag and Torque Based on Full-Hole System Dynamics in Highly Deviated Well. *Mathematical Problems in Engineering*, 2015. Vol.2015. P.1-13. DOI:10.1155/2015/535830.
46. Khac-Long Nguyen et al. Nonlinear rotordynamics of a drillstring in curved wells: models and numerical techniques. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2019. Vol. 166. 27P. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2019.105225
47. Plácido, João Carlos Ribeiro et al. Fatigue analysis of aluminum drill pipes. *Materials Research*. 2005, Vol.8, No.4, P.409-415. [online]. Available: http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1516-14392005000400009&lng=en&nrm=iso

48. Veidt, M., Berezovski, A. Design and application of a drill pipe fatigue test facility. *SIF2004 Structural Integrity and Fracture, Brisbane, 26–29 September 2004*. Brisbane, P.367–375.
49. Али Фархан Мутер Аль-Шаббани, Попов М. Е Оценка усталостного разрушения бурильной колонны и оценки рисков заторможенности в извилистой траектории скважины. *Молодой исследователь Дона*. 2019. №4(19). С.7-12.
50. Vincke O., Averbuch D., Tollet S. etc. A new drillstring fatigue supervision system. *SPE / IADC Drilling conference, Amsterdam, 20–22 February 2007*. Amsterdam, P.1–8. DOI: <https://doi.org/10.2118/105842-MS>.
51. Ивасив В.М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Одесса, 1981. 16 с.
52. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. ... докт. техн. наук. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.
53. Крижанівський Є.І., Рибчич І.Й. Визначення циклічної довговічності з'єднань бурильних колон при заданій імовірності неруйнування. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2002. № 1. С. 25–29.
54. Лисканич М.В., Гриджук Я.С., Борисевич Б.Д. Оцінка математичних моделей довговічності елементів бурильної колони. *Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу*. 2002. № 2 (3). С. 12–14.
55. Крыжановский Е.И. Исследование усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильных труб: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07. Москва, 1980. – 171 с.
56. B. M. Salihu. *Stress analysis of drillstring threaded connections* . Doctor of Philosophy. Cranfield University 2011. 346 p.

57. Jiahao Zheng. Fatigue Estimation of Drill-string and Drill-pipe Threaded Connection Subjected to Random Loadings. Newfoundland: Memorial University of Newfoundland, 2015. 125 p.
58. Почтенный Е.К. Прогнозирование долговечности и диагностика усталости деталей. Минск, 1983. 246 с.
59. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей нафтогазового обладнання: дис. ... д-ра техн. наук: 05.15.07. Івано-Франківськ, 1996. 457 с.
60. Sungkon H. Fatigue analysis of drillstring threaded connections. Proceedings of the thirteenth International. Offshore and Polar Engineering Conference, Honolulu, Hawaii, USA, 25–30 May 2003. 2003, P. 202–208.
61. Артım В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис... канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 150 с.
62. Paris P., Erdogan F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws. *Journal of Basic Engineering*, 1963. Vol. 85. No. 4. P. 528-534. DOI:10.1115/1.3656900.
63. Vaisberg O. et al. Fatigue of Drillstring: State of the Art. *Oil & Gas Science and Technology – Revue De L Institut Francais Du Petrole*, 2002. Vol. 57. No.1. P.7-37.
64. David Roylance. Fatigue. *Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 1 May 2001, 10p.*
65. Ленковський Т.М. Метод оцінювання циклічної тріщиностійкості сталей за поперечного зсуву: дис... канд. техн. наук: 01.02.04. Тернопіль, 2015. 145 с.
66. Howard J., Halbert M., Lubinski A. Systematic Tracking of Fatigue and Crack Growth to Optimize Drillstring Reliability, in: *SPE/IADC Drilling Conference, 22-25 February 1993, Amsterdam, Netherlands, Society of Petroleum Engineers, ISBN 9781555634940, 1993.*

67. Kral E., Sengupta P., Newlin L., Quan S. Fracture-mechanics concept offers models to help calculate fatigue life in drill pipe. *Oil and Gas Journal*. 1984. Vol.82. No.32–33. P. 51–115.
68. Moritz Braun. Fatigue Assessment of Threaded Riser Connections. Trondheim, June 2014. Master's thesis. Trondheim, 2014. NTNU. Norwegian University of Science and Technology. Faculty of Engineering. Science and Technology. Department of Marine. Technology. 93p.
69. Claudia Stelzer Drillpipe Failure and its Prediction. Master Thesis Mining University Leoben. Chair for Drilling Engineering. Leoben in October 2007. 119p.
70. Jian Bing Zhang, Xiang Hong Lv. Fatigue Analysis of the Drill String According to Multiaxial Stress. *Advanced Material Research*. 2012. Vol. 418–420. P. 993–996. DOI:10.4028/www.scientific.net/amr.418-420.993.
71. Lallia Belkacem, Nouredine Abdelbaki, Mohamed Gaceb, Elahmoun Bouali, Hedjaj Ahmed, Mourad Bettayeb. Tensile and Torsional Loads Stress Distribution Along the Drill String for Deep Wells. *2nd International Congress on Energy Efficiency and Energy Related Materials (ENEFM2014)*, Springer Proceedings in Energy, 2015. P. 567-580. DOI: 10.1007/978-3-319-16901-9_70.
72. Трубы бурильные. Руководство по эксплуатации. ООО «Научно-исследовательский институт разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб» 241с.
73. Чудик І. І., Токарук В. В., Щуцький В. І. Удосконалений підхід до проектування і вибору конструкції бурильної колони з врахуванням енергоефективності. *Молодий вчений*. 2017. № 3. С. 764-769.
74. Рачкевич Р. В. Розвиток наукових основ забезпечення працездатності колон бурильних і насосно-компресорних труб на ділянках свердловин із геометричними недосконалостями: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2017. 292 с.

- 75.Свердан П.Л. Вища математика. Математичний аналіз і теорія ймовірностей: Підручник. Київ, 2008. 450 с.
- 76.API Standards. Specification for Drill Pipe. API Specification 5D. FIFTH EDITION, OCTOBER 2001 Product No. G05D05.
- 77.Пат. 75251 С2 Україна, МПК E21B 7/04. Відхильник для направленою буріння / Крижанівський Є.І., Яворський М.М., Івасів В.М., Олексюк М.П., Лігоцький М.В., Козьмін Д.І., Василів М.В.; заявник і патентовласник Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. - № 20040705276; заявл. 01.07.2004.; опубл. 15.03.2006, Бюл. № 3.
- 78.Aoki M., Kiuchi A. Brittle fracture strength of notched round bar under axial load. *Adv. Fract. Res.:* Proc. 6th Int. Conf. Fract., New Delhi, 1984. Vol. 2. Oxford etc.: Pergamon Press, 1984. P. 1439–1446.
- 79.Лепихин П.П., Ромащенко В.А., Бейнер О.С. Численне дослідження динамічної міцності товстостінних циліндричних оболонок з технологічними особливостями типу трещин. *Проблеми міцності*. 2005. № 1. С. 76 – 87.
- 80.Стоцький Ф.І. Технічна механіка: Курс лекцій. Івано-Франківськ, 2000. 384с.


ДОДАТКИ

Додаток А

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

«ЗАТВЕРДЖЕНО»

Директор ТОВ «Ендейвер»

 Д.І. Підлубний

« » » 2021 р.

МЕТОДИКА ПРОГНОЗУВАННЯ ВТОМНОЇ
ДОВГОВІЧНОСТІ БУРИЛЬНИХ ТРУБ ЗА СКЛАДНОГО
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

«ПОГОДЖЕНО»

Директор НДІ НГЕ і Е

ФНТУНГ

 Б.А. Тершак

« » » 2021 р.

м. Івано-Франківськ, 2021

Продовження додатку А

Ключові слова: бурильна труба, втомна довговічність, коефіцієнт інтенсивності напружень, напівеліптична тріщина.

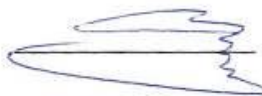
Директор НДІ НГЕ і Е
ІФНТУНГ, к.т.н., доцент



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

Продовження додатку А

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

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

Артим В. І., доктор технічних наук, професор;

Рачкевич І. О., аспірант

Аль Танакчі Ахмед, аспірант.

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:


_____ 2021 р.
«_____» _____ 2021 р.



Продовження додатку А

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
ДОДАТОК А.....	23

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 буровими підприємствами, їх підрядниками та сумісниками.

1.3 Вимоги та положення 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);

Продовження додатку А

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

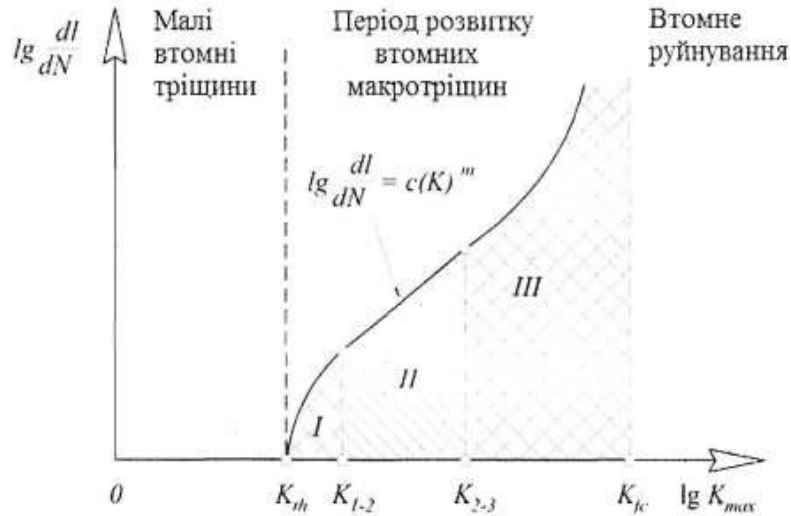


Рисунок 3.1 – КДВР

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.

Продовження додатку А

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 , (ΔK) – 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

Продовження додатку А

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}).

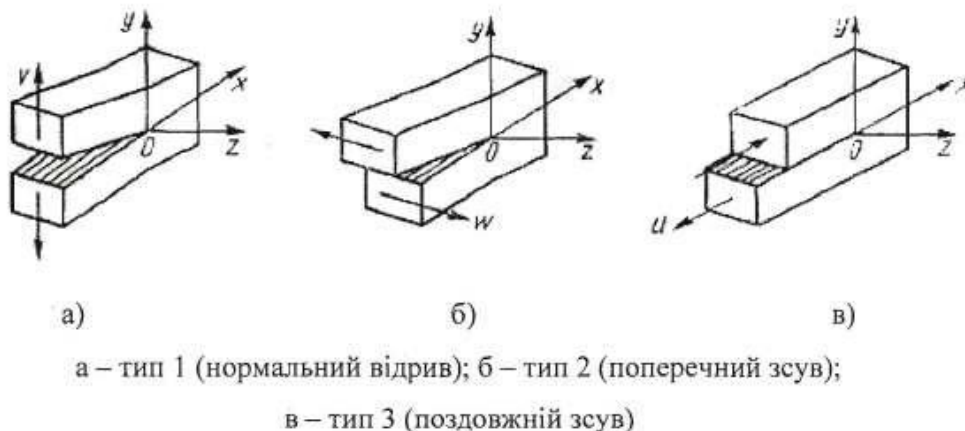


Рисунок 3.2 – Основні типи зміщень поверхонь тріщини

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

Продовження додатку А

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

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

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

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.

Продовження додатку А

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.

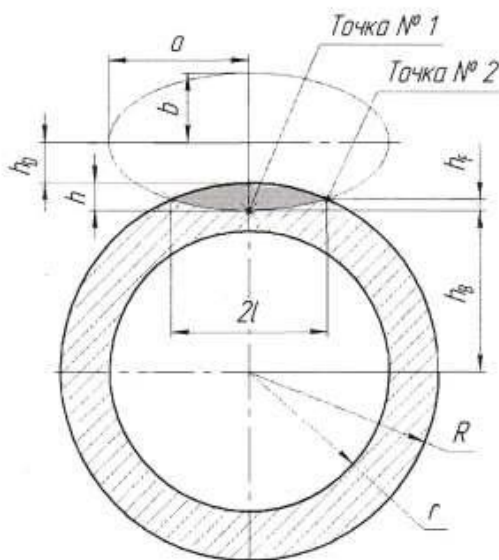


Рисунок 3.3 – Поперечний переріз тіла БТ з напівеліптичною втомною тріщиною

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

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

Продовження додатку А

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).

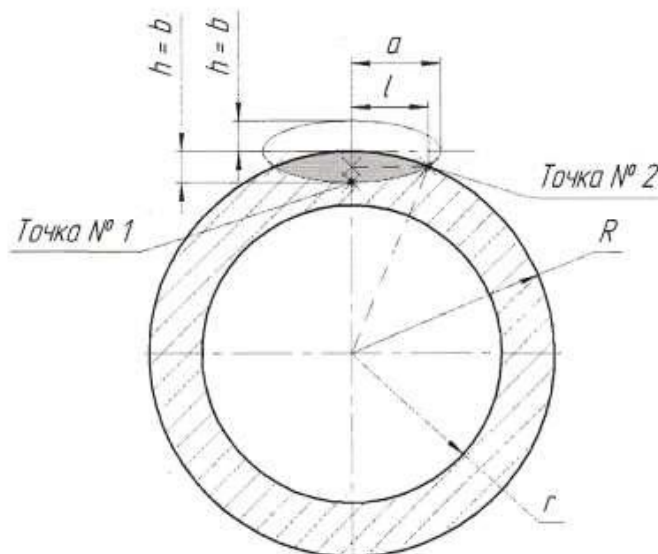


Рисунок 3.4 – Поперечний переріз тіла БТ з напівеліптичною втомною тріщиною (модифікована / спрощена модель)

Продовження додатку А

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:

$$a = \frac{hl}{\sqrt{h^2 - (\sqrt{R^2-l^2}-R)^2}}. \quad (3.9)$$

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

Продовження додатку А

до їх осі під кутом 45° (див. рисунок 3.5) [4], оскільки саме на цих площинах діють найбільші нормальні напруження розтягу.



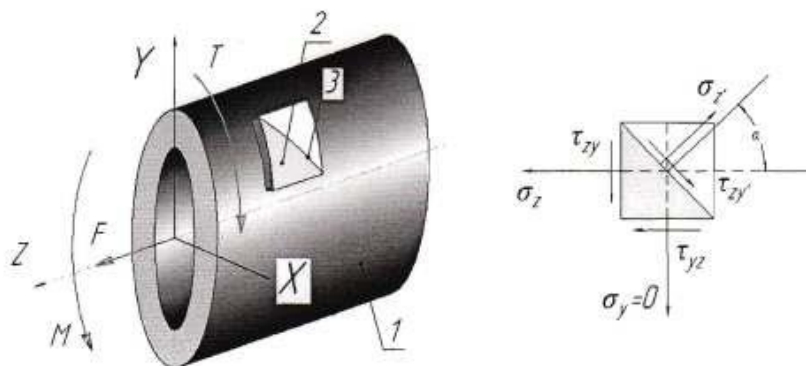
Рисунок 3.5 – Типовий вигляд зруйнованого валу, що зазнав навантаження кручення

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 елементу 2, відображено також на рисунку 3.6.

Згідно з класичними положеннями опору матеріалів можемо записати наступні залежності

$$\begin{aligned}\sigma_{z'} &= \sigma_z \cos^2 \alpha + \sigma_y \sin^2 \alpha + \tau_{zy} \sin 2\alpha; \\ \tau_{z'y'} &= -(\sigma_z - \sigma_y) \frac{\sin 2\alpha}{2} + \tau_{zy} \cos 2\alpha.\end{aligned}\tag{3.10}$$



1 – ділянка трубної колони; 2 – елемент стінки ділянки трубної колони; 3 – частин проекції деякого нахилоного перерізу на поверхню БТ

Рисунок 3.6 – Напружений стан елементу 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:

$$\alpha_0 = \frac{1}{2} \arctg \left(\frac{2\tau_{zy}}{\sigma_z - \sigma_y} \right).$$

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

Продовження додатку А

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.

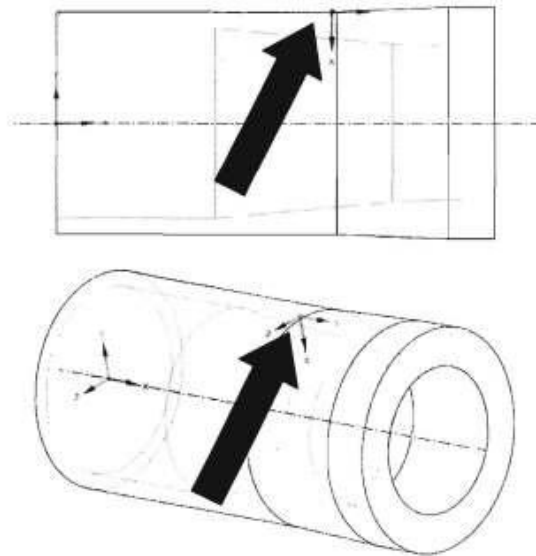


Рисунок 3.7 – Тривимірна модель ділянки БТ в околі переходу від тіла до висадженої частини

Стрілками (див. рисунок 3.7) позначено локальну систему координат, відносно якої буде інтегруватися напівеліптична втомна тріщина (див. рисунок 3.8).

Продовження додатку А

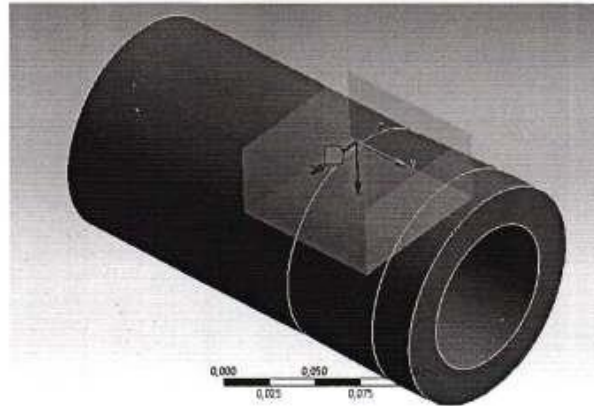


Рисунок 3.8 – Напівеліптична втомна тріщина інтегрована в ділянку БТ

На наступному етапі проводиться генерація сітки скінченних елементів (див. рисунок 3.9).

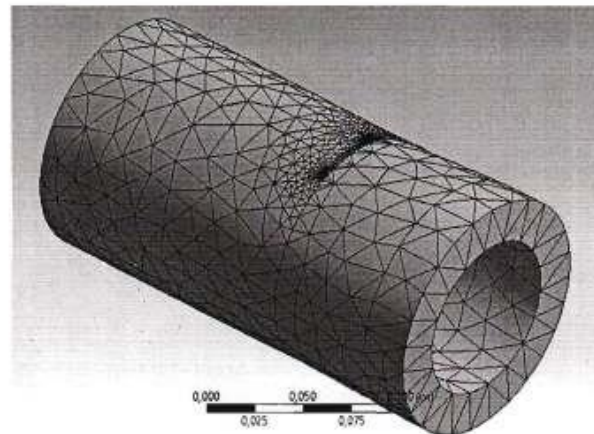


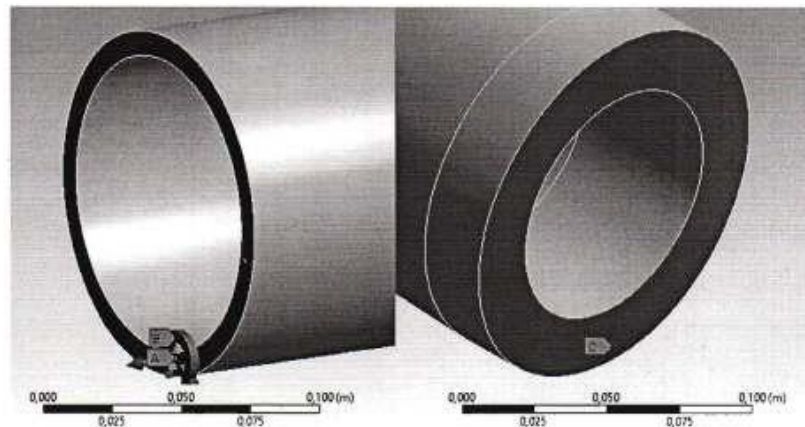
Рисунок 3.9 – Генерація сітки скінченних елементів по об'єму ділянки БТ з напівеліптичною тріщиною

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,

Продовження додатку А

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. Для цього можна використати методологію, наведену в роботах [5, 6].



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).

Продовження додатку А

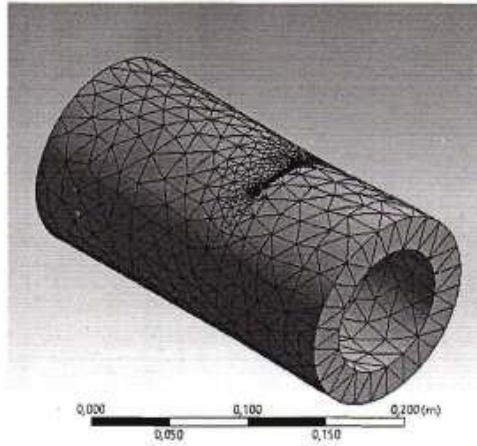


Рисунок 3.11 – Епюра нормальних напружень на поверхні моделі ділянки
БТ

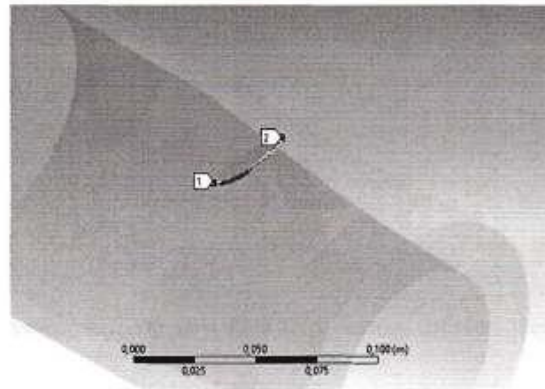


Рисунок 3.12 – Епюра КІІ перед фронтом напівеліптичної втомної
тріщини

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

$$N = \int_{h_w}^{h_{cr}} \frac{dh}{c(a_2 h^2 + a_1 h + a_0)^m}. \quad (4.2)$$

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.

Продовження додатку А

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 $0 - 6 \times 10^4$ 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
1	2	3	4	5	6	7
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

Продовження додатку А

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
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
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

Продовження додатку А

Продовження таблиці 4.1

1	2	3	4	5	6	7
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 подвійною лінією комірки, що відповідають комбінаціям навантаження, для яких діюче значення еквівалентного КІН буде перевищувати критичну величину, що відповідає прискореному (нестабільному) зростанню втомної тріщини та є неприйнятним для експлуатації БК.

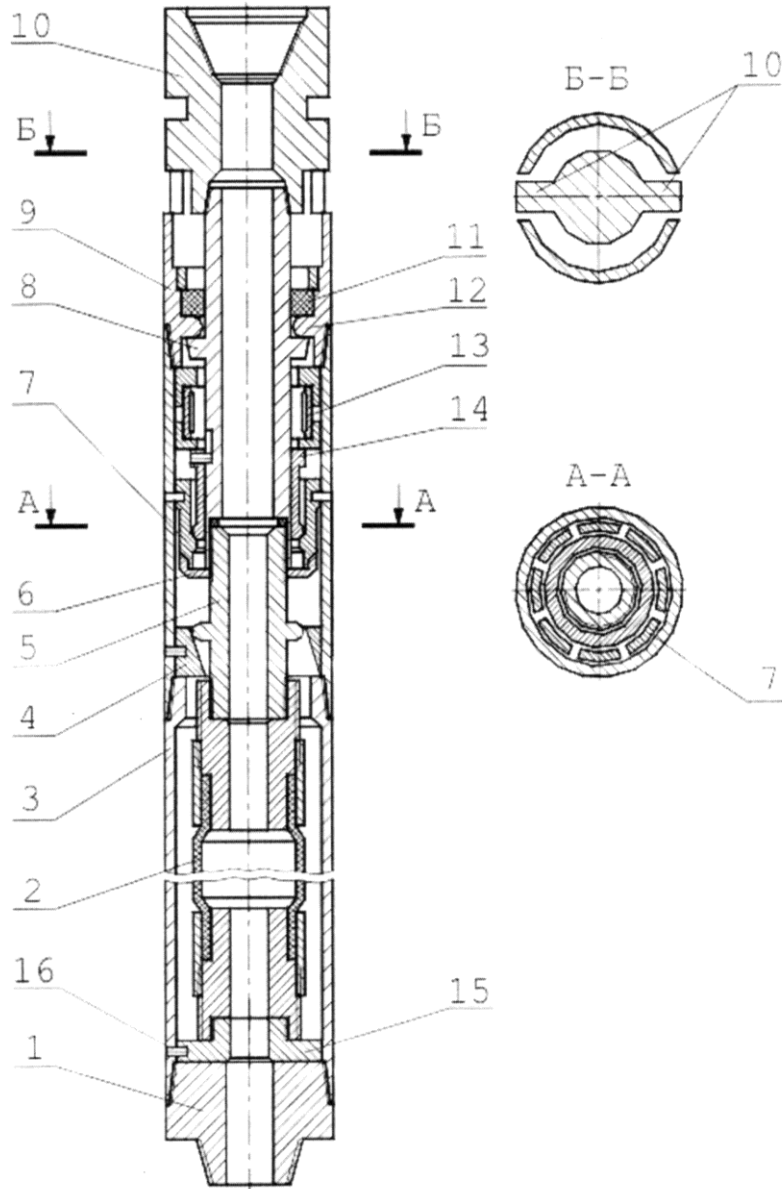
Продовження додатку А

ДОДАТОК А

БІБЛІОГРАФІЯ

1. В. М. 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.
5. Andriy Dzhus, Ruslan Rachkecyh, Andriy Andrusyak, Iryna Rachkevych, Oleksandr Hryhoruk, Serhii Kasatkin. Evaluation the stress-strain state of pumping equipment in the curvilinear sections of the well. *Management Systems in Production Engineering*. 2020. Vol. 28, Issue 3. P. 189 – 195.
6. Рачкевич І.О. Тривимірне моделювання напружено-деформованого стану колони бурильних труб у криволінійному стовбурі свердловини. *Science – the Future of the Word: The 5th International scientific and practical conference* (Prague, June 23 – 24. 2020). Prague, 2020. P. 131 – 136.

Додаток Б



- 1 – нижній ніпель; 2 – полімерний перевідник; 3 – пустотілий збірний корпус; 4 – відхиляюча втулка; 5 – ствол; 6 – фіксуючий елемент; 7 – цанга; 8 – борт; 9 – верхній ніпель; 10 – верхня муфта; 11 – ущільнення; 12 – внутрішній борт; 13 – пакет пружних оболонок; 14 – втулка; 15 – гумова втулка; 16 – гайка.

Рисунок Б1 – Розріз відхильника для направлено буріння