

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Яциняк Іван Ігорович

УДК 622.24.05

ДИСЕРТАЦІЯ

Прогнозування довговічності елементів бурильної колони із урахуванням
критерію подібності втомного руйнування

(назва дисертації)

05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

(шифр і назва спеціальності)

Галузеве машинобудування

(галузь знань)

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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


_____ І. І. Яциняк
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Івасів Василь Михайлович, д-р техн. наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом. Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Івано-Франківськ - 2018
020.057.04 *30.11.2018р.*

АНОТАЦІЯ

Яциняк І. І. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони із урахуванням критерію подібності втомного руйнування. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості - Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, Івано-Франківськ, 2018.

Дисертацію присвячено забезпеченню працездатності елементів бурильної колони шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану і прогнозування довговічності із урахуванням критерію подібності втомного руйнування.

У роботі проаналізовано промислові дані з аварійності бурильних колон на підприємстві БУ “Укрбургаз” за 2007 – 2010 роки, які підтвердили, що кількість руйнувань, зумовлених накопиченням втомних пошкоджень, залишається достатньо великою. Основними причинами цього є ускладнення гірничо-геологічних умов буріння свердловин та недосконалість існуючих методів і засобів оцінки напружено-деформованого стану та втомної довговічності елементів бурильної колони.

За результатами аналітичних досліджень запропоновано новий підхід до оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурильної колони шляхом поєднання методів “гнучкої нитки” та “поділу відрізків навпіл”. Це дало можливість врахувати вплив осьової складової ваги бурильної колони на розташування точок її контактування із стінкою свердловини.

Удосконалено елементи та конструкцію пристрою для вимірювання зусиль, зумовлених згином та осьовими переміщеннями бурильної колони у процесі експлуатації. Особливістю будови пристрою є використання

електричних тензометрів (тензодавачів) у вузлі перетворення деформацій та електронного блоку їх реєстрації.

Отримав подальший розвиток спосіб перерозподілу навантажень по довжині замкової різьби шляхом відхилення її кроку та врахування максимального навантаження на з'єднання. Він забезпечує визначення і коригування нормальних напружень по довжині різьби, використовуючи співвідношення, запропоновані І. А. Біргером та С. А. Бабаяном. Для реалізації способу запропоновано гальванічне відхилення кроку різьби в необхідних межах.

За результатами скінченно-елементного аналізу замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони удосконалено метод оцінки параметрів їх втомної міцності. Цей метод ґрунтується на урахуванні критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} (де L – периметр небезпечного перерізу у місці концентратора, m ; \bar{G} – відносний максимальний градієнт напружень), запропонованого С. В. Серенсенем і В. П. Когаєвим. Його застосування дає можливість прогнозувати довговічність елементів бурильної колони за результатами дослідження відповідних зразків-вирізків.

Також досліджено вплив величини перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків зі сталі 40ХН. Отримано залежність між величиною коефіцієнта перевантажування та емпіричним параметром C , який характеризує швидкість поширення тріщини у рівнянні Періса і Ердогана, що дає змогу прогнозувати довговічність елементів бурильної колони, виготовлених із зазначеного матеріалу.

За результатами проведених досліджень розроблено метод оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони з урахуванням їх загального та локального напружено-деформованого станів. Особливістю вказаного методу є визначення найбільш навантажених ділянок бурильної колони, оцінка їх напружено-деформованого стану аналітичним чи експериментальним способом та прогнозування втомної довговічності за результатами уточнених максимальних напружень або шляхом випробування відповідних зразків-

вирізок.

Ключові слова: елементи бурильної колони, напружено-деформований стан, втомна міцність, ресурс.

ABSTRACT

Yatsyniak I. I. Prediction of the drill string elements life time with consideration of the fatigue failure similarity criterion. – Qualifying scientific work as a manuscript.

The dissertation for the degree of Candidate of Engineering Science (Doctor of Philosophy) in 05.05.12 Oil and Gas Machinery - Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2018.

The dissertation research is oriented at prediction of the drill string elements life time with consideration of the fatigue failure similarity criterion based on the improved evaluation methods and techniques of the stress-strain state and fatigue strength.

The industrial data on the drill string failure rate at “UkrBurGas” Drilling Division during 2007-2010 were analysed in the research, confirming that the number of failures, caused by the accumulation of fatigue damages, is quite considerable. The main sources of failures are as follows: the complication of mining and geological conditions of well drilling and the necessity for improvement of evaluation methods and techniques of the stress-strain state and fatigue life of the drill string elements.

Based on analytical calculations, the evaluation method of the drill string elements stress-strain state was improved using a combination of the “ideal cable” and “interval bisection” methods. It made it possible to consider the impact of the drill string weight axial component on the position of its contact points with the wellbore wall.

The results were presented to demonstrate the improved design of the measuring device of stresses in the drill string, thus, making it possible to determine the stresses arising during well boring process. The characteristic feature of the device structure is based on application of the strain-measuring operating principle of the strain transformation unit and electronic unit for their recording.

The method of normal stress redistribution in the pipe thread joint using the equation, proposed by I. A. Birger, was further developed, thus, making it possible to determine and adjust stress distribution along the thread length by means of its pitch deviation and ratios, considering the thread cutting cone ratios, developed by S. A. Babaian. To implement thread pitch deviation of the drill string elements, it was proposed to apply the galvanic coating on its surface. It makes it possible to adjust the thread pitch deviation within the range of several microns to obtain the uniform stress distribution along its length and partial restoration of worn turns.

By research results of the laboratory samples, cut out of the corresponding full-scale objects, the method, used for parameter evaluation of the drill string element joint fatigue strength. The method is based on the fatigue failure similarity criterion L/\bar{G} (L – a dangerous cross section perimeter at the concentrator location, m; \bar{G} – a relative maximum stress gradient) for the full-scale sample and its model, proposed by S. V. Serensen and V. P. Kohaiev. This method differs from the existing ones by application of the finite elements analysis, making it possible to determine the relative stress gradient in the bottom of thread without complex analytical calculations.

The impact of the overloading value on the fatigue damage kinetics of 40XH steel samples was also evaluated. The obtained results make it possible to consider the impact of the overloading ratio Q_{ol} on the crack velocity in the drill string elements steel thread joints.

Based on the performed research, the method was developed to evaluate the fatigue life of the drill string elements, considering their general and local stress-strain state. The characteristic feature of this method lies in calculation of arising stresses in the drill string elements, validation of relevant calculations, developed in

combination with the “Device for stress measurement in the drill string” and prediction of their life time using “cut-out” subsized samples.

Key words: drill string elements, stress-strain state, fatigue strength, life time.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Artym V. I., Faflei O. Ya., Mykhailiuk V. V., Semenchuk A. V., Deineha R. O., Yatsyniak I. I. Features of calculation of durability of machine parts and structural elements under conditions of high asymmetric low-amplitude loads. *Journal of new technologies in environmental science*. 2018. Vol. 2, № 1. P. 47 – 57.
2. Яцыняк І. І., Івасив В. М., Артым В. І., Грыцив В. В., Рачкевич Р. В. Оценка параметров выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны на основании критерия подобия усталостного разрушения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.
3. Грицив В. В., Яцыняк І. І., Гладкий С. І., Гойсан М. І. Тривимірне комп’ютерне моделювання різьбових з’єднань бурильних труб. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. №3(25). С. 67 – 75.
4. Артим В. І., Яцыняк І. І., Грицив В. В., Юрич А. Р., Рачкевич Р. В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2(43). С. 197 – 200.
5. Яцыняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Машинознавство*. 2013. № 9 – 10. С. 68 – 73.
6. Калахан О. С., Івасів В. М., Яцыняк І. І., Грицив В. В. Визначення відносного градієнту напружень методом скінченно-елементного аналізу. *Вісник Львівського нац. аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2013. №17. С. 241 – 249.

7. Івасів В. М., Артим В. І., Яциняк І. І., Гриців В. В. Оцінка впливу перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків із сталі 40ХН. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 76 – 81.

8. Артим В. І., Гриців В. В., Яциняк І. І., Сторож Б. Д. Використання скінченно-елементного аналізу для оцінки міцності та довговічності елементів нафтогазового обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2015. № 2. С. 69 – 76.

Тези наукових конференцій:

9. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: праці 3 Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Львів, 11 – 13 лист. 2012). Львів, 2012. С. 60.

10. Яциняк І. І., Гриців В. В., Юрич А. Р., Буй Ю. В. Оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців для нафтогазової галузі*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 3 – 6 жовт. 2012). Івано-Франківськ, 2012. С. 25-26.

11. Івасів В. М., Яциняк І. І., Гриців В. В. Застосування критерію подібності втомного руйнування для різьбових з'єднань елементів бурильної колони. *Нафтогазова енергетика*. праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 156-157.

12. Яциняк І. І., Івасів В. М., Дейнега Р. О., Гриців В. В. Метод оцінки втомної міцності елементів бурильної колони. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 24 – 27 квіт. 2018). Івано-Франківськ, 2018. С. 111-113.

Патенти:

13. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині: пат. 103338 Україна: МПК G01N 3/32. № а201105349; заявл. 26.04.20; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.

14. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № u201311632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. № 5.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	10
1.1 Аварійність елементів бурильної колони	10
1.2 Оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони.....	16
1.2.1 Аналітичні методи дослідження.....	16
1.2.2 Експериментальні методи та засоби дослідження	22
1.3 Методи прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності елементів бурильної колони	25
1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень.....	36
РОЗДІЛ 2. ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	39
2.1 Аналітична оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини.....	41
2.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на прикладі свердловини № 38 Штормового газоконденсатного родовища.....	51
2.3 Удосконалення конструкції пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб.....	56
2.4 Висновки до розділу 2.....	66
РОЗДІЛ 3. ОЦІНКА ТА КОРИГУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....	68
3.1 Аналітична оцінка розподілу нормальних напружень у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони	69

3.2	Методи та засоби нанесення гальванічного покриття на різьбові з'єднання елементів бурильної колони	78
3.3	Методи та засоби оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони.....	84
3.4	Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану замкових різьбових з'єднань.....	88
3.5	Висновки до розділу 3.....	92
РОЗДІЛ 4. ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ.....		93
4.1	Застосування критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} для прогнозування довговічності елементів бурильної колони....	93
4.2	Методи та засоби оцінки тріщиностійкості сталей.....	102
4.3	Експериментальне оцінювання методу прогнозування довговічності елементів бурильної колони із застосуванням критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G}	106
4.4	Оцінка впливу перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків зі сталі 40ХН.....	111
4.5	Аналітично-експериментальний метод оцінювання втомної довговічності елементів бурильної колони.....	120
4.6	Висновки до розділу 4.....	123
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....		124
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		127
ДОДАТКИ.....		141

ВСТУП

Актуальність теми. На сьогодні досягнення енергетичної незалежності є ключовим завданням для України. Одним із шляхів його вирішення є збільшення обсягів видобутку вуглеводневої сировини за рахунок буріння глибоких, похило-скерованих та горизонтальних свердловин як на нових родовищах, так і на тих, що вже перебувають в експлуатації. Стовбури таких свердловин у багатьох випадках мають каверни, уступи та різкі перегини, що негативно впливають на елементи бурильної колони у процесі їх експлуатації. При цьому колона зазнає дії широкого спектру циклічних навантажень, що різко зменшують втомну міцність її елементів і зумовлюють швидке їх руйнування. Тому вирішення задачі прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони має важливе практичне і теоретичне значення для вітчизняної нафтогазовидобувної галузі.

Вагомий внесок у вирішення зазначеної вище задачі зробили українські та закордонні вчені Артим В. І., Вудс Г., Дубленич В. Ю., Джафаров К. І., Ерліх Р. М., Івасів В. М., Карпаш О. М., Копей Б. В., Козаченко Н. І., Крижанівський Є. І., Лачінян Л. А., Малько Б. Д., Мілс К., Мойсишин В. М., Почтенний Е. К., Саркісов Г. М., Сароян О. Е., Северинчик М. О., Харченко Є. В., Файн Г. М. та інші, якими запропоновано шляхи вирішення багатьох завдань, пов'язаних із забезпеченням довготривалої та надійної експлуатації бурильної колони. Проте, як свідчить практика буріння, залишається ще багато чинників, вплив яких на довговічність бурильної колони досліджено частково та з великою кількістю спрощень. Отже, проведення подальших теоретичних і експериментальних досліджень, за результатами яких можна розробити ефективні методи і засоби оцінки напружено-деформованого стану та прогнозування втомної довговічності елементів бурильної колони, є актуальним.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами

Дисертаційна робота виконана відповідно до “Енергетичної стратегії України на період до 2030 року” (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 24.07.13 р. № 1047-р) та базується на результатах науково-дослідних тематик:

Д-18-12-П «Розроблення методів управління процесом спорудження скерованих свердловин в сланцевих і вугільних відкладах» (Державний реєстраційний номер №0112U004157);

Д-7-15-П «Розроблення інноваційних технологій освоєння родовищ природних вуглеводів з низькопроникними колекторами» (Державний реєстраційний номер №0115U002284), у яких здобувач брав безпосередню участь.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності елементів бурильної колони шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану і прогнозування довговічності із урахуванням критерію подібності втомного руйнування.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні завдання:

- 1) проаналізувати причини відмов бурильних труб та їх з'єднань у процесі буріння;
- 2) провести аналітично-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини;
- 3) дослідити вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на напружено-деформований стан замкових з'єднань елементів бурильної колони та запропонувати спосіб перерозподілу навантажень по довжині різьби для зменшення максимальних напружень;
- 4) удосконалити метод прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань бурильної колони шляхом використання критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} встановленого за результатами їх скінченно-елементного аналізу;

5) дослідити закономірності накопичення втомних пошкоджень в елементах бурильної колони та розробити метод оцінки їх довговічності при проходженні локально викривлених ділянок свердловини.

Об'єкт дослідження – напружено-деформований стан і процес накопичення втомного пошкодження в елементах бурильної колони.

Предмет дослідження – методи аналізу напружено-деформованого стану і оцінки втомного пошкодження елементів бурильної колони на стадії їх проектування та експлуатації.

Методи дослідження. Для вирішення сформульованих завдань застосовані такі методи досліджень:

- аналіз причин відмов елементів бурильної колони та їх з'єднань проведено із застосуванням статистичних методів досліджень;
- для оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини застосовано методи “гнучкої нитки”, “поділу відрізків навпіл” та скінченно-елементного аналізу;
- для визначення параметрів втомної міцності різьбових з'єднань бурильних труб застосовано статистичну теорію міцності, скінченно-елементний аналіз та експериментальні методи дослідження лабораторних зразків;
- дослідження закономірностей накопичення втомних пошкоджень в елементах бурильної колони при навантажуваннях, що відповідають умовам проходження ними локально викривлених ділянок свердловини, базуються на кінетичній теорії втоми, механіці руйнування та підтверджені лабораторними випробовуваннями.

Експериментальні випробування проведено на лабораторних установках, що створюють блокові навантаження на досліджувані зразки.

Положення, що виносяться на захист

1. Закономірності накопичення втомних пошкоджень у замкових різьбових з'єднаннях бурильних труб, виготовлених із сталі 40ХН, після переходу від високого рівня навантажування до низького.

2. Оцінювання параметрів втомної міцності різьбових з'єднань елементів бурильної колони за результатами випробування лабораторних зразків, виготовлених із урахуванням критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} .

Наукова новизна одержаних результатів

1. Вперше встановлено закономірності впливу перевантажування на швидкість поширення втомних тріщин у сталі 40ХН.

2. Обґрунтовано метод визначення відносного максимального градієнту напружень \bar{G} шляхом скінченно-елементного аналізу різьбових з'єднань елементів бурильної колони, що спрощує механізм його оцінювання для не кільцевих концентраторів напружень.

3. Запропоновано новий підхід до оцінювання напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини, що полягає у поєднанні методів “гнучкої нитки” та “поділу відрізків навпіл” і враховує вплив осьової складової власної ваги колони на положення точки контактування з стінкою свердловини.

Практичне значення одержаних результатів

1. Розроблено керівний документ “Методика аналітично-експериментальної оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони”, що передбачає визначення напружень в елементах бурильної колони з використанням удосконалених методів і засобів їх оцінки. Методика рекомендована до використання організацією ПрАТ “Газінвест”.

2. Удосконалено конструкцію пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб (патент України № 88307), завдяки чому розширено можливості оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони у процесі буріння. Пристрій рекомендований до використання підприємством ТОВ “Карпатська бурова компанія”.

3. Результати теоретичних і експериментальних досліджень впроваджені у навчальний процес кафедри будівництва Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Особистий внесок здобувача

Основні результати наукових праць, опублікованих у співавторстві, отримано дисертантом особисто. Зокрема, в [1] проведено дослідження втомної міцності зразків зі сталі 40ХН, в [19] зроблено порівняльний аналіз кількості корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони з іншими видами відмов; в [131, 132, 133, 15] проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини; в [59, 52] проведено дослідження відносного максимального градієнту напружень різьбових з'єднань елементів бурильної колони методом скінченно-елементного аналізу; у [134] автором виконано основні експериментальні дослідження та їх аналіз; в [48] встановлено залежність величини параметру C від коефіцієнту перевантажування Q_{ol} для сталі марки 40ХН; у [35] запропоновано загальні принципові основи моделювання різьбових з'єднань елементів бурильної колони; у [103] розроблено конструкцію інерційної втулки, за допомогою якої динамічні навантаження елементів бурильної колони передаються на вузол перетворення деформацій; у [102] визначено параметри основних конструктивних вузлів пристрою; в [135] розроблено метод оцінки втомної міцності елементів бурильної колони.

Апробація результатів дисертації

Основні результати роботи доповідалися і обговорювалися на: 3-й Міжнародній науково-технічній конференції “Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій”, (м. Львів, 2012 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців нафтогазової галузі”, (м. Івано-Франківськ, 2012 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Нафтогазова енергетика 2013”, (м. Івано-Франківськ, 2013 р.); Міжнародній науково-технічній конференції “Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу”, (м. Івано-Франківськ, 2018 р.).

У повному обсязі результати досліджень доповідалися на наукових семінарах кафедри нафтогазового обладнання Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Публікації

Результати дисертаційної роботи містяться у 14 публікаціях, з яких 6 статей у фахових виданнях України, 2 статті у закордонних виданнях, 4 публікації у збірниках праць і тез міжнародних конференцій та 2 патенти України.

Структура та обсяг дисертації

Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 135 найменувань на 14 сторінках, а також 4 додатків на 30 сторінках. Робота містить 52 рисунка та 8 таблиць. Основний зміст дисертації викладено на 126 сторінках. Загальний обсяг дисертації становить 170 сторінок..

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аварійність елементів бурильної колони

Аварії, що трапляються з елементами бурильної колони, за класифікацією Л. А. Лачиняна і С. А. Угарова [81, 83] поділяють на раптові і поступові. Більш небезпечними є раптові аварії, які виникають несподівано і вимагають значних затрат коштів і часу на їх ліквідацію. Причинами таких відмов є втомне та корозійно-втомне пошкодження, крихке руйнування елементів бурильної колони та виривання різьби труб й замків [81, 83]. Особливо це актуально для роторного способу буріння, під час якого бурильна колона піддається додатковій дії циклічних навантажень згину в нижній її частині, а також асиметричних циклів розтягу – у верхній. Спільний вплив таких зусиль, з іншими навантаженнями різко негативно відбивається на міцності елементів бурильної колони, збільшуючи частоту їх відмов. Раптові відмови досить важко дослідити існуючими методами, тому для оцінки масштабності аварій, спричинених втомними руйнуваннями елементів колони, великий інтерес викликає їх статистичний аналіз.

Згідно з промисловими даними по ПАТ «Укрнафта» за 1971 – 1978 роки встановлено, що втомні руйнування обважнених бурильних труб (ОБТ) по різьбових з'єднаннях складають близько 35 % від всіх поломок елементів бурильної колони [55, 96]. Основними причинами руйнувань є навантаження, профіль стовбура свердловини, корозивність бурового розчину, частота обертання ротора, властивості матеріалу і деякі інші чинники.

У 1977 – 1981 роках при роторному способі буріння зафіксовано [53, 127]: 9 % аварій із сталевими бурильними трубами (СБТ) на висадженій частині; 6 % – в результаті обриву різьби внаслідок її зношення; близько 15 % аварій викликано поломками по муфті і ніпелю через зношення замків по зовнішній поверхні; 38 % – через поломки по зварних стиках, трубній різьбі чи

по тілу труби; 32 % – через промивання тіла труби чи різьби. З даного аналізу видно, що близько 47 % аварій безпосередньо пов'язані з втомним руйнуванням труб.

Аналізуючи аварійність у процесі буріння глибоких свердловин з 1971 по 1982 рр., автори [17, 77] встановили, що 32 % аварій відбулося через несправність елементів бурильних колон. Аварійність за видами конструкцій труб свідчить, що металеві труби відмовили у 38,1 % випадків від загальної кількості аварій бурильних колон; легкосплавні – 15,6 %, ОБТ – 15,1 %; труби бурильні з приварними замками, висадженими в середину (ТБПВ), – 8,6 %; ведучі труби – у 7,0 % випадків.

Автором [107] наведено систематизацію відмов елементів колони за 1966 – 1994 роки, рисунок 1.1.

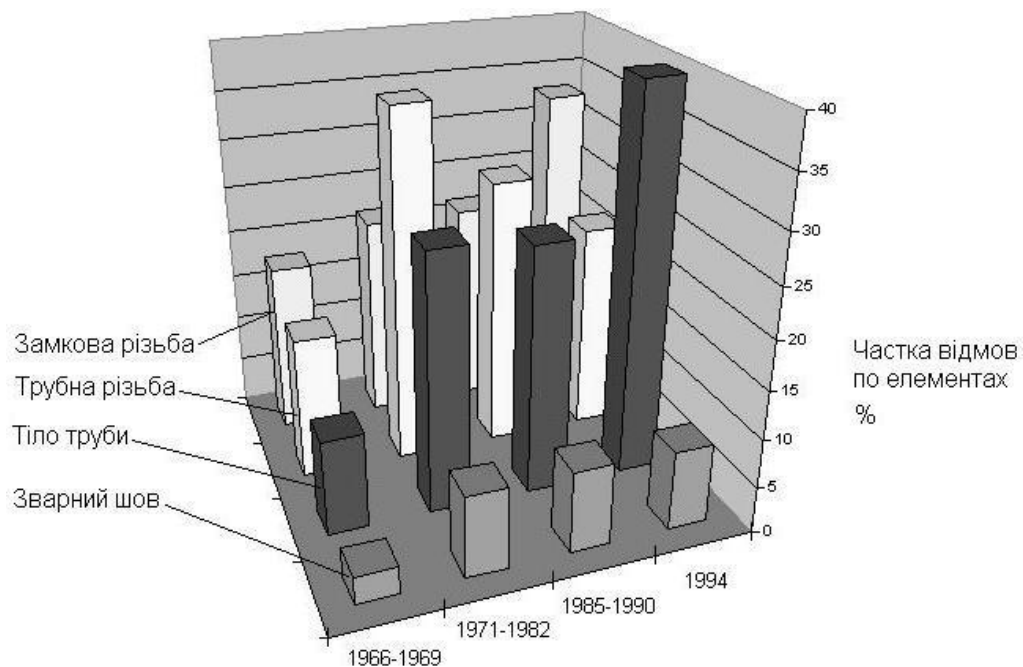


Рисунок 1.1 – Розподіл аварійності за елементами бурильної колони [57, 107]

Згідно з [8, 56, 82, 120] близько 90 % аварій, що виникають у процесі буріння свердловин, прямо чи опосередковано пов'язані із руйнуваннями бурильних колон через накопичення втомних тріщин та зношення. Руйнування в основному відбуваються по трубній різьбі, по замкових з'єднаннях та по тілу труби.

Втомні тріщини на різьбових ділянках ОБТ з'являються через 800 – 900 годин після початку буріння роторним способом [9, 74]. За результатами промислових даних авторами [9, 74] також зазначено, що основними причинами виходу з ладу перехідників є зношення і втомні руйнування замкових різьбових з'єднань.

Інформація, отримана із закордонних аналітичних джерел щодо руйнування бурильних колон у похилих свердловинах [3, 111] свідчить, що найчастіше причиною відмов є втома металу труб. Середня витрата коштів на ліквідацію таких аварій у 1985 р. складала 106 тис. доларів на кожну аварію.

Згідно з дослідженнями, проведеними авторами [12, 39] по підприємствах ВАТ «Укрнафта» та ДК «Укргазвидобування», за період з 1988 по 1992 роки, отримано такий розподіл відмов: аварії із елементами бурильної колони – 34 %; прихоплення трубних колон – 55 %; аварії з породоруйнівним інструментом – 5 %; аварії з обсадними колонами – 2 %; невдале цементування – 2 %; інші аварії – 2 %.

Причини поломок бурильної колони, систематизовані у ході досліджень, проведених компанією T. H. Hill Associates Inc., впродовж 2002 – 2004 років, складають: 66 % – втомне руйнування; 17 % – перевантаження; 4 % – корозія; 13 % – інші причини [37, 61]. Схожа інформація наводиться в публікаціях [86, 107], де йдеться про те, що дві третини поломок бурильних колон відбувається саме через накопичення корозійно-втомних пошкоджень.

Згідно з результати аналізу промислових даних компанії БУ «Укрбургаз» за 2007 – 2010 роки за вказаний період відбулося 27 аварій (рис. 1.2), 16 з яких внаслідок руйнування бурильної колони. Із 16-ти відмов бурильної колони 12 спричинено втомним руйнуванням її елементів (таблиця 1.1), із яких 6 аварій через руйнування різьбових з'єднань, 5 руйнувань по тілу бурильних труб та 1 по іншій частині колони. Середня вартість ліквідації однієї такої аварії у 2010 році становила 840 тис. грн., а з урахуванням інфляції на даний період складає близько 2 730 000 грн [19].

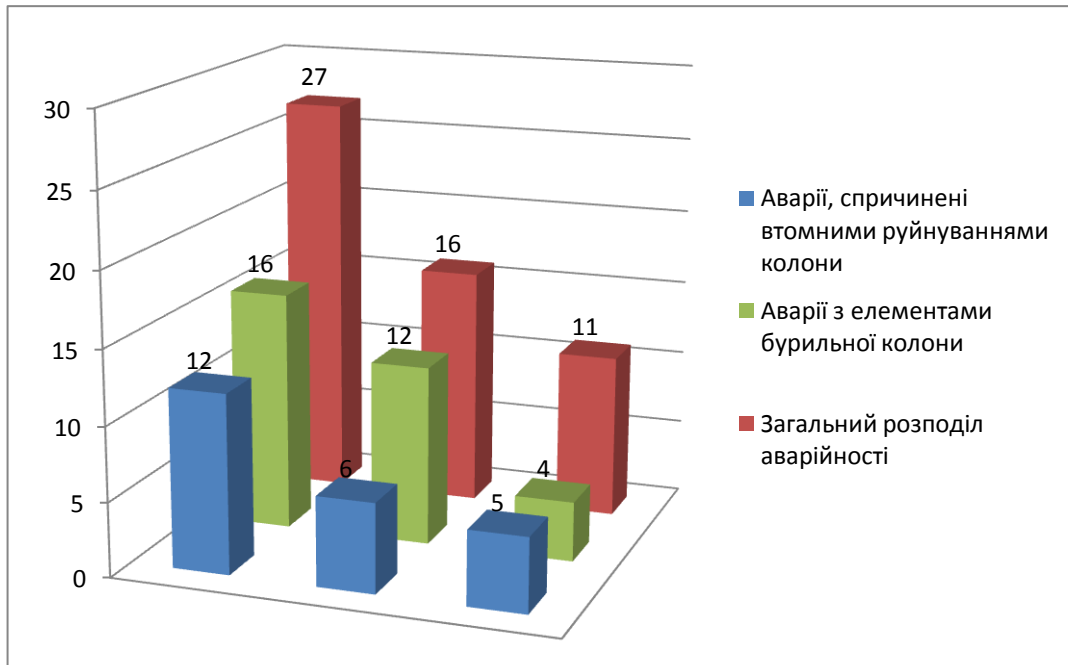
Порівнюючи ці дані із даними попередніх років, бачимо, що кількість втомних руйнувань елементів колони залишається достатньо значною у порівнянні із загальною кількістю аварій у процесі буріння свердловин і вимагає значних витрат на їх ліквідацію.

Таблиця 1.1 – Аварії, спричинені втомним руйнуванням бурильної колони по БУ “Укрбургаз” за 2007 – 2010 рр.

№ назва та вид свердловини	Опис аварії	Причини аварії	Втрати	
			Час, год.	Проход- ка, м
1	2	3	4	5
1 Комишнянського нафтогазокон- денсатного родовища Полтавського відділення бурових робіт (НГКР – ПВБР), похила	26 лютого 2007 р. при бурінні на глибині 4757 м стався злам бурильної труби групи міцності Е ТБВК діаметром 127 мм, по трубній різьбі під бурильним замком	значні знакозмінні згинальні напруження в кавернозній частині стовбура	1729	603
96 Тимофіївського НГКР – ПВБР, похило-спрямована	12 березня 2007 року при бурінні на глибині 3856 м стався злам муфти ОБТ діаметром 203 мм, на 130 мм нижче торця труби	втомне руйнування матеріалу ОБТ в інтервалі зменшення зенітного кута	1365	536
54 Комишнянського газоконденсатного родовища - ПВБР, вертикальна	2 серпня 2007 р. при бурінні на глибині 2300 м стався злам КЛС по тілу, на відстані 290 мм від ніпельної частини.	втомне руйнування КЛС	421	154
202 Солохівського ГКР – ПВБР, вертикальна	14 серпня 2007 р. з досягненням глибини 2602 м при заміні долота виникло руйнування упорного кільця ковпака діаметром 260 мм, що призвело до падіння КНБК у свердловину	втомне руйнування матеріалу упорного кільця ковпака для ОБТ	779	272
344 Яблунівського НГКР – ПВБР, похило-спрямована	23 вересня 2008 р. при бурінні на глибині 4716 м стався злам по тілу наддолотного перехідника	втомне руйнування перехідника	1902	168

Продовження таблиці 1.1

1	2	3	4	5
25 Комишнянського ГКР – ПВБР, похила	12 лютого 2009 р. при бурінні на глибині 5571 м виявлено руйнування ОБТ по різьбовому з'єднанню 3-122	втомне руйнування ОБТ	744	369
54 Комишнянського ГКР – ПВБР, вертикальна	01 серпня 2009 р. при бурінні на глибині 5802 м виявлено злам по тілу бурильної труби групи міцності G-105 діаметром 127 мм товщиною стінки 9,19 мм	виникнення поперечної тріщини під дією знакозмінних навантажень та крутних моментів	3480	1067
101 Гадяцького ГКР – ПВБР, вертикальна	4 травня 2010 р. при бурінні на глибині 4760 м виявлено злам по тілу бурильної труби групи міцності S-135 діаметром 127x9,19 мм на віддалі близько 50 см над ніпелем	втомне руйнування бурильної труби	57	21
205 Березівського ГКР – ШВБР, вертикальна	4 червня 2010 р при бурінні на глибині 5860 м виявлено злам ОБТ діаметром 121 мм	втомне руйнування ОБТ	623	276
54 Комишнянського ГКР – ПВБР, вертикальна	27 травня 2010 р. при бурінні на глибині 5772 м стався злам по тілу бурильної труби групи міцності G-105 діаметром 89 мм товщиною стінки 9,19 мм, в районі роботи клинів ПКР	втомне руйнування	2103	713
40 Копилівського родовища – ПВБР, похило-спрямована	29 червня 2010 р. під час буріння на глибині 2413 м виявлено злам муфти NC-61 ОБТ діаметром 203 мм (фактичний діаметр – 192 мм), на віддалі близько 73 мм від торця	втомне руйнування різьби ОБТ	79	46
118 Котелевської площі – ШВБР, вертикальна	20 вересня 2010 р. при бурінні на глибині 5702 м відбувся злам по гладкій частині бурильної труби ТБПК групи міцності “Л” діаметром 127x9,2 мм, на відстані 3,2 м від ніпеля	втомне руйнування труби	812	326



27 – загальна кількість аварій; 16 – кількість аварій, спричинених руйнуванням бурильної колони; 11 – інші причини аварій; 12 – аварії, спричинені втомним руйнуванням бурильної колони; 4 - інші причини руйнування бурильної колони; 6 – руйнування різьбових з'єднань; 5 – руйнування по тілу бурильних труб

Рисунок 1.2 – Розподіл аварійності з елементами бурильної колони по БУ “Укрбургаз” за 2007 – 2010 роки

Як бачимо, ускладнення профілю свердловин збільшує навантаження на елементи бурильної колони, що погіршує техніко-економічні показники бурових робіт. Це підтверджується кількістю виниклих аварій (табл. 1.1), найбільша кількість яких відбулась в інтервалі буріння від 5 до 6 тис. м. Основними причинами цих аварій є подальше ускладнення гірничо-геологічних умов будівництва свердловин (Яблунівське, Березівське, Тимофіївське, і інші.) та значне зростання об'ємів буріння глибоких похило-спрямованих свердловин (Яблунівське, Комишнянське, Гадяцьке і інші родовища), що призводить не тільки до зростання затрат часу, але і до значних витрат коштів на ліквідацію їх наслідків.

Отже, існує необхідність у проведенні аналізу існуючих математичних моделей оцінки напружено-деформованого стану та втомної довговічності елементів бурильної колони в процесі буріння криволінійних ділянок свердловин.

1.2 Оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони

1.2.1 Аналітичні методи дослідження

Проблемою визначення напружено-деформованого стану (НДС) бурильної колони займалося багато дослідників [10, 12, 17, 28, 31 – 33, 56, 57, 61, 74, 107, 110, 111, 120, 125 та інші].

Автором публікації [110] розглянуто вертикальну ділянку колони із защемленими або опертими кінцями та визначено критичне навантаження стиску, при якому колона втрачає стійкість. Недоліком запропонованої схеми є те, що розглядається тільки вертикальне положення колони.

В публікації [28] проведено дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони при її стисканні у прямолінійному горизонтальному стовбурі свердловини. Під час розрахунку використовувалась модель вагової балки, на яку з обох боків діють стискаючі зусилля. З досягненням певної величини сили стискання відбувається втрата стійкості бурильної колони, і вона притискається до верхньої стінки свердловини. Проте, автор наводить розрахунки виключно прямолінійних горизонтальних ділянок свердловини і не розглядає положення бурильної колони на криволінійних ділянках.

Схему сил притискання бурильної колони до стінок свердловини, зумовлених її деформаціями внаслідок осьового розтягу чи стискання, запропоновано автором [125]. Особливістю розрахункової схеми є прийняте автором припущення, що навантажена статично невизначена балка після деформування опирається на стінки свердловини у місцях бурильних замків,

що не завжди справедливо (наприклад, під час проходження бурильною колоною інтенсивно викривлених ділянок свердловини).

В роботі [107] застосовано модель навантаженої балки на двох опорах та отримано аналітичний метод визначення нормальних напружень згину у перерізі бурильних труб, які знаходяться у криволінійній ділянці свердловини. Метод базується на моделюванні бурильної колони як шарнірно закріпленої балки на двох опорах, на яку діють сили власної ваги. У залежності від умов, які виникають у свердловині, кількість опор може збільшуватись. При цьому балку розбивають на менші ділянки, відповідно до особливостей траєкторії свердловини. Основним недоліком цієї схеми є те, що під час моделювання не враховується вплив осьових зусиль при розтягу чи стисканні бурильної колони.

Для своїх розрахунків автор [10] також використовує розрахункову схему навантаженої балки на двох шарнірних опорах, одна з яких рухома. При цьому він додатково враховує сили розтягу бурильної колони. Проте в даній розрахунковій моделі найбільший прогин бурильної колони прийнято посередині аналізованої ділянки, що не завжди є вірним.

Згідно з [10, 107] найбільш характерними положеннями бурильної колони відносно стовбура свердловини є:

- 1) бурильна колона контактує з нижньою стінкою криволінійної ділянки свердловини;
- 2) бурильна колона знаходиться між стінками криволінійної ділянки свердловини;
- 3) бурильна колона контактує з верхньою стінкою криволінійної ділянки свердловини.

Напруження, які виникають при цьому, знаходяться у певних межах: максимальні – у місцях контактування із нижньою стінкою і мінімальні – із верхньою стінкою свердловини (рис. 1.3).

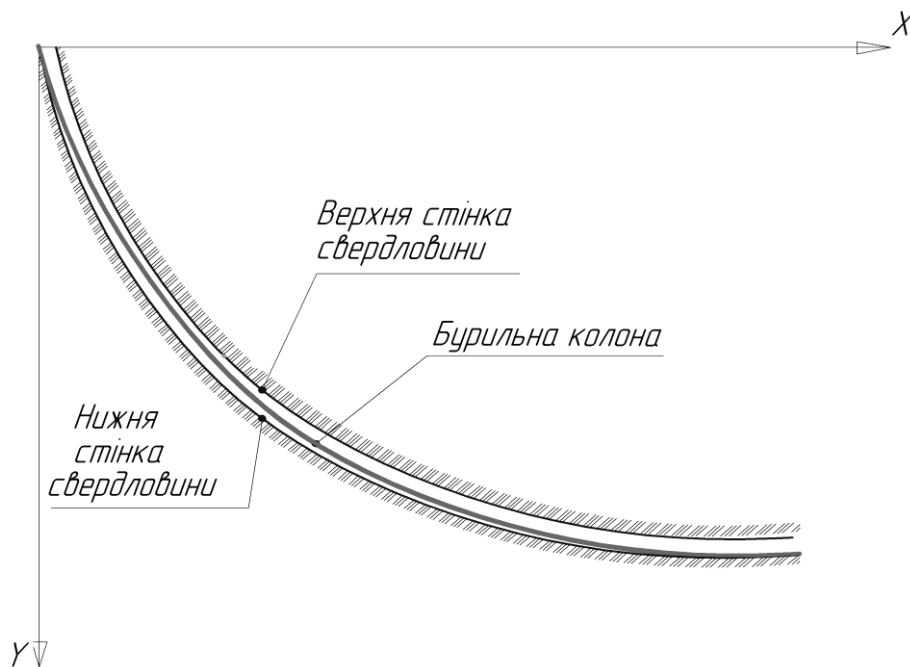


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд криволінійної ділянки свердловини

Автори [10, 107] вважають, що завдяки значній жорсткості бурильної колони форма її осі буде симетричною відносно середньої точки двоопорної ділянки. Однак таке спрощення можливе, якщо криволінійна частина свердловини невеликої довжини, а її проекція близька до горизонтальної. У всіх інших випадках на місця контактування бурильної колони із стінками свердловини, великий вплив матимуть гравітаційні сили. Таким чином, точка контактування зміщуватиметься у той чи інший бік, що призведе до перерозподілу напружень у бурильній колоні.

В публікаціях [10, 34, 83, 77, 84, 96, 107, 115, 125] зазначається, що часті відмови елементів бурильних колон зумовлені руйнуванням їх різьбових з'єднань, що підтверджується наведеним вище аналізом аварійності. Встановлено, що найбільша кількість втомних руйнувань відбулась із замковими різьбовими з'єднаннями. Основними причинами цього є висока концентрація напружень у впадинах різьб та нерівномірний розподіл напружень між їх витками.

Аналітичне визначення навантажень по довжині різьби залишається досить складною задачею. Першим, хто встановив закон розподілу навантажень

по витках різьбового з'єднання, був професор М. Є. Жуковський [85], який при постановці задачі прийняв такі спрощення:

- фактична гвинтова різьба замінюється ідеалізованою конструкцією пластинок, розміщених на однаковій відстані від стрижня, і відповідних виступів на внутрішній поверхні циліндра, що імітує гайку;

- витки різьби мають прямокутний профіль і піддаються тільки деформаціям зсуву;

- тіло гвинта і гайки піддається розтягу і стиску;

- розрахункова модель є комбінацією зсуву витків зі зміною відстані між ними.

З урахуванням спрощень, автором було запропоновано вираз для визначення тиску на площинах контактування витків різьби:

$$N_n = q^{n-1} N, \quad (1.1)$$

де N – значення тиску на площині контактування першого виступу, Pa ;

q – знаменник геометричної прогресії;

n – кількість витків різьби.

Значення N на площині контактування першого витка згідно із [85] визначається за виразом:

$$N = \frac{\frac{\lambda}{\Delta} Q}{1 - q + \frac{\lambda}{\Delta}}, \quad (1.2)$$

$$\lambda = \frac{s}{E_1 F_1} + \frac{s}{E_2 F_2}, \quad (1.3)$$

$$\Delta = \frac{t_1}{a_1 F_1'} + \frac{t_2}{a_2 F_2'}, \quad (1.4)$$

$$q = 1 + \frac{\lambda}{2\Delta} - \sqrt{\left(1 + \frac{\lambda}{2\Delta}\right)^2 - 1}, \quad (1.5)$$

де Q – сумарне осьове навантаження, що діє на з'єднання, H ;
 λ – жорсткість стрижня та кільця між виступами, H/m ;
 Δ – жорсткість виступів при пружному зсуві, H/m ;
 s – крок виступів, m ;
 t_1 і t_2 – відповідно висота внутрішніх і зовнішніх виступів, m ;
 F_1 і F_2 – відповідно площі поперечних перерізів внутрішнього стрижня і зовнішнього кільця між виступами, m^2 ;
 E_1 і E_2 – модулі пружності для матеріалу стержня та кільця, $Па$;
 F'_1 і F'_2 – площі поперечних перерізів виступів, m^2 ;
 a_1 і a_2 – коефіцієнти зсуву прямих кутів внутрішніх і зовнішніх виступів після пружної деформації.

Проте запропоновані М. Є. Жуковським вирази дають тільки якісне уявлення про розподіл навантажень по витках різьби, оскільки не враховують взаємозв'язок між геометричними параметрами різьби та всім з'єднанням.

Більш детально цю задачу розглянув А. І. Біргер [85], виходячи із сумісності деформацій згину витків різьби і поперечної деформації тіла болта і гайки. При постановці задачі ним було прийнято за основу схему, запропоновану М. Є. Жуковським із деякими доповненнями:

- витки різьби піддаються деформаціям згину;
- різниця осьових деформацій болта і гайки може компенсуватися не тільки згином витків, але і поперечними деформаціями стрижня болта і гайки.

В результаті цього отримано рівняння сумісності переміщень [23]

$$\Delta_1(z) + \Delta_2(z) = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)], \quad (1.6)$$

де $\Delta_1(z)$, $\Delta_2(z)$ – осьові деформації тіла ніпеля та тіла муфти відповідно, m ;

$\delta_1(z)$ і $\delta_2(z)$ – осьове переміщення середньої точки профілю витка ніпеля та муфти відносно своєї основи відповідно, m .

Виразивши рівняння (1.6) через зовнішні силові фактори та розв'язавши його відносно інтенсивності розподілу навантажень по витках різьби, автор прийшов до такого виразу:

$$q(z) = \frac{Qm}{sh(mH)} ch(mz), \quad (1.7)$$

де m – параметр, що залежить від геометричних розмірів різьби та механічних властивостей матеріалу з'єднання;

z – довжина по осі різьбового з'єднання, m ;

H – довжина різьбового з'єднання, m .

Як видно з рівності (1.7), основним параметром, що характеризує геометричні і механічні властивості різьби, є параметр m , який А. І. Біргер визначив тільки для циліндричних різьбових з'єднань.

В публікації [20] розглянуто особливості розподілу навантажень по витках реальних конічних різьб. Визначено залежності, які дають змогу враховувати конусність різьбових з'єднань. Проте автором не розглядається вплив відхилення кроку різьби на перерозподіл напружень у з'єднанні та не описано реалізацію теоретичних розрахунків на практиці.

Підсумовуючи розглянуте вище, можна виділити два основні підходи до оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурильної колони, що базуються на:

- положеннях механіки стрижнів;
- основі балок.

Використання положень механіки стрижнів дає змогу врахувати значну кількість чинників, що впливають на форму пружної осі бурильної колони, проте їх не просто застосовувати на виробництві через складність їх аналітичних моделей. Оцінювання напружено-деформованого стану колони на

основі балок є менш складним, але дає можливість врахувати меншу кількість чинників на положення пружної осі колони. Воно засноване на твердженні, що найбільший прогин колони знаходиться посередині двоопорної її ділянки і не залежить від зенітного кута, що не є справедливим.

Таким чином, проведений огляд аналітичних методів оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони вказує на необхідність їх удосконалення з метою кращої адаптації до виробничих потреб. Також залишається не вирішеною проблема оцінки впливу конструктивних та експлуатаційних факторів на розподіл навантажень по довжині конічних різьбових з'єднань.

1.2.2 Експериментальні методи та засоби дослідження

Експериментальним методам і засобам для визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони присвячено праці [6, 7, 104, 105, 118, 120 та ін.]. Тут здебільшого описані спеціально розроблені для включення у компоновку низу бурильної колони пристрої, принцип дії яких заснований на визначенні деформацій елементів бурильної колони, що виникають у певному її перерізі, з подальшим переведенням цих деформацій у напруження.

Навантаження, що діють на бурильну колону, розраховуються і в роботі [120]. Спосіб включає визначення електричної характеристики розміщеного в бурильній колоні безконтактного давача у момент прикладання навантаження до бурильної колони, а також визначення величини навантаження за різницею між електричними характеристиками безконтактного давача, для випадків перебування подовжувача в навантаженому і ненавантаженому станах. Так, електрична характеристика безконтактного давача змінюється внаслідок прикладання навантаження, і проявляється у зміні відносного положення між першим і другим елементами безконтактного давача або відстані між ними.

Проте для цього способу визначення не описано, як отримано виміряні дані і як вони передані на поверхню.

Система для вимірювання виникаючих у процесі буріння навантажень запропонована в роботі [118]. Вона складається з вимірювальної частини, яка містить корпус у вигляді частини бурильної труби та внутрішню трубу заданої довжини, закріплену одним кінцем всередині корпусу. Між внутрішньою поверхнею корпусу і зовнішньою поверхнею внутрішньої труби утворюється герметична камера. Всередині цієї камери на внутрішній поверхні корпусу виконаний, щонайменше, один перший вимірювальний виступ, а на зовнішній поверхні внутрішньої труби щонайменше один другий вимірювальний виступ. Між першим і другим вимірювальними виступами існує зазор, що підлягає вимірюванню. Кількість пар вимірювальних виступів може бути довільною.

Однак конструкція запропонованої системи є недосконалою. Так, точність вимірювань може порушитись через деформування корпусу пристрою, крім того, під час розрахунку не враховуються повздовжні навантаження.

Авторами [7] запропоновано пристрій, що складається з корпусу реєстратора, який встановлений у бурильній трубі на опорах. Труба є жорстким елементом реєстратора. Нижня опора тут приварена, а верхня фіксується трьома штифтами. Під час осьового навантаження колоною бурильних труб зусилля стиску передається на конічні штифти верхньої опори, а згодом на шток, який діє на важелі і переміщає записуюче перо на величину, пропорційну зусиллю. Основною недоліком цього пристрою є неточність вимірювань, пов'язана з наявністю зазорів у місцях кріплення знімальної опори або циліндричної втулки до пружного елемента.

Пристрій [6] містить пружний елемент, що виконаний у вигляді тарованої за жорсткістю ділянки труби. Нерухома втулка тут виконана у вигляді консолі, на вільному кінці якої закріплено щонайменше три перетворювачі переміщень, які складаються з поршнів та циліндрів. Поршні перетворювачів закріплені жорстко на вільному кінці втулки, а циліндри встановлені з можливістю контактування із внутрішньою поверхнею труби. Пристрій оснащено

розміщеними всередині труби трьома гідропідсилювачами, робочі порожнини яких з'єднані трубопроводами з порожнинами відповідних перетворювачів переміщень. Підпружинені поршні гідропідсилювачів встановлені з можливістю взаємодії з розміщеним всередині труби автономним записуючим вузлом із годинниковим механізмом.

Вадою вказаного пристрою є механічний вузол реєстрації деформацій та незначний об'єм зафіксованих даних. Це пов'язано із записом отриманих значень деформації на кругову діаграму, яка працює в парі з годинниковим механізмом. Така конструкція не дає змоги проводити довготривалі вимірювання чи записувати отримані дані з певними інтервалами часу.

В публікації [105] описано пристрій, що містить корпус, верхній та нижній перехідники, записуючий пристрій та пружний елемент. Нерухома втулка виконана у вигляді консолі, на вільному кінці якої закріплено вузол перетворення деформацій. Вузол перетворення деформацій конструктивно відповідає вузлу пристрою [6] з тією відмінністю, що перетворювачі деформацій виконані із пластин з м'якого металу, на яких фіксуються криві деформацій, та додатково встановлена підпружинена рухома втулка. Недоліком описаного пристрою є послаблення пружини в процесі роботи, яка утримує рухому втулку, тому отримані під час тривалої роботи пристрою значення не є достовірними.

Одним із найновіших розроблених для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб є пристрій [104], що включає верхній та нижній перехідники, вузол перетворення деформацій, вузол реєстрації деформацій, рухому та нерухому втулки (ствол), трубопроводи, кульковий замок і обхідну втулку, закріплені на ніпелі, а також корзину, прикріплену в торцевій частині до ніпеля. Остання служить упором для закріпленого на ніпелі вузла перетворення деформацій, виконаного у вигляді трициліндрового блока, закріпленого на стволі, з радіально розміщеними під кутом 120° циліндрами, в яких герметично встановлено поршні. У нижній частині циліндрів виконано отвори гідросистеми, а на дистанційній втулці виконано круговий паз, закріплений до

обхідної втулки вузол реєстрації деформацій, розміщений в металевому диску, в якому виконано сегментно під кутом 120° прямокутні пази. У пазах вмонтовано три плунжерні пари, що складаються з циліндрів та плунжерів, які містять підпружинені пера. В основі циліндрів виконано отвори гідросистеми, а в зоні нижнього кінця втулки реєстрації зовнішній діаметр ствола зменшений. У цій перехідній зоні виконано гідравлічні канали.

Основними недоліками пристрою є недосконалий вузол перетворення деформацій, що через конструктивні особливості не може працювати з великою точністю, та конструкція самописця, яка не забезпечує довготривале збереження результатів роботи пристрою.

Виходячи з вище наведеного можемо зробити висновок, що проблема визначення фактичних напружень у бурильній колоні при різних умовах роботи, залишається актуальною. Наявні засоби і методи не забезпечують довготривале чи періодичне вимірювання та збереження вимірних даних. Це не дає повною мірою оцінити навантаження, що діють на бурильну колону. Тому удосконалення конструкцій пристроїв, в яких вузол перетворення деформацій фіксуватиме ширший їх інтервал, а вузол запису отриманих даних матиме більший об'єм, дасть змогу спростити процес вимірювання та отримати більш повну інформацію про вплив навантажень на втомну довговічність бурильної колони.

1.3 Методи прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності елементів бурильної колони

Згідно із ГОСТ 27.002-89 довговічність – властивість об'єкта зберігати працездатний стан до настання граничного стану при встановленій системі технічного обслуговування і ремонту.

Автором [107] виділено основні методи прогнозування довговічності елементів бурильних колон:

- за результатами корозійно-втомних випробувань;
- за результатами дефектоскопії;
- за положеннями механіки руйнування;
- статистичні підходи.

Методи що базуються на результатах корозійно-втомних випробувань (експериментально-розрахункові методи) відіграють найбільш важливу роль у прогнозуванні довговічності об'єктів, які працюють в умовах циклічних навантажень. Їх суть полягає в тому, що спочатку проводяться експериментальні корозійно-втомні випробування, звідки отримуються необхідні характеристики втоми, а потім здійснюється розрахунок за результатами отриманих даних.

Значний внесок у питання прогнозування довговічності за результатами випробувань зроблено науковими школами України. Найбільш широкого застосування набули праці В. П. Когаєва [62, 63], С. В Серенсена [117], Е. К. Почтенного [98 – 101], Т. Г. Кравцова [72], Н. В. Олійника [87 – 93], П. Фореста [124], В. Вейбула [25], Н. Джонсона [38], Є. І. Крижанівського [75, 76], В. М. Івасіва [53, 55 – 57], Б. В. Копея [70] та інших.

Найбільш поширеним рівнянням для побудови кривих втоми в логарифмічній системі координат [83] є рівняння

$$\lg(\sigma_a)_n = b \lg N + a, \quad (1.8)$$

де a і b – параметри, які визначаються за даними корозійно-втомних випробувань;

N – кількість циклів до руйнування елементів бурильної колони;

$\lg(\sigma_a)_n$ – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу навантаження.

Параметр $(\sigma_a)_n$ визначається за залежністю:

$$(\sigma_a)_n = \sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m \quad (1.9)$$

де σ_a – амплітудні напруження циклу, Па;

σ_m – середні напруження циклу, Па;

$\psi_{\sigma D}$ – коефіцієнт чутливості конструкції до асиметрії циклу.

Проте рівняння (1.8) часто не дає можливості врахувати розкид значень довговічності на низьких рівнях напружень, на відміну від рівності [83]:

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (1.10)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max}$ ($t \geq 0$) – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування R , Па;

$\bar{\sigma}_{r\min}$ – нижня границя довірчого інтервалу для середнього значення границі витривалості за регулярного навантаження з коефіцієнтом асиметрії r , Па;

t – квантиль нормального розподілу;

$S_{r\max}$ – верхня границя довірчого інтервалу для квадратичного відхилення значень границі витривалості, Па;

σ_{\max} – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$, Па;

V_0 – параметр з розмірністю напруження, Па;

$Q = N_0 \bar{\sigma}_{rR}$ – коефіцієнт витривалості, Па;

N_0 – параметр, який характеризує кількість циклів до точки нижнього перегину кривої втоми.

Поширеним методом прогнозування довговічності на практиці є застосування G - критерію [98]:

$$G = |\lg D| \quad (1.11)$$

де D – ступінь пошкодження – відношення площ чи моментів опору зон втоми до номінальних площ чи моментів опору.

Ступінь пошкодження G є зростаючою функцією від кількості навантажень, що змінюється в інтервалі від 0 до 1.

Суть запропонованого методу зводиться до того, що, опираючись на результати дефектоскопії, можна визначити ступінь пошкодження об'єкта безпосередньо на виробництві і, таким чином, прогнозувати його залишковий ресурс.

Авторами [43, 46, 107] зазначений критерій, використаний для прогнозування довговічності бурильної колони.

Функція, яка пов'язує ступінь пошкодження з G - критерієм при регулярному навантажуванні, записується у вигляді [98]:

$$G = G_0 - (G_0 - G_k) \frac{n}{N}, \quad (1.12)$$

де G_0 – початкове значення критерію;

G – поточне значення критерію;

G_k – значення критерію в момент зламу бурильної колони;

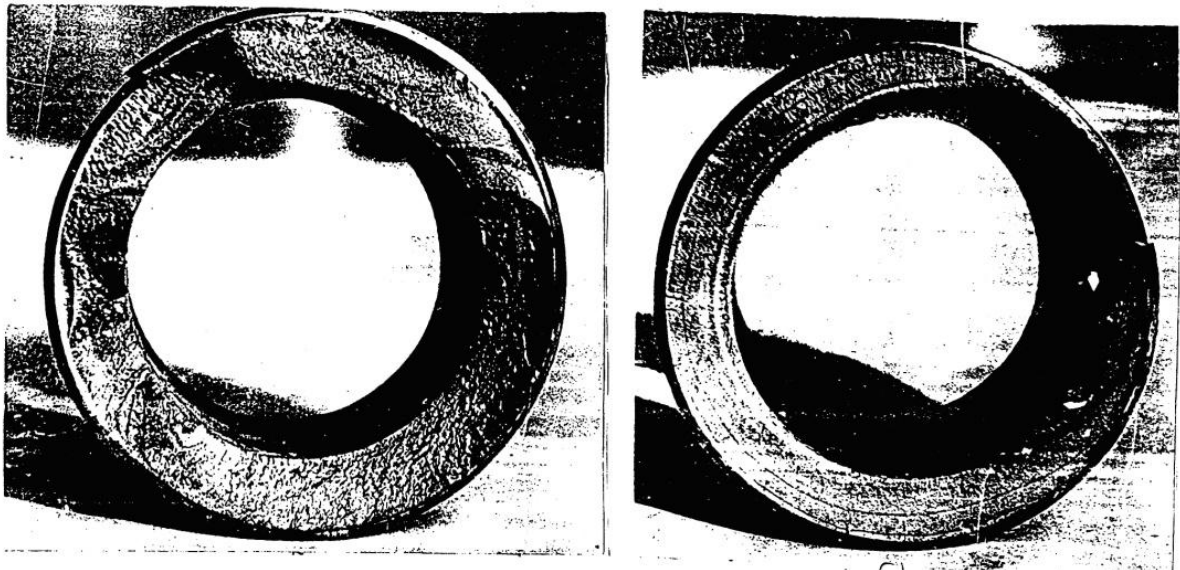
n – кількість циклів напрацювання бурильної колони;

N – кількість циклів до руйнування бурильної колони.

Прогнозування довговічності за положеннями механіки руйнування, фактично зводиться до оцінки тріщиностійкості частин конструкції при різних умовах навантажування.

Як показують сучасні досягнення в області прогнозування довговічності елементів бурильних колон, переважна частина їх працює з тріщинами [83]. Автором [114] зазначено, що період до початку утворення тріщини складає 10 – 20 % ресурсу бурильних колон.

У роботі [83] фрактографічні дослідження зламів замкових різьбових з'єднань показали неоднорідну поведінку розвитку тріщин, що пов'язується із коефіцієнтом запасу міцності. Так, при циклічному навантажуванні фронт її розповсюдження дуже різний – від концентричного до ексцентричного. Також в роботі [83] вказується на наявність півеліпсоїдного та кругового розповсюдження тріщини з одного та кількох осередків (рис. 1.4).



а) – півеліптичний фронт; б) – круговий фронт

Рисунок 1.4 – Фрактографії зламу замкових різьбових з'єднань 3-121[60]:

У публікаціях [60, 71] зазначається, що більш небезпечною є півеліпсоїдна тріщина, оскільки найшвидше проходить через всю товщину стінки бурильної колони та спричинює її промивання.

У ході фрактографічних досліджень зламу зразка циліндричної форми авторами [60, 71] виділено три-чотири зони руйнування (рис. 1.5). Першою зоною є фокус (місце зародження) тріщини, де під дією напружень, близьких до

границі витривалості, утворюються субмікротріщини. Другій зоні характерна гладка поверхня зламу, що відповідає періоду сповільненого розвитку тріщини. Зона 3 належить до періоду прискореного та катастрофічного розвитку тріщини, а остання – 4 зона – відповідає періоду кінцевого руйнування зразка. Перехід між вказаними зонами відбувається без значних стрибків і є умовним. Проте такий поділ є досить зручним і вказує на якісні зміни, що відбуваються у об'єктах при втомному руйнуванні [94].

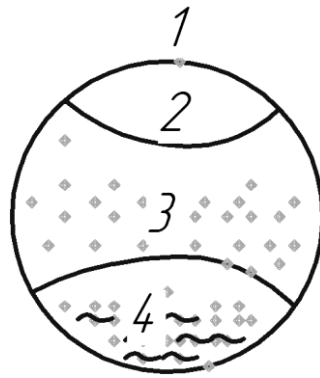


Рисунок 1.5 – Поверхня втомного зламу деталі циліндричної форми [71]

Під час оцінювання втомної довговічності об'єктів загалом та елементів бурильної колони зокрема важливим параметром є швидкість розвитку тріщини як функції максимальних значень напружень циклу. Перші дослідження в цьому напрямку привели до отримання емпіричних залежностей [94]:

$$\frac{\Delta l}{\Delta N} = v = f_2(l, \sigma), \quad (1.13)$$

$$f_2(l, \sigma) = Cl^m \sigma^n, \quad (1.14)$$

де v – швидкість розвитку тріщини, $m/\text{цикл}$;
 l – половина довжини внутрішньої тріщини, m ;
 Δl – приріст довжини тріщини (m), за ΔN циклів;

σ – максимальні напруження циклу, Pa ;

C, m, n – сталі величини у відповідному досліді.

Як бачимо, застосування відповідних формул обмежене постійними, які необхідно визначати для різних схем навантаження. У зв'язку із цим, подальші дослідження були спрямовані на те, щоб не пов'язувати швидкість поширення тріщини із загальним навантаженням на об'єкт. Дослідники зосередились на процесах, що відбуваються у локальному об'ємі матеріалу перед тріщиною. Першим роботу над цим почав А. К. Хед, а пізніше Мак-Івілі та Ігл [94]. У своїх формулах для визначення швидкості розвитку тріщини вони помножили напруження на коефіцієнт інтенсивності напружень K . Це дало змогу розпочати новий етап в механіці твердого тіла, який вдосконалюється і до сьогодні.

Найбільш вдало поєднати мінімальний і максимальний коефіцієнти інтенсивності напружень із швидкістю поширення тріщини вдалося Перісу [94]:

$$v = f(K_{\max}, K_{\max} / K_{\min}), \quad (1.15)$$

$$v = C(\Delta K)^n, \quad (1.16)$$

де v – швидкість розвитку тріщини;

$\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ – розмах коефіцієнта інтенсивності напружень за цикл;

C, n – величини, що визначаються умовами навантаження.

Після цього результати експериментів почали зображати у вигляді графіків залежності швидкості поширення тріщини від значення коефіцієнту інтенсивності напружень і називати їх кінетичними діаграмами втомного руйнування (рис. 1.6).

Як бачимо, в логарифмічних координатах повна діаграма втомного руйнування має вигляд S - подібної кривої, між пороговим значенням коефіцієнту інтенсивності напружень K_{th} і його критичним значенням K_{tc} . Вона

складається із трьох ділянок. Перша ділянка 1 – зона малих швидкостей поширення тріщини ($v < 5 \cdot 10^{-6}$ мм/цикл). Друга ділянка 2 – зона середніх швидкостей, що описується функцією, близькою до прямої. Для третьої ділянки 3 характерні високі швидкості поширення тріщини ($v > 10^{-3}$ мм/цикл). Таким чином, порівнюючи діаграми, побудовані за різних умов навантажування, оцінюють вплив різних чинників на довговічність об'єктів.

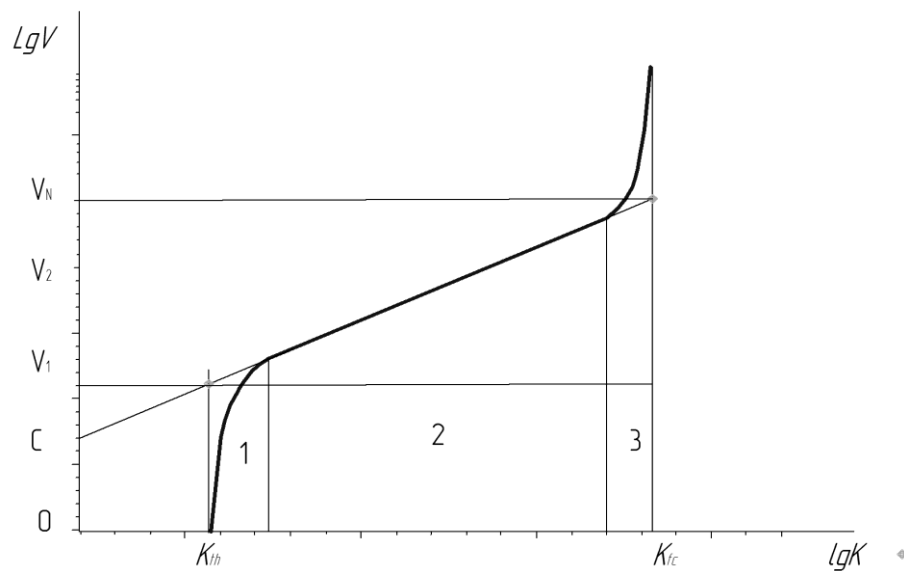


Рисунок 1.6 – Повна кінетична діаграма втомного руйнування в логарифмічних координатах

Проте застосування коефіцієнту інтенсивності напружень для тріщин в реальних твердих тілах є спрощеним. На практиці біля контуру тріщини утворюються пластичні зони деформації, а напрямок дії напружень у цих зонах практично завжди відрізняється від теоретичного. Це змушує враховувати різні за сутністю коефіцієнти інтенсивності – зсуву, зрізу, відриву, які об'єднуються J - інтегралом [94]. У зв'язку з цим аналітичне визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень для різних об'єктів, і зокрема елементів бурильних колон, проводиться із урахуванням особливостей конструкції того чи іншого елемента.

Сучасні комп'ютерні системи та розроблені на їх основі програмні середовища дають змогу проводити імітаційне моделювання об'єктів різної

складності. Так, методом скінченних елементів можливо моделювати напівеліпсоїдну тріщину та визначати коефіцієнти інтенсивності напружень по всіх напрямках. Це суттєво спрощує врахування конструктивних особливостей об'єкту під час розрахунку його довговічності.

Існує ряд чинників, через які статистичний підхід до прогнозування довговічності елементів бурильних колон та інших об'єктів набуває надзвичайно важливого значення. До них можна віднести:

- випадковість процесу навантажування;
- виробничу неоднорідність металу;
- залишкові напруження при технологічній обробці металу;
- великі розміри та конструктивні особливості об'єктів тощо.

Автором [107] наводяться висновки, що були зроблені під час аналізу відмов бурильних колон на площах "Мерчісон" (США):

- середня проходка однієї труби становить 13,9 тис. м;
- максимальна проходка однієї труби становить 221 тис. м;
- при інтенсивності викривлення свердловини $1,7^0/10$ м проходка для нових труб рівна 110 тис. м;
- при інтенсивності викривлення свердловини $1,5^0/10$ м проходка для нових труб рівна 160 тис. м;
- перевірка труб через інтервали, що становлять 10 % від втомної довговічності, дає можливість виявити тріщини до того, як вони пройдуть крізь всю стінку труби.

Зважаючи на те, що в подібних умовах експлуатації поведінка металу за однакових умов навантаження мало відрізнятиметься, то за статистичними даними можна спрогнозувати довговічність елементів бурильної колони.

Важливою проблемою також є великі розміри та особливості конструкції елементів бурильних колон, що ускладнюють проведення втомних випробувань на існуючих експериментальних установках. У зв'язку із цим були висунуті різні варіанти статистичних теорій міцності, що дозволяють за результатами випробувань малих зразків знаходити необхідні дані для натурних деталей:

– теорія “найбільш слабкої ланки” [62], яка описує вплив абсолютних розмірів зразків і неоднорідності розподілу напружень на характеристики опору крихкому руйнуванню;

– теорія міцності [123], що характеризує вплив конструктивних факторів на середнє значення границі витривалості деталей машин;

– статистична теорія подібності втомного руйнування [62] описує вплив конструктивних факторів на параметри функцій розподілу границь витривалості;

– оцінка несучої здатності елементів конструкцій при циклічному навантажуванні на основі статистичної теорії і великомасштабного моделювання [89].

На практиці широке використання отримав критерій подібності втомного руйнування L/\bar{G} , запропонований В. П. Когаєвим і С. В. Серенсенем [117]. Де L – частина периметру небезпечного поперечного перерізу, в точках якого діють максимальні напруження; \bar{G} – відносний максимальний градієнт напружень у зоні концентрації:

$$\bar{G} = \frac{G}{\sigma_{\max}} = \frac{1}{\sigma_{\max}} \left[\frac{d\sigma}{dx} \right]_{x=0}, \quad (1.17)$$

де: σ , σ_{\max} – відповідно перше головне та максимальне значення напруження, Па;

x – відстань між крайньою точкою небезпечного перерізу і точкою на перерізі, мм.

Запропонований критерій подібності втомного руйнування застосовується для переходу від досліджуваного елемента із значними розмірами до зменшеної його моделі. Розміри моделі підбирають відповідно до розмірів зразків, що випробовуються на існуючих експериментальних установках:

$$\frac{L_1}{\bar{G}_1} = \frac{L_2}{\bar{G}_2}, \quad (1.18)$$

де: L_1, \bar{G}_1 – відповідно периметр небезпечного перерізу та відносний максимальний градієнт натурального зразка;

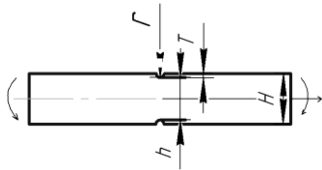
L_2, \bar{G}_2 – відповідно периметр небезпечного перерізу та відносний максимальний градієнт моделі.

За результатами аналітичних розрахунків авторами [117] запропоновано ряд співвідношень для визначення відносного максимального градієнту напружень \bar{G} у деяких типах зразків (табл. 1.2).

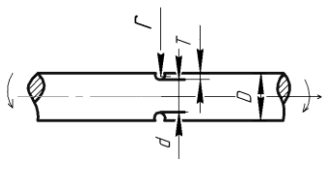
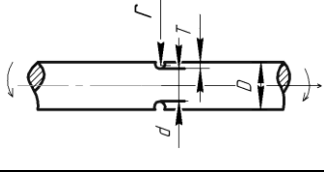
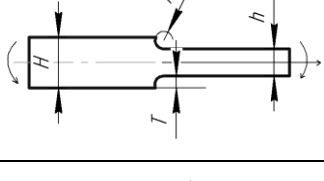
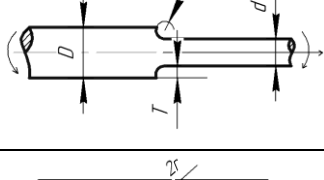
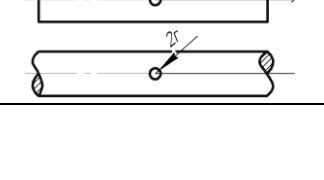
Статистика застосування відповідних залежностей підтвердила їх придатність для практичних потреб [89]. Важливість та доцільність використання наведених формул підтверджується технічним стандартом ГОСТ 25.504-82 “Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости”.

Застосування описаних методів прогнозування довговічності елементів бурильних колон обумовлюється наявністю відповідної статистичної інформації, приладів для неруйнівного контролю та експериментальних установок для їх дослідження.

Таблиця 1.2 – Відносні максимальні градієнти напружень [117]

Ескіз деталі	Відносні розміри	Розтяг-стиск	Згин	Кручення
1	2	3	4	5
	$\frac{H}{h} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2}{r}$	$\bar{G} = \frac{2}{r} + \frac{2}{h}$	-
	$\frac{H}{h} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r}$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{h}$	-

Продовження таблиці 1.2

1	2	3	4	5
	$\frac{D}{d} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2}{r}$	$\bar{G} = \frac{2}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r}$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2}{r}$	$\bar{G} = \frac{2}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r}$	$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1}{r} + \frac{2}{d}$
	$\frac{H}{h} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3}{r}$	$\bar{G} = \frac{2,3}{r} + \frac{2}{h}$	-
	$\frac{H}{h} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{r}$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{d}$	-
	$\frac{D}{d} \geq 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3}{r}$	$\bar{G} = \frac{2,3}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1,15}{r} + \frac{2}{d}$
	$\frac{D}{d} < 1,5$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{r}$	$\bar{G} = \frac{2,3(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{d}$	$\bar{G} = \frac{1,15}{r} + \frac{2}{d}$
	-	$\bar{G} = \frac{2,3}{r}$	-	-
$\varphi = 1/4 \sqrt{\frac{T}{r}} + 2$				

Отже, варто зазначити, що в багатьох випадках проведення втомних випробовувань ускладнюється великою вартістю відповідних досліджень через значні габарити елементів бурильної колони. Цим обумовлено необхідність удосконалення існуючих методів та засобів прогнозування їх ресурсу, які дають змогу випробовувати зразки конструктивних елементів колони значних розмірів на невеликих експериментальних установках.

1.4 Висновки до розділу 1 та постановка завдань досліджень

За результатами аналізу літературних джерел встановлено, що кількість втомних руйнувань бурильної колони залишається значною. Основними

причинами цього є ускладнення гірничо-геологічних умов буріння свердловин та недосконалість існуючих методів і засобів оцінки напружено-деформованого стану та втомної довговічності елементів бурильної колони.

Критичний огляд аналітичних методів оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони вказує на те, що, не зважаючи на значну їх кількість, відсутні методи та розрахункові моделі, які достатньо пристосовані для виробничих потреб.

З'ясовано, що проведення випробовувань елементів бурильної колони на втомну довговічність пов'язане з великими технічними труднощами та матеріальними затратами. Особливо це стосується труб та їх з'єднань великих типорозмірів. Таким чином виникає необхідність удосконалення методів оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони за результатами досліджень невеликих зразків-вирізків.

На основі аналізу аварійності бурильної колони та методів і засобів прогнозування її втомної довговічності сформульовано *мету і завдання* досліджень.

Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні працездатності елементів бурильної колони шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану і прогнозування довговічності із урахуванням критерію подібності втомного руйнування.

Для досягнення мети необхідно вирішити наступні *завдання*:

- 1) проаналізувати причини відмов бурильних труб та їх з'єднань у процесі буріння;
- 2) провести аналітично-експериментальні дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини;
- 3) дослідити вплив конструктивних та експлуатаційних факторів на напружено-деформований стан замкових з'єднань елементів бурильної колони та запропонувати спосіб перерозподілу навантажень по довжині різьби для зменшення максимальних напружень;

4) удосконалити метод прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань бурильної колони шляхом використання критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} встановленого за результатами їх скінченно-елементного аналізу;

5) дослідити закономірності накопичення втомних пошкоджень в елементах бурильної колони та розробити метод оцінки їх довговічності при проходженні локально викривлених ділянок свердловини.

РОЗДІЛ 2

ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Бурильна колона – конструкція змінних розмірів, що складається із значної кількості елементів, які взаємодіють між собою, стінками свердловини та вибоєм. Найбільш вагомий вплив на умови роботи бурильної колони мають: спосіб буріння, конструкція свердловини та геологічний розріз порід [34]. Навантаження, що виникають під час експлуатації бурильної колони, поділяють на статичні та циклічні [83]. Визначення відповідних навантажень на бурильну колону ускладнюється із поглибленням свердловини, а вплив цих навантажень на втомну міцність елементів колони залишається до кінця не вивченим [12, 17, 34, 53, 55, 56, 57, 74, 83, 111]. У зв'язку з цим необхідно розглянути умови роботи бурильної колони детальніше.

Під час буріння свердловин роторним способом верхня частина бурильної колони знаходиться у розтягнутому стані, а нижня – у стисненому. Це зумовлено дією її власної ваги, перепадом тиску промивальної рідини, реакцією долота на вибій свердловини та ін. Таким чином, у бурильній колоні завжди є переріз, де відсутні навантаження розтягу та стиску. Крутний момент, що передається колоною на вибій, призводить до виникнення дотичних напружень в її елементах. Результатом спільної дії осьових навантажень та відцентрових сил є поява напружень від згину [61].

Значні напруження від згину в елементах бурильної колони також виникають при роторному способі буріння криволінійних ділянок свердловин [107].

Буріння вибійними двигунами значно відрізняється від роторного способу. В цьому випадку бурильна колона не обертається навколо своєї осі. Тому відсутнє тертя між стінками її елементів та свердловини, відсутні відцентрові сили та змінна компонента напружень від згину. Натомість, у

бурильній колоні присутній реактивний момент під час роботи вибійних двигунів. Найбільш істотними при цьому способі буріння є зусилля розтягу від власної ваги та зусилля від згину, пов'язані із викривленням профілю свердловини.

Конструкція свердловини та геологічний розріз порід мають не такий суттєвий вплив на умови роботи бурильної колони, порівняно із способом буріння. Проте нехтувати цим також не слід, оскільки, змінюючи конструкцію бурильної колони, можна суттєво змінювати напруження, які виникають від її розтягу та згину.

У роботах [34, 60, 77, 79, 81, 83, 96, 107, 115, 127] виділено основні навантаження, що діють на бурильну колону:

- осьові зусилля розтягу від власної ваги колони;
- осьові зусилля стиску в нижній частині колони, спричинені прикладанням навантаження на долото;
- момент згину, який виникає під час роботи елементів БК у викривлених ділянках свердловини;
- момент згину, викликаний втратою стійкості і відцентровими силами під час обертання;
- крутний момент у процесі роторного буріння;
- динамічні навантаження при СПО;
- зусилля від різниці тиску бурового розчину всередині та зовні БК;
- динамічні зусилля, спричинені вібраціями БК від роботи долота на вибої і нерівномірністю подачі бурового розчину.

Умови роботи бурильної колони часто ускладнюються різними додатковими перевантаженнями [12, 60, 79, 111, 115], що спричиняються прихопленнями, затягуванням в жолоба, недотриманням технології спуско-підіймальних операцій, бурінням криволінійних ділянок свердловини та ін. Під їх дією сумарні напруження сягають границі міцності та призводять до поломки бурильної колони.

Урахування комплексної дії зазначених навантажень на довговічність бурильної колони є дуже непростим завданням через те, що особливості її експлуатації у кожній свердловині відрізняються. У зв'язку із цим удосконалення розроблених методів та засобів оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони в будь-якому їх перерізі є важливим завданням для науковців та дослідників. Це дасть змогу з меншою похибкою прогнозувати довговічність бурильної колони на різних етапах експлуатації, вибирати оптимальні режими роботи, запобігати відмовам, дозволить оцінити відхиляючі зусилля на долоті та точність вимірювань раніше розроблених пристроїв.

2.1 Аналітична оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини

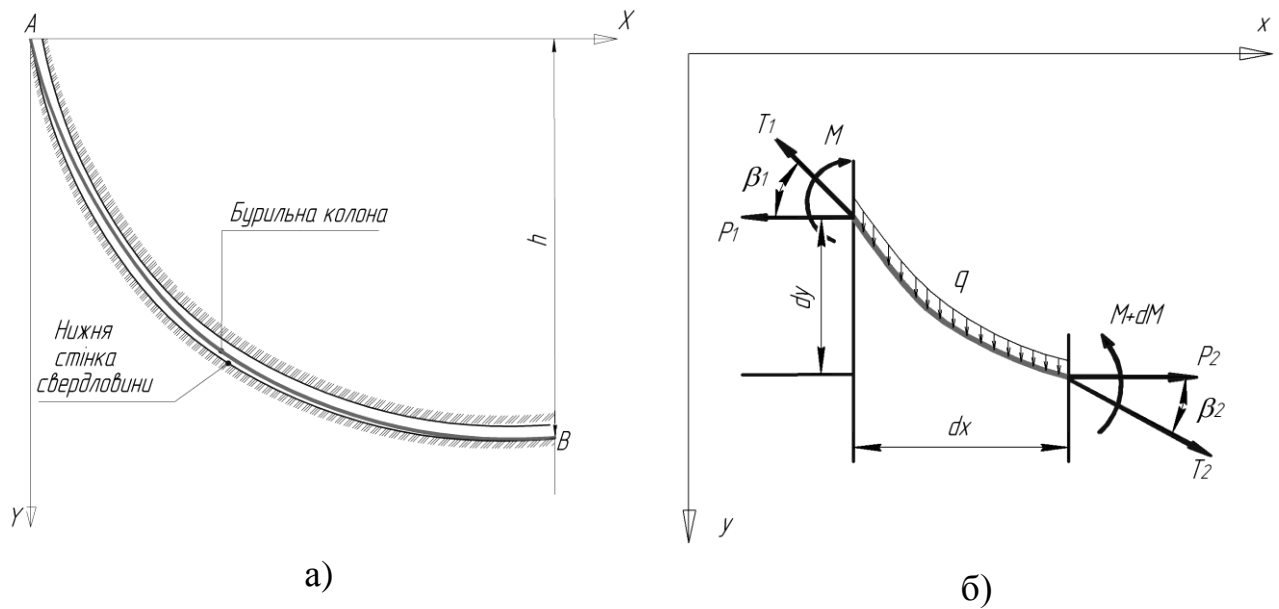
Зростання обсягів буріння свердловин складної просторової орієнтації призводить до збільшення кількості криволінійних ділянок [9, 77, 96, 127], які є основною причиною виникнення значних напружень від згину в елементах бурильної колони. Обчислити відповідні напруження не складно за умови, що радіуси викривлення стовбура свердловини і колони бурильних труб рівні. Така ситуація має місце лише в окремих випадках, коли радіус викривленої ділянки досить великий і бурильна колона повністю опирається на стінку стовбура свердловини [107]. Проте положення колони на криволінійних ділянках свердловини визначається багатьма чинниками, основними із яких можна вважати: вагу погонного метра колони, її жорсткість, сили розтягу чи стиску, зенітний кут та інші. Таким чином, найбільш характерними положеннями бурильної колони у свердловині під час проходження криволінійних ділянок є: контакт труб із верхньою стінкою свердловини, їх провисання між стінками та контакт із нижньою стінкою свердловини [107].

Автором [60] вказано, що для різних довжин криволінійних ділянок свердловини слід використовувати різні рівняння для обчислення напружень. Тому в роботі [107] розроблено аналітичний метод визначення нормальних напружень згину, які виникають у елементах бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини. Недоліком запропонованого методу є те, що розглядається тільки триточковий згин балки [107] із найбільшим прогином посередині ділянки.

В реальних умовах експлуатації згин елементів бурильної колони значною мірою залежатиме від співвідношення їх довжини і гравітаційних сил. Так, при збільшенні довжини бурильної колони вона стає подібною до “гнучкої нитки”, а максимальний прогин виникне не посередині криволінійної ділянки, а зміститься у напрямку дії гравітаційних сил. Це, відповідно, призведе до перерозподілу виникаючих у перерізах бурильної колони напружень. Враховуючи вищенаведене, нами запропоновано аналітичний метод оцінки НДС елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини із урахування зміщення відносно центру точки максимального прогину.

Для моделювання форми пружної осі бурильної колони та оцінювання напружено-деформованого стану її елементів на криволінійних ділянках свердловини використано розрахункову модель “гнучкої нитки” [95], у поєднанні із методом “поділу відрізків навпіл” (методом Больцано) [15, 131, 132, 133]. Розрахунок форми осі проведено за схемою, зображеною на рисунку 2.1.

Виділено елементарну ділянку dL , горизонтальна проекція якої – dx , вертикальна – dy . Для моделі “гнучкої нитки” діючі на кінцях елемента сили T_1 і T_2 спрямовані під деякими кутами β_1 і β_2 до дотичної, а їх горизонтальні проекції становлять відповідно P_1 і P_2 .



а) – загальний вигляд криволінійної ділянки свердловини;
 б) – навантаження, що діють на елементарну частинку бурильної колони

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для визначення НДС елементів бурильної колони

Таким чином, рівняння пружної осі ділянки бурильної колони, на яку діє осьова сила P , матиме вигляд [95]:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{Pd^2 y}{EI dx^2} - \frac{q}{EI} = 0, \quad (2.1)$$

де P – осьова сила, що діє на ділянку, H ;
 EI – жорсткість колони на згин, Hm^2 ;
 q – вага одиниці довжини колони, $H/м$.

Загальний розв'язок рівняння (2.1) запишемо як:

$$y_1(x) = \frac{C_2 E_1 I_1 e^{\frac{\sqrt{P}x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{C_1 E_1 I_1 e^{-\frac{\sqrt{P}x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{qx^2}{2P} + C_3 x + C_4, \quad (2.2)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – сталі величини, що визначають із граничних умов.

Так, невідомі C_1, C_2, C_3, C_4 , повинні задовольняти таким граничним умовам:

$$\begin{cases} y(0) = 0; \\ y(L) = h; \\ y'(0) = \tan(\beta); \\ y'(L) = \tan(\beta + \Delta\beta) \end{cases},$$

де L – довжина криволінійної ділянки, m ;

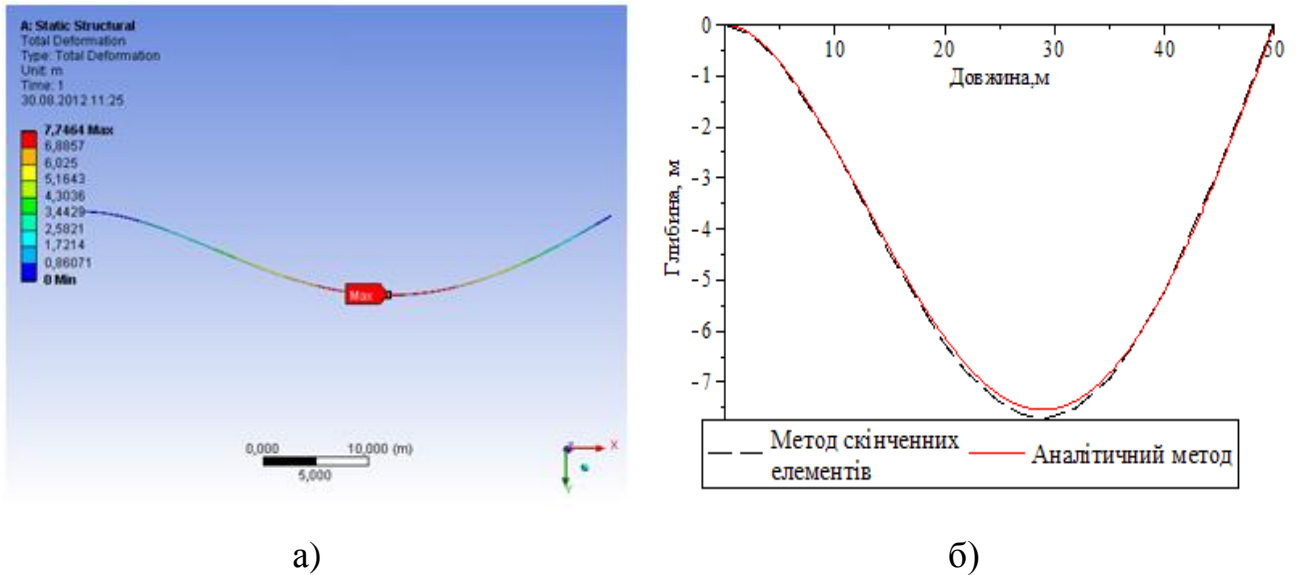
h – перепад висот між точками опор, m ;

β_1 – zenітний кут на початку криволінійної ділянки, *град*;

β_2 – zenітний кут на кінці криволінійної ділянки, *град*.

Для оцінки адекватності запропонованої моделі визначення НДС бурильної колони проведено порівняльний аналіз її пружної осі, побудованої аналітичним методом (рівняння 2.1) за допомогою системи комп'ютерної математики, та методом скінченно-елементного аналізу елементів колони шляхом імітаційного моделювання (рис. 2.2). Для цього використано ділянку бурильної колони із такими механіко-геометричними параметрами та граничними умовами:

- модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ H / м}^2$;
- вага одиниці довжини колони $q = 970 \text{ H / м}$;
- зовнішній та внутрішній діаметри труби $d_H = 0,146 \text{ м}, d_B = 0,075 \text{ м}$;
- осьова сила, що діє на кінцях колони $P = 0, \text{ H}$;
- положення кінців колони при закріпленні
 $y(0 \text{ м}) = 0 \text{ м}, y(50 \text{ м}) = 0 \text{ м}$;
- кут нахилу на початку закріпленої ділянки колони $y'(0 \text{ м}) = 0^\circ$;
- момент сили на кінці закріпленої ділянки колони $y''(50 \text{ м}) = 0 \text{ Нм}$.



а) – скінченно-елементний аналіз;

б) – аналітичний метод

Рисунок 2.2 – Пружна вісь бурильної колони

Як бачимо, результати побудови пружної осі бурильної колони за допомогою аналітичного методу та скінченно-елементного аналізу близькі між собою. Розбіжність між максимальними прогинами складає близько 3 %. Тому можемо зробити висновок, що запропонований підхід із достатньою точністю описує пружну вісь бурильної колони при дії відповідних навантажень.

Для прикладу застосування запропонованого підходу до оцінювання напружено-деформованого стану БК проведено оцінку НДС її елементів при зміні zenітного кута від 0° до 90° . Для цього використано обважені бурильні труби (ОБТ-146) довжиною 60 м. Розрахунки проведено за таких граничних умов: один кінець ділянки бурильної колони залишаємо нерухомим $y(0) = 0$ м, а інший зміщуємо на певний кут $\varphi = 10^\circ$. Форма осі бурильної колони матиме наступний вигляд (рис. 2.3).

Бачимо, що при зміні zenітного кута напружено-деформований стан бурильної колони змінюється, що призводить до перерозподілу напружень від згину.

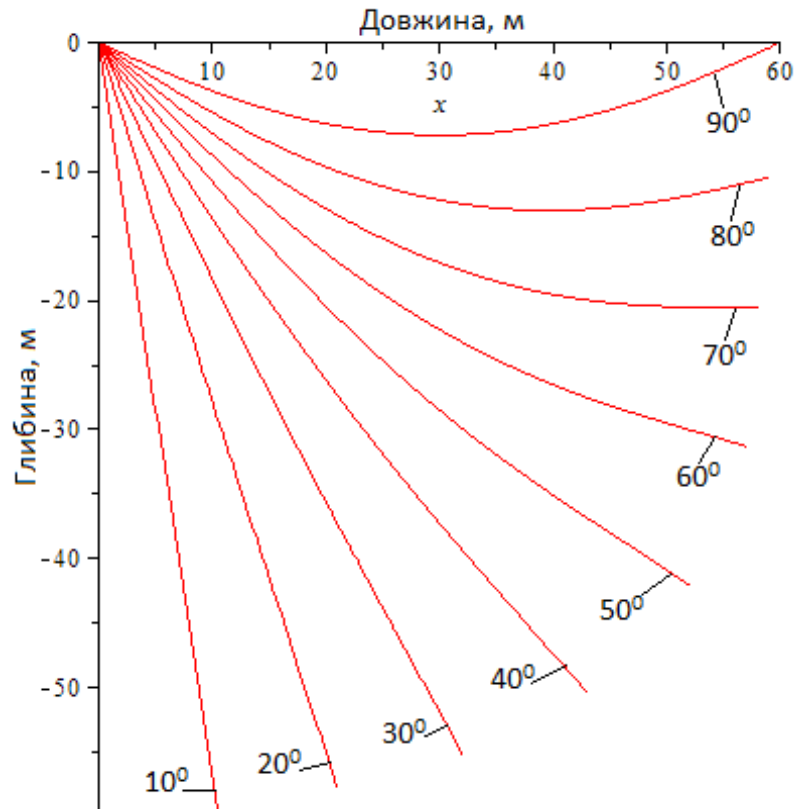
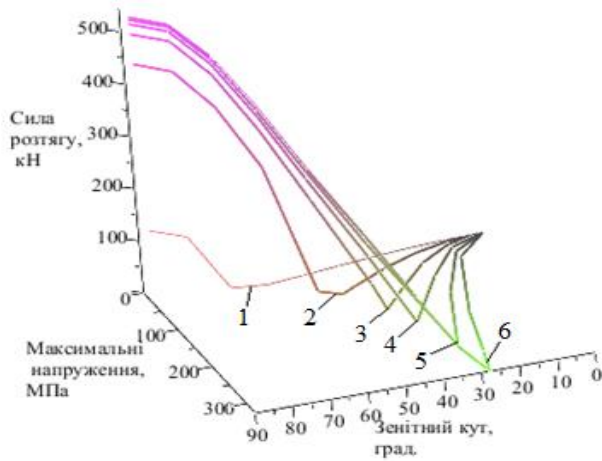


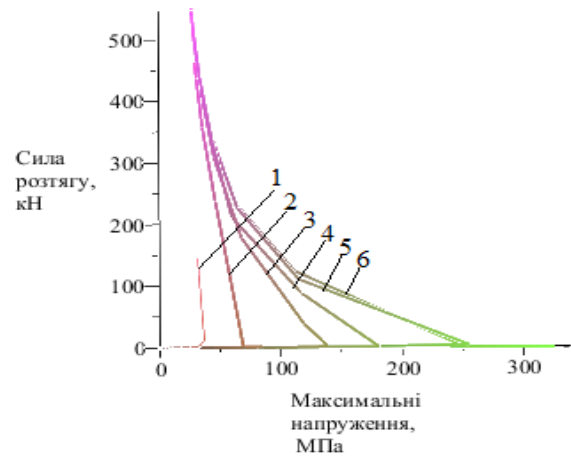
Рисунок 2.3 – Пружна вісь бурильної колони при зміні zenітного кута без врахування точок контактування зі стінками свердловини

Розглянемо випадок, коли бурильна колона контактує із нижньою стінкою стовбура свердловини. Для знаходження точки контакту використано метод “поділу відрізків навпіл”. Він полягає у тому, що за відомими функціями пружної осі бурильної колони $y_1(x)$ (2.2) і стінки свердловини $y_2(x) = \sqrt{R^2 - x^2}$ задається змінне осьове навантаження P і визначаються їх точки перетину. Таким чином можемо досліджувати напруження, які виникають у бурильній колоні при її контактуванні із нижньою чи верхньою стінками свердловини при різній довжині та zenітному куті криволінійної ділянки.

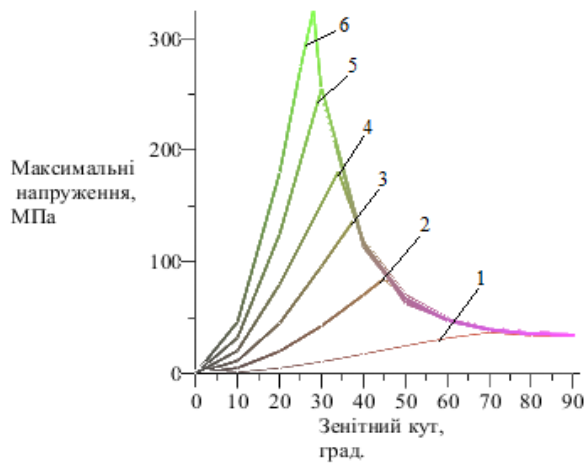
Для прикладу проведено аналіз напружено-деформованого стану ОБТ-146, при різних довжинах та zenітних кутах криволінійної ділянки свердловини (рис. 2.4). Інтенсивність викривлення свердловини становить $i = 2^\circ/10$ м.



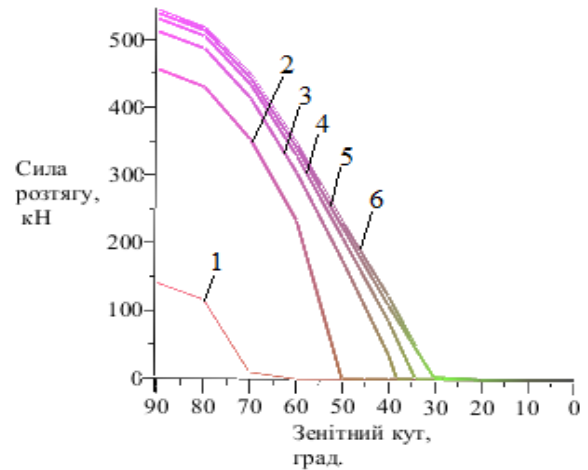
а)



б)



в)



г)

1 – 10 м; 2 – 20 м; 3 – 30 м; 4 – 40 м; 5 – 50 м; 6 – 60 м

Рисунок 2.4 – Залежність максимальних нормальних напружень, зумовлених згином в ОБТ-146 на криволінійних ділянках свердловини від:

а) – сили розтягу та зенітного кута;

б) – сили розтягу;

в) – зенітного кута

г) – залежність сили розтягу від зенітного кута

Взаємний вплив зенітного кута та осьових сил розтягу, прикладених до ділянки бурильної колони, на максимальні нормальні напруження згину зображено на рисунку 2.4 (а).

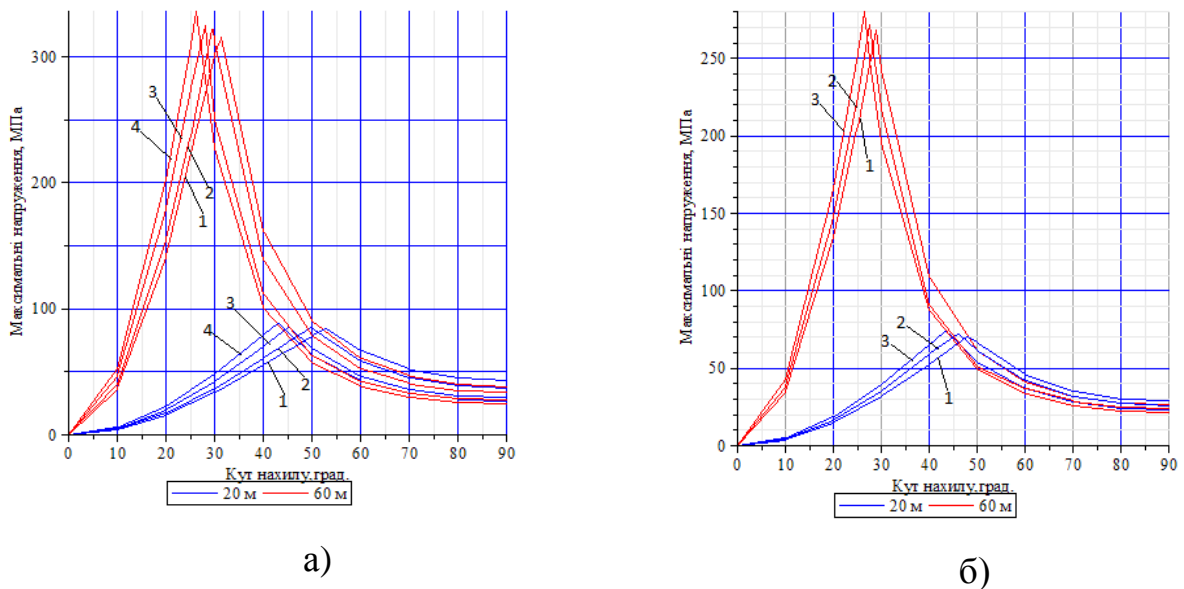
Залежність 2.4 (б) ілюструє, що найбільший вплив зусиль розтягу на перерозподіл напружень у колоні буде при довжині 60 м, а найменший – при 10 м. Це спричинено тим, що із збільшенням довжини бурильної колони зменшується вплив її геометричних параметрів і зростає вплив гравітаційних сил. При довжині колони до 10 м прогин є незначним, тому сили розтягу, необхідні для виникнення точки контактування бурильних труб із стінкою свердловини, є малими. У міру зростання довжини бурильної колони відповідні зусилля зростають.

Із залежності 3.4 (в) спостерігаємо безпосередній вплив зенітного кута бурильної колони на зростання нормальних напружень від згину. Так, зі збільшенням довжини криволінійної ділянки і зенітного кута відбувається суттєве зростання даних напружень.

Максимальні згинальні напруження на кожній ділянці різко зростають зі збільшенням зенітного кута до моменту контактування зі стінкою свердловини. Також слід відзначити, що при довжині криволінійної ділянки 20 м і більше гнучкість бурильної колони є досить великою. Тобто незначне відхилення осі колони від вертикалі призводить до втрати нею стійкості, а її пружна вісь стає схожою до “гнучкої нитки”.

В реальних умовах довжини криволінійних ділянок знаходяться у межах 30 м і більше [107]. Тому розрахунки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини необхідно проводити із урахуванням цієї особливості. Оскільки місце контактування елементів колони зі стінкою свердловини зміщується в бік дії гравітаційних сил, розподіл напружень на таких ділянках буде іншим.

Оцінку впливу кута нахилу на розподіл напружень у бурильних трубах проведено на прикладі обважнених бурильних труб ОБТ-133, ОБТ-146, ОБТ-178, ОБТ-203 (рис. 2.5, а) та труб із висадкою всередину та привареними замками ТБПВ-127×8, ТБПВ-114×8, ТБПВ-140×9 (рис. 2.5, б). Довжина криволінійної ділянки становить 20 і 60 м, інтенсивність викривлення $i = 2^\circ/10\text{м}$.



а) 1 – ОБТ-203, 2 – ОБТ-178, 3 – ОБТ-146, 4 – ОБТ-133;

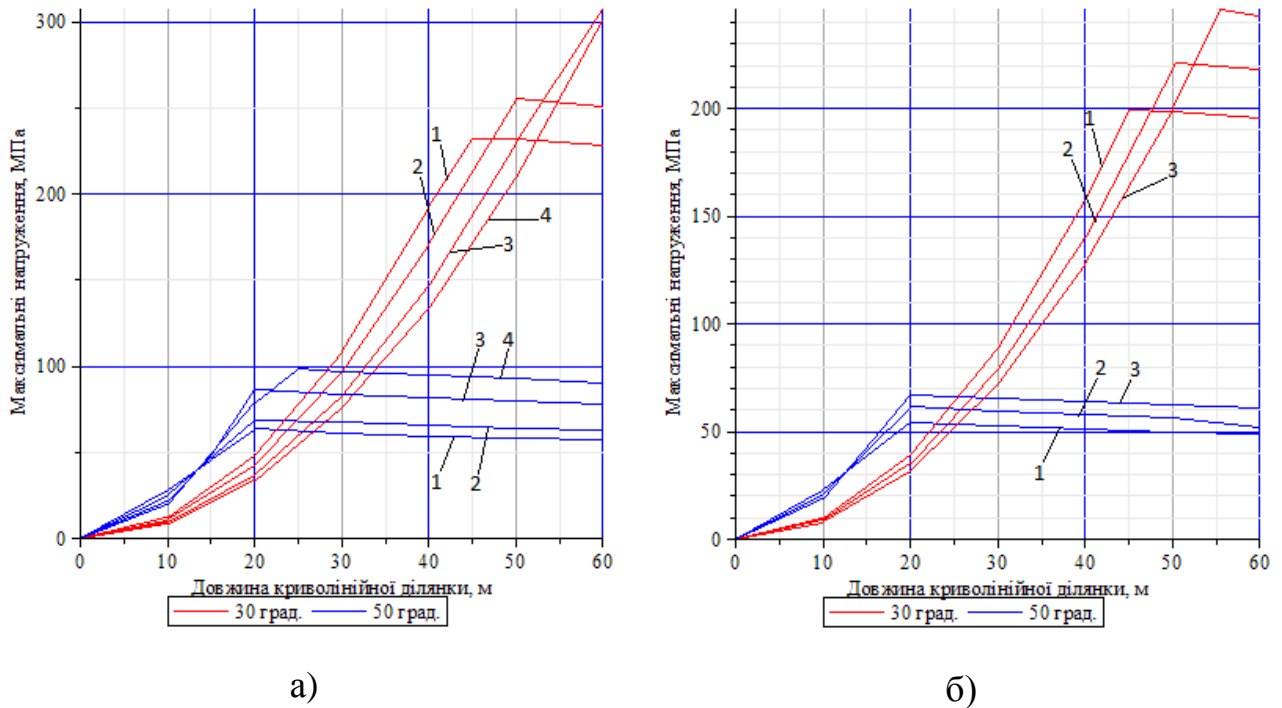
б) 1 – ТБПВ-140×9, 2 – ТБПВ-127×8, 3 – ТБПВ-114×8

Рисунок 2.5 – Залежність максимальних нормальних напружень від зміни
зенітного кута

З отриманих залежностей можна зробити висновок, що максимальні напруження для ОБТ і ТБПВ, при довжині досліджуваної ділянки 20 м, матимуть місце при зенітних кутах 43° – 53° , а при довжині 60 м знаходитимуться у межах 26° – 32° . Як бачимо, максимальні напруження будуть більшими при більшій довжині труб, оскільки у цьому випадку геометричні параметри мають менший вплив на їх прогин у порівнянні із вагою. Також різне співвідношення між геометричними параметрами труб та їх масою при однакових умовах закріплення (експлуатації) призводить до зміни максимальних напружень.

Залежність нормальних напружень, зумовлених згином при зенітних кутах 30° та 50° від довжини криволінійної ділянки, наведено на рисунку 2.6. В цьому випадку бачимо, що при зенітному куті 50° і довжині від 0 до 20 – 25 м максимальні напруження від згину різко зростають. Це зумовлено відсутністю точки контактування між трубами та стінкою свердловини. При довжині ділянки 20 – 25 м і більше відбувається їх контакт і напруження повільно

зменшуються зі збільшенням її довжини. При zenітному куті рівному 30° напруження зростають дещо повільніше, ніж при 50° . Відповідно і прогин ділянки колони збільшується повільніше при 30° , ніж при 50° , тому бурильна колона контактує зі стінкою свердловини при довжині 45 м і більше.



а) 1 – ОБТ-203, 2 – ОБТ-178, 3 – ОБТ-146, 4 – ОБТ-133;

б) 1 – ТБПВ-140×9, 2 – ТБПВ-127×8, 3 – ТБПВ-114×8

Рисунок 2.6 – Залежність максимальних нормальних напружень від довжини криволінійної ділянки

Результати проведеного аналізу напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини підтвердили значний вплив zenітного кута та довжини бурильної колони на рівень напружень, зумовлених її згином. У зв'язку із цим виникає необхідність у порівнянні запропонованого методу розрахунку напружено-деформованого стану елементів бурильної колони із описаними вище методами, на прикладі існуючої свердловини.

2.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на прикладі свердловини № 38 Штормового газоконденсатного родовища

Для дослідження напружено-деформованого стану елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах проведено їх визначення на похило-скерованій свердловині № 38 Штормового газоконденсатного родовища. Вибір свердловини пов'язаний із наявністю криволінійної ділянки із інтенсивністю викривлення $2^\circ/10$ м, при якій вплив гравітаційних сил на перерозподіл напружень в елементах бурильної колони є досить значним.

Буріння свердловини проводилось за допомогою труб ТБПК $\varnothing 127 \times 9,19$ мм. В якості обважнених бурильних труб використано ОБТ $\varnothing 229 \times 59,5$ мм, $\varnothing 203 \times 60$ мм та ОБТ $\varnothing 165 \times 47$ мм з муфтами типу "BORE BACK".

Основні параметри профілю свердловини наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри профілю свердловини

Інтервал по вертикалі, м			Зенітний кут, град		Середня інтенсивність викривлення, град/10 м
від	до	довжина	на початку	в кінці	
0	570	570	0,0	0,0	0
570	847,1	277,1	0,0	46,5	1,5
847,1	1693,7	846,6	46,5	46,5	0
1693,7	1756,1	62,4	46,5	69,5	2
1756,1	1899,7	143,6	69,5	69,5	0

Профіль свердловини зображений на рисунку 2.7.

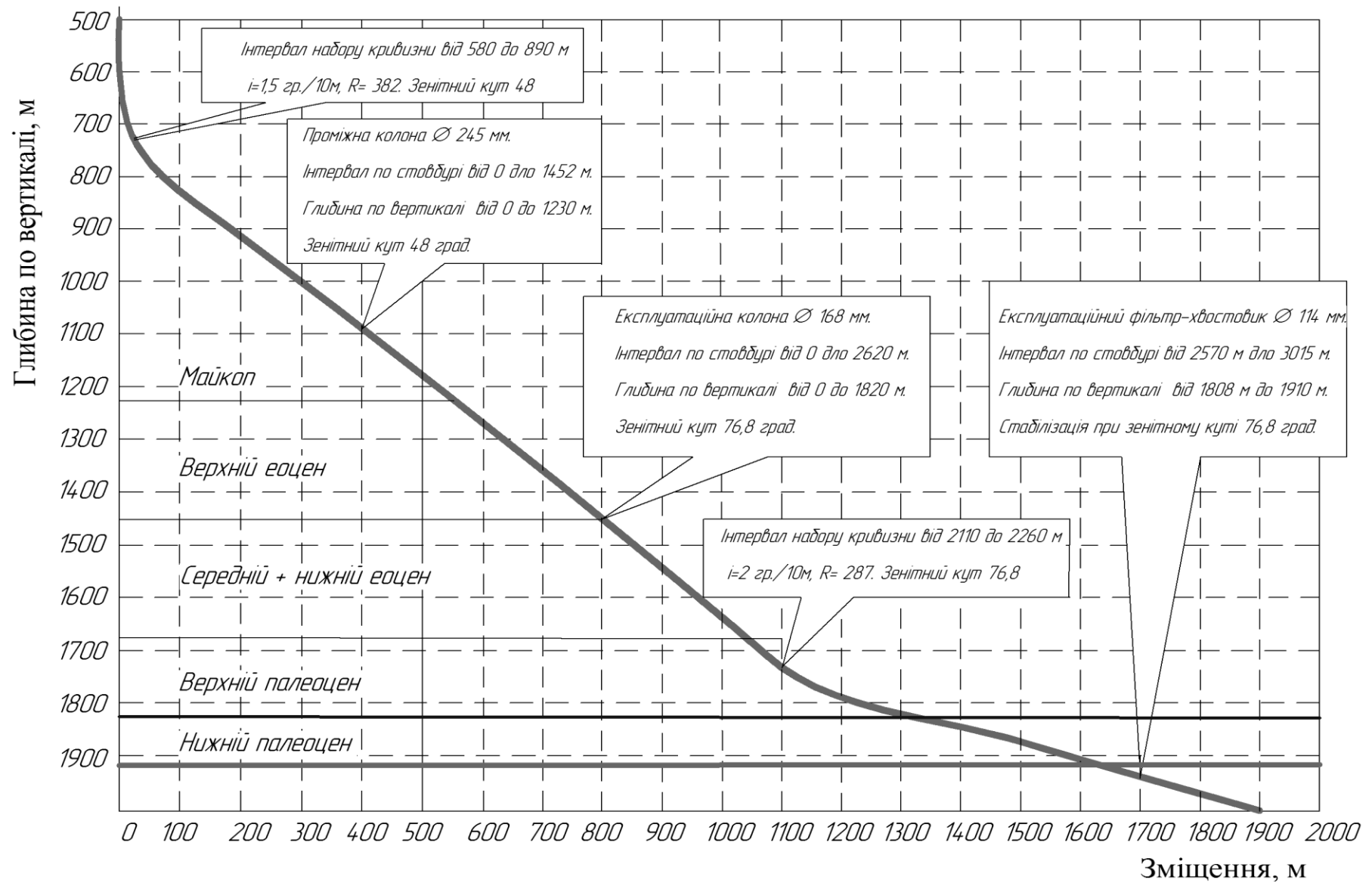


Рисунок 2.7 – Профіль і план експлуатаційної свердловини № 38 на Штормовому ГКР

Як видно з таблиці 2.1, у свердловині присутня криволінійна ділянка довжиною по вертикалі 62,4 м, інтенсивність викривлення якої складає $2^\circ/10$ м (рис. 2.7). Це найбільш небезпечна ділянка у свердловині, тому розрахунки напружень в елементах бурильної колони проведено саме для неї (рис. 2.8).

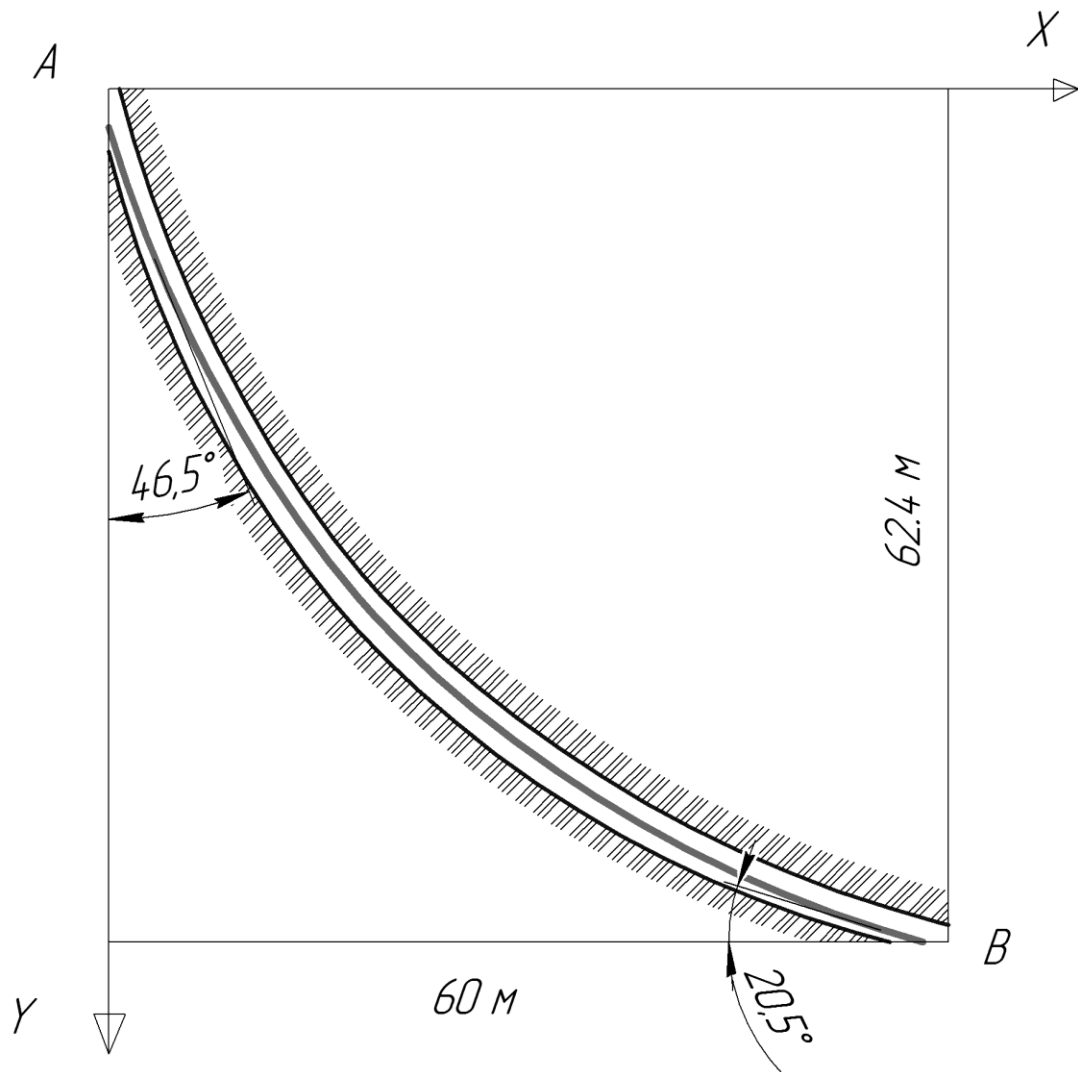


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема бурильної колони

Розглянемо три випадки проходження бурильною колоною цієї криволінійної ділянки, коли вона:

- контактує із нижньою стінкою свердловини;
- не контактує із жодною зі стінок свердловини;
- контактує із верхньою стінкою свердловини.

Діаметр свердловини під час буріння в інтервалі криволінійної ділянки визначено за формулою:

$$D_{св} = D_{дол} K_L, \quad (2.3)$$

де $K_L = 1,15$ – лінійний коефіцієнт кавернозності;

$D_{дол} = 295,3$ мм – діаметр долота.

Отже,

$$D_{св} = 295,3 \cdot 1,15 \approx 340 \text{ мм.}$$

Діаметральний зазор між стінками труб та свердловини відповідно становитиме:

$$a_1 = D_{св} - D_{бк1} = 340 - 127 = 213 \text{ мм;}$$

$$a_2 = D_{св} - D_{бк2} = 340 - 165 = 175 \text{ мм;}$$

$$a_3 = D_{св} - D_{бк3} = 340 - 203 = 137 \text{ мм;}$$

$$a_4 = D_{св} - D_{бк4} = 340 - 229 = 111 \text{ мм.}$$

За наведеною методикою побудовано пружну вісь бурильної колони та стінок свердловини (рис. 2.9), що відповідає вказаній криволінійній ділянці, та визначено нормальні напруження від згину при контакті з нижньою і верхньою стінками свердловини.

Порівняльний аналіз результатів визначення максимальних напружень, зумовлених згином у елементах бурильної колони, за методом, поданим в роботі [107] та запропонованим підходом, наведено в таблиці 2.2.

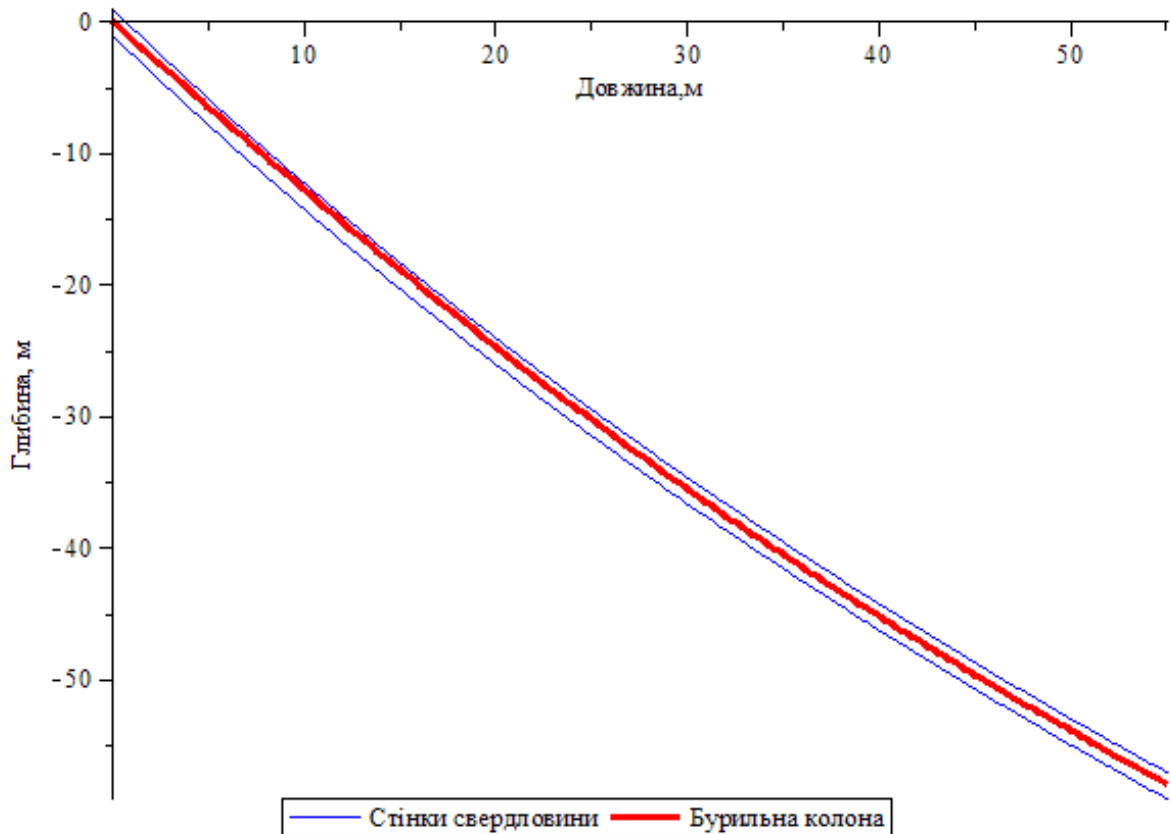


Рисунок 2.9 – Форма пружної осі бурильної колони та стінок свердловин побудована за допомогою імітаційного моделювання

Таблиця 2.2 – Результати розрахунків нормальних напружень від згину

Бурильна труба	Максимальні напруження при дотику до нижньої стінки свердловини, МПа		Максимальні напруження при дотику до верхньої стінки свердловини, МПа	
	метод, наведений в роботі [107]	запропонований підхід	метод, наведений в роботі [107]	запропонований підхід
ТБПК 127	47,36	51,25	44,06	48,32
ОБТ 229	88,15	96,50	84,61	92,85
ОБТ 203	77,43	84,62	73,62	80,50
ОБТ 165	62,25	68,40	58,37	64,16

Як бачимо, максимальні значення напружень, обчислені за методом триточкового згину [107], дещо менші (8 - 10 %) від напружень, отриманих

запропонованим способом. Це зумовлено тим, що триточковий згин бурильної колони передбачає максимальний її прогин посередині ділянки. Тоді як в умовах експлуатації найбільший прогин буде зміщений у бік дії гравітаційних сил. При цьому радіус кривизни бурильної колони буде менший у порівнянні із триточковим згином. Саме це і впливає на виникнення і перерозподіл максимальних нормальних напружень від згину.

Отримані результати вказують, що інтенсивність викривлення свердловини $i = 2^\circ/10 \text{ м}$ є небезпечною. При цьому максимальні напруження, зумовлені згином, досягають границі витривалості матеріалів труб і можуть призвести до їх руйнувань. Таким чином, оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурильної колони запропонованим в роботі шляхом дасть змогу ефективніше прогнозувати їх довговічність та запобігати можливим аваріям у процесі буріння свердловини.

2.3 Удосконалення конструкції пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб

Одним із основних чинників, що впливає на довговічність елементів бурильної колони, є їх напружено-деформований стан. Тому визначення фактичних навантажень, що виникають у бурильній колоні за різних умов експлуатації, є важливим завданням.

Проведений у першому розділі аналіз засобів оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони показав необхідність їх удосконалення. Адже на сьогодні відсутні оновлені конструкції пристроїв, які можуть ефективно працювати в будь-якому перерізі бурильної колони, дають змогу з незначною похибкою прогнозувати довговічність її елементів на різних етапах експлуатації, вибирати оптимальні параметри роботи та запобігати відмовам.

Для оцінки фактичного напружено-деформованого стану елементів бурильної колони нами удосконалено пристрій [103], що дає змогу визначати зусилля у їх тілі у процесі роботи.

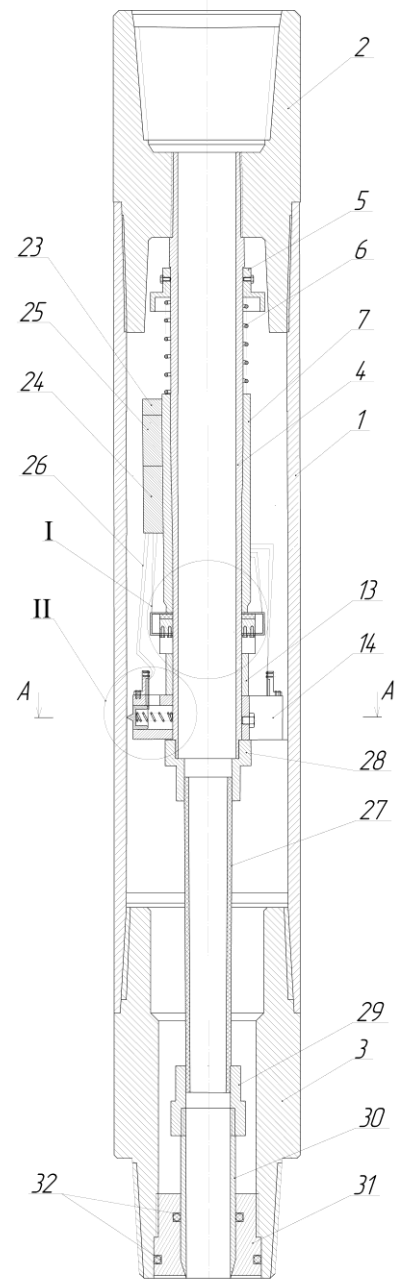
Реалізацію задачі здійснено наступним чином. У відомий пристрій для вимірювання зусиль у бурильній колоні [104], що включає калібрований за міцнісними параметрами корпус, верхній та нижній перехідники, консольно защемлений ніпель у верхньому перехіднику, вузол перетворення деформацій, блок реєстрації деформацій, було додатково введено вузол перетворення деформацій пристрою. Вузол виконаний у вигляді розміщених між собою під кутом 120° в перерізі корпусу системи трьох тензодавачів, встановлених на консольно закріплених пружних пластинах, що взаємодіють через повзуни з внутрішньою поверхнею корпусу, а виходи тензодавачів електрично з'єднані з блоком реєстрації деформацій. Також додатково введено вузол повздовжніх переміщень у вигляді силової пружини, встановленої концентрично до ніпеля на інерційній втулці, яка взаємодіє з двома діагонально розміщеними пружними кронштейнами, на яких встановлено тензодавачі фіксування переміщень, зв'язаних відповідно з блоком реєстрації (рис. 2.10 – 2.13).

На рисунку 2.10 показано загальний вигляд та принципову конструктивну схему удосконаленого пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб. Пристрій складається з корпусу 1 – несучого каліброваного елемента бурильної колони з різьбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці бурильної колони. У верхньому перехіднику 2 консольно вздовж осі пристрою на різьбі встановлено нерухомо ніпель 4.

На ніпелі 4 встановлено основні елементи вузла повздовжніх переміщень, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично до ніпеля 4 і рухому інерційну втулку 7.



а)



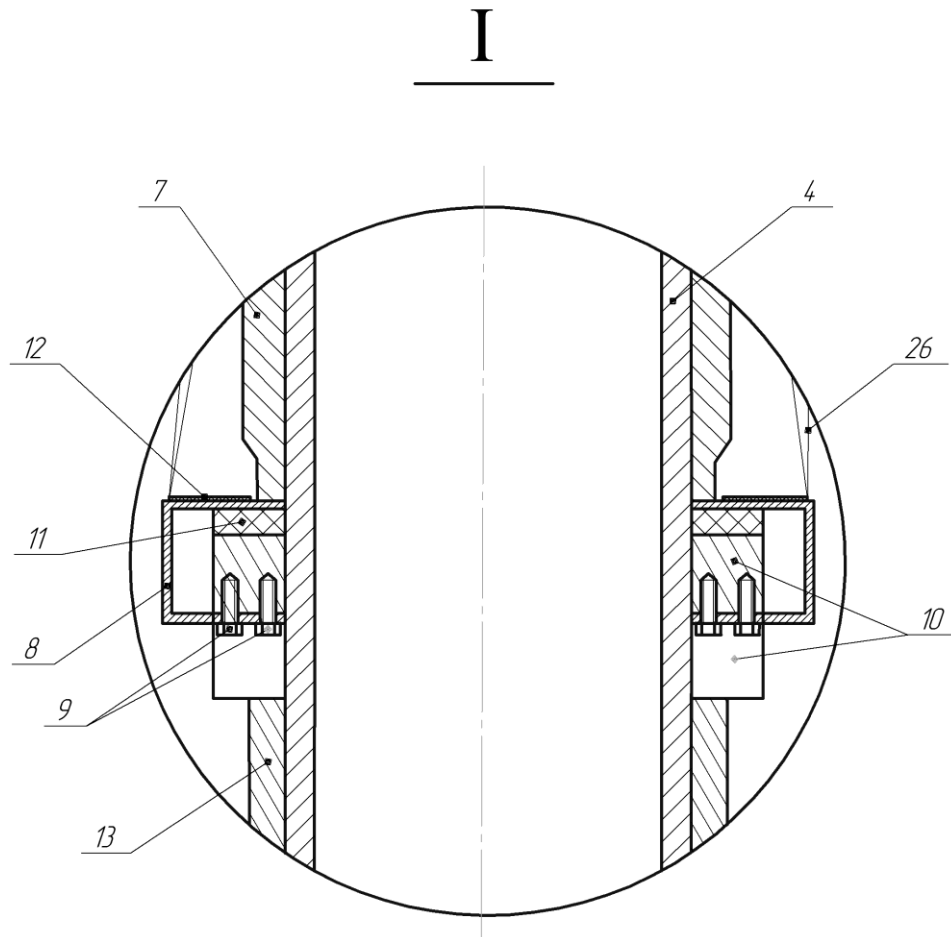
б)

I, II – вузли реєстрації поздовжніх та поперечних деформацій відповідно; 1 – корпус пристрою; 2,3 – різьбові перехідники; 4 – ніпель; 5 – нерухома втулка; 6 – силова пружина; 7 – інерційна втулка; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа; 23 – блок живлення; 24 – аналого-цифровий перетворювач; 25 – карта пам'яті; 26 – електричні провідники; 27 – рукав високого тиску; 28, 29 – ущільнюючі втулки; 30 – наконечник; 31 – втулка; 32 – радіальне ущільнення

а) – загальний вигляд; б) – конструктивна схема

Рисунок 2.10 – Пристрій для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб

Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рис. 2.11), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухокої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 вставлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлено тензодавачі 12.

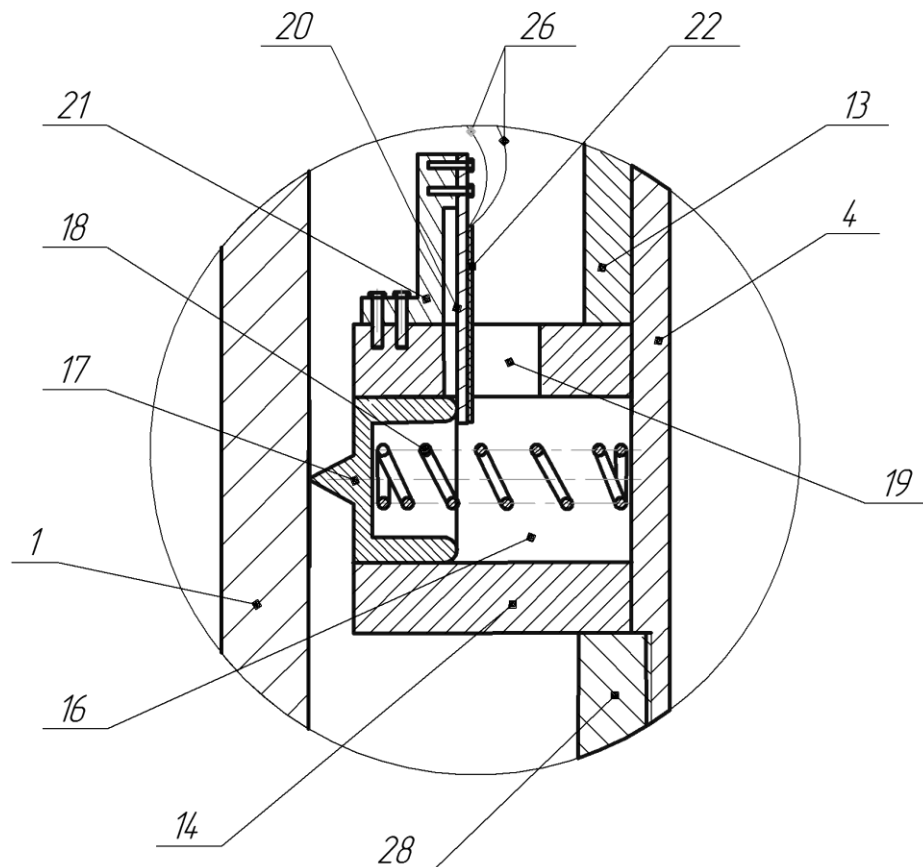


4 – ніпель; 7 – інерційна втулка; 8 – пружний кронштейн; 9 – гвинти; 10 – нерухома втулка; 11 – демпферне кільце; 12 – тензодавачі; 13 – дистанційна втулка; 26 – електричні провідники

Рисунок 2.11 – Місцевий вигляд I на рисунку 2.10

На нижньому кінці ніпеля 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і вузлом повздовжних деформацій встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рис. 2.12, рис. 2.13) входить система з трьох тензодавачів, розміщених під кутом 120° радіально до ніпеля 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15.

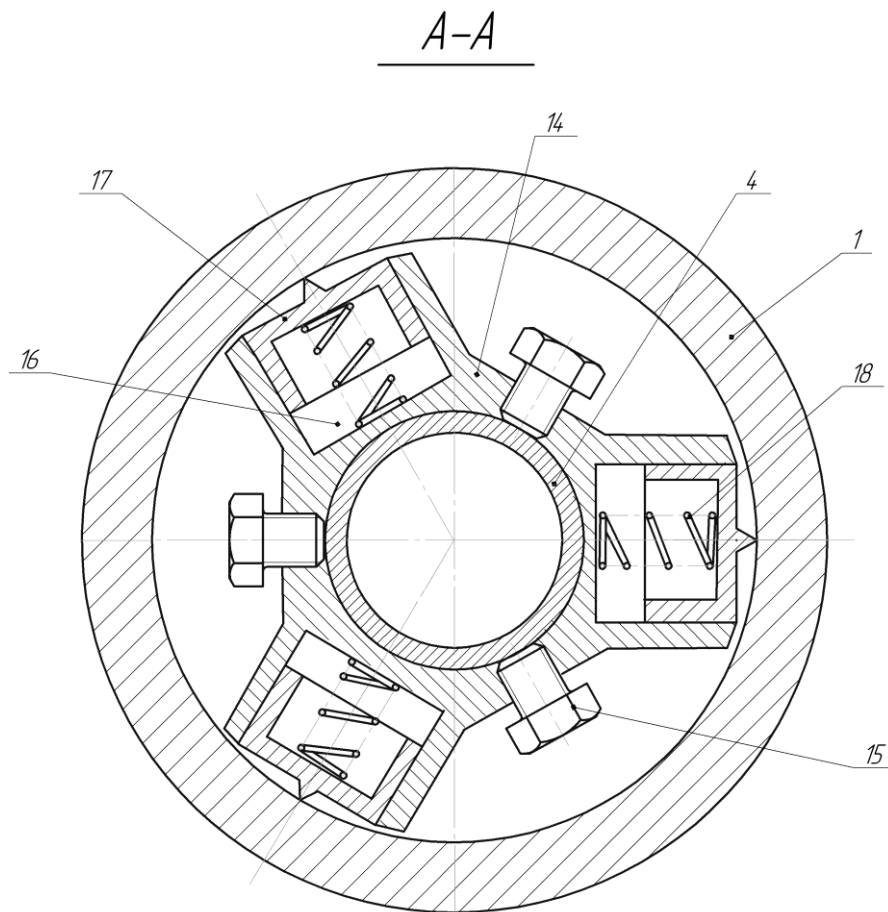
II



1 – корпус пристрою; 4 – ніпель; 13 – дистанційна втулка; 14 – платформа; 16 – направляючі отвори; 17 – повзуни; 18 – пружина; 19 – пази; 20 – пружні пластини; 21 – держак; 22 – тензодавачі; 26 – електричні провідники; 28 – ущільнюючі втулки

Рисунок 2.12 – Місцевий вигляд II на рисунку 2.10

У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16, в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу 1 пристрою. На платформі 14 в зоні направляючих отворів 16 виконані пази 19, крізь які вільно проходять пружні пластини 20. За допомогою держаків 21 пружні пластини 20 зафіксовані у верхній частині платформи 14. В місці деформації на пружних пластинах 20 встановлено тензодавачі 22.



1 – корпус пристрою; 4 – ніпель; 14 – платформа; 15 – болт; 16 – направляючі отвори; 17 – повзуни

Рисунок 2.13 – Місцевий вигляд А-А на рисунку 2.10

На зовнішній поверхні втулки 7 закріплено блок реєстрації деформацій, до якого входять: блок живлення 23, аналого-цифровий перетворювач 24, і карта пам'яті 25. Блок реєстрації деформацій з'єднаний з тензодавачами 12 і 22 електричними провідниками 26.

Кінець ніпеля 4 з'єднано герметично через гнучкий елемент, виготовленого у вигляді рукава 27 високого тиску, і його ущільнюючих втулок 28, 29 з наконечником 30.

Порожнина пристрою надійно герметизована між нижнім перехідником 3 і і наконечником 30 за допомогою втулки 31 і радіальних ущільнень 32.

Робота пристрою. У процесі буріння свердловини пристрій вмонтовується у компоновку бурильної колони в інтервалі, де необхідно визначити зусилля згину і повздовжні переміщення в її елементах.

Перед опусканням бурильної колони з пристроєм у свердловину вмикають блок реєстрації деформацій, робота якого запрограмована в певній послідовності.

В інтервалі інтенсивної кривизни стовбура свердловини виникають деформації згину корпусу 1 пристрою, які, в свою чергу, передаються через повзуни 17, що рухаються вздовж направляючих 16, на пружні пластини 20. Ці деформації фіксуються тензодавачами 22 і за допомогою електричних провідників 26 передаються на блок реєстрації деформацій, в якому відбувається їх опрацювання в аналого-цифровому перетворювачі 24 і запис у карту пам'яті 25.

Водночас при взаємодії породоруйнівного інструменту із вибоєм свердловини виникають повздовжні коливання бурильної колони. Для цього випадку автором дисертаційної роботи розроблено конструкцію інерційної втулки 7, на яку передаються відповідні коливання. Вона взаємодіє з пружними кронштейнами 8, що з'єднані із тензодавачами 12. На блок реєстрації деформацій ці коливання передаються за допомогою провідників 26, де так само відбувається їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 24 і запис в карту пам'яті 25.

До системи аналого-цифрового перетворювача входять 5 тензометричних мостів, які з'єднані провідниками 26 з відповідними тензодавачами 22 вузла перетворення деформацій і вузла повздовжніх переміщень 12. Тензодавачі передають інформацію безперервно у запрограмованій послідовності в аналого-цифровий перетворювач, після обробки ця інформація записується у карту пам'яті 25. Після підймання бурильної колони з пристроєм на поверхню записані в карті пам'яті 25 дані піддаються комп'ютерній обробці та математичному аналізу.

Конструктивне виконання вузла перетворення деформацій з розміщенням системи трьох тензодавачів під кутом 120° в перерізі корпусу пристрою дає можливість контролювати в часі і просторі миттєві значення деформацій.

Блок реєстрації деформацій виконаний з використанням аналого-цифрового перетворювача, включає в себе карту пам'яті для запису отриманих даних з автоматичною комутацією режимів роботи і блоком живлення.

Аналого-цифровий перетворювач дає змогу здійснювати довготривалу обробку змінних миттєвих значень величини деформації бурильної колони, а записані на карті пам'яті результати вимірювання є базою даних для комп'ютерної обробки і проведення математичного аналізу.

Порожнина між корпусом пристрою і жорстким стволом з гнучким елементом герметизована по всій довжині між верхнім перехідником і основою нижнього перехідника.

Виконання порожнини герметичною між корпусом і стволом пристрою з гнучким елементом дає можливість підвищити працездатність загалом всіх елементів вузла перетворення деформацій і блока реєстрації шляхом усунення негативної дії промивальної рідини.

Водночас виконання гідроканалу циркуляції промивальної рідини по стволу з гнучким елементом, в якості якого використовується рукав високого тиску, крім герметизації порожнини в пристрої, відіграє також важливу функцію зняття впливу зусиль на ніпель у випадку деформації корпусу пристрою.

Визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони під час експлуатації, із застосуванням розробленого пристрою, можна поділити на кілька етапів:

- використання пристрою в необхідному перерізі бурильної колони;
- зчитування отриманих даних з блоку реєстрації деформацій;
- обробка даних з подальшим переведенням їх у виникаючі напруження.

Перший етап передбачає:

- визначення найбільш небезпечних місць у свердловині, виходячи із профілю свердловини, де елементи бурильної колони теоретично піддаються найбільшим навантаженням;
- встановлення пристрою в компоновку бурильної колони;
- опускання бурильної колони з пристроєм на вибій свердловини та проведення буріння згідно з планом робіт.

На другому етапі проводиться:

- піднімання бурильної колони з пристроєм на поверхню;
- від'єднання пристрою від бурильної колони та демонтаж корпусу пристрою;
- зчитування об'єму даних з карти пам'яті, записаних як під час спуско-підймальних операцій, так і під час роботи бурильної колони у небезпечному перерізі.

На третьому етапі виконується аналіз отриманого об'єму даних. Виходячи із глибини опускання пристрою та часу його роботи у свердловині виділяються дані, що відповідають необхідним місцям профілю свердловини та обчислюються напруження в елементах бурильної колони.

Виникаючі напруження визначаються за допомогою тарувальної діаграми пристрою (рис. 2.14).

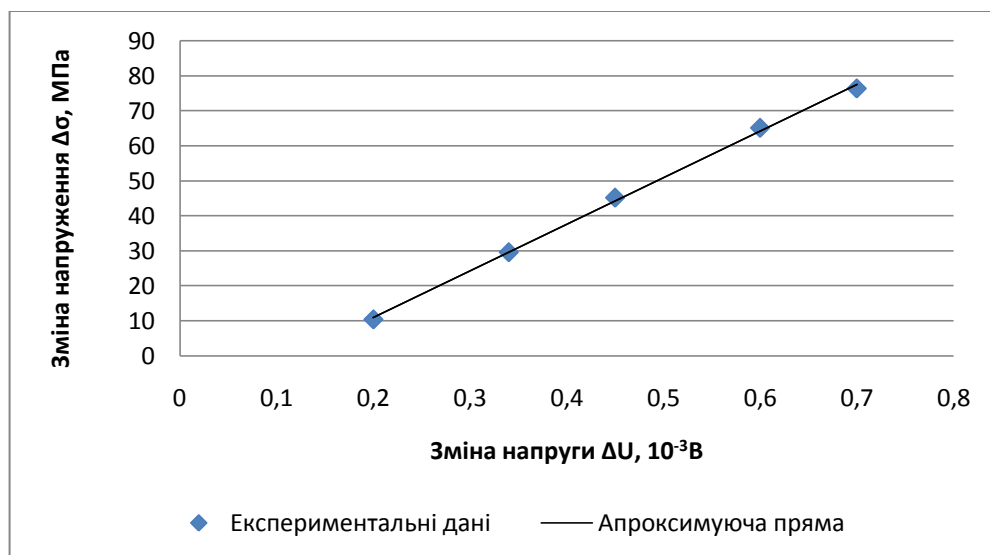


Рисунок 2.14 – Тарувальна діаграма удосконаленого пристрою

Оскільки довжина пристрою не значна (1,5 м) у порівнянні із діаметром (0,28 м), то напруження визначались за формулою 2.4, відповідно до схеми триточкового згину стрижня (рис. 2.15).

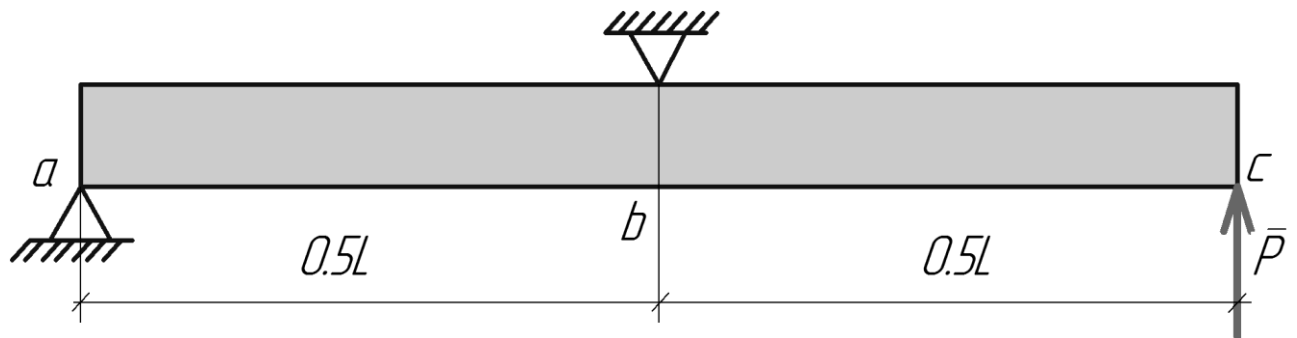


Рисунок 2.15 – Схема навантаження пристрою при таруванні

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (2.4)$$

де M – момент згину, що виникає в корпусі пристрою, Hm :

$$M = \frac{PL}{2}, \quad (2.5)$$

де P – навантаження, прикладене до одного з кінців пристрою, H ;

L – довжина пристрою, m ;

W – момент опору корпусу пристрою, m^3 :

$$W = \frac{\pi D^2 \delta}{4}, \quad (2.6)$$

де D – зовнішній діаметр корпусу пристрою, m ;

δ – товщина стінки корпусу пристрою, m .

Виходячи із типорозміру корпусу пристрою (корпус турбобура діаметром $D = 195$ мм), найпростіше використовувати його у компоновці низу бурильної

колони. Проте за необхідності пристрій можна встановлювати у будь-якому іншому місці колони, застосовуючи відповідні перехідники.

Конструкція пристрою та особливості його роботи представлені на засіданні техніко-економічної ради ТОВ “Карпатська бурова компанія”, за результатами якого пристрій рекомендовано до впровадження у процесі буріння свердловин.

Таким чином, визначення фактичного напружено-деформованого стану елементів бурильної колони під час експлуатації за допомогою запропонованого “Пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб” дає змогу правильно оцінити необхідний період їх неруйнівного контролю, ефективніше визначати залишковий ресурс бурильної колони та зменшити кількість аварій, пов’язаних із втомним руйнуванням її елементів.

2.4 Висновки до розділу 2

1. За результатами аналітичних досліджень запропоновано новий підхід до оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурильної колони шляхом поєднання методів “гнучкої нитки” та “поділу відрізків навпіл”. Це дає можливість врахувати вплив осьової складової ваги бурильної колони на положення точок її контактування із стінкою свердловини.

2. В результаті дослідження напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини № 38 Штормового газоконденсатного родовища з інтенсивністю викривлення $i = 2$ град/10 м, встановлено суттєвий вплив ваги труб, їх геометричних розмірів, осьового навантаження та інтенсивності викривлення свердловини на збільшення рівня максимальних напружень. Також з’ясовано, що вони на 8 - 10 % є більшими за напруження, визначені методом триточкового згину. Не врахування цієї особливості розподілу напружень призведе до отримання завищених значень залишкового ресурсу елементів колони.

3. Розроблено у співавторстві нові конструктивні елементи пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб, спричинених її згином і поздовжніми переміщеннями. Пристрій дає змогу визначити величину зусиль в довільному перерізі свердловини та зберігати більшу кількість вимірів у процесі експлуатації бурильної колони.

РОЗДІЛ 3

ОЦІНКА ТА КОРИГУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Найбільш надійним та універсальним способом з'єднання елементів бурильної колони та забезпечення необхідних робочих параметрів для їх експлуатації є різьба. Проте, як свідчить досвід, часті відмови елементів колони спричинені саме руйнуванням різьбових з'єднань. Основними причинами таких руйнувань є концентрація напружень у впадинах різьб та нерівномірний розподіл напружень між їх витками [34, 84].

Згідно із [23, 84] найбільш суттєвими чинниками, що впливають на розподіл зусиль у різьбовому з'єднанні, є:

- крок різьби;
- профіль різьби;
- матеріал, з якого виготовляють ніпель та муфту;
- товщина стінки муфти та ніпеля тощо.

Коригування відповідних чинників з метою перерозподілу напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони ускладнюється умовами їх експлуатації та недосконалістю існуючих методів і засобів, в яких також нічого не згадується про відновлення частково зношених ділянок різьби. Тому удосконалення підходів до визначення та коригування виникаючих напружень є актуальним. Адже це дасть змогу зменшити кількість аварій, пов'язаних із раптовим руйнуванням різьбових з'єднань елементів бурильної колони.

3.1 Аналітична оцінка розподілу нормальних напружень у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони

Для аналітичної оцінки розподілу нормальних напружень по довжині замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ) елементів бурильної колони використано розрахунки, запропоновані І. А. Біргером [23].

Як зазначено в роботі [23], розподіл напружень у різьбових з'єднаннях суттєво змінюється при відхиленні кроку різьби δ_s по її довжині. Тому зміну розподілу напружень по довжині замкового різьбового з'єднання проведено саме за цим параметром:

$$\delta_s = \mu_p z, \quad (3.1)$$

де z – координата по довжині різьби ніпеля, m ($0 \leq z \leq l$);

μ_p – відносне відхилення кроку різьби:

$$\mu_p = \frac{\delta_s}{S}, \quad (3.2)$$

де S – крок різьби, m .

Згідно із [23] відхилення кроку різьби прийнято постійним по всій довжині ніпеля чи муфти:

$$\delta_s = S_{n+1} - S_n \quad (3.3)$$

При цьому крок різьби рівномірно зростає чи спадає на величину δ_s по відношенню до розмірів різьби без покриття.

Рівняння сумісності переміщень в цьому випадку має вигляд:

$$\Delta_1(z) + \Delta_2(z) = [\delta_1(z) + \delta_2(z)] - [\delta_1(0) + \delta_2(0)] + \mu_p z, \quad (3.4)$$

де $\Delta_1(z)$ і $\Delta_2(z)$ – переміщення спряжених точок витків ніпеля і муфти відповідно в результаті їх розтягу та стискання, m ;

$\delta_1(z)$ і $\delta_2(z)$ – осьове зміщення середньої точки профілю витка ніпеля і муфти відповідно відносно своєї основи, m .

Розв'язок рівняння 3.4 можна подати у вигляді:

$$q(z) = \frac{Qm}{sh(mH)} ch(mz) - \frac{\mu_p}{\gamma m} \left(sh(mz) - \frac{ch(mH) - 1}{sh(mH)} ch(mz) \right), \quad (3.5)$$

де $q(z)$ – навантаження по довжині різьби, H/m ;

H – довжина різьбового з'єднання, m ;

γ – величина, що характеризує піддатливість витків ніпеля та муфти;

m – параметр, який залежить від геометричних розмірів різьбового з'єднання.

Параметр m обчислено за співвідношенням, наведеним в публікації [23]:

$$m = \sqrt{\frac{\beta}{\gamma}}, \quad (3.6)$$

β – коефіцієнт, який залежить від властивостей матеріалу та геометричних розмірів різьбового з'єднання.

Проте, запропоновані автором [23] співвідношення дають змогу визначати розподіл напружень по довжині різьби тільки для циліндричних різьбових з'єднань. У зв'язку з цим удосконалено оцінку розподілу напружень, в замкових різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони шляхом поєднання співвідношень І. А. Біргера та С. А. Бабаяна [20], що враховують конусність різьби.

Таким чином, коефіцієнти β та γ для замкових різьбових з'єднань обчислено за рівняннями, наведеними в роботі [20]:

$$\beta(z) = \frac{1}{E_1 F_1(z)} + \frac{1}{E_2 F_2(z)} = \frac{1}{\pi E} \left(\frac{1}{r^2 - r_6^2} + \frac{1}{R^2 - r^2} \right), \quad (3.7)$$

$$\gamma(z) = \left(\frac{\Lambda_1(z)}{E_1} + \frac{\Lambda_2(z)}{E_2} \right) \cdot \frac{S^2}{f} = \frac{1}{\pi E} \left[\frac{S^2 \omega}{rt_2} + tg^2 \frac{\alpha}{2} \left(\frac{r_6^2}{r^2 - r_6^2} + \frac{R^2}{R^2 - r^2} \right) \right], \quad (3.8)$$

де E – модуль пружності матеріалу, H/M^2 ;

$r = R_1 + ztg\varphi$ – середній радіус різьби, m ;

φ – кут різьби (конусність), $град$;

R – зовнішній радіус муфти, m ;

R_1 – менший радіус різьби ніпеля, m ;

r_6 – внутрішній радіус ніпеля, m ;

t_2 – робоча висота витка, m ;

w – безрозмірний коефіцієнт, що залежить від схеми навантажень та геометричних параметрів профілю різьби;

S – крок різьби, m ;

α – кут профілю різьби, $град$.

Силу, що діє в тілі ніпеля чи муфти, знайдено з виразу:

$$F(z) = q(z)z, \quad (3.9)$$

де $0 \leq z \leq H$.

Напруження відповідно будуть становити:

$$\sigma = \frac{F(z)}{A}, \quad (3.10)$$

де A – площа поперечного перерізу ніпеля чи муфти відповідно.

Аналітичну оцінку розподілу напружень у замкових різьбових з'єднаннях бурильної колони проведено на прикладі ніпеля ЗРЗ 3-50 (рис. 3.1 – 3.2) за допомогою виразів 3.5 – 3.10. Вибір різьбового з'єднання зазначеного типорозміру обумовлений можливістю ефективнішого його дослідження на наявному лабораторному обладнанні.

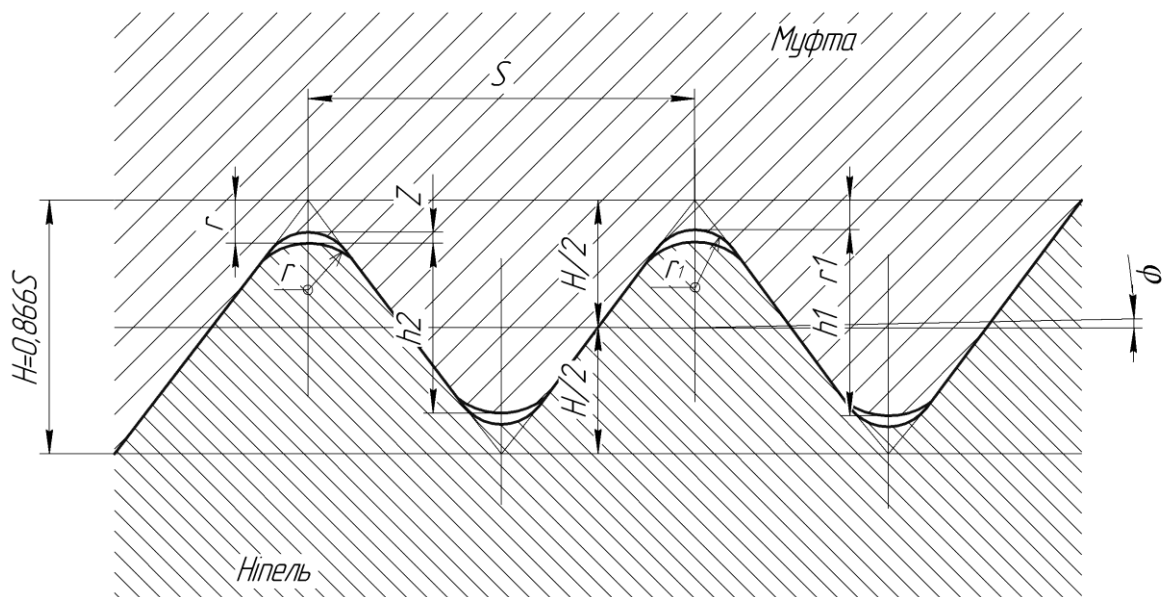


Рисунок 3.1 – Профіль різьби замкового різьбового з'єднання [34]

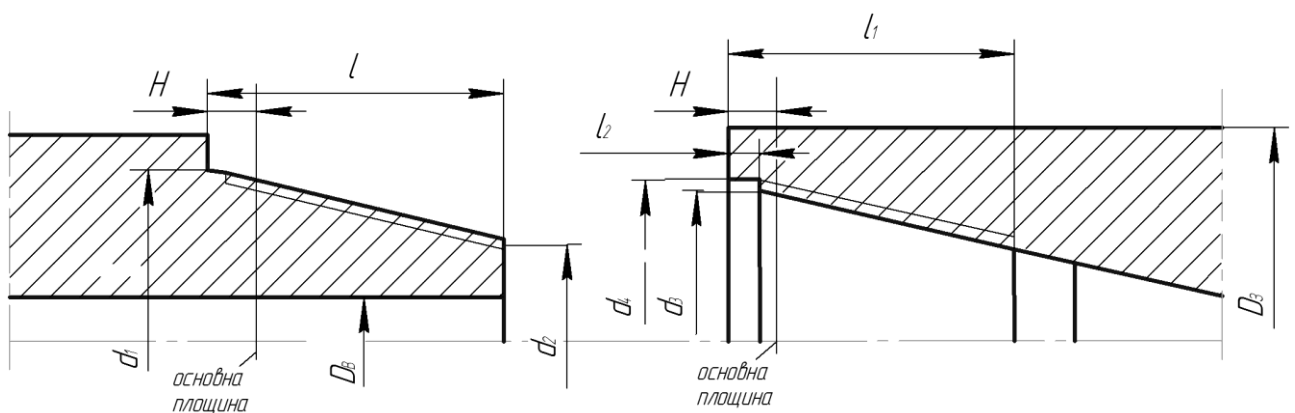


Рисунок 3.2 – Схеми замкових різьб

Геометричні параметри різьби наведені в таблиці 3.1 – 3.2.

Таблиця 3.1 – Геометричні характеристики конічної різьби 3-50

Конусність	φ	Геометричні розміри (рис. 3.1), мм							
		S	H	h	h_1	e	r	r_1	a
1:5	5°42'38''	4,23	3,654	2,192	2,5	0,731	0,432	0,356	0,847

Таблиця 3.2 – Геометричні характеристики конічної різьби 3-50

Різьба	Конусність	Геометричні розміри (рис. 3.2), мм						
		Крок	Середній діаметр в основній площині	H	Ніпель			
					d_1	d_2	D_B	l
3-50	1:5	4,23	48,808	10	53,0	41,0	28	50
					Муфта			
					d_3	d_4	D_3	l_1
					48,616	54,0	65	53

Додаткові параметри для розрахунку подані в таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Дані для розрахунку

$R_1, м$	$R, м$	$E, Н/м^2$	$r_0, м$	w	$Q, Н$	$\alpha, град$	$t_2, м$
0,0205	0,0325	$2,1 \cdot 10^{11}$	0,014	1,0	115000	60	0,002192

Як зазначалось вище, одним із ефективних способів перерозподілу напружень, що виникають в різьбових з'єднаннях, є відхилення кроку по довжині різьби δ_s . Необхідний δ_s , при якому різниця максимальних і мінімальних напружень $\Delta\sigma$ по довжині з'єднання буде мінімальною, визначено в такій послідовності:

- 1) відносне відхилення кроку різьби μ_p задано в межах від 0 до π ;
- 2) графоаналітичним способом визначено мінімальне значення $\Delta\sigma$;
- 3) обчислено значення δ_s .

Виникаючі напруження обчислено за формулою 3.10. Площу поперечного перерізу ніпеля знайдено із рівняння:

$$A = A_3 - A_6, \quad (3.11)$$

де A_3, A_6 – площа поперечного перерізу ніпеля по зовнішньому та внутрішньому діаметрах відповідно, m^2 (рис. 3.3):

$$A_3 = \frac{\pi d_3^2}{4}, \quad (3.12)$$

де d_3 – зовнішній діаметр ніпеля, m :

$$d_3 = d_2 + z \operatorname{tg} \alpha, \quad (3.13)$$

де α – кут нахилу різьби, *град.* (рис. 3.3):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{l}, \quad (3.14)$$

де l – довжина різьби ніпеля, m ;

$$A_6 = \frac{\pi d_6^2}{4}, \quad (3.15)$$

де d_6 – внутрішній діаметр ніпеля, m .

Виходячи із конструктивного виконання різьби, задаємось максимальним значенням відхилення кроку $\delta_s = 50 \text{ мкм}$. Тоді відносне відхилення кроку μ_p знайдемо як:

$$\mu_p = \frac{\delta_s}{S} = \frac{50 \cdot 10^{-6}}{4,23 \cdot 10^{-3}} = 0,0118.$$

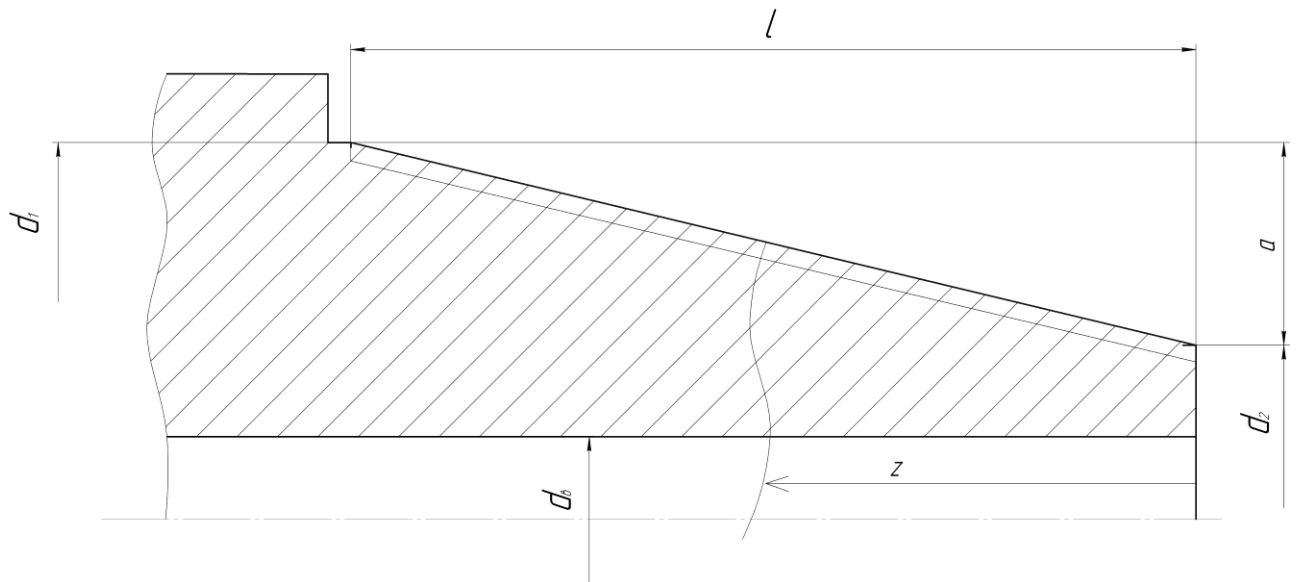


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема ніпеля замкового різьбового з'єднання З-50

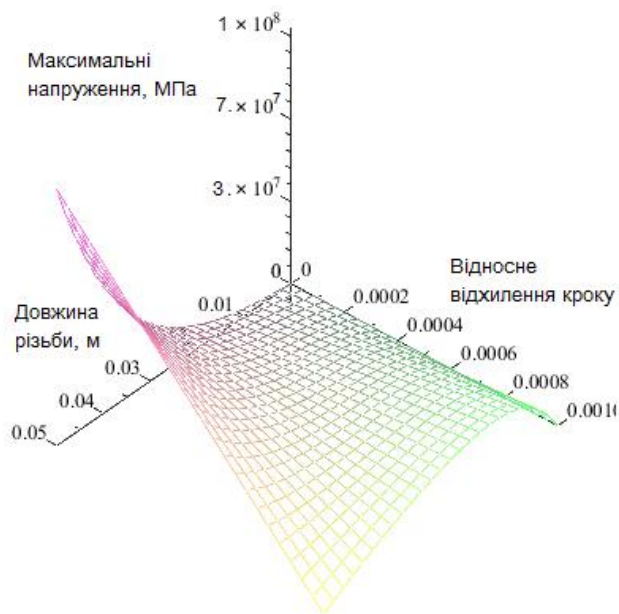
Отже, отримаємо інтервал: $0 \leq \mu_p \leq 0,0118$.

Підставляємо отриманий інтервал μ_p у функцію 3.5 та визначимо за вище наведеним алгоритмом, при якому значенні відносного відхилення кроку різьби різниця максимальних і мінімальних напружень $\Delta\sigma$ буде мінімальною по довжині різьби з'єднання (рис. 3.4).

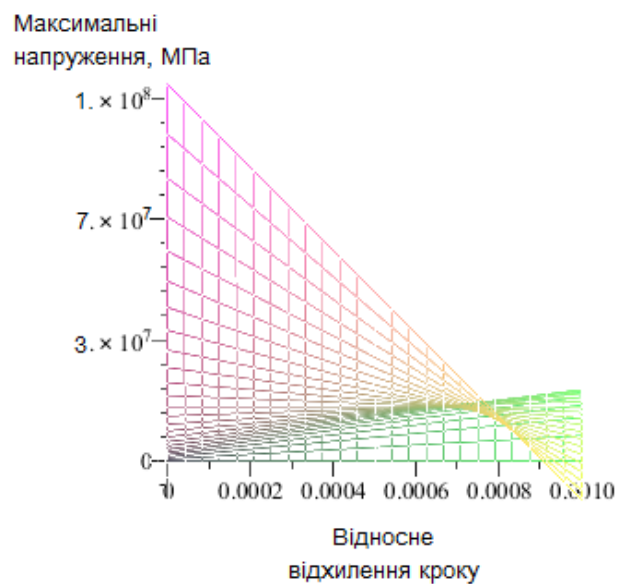
Отримані залежності підтвердили значний вплив відхилення кроку різьби на розподіл виникаючих напружень по її довжині. Найменше значення $\Delta\sigma$ становить 22 МПа при відносному відхиленні кроку різьби $\mu_p = 0,00075$ тоді відхилення кроку різьби буде становити:

$$\delta_{S_{opt}} = 0,00075 \cdot 0,00423 = 3,17 \text{ мкм.}$$

Таким чином, оптимальне відхилення кроку різьби, для ЗРЗ З-50, за максимального навантаження $Q = 115 \text{ кН}$ становить $\delta_{S_{opt}} = 3,17 \text{ мкм}$. Виходячи з цього, подальші експериментальні випробування проведено із відповідним $\delta_{S_{opt}}$.

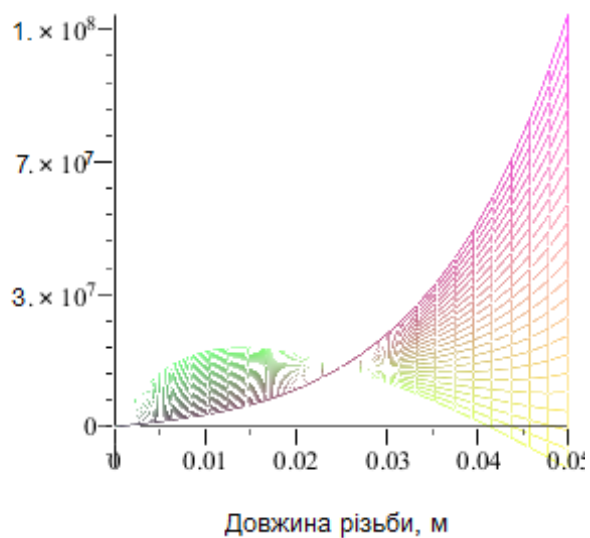


а)



б)

Максимальні
напруження, МПа



Довжина різьби, м

в)

залежність максимальних нормальних напружень від:

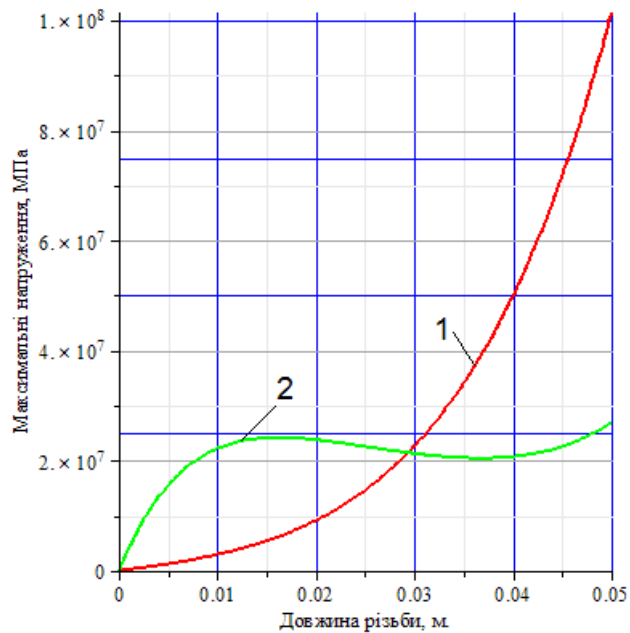
а) – відносного відхилення кроку та довжини різьби;

б) – відносного відхилення кроку різьби;

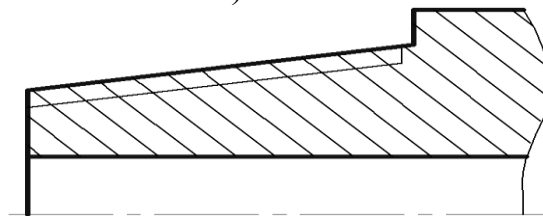
в) – довжини різьби

Рисунок 3.4 – Розподіл максимальних нормальних напружень по довжині різьби ніпеля замкового різьбового з'єднання 3-50

Розподіл напружень по довжині різьбового з'єднання із відхиленням кроку різьби (крива 2 рис. 3.5) та без відхилення (крива 1 рис. 3.5), визначений аналітичним способом, наступний:



а)



б)

а) – залежність максимальних напружень від довжини різьби (1 – без відхилення кроку різьби; 2 – з відхиленням кроку різьби);

б) – схема ніпеля ЗРЗ 3-50

Рисунок 3.5 – Розподіл нормальних напружень у ніпелі ЗРЗ 3-50

Як бачимо із рисунку 3.5, використання запропонованого способу дає змогу суттєво зменшити та перерозподілити напруження у різьбовому з'єднанні за рахунок відхилення кроку різьби.

Отже, для корегування напружень у замкових різьбових з'єднаннях необхідно задати максимальне проектне навантаження на різьбу та визначити необхідне відхилення кроку за вищенаведеним способом.

3.2 Методи та засоби нанесення гальванічного покриття на різьбові з'єднання елементів бурильної колони

Як відомо, одним із ефективних способів відновлення зношених деталей конструкцій та їх захисту від агресивного середовища є нанесення гальванічного покриття. Гальванічне нанесення дає змогу отримати товщину шару покриття у межах кількох мікрон, а міцний зв'язок між металами різьби і покриття забезпечується за рахунок утворення міжатомних зв'язків у кристалічних ґратках металів.

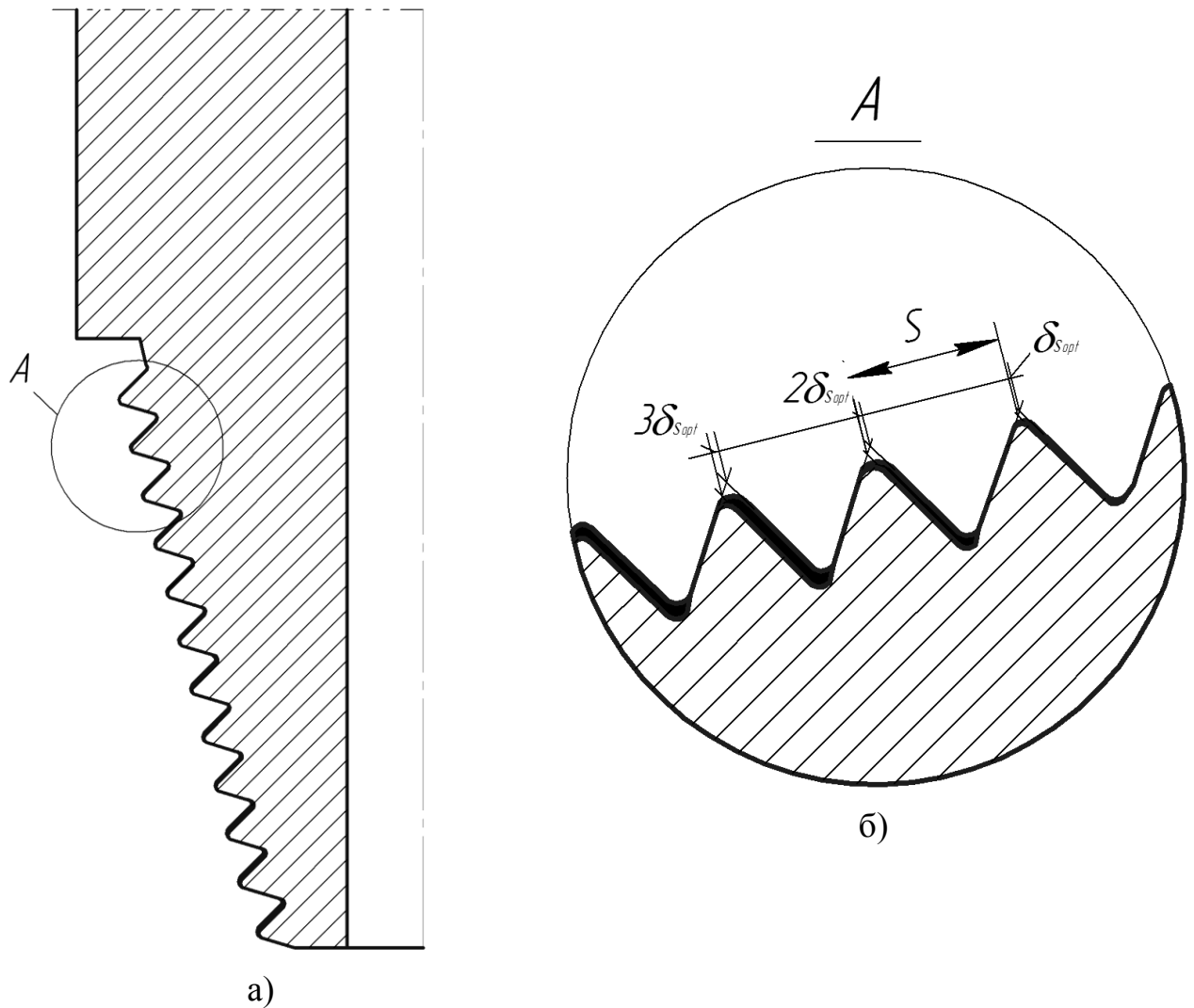
Найбільший техніко-економічний ефект досягається при застосуванні зносостійкого і корозійностійкого хромування [27]. Основним перевагами хромування елементу конструкції є:

- збільшення часу експлуатації;
- підвищення експлуатаційно-технічної надійності;
- зменшення енергозатрат на подолання сил тертя, оскільки хром володіє найбільш низьким коефіцієнтом тертя серед усіх металів.

Нами удосконалено спосіб відновлення зношених ділянок замкових різьбових з'єднань та перерозподіл напружень по їх довжині шляхом гальванічного нанесення хрому, товщина якого визначається способом, наведеним в пункті 3.1 (рис. 3.6).

Гальванічне покриття утворюється внаслідок протікання електролізу, зумовленого дією електричного струму на підготовлений розчин, в результаті чого на поверхню різьби осідають іони хрому.

Технологічний процес нанесення гальванічного покриття на різьбу замкового різьбового з'єднання виконано у відповідності до вимог [27], в такому порядку:



а) – конструктивна схема ніпеля ЗРЗ 3-50;

б) – місцевий вигляд А на рисунку а)

Рисунок 3.6 – Схема нанесення металевого покриття по довжині різьби ніпеля ЗРЗ 3-50

- очищення різьби від окислів і забруднень шляхом механічної обробки;
- промивання різьби в органічних розчинниках (уайт-спірит);
- монтаж різьбового з'єднання на підвісці;
- ізолювання поверхонь, що не підлягають покриттю;
- електрохімічне знежирення в розчині такого складу: кальцинованої соди – 10 г/л, тринатрійфосфату – 5 г/л, складу ОП-7 – 5 г/л, рідкого скла – 3 г/л

за температури 70 – 80 °С та густини струму – 5-10 А/дм². Тривалість знежирення – 2-5 хв;

- промивання в гарячій воді;
- промивання в холодній воді;
- декапірування (анодне травлення) для видалення з різьби окислів і забезпечення надійного зчеплення покриття з різьбою;
- нанесення гальванічного покриття;
- промивання в холодній протічній воді;
- промивання в гарячій воді;
- демонтаж різьбового з'єднання з підвіски.

Гальванічне покриття наносять шляхом поступового занурення різьби ЗРЗ у гальванічну ванну. При цьому товщина нанесеного шару визначається тривалістю витримування в розчині, що необхідний для певного відновлення ділянки різьби і створення відповідного відхилення кроку по її довжині. Поверхні, що не підлягають покриттю, ізолюють стрічкою, властивості якої не змінюються під час процесу електролізу.

Схему стенду для нанесення гальванічного покриття на різьбу ніпеля ЗРЗ З-50 зображено на рисунку 3.7.

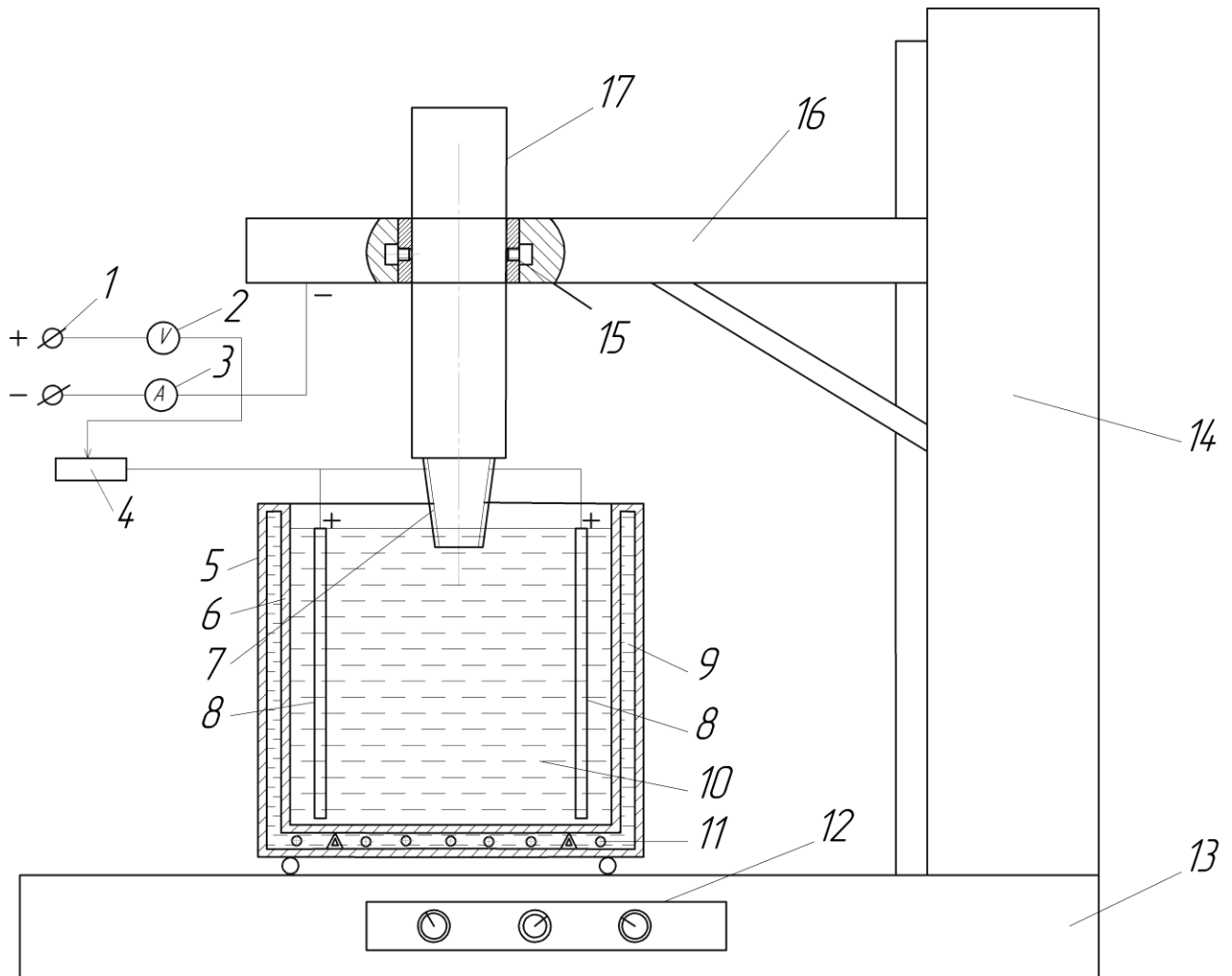
Основними елементами стенду є:

- гальванічна ванна;
- пристрій регулювання глибини занурення різьби в електроліт;
- замкове різьбове з'єднання.

До конструкції гальванічної ванни входить:

- ємність для електроліту з подвійною стінкою;
- електроліт (сульфатний);
- джерело постійного струму;
- амперметр;
- вольтметр;
- реостат;

- анод (позитивно заряджений елемент);
- різьба ЗРЗ 3-50, на яку наноситься покриття (катод);
- рідина та нагрівальні елементи.



1 – джерело живлення; 2 – вольтметр; 3 – амперметр; 4 – реостат; 5 – зовнішня стінка ванни; 6 – внутрішня стінка ванни; 7 – катод (різьба ЗРЗ 3-50); 8 – анод; 9 – рідина для підігріву ванни; 10 – електроліт; 11 – електричний підігрівач; 12 – електричний пульт керування; 13 – основа; 14 – вузол зміни висоти ЗРЗ; 15 – затискачі; 16 – балка-фіксатор; 17 – ЗРЗ 3-50

Рисунок 3.7 – Схема стану для нанесення гальванічного покриття на металеві конструкції

Пристрій регулювання глибини занурення різьби в електроліт складається з:

- основи;
- електричного пульта керування висотою ЗРЗ;
- вузла зміни висоти замкового різьбового з'єднання;
- балки-фіксатора.

Принцип роботи пристрою наступний. На основі 13 розташовується гальванічна ванна із відповідним електролітом. До ванни підключається джерело живлення, амперметр, вольтметр, реостат. На балці-фіксаторі 16 закріплюється ЗРЗ 3-50 затискачами 15. За допомогою електричного пульта керування 12 та вузла зміни висоти 14 різьба 3-50 опускається у ванну.

Товщину нанесення металевого покриття на поверхню різьби встановлено згідно із [27], де значення виходу за струмом визначається співвідношенням кількості металу, що осідає на катоді (катодний вихід за струмом) чи розчиненого на аноді (анодний вихід за струмом), до кількості металу, визначеного за законом Фарадея.

Товщину нанесеного металевого покриття δ (мкм) визначено відповідно до закону Фарадея за формулою:

$$\delta = \frac{3,6i_k K_{\text{э}} BT \tau_{\text{э}}}{\rho}, \quad (3.14)$$

де ρ – густина металу, $\text{кг}/\text{м}^3$;

i_k – густина струму на катоді, $\text{А}/\text{м}^2$;

$K_{\text{э}}$ – електрохімічний еквівалент;

BT – коефіцієнт корисного використання струму (вихід за струмом), %;

$\tau_{\text{э}}$ – час, за який наноситься металеве покриття товщиною δ , с .

Коефіцієнт корисного використання струму визначено зі співвідношення:

$$BT = \frac{Q_T}{Q_{II}} 100 = \frac{\Delta m_\phi}{\Delta m_T} 100, \quad (3.15)$$

де Q_T , Q_{II} – кількість електрики теоретична (за законом Фарадея) і практична відповідно, що використовується на одиницю продукту;

Δm_T , Δm_ϕ – відповідно теоретична і фактична кількість речовини, що виділяється на електроді.

Отже, вираз для знаходження часу τ_s , необхідного для нанесення покриття товщиною δ , матиме вигляд:

$$\tau_s = \frac{\delta \rho}{3,6 i_k K_s BT}. \quad (3.16)$$

Напругу на ванні, необхідну для правильного вибору джерела струму, визначено за формулою [27]:

$$U = (1 + \beta)[E_a - E_k + (1 + \alpha)IR], \quad (3.17)$$

де β – коефіцієнт, що враховує втрати напруги на контактах деталей, що покриваються, з підвіскою;

E_a , E_k – відповідно потенціали анода і катода, В;

α – коефіцієнт, що враховує втрати напруги в електроліті за рахунок газонаповнення;

I – сила струму на ванні, А;

R – опір електроліту, Ом.

Визначення напруги на ванні проведено стосовно стовпа електроліту площею 1 дм^2 і довжиною l , рівною відстані між анодом і катодом.

Замість сили струму I приймається середня густина струму i_{cp} , що обчислюється як середньоквадратична із анодних і катодних значень густини струму:

$$i_{cp} = \sqrt{i_{\kappa} i_a}. \quad (3.18)$$

Опір електроліту визначено за виразом:

$$R = \frac{l}{s\chi}, \quad (3.19)$$

де l – відстань між катодом і анодом, *см*;

s – площа перерізу в 1 дм^2 ;

χ – питома електропровідність, *См/м*.

Таким чином, описаний вище метод дає змогу рівномірно змінювати крок різьби з метою перерозподілу напружень по довжині ЗРЗ елементів бурильної колони та ефективно відновлювати незначне їх зношування.

3.3 Методи та засоби оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони

Для оцінки напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони використано стенд ГМС-50 (рис. 3.8).

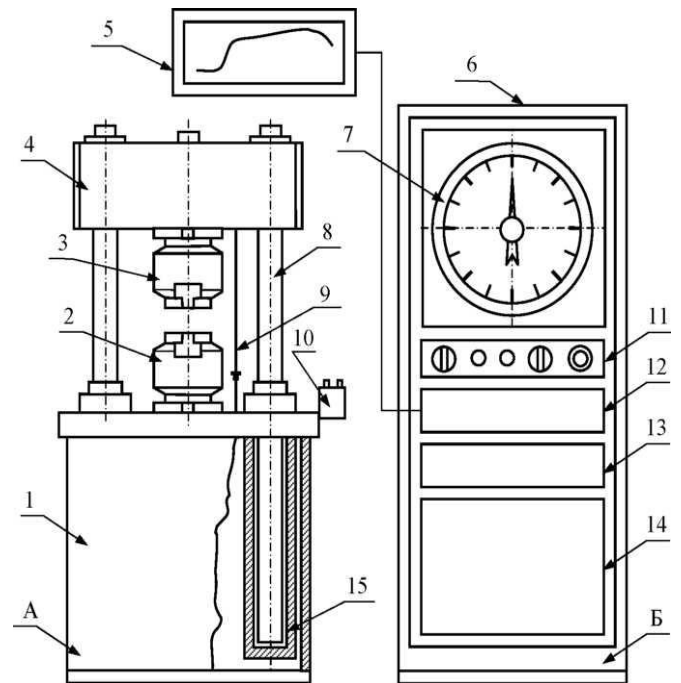
Стенд ГМС-50 забезпечує:

- максимальне зусилля розтягу-стиску – 500 кН ;
- швидкість переміщення рухомого захвату в ненавантаженому режимі – $3 - 360 \text{ мм/хв.}$;
- робочий хід рухомого захвату – 400 мм ;
- діапазон швидкості навантаження – $0,1 \div 10 \text{ кН/с}$;
- запис переміщень у масштабі від 1:1 до 50:1 та деформацій у масштабі від 100:1 до 500:1;
- вимірювання зусилля та переміщення;
- підтримування заданої швидкості навантаження.

Принцип роботи стану наступний. Випробувальний зразок фіксується нерухомим 2 і рухомим 3 захватами. За допомогою блоку керування 11 приводиться в дію насосна станція 14, яка через блок гідравлічної арматури 13 приводить в рух гідроциліндри 15 та рухоми траверсу 4. Розтягуюче зусилля визначається за допомогою шкали вимірювача зусиль 7 та фіксується на діаграмному пристрої 5.



а)



б)

а) – загальний вигляд стану;

б) – схема стану (А – розривний вузол стану, Б – пульт керування станом, 1 – корпус розривного вузла, 2 – нерухомий захват, 3 – рухомий захват, 4 – рухома траверса, 5 – діаграмний пристрій, 6 – корпус пульта керування, 7 – шкала вимірювача зусиль, 8, 9 – тяги, 10 – вимикачі, 11 – блок керування, 12 – блок індикації, 13 – блок гідравлічної арматури, 14 – насосна станція, 15 – гідроциліндри)

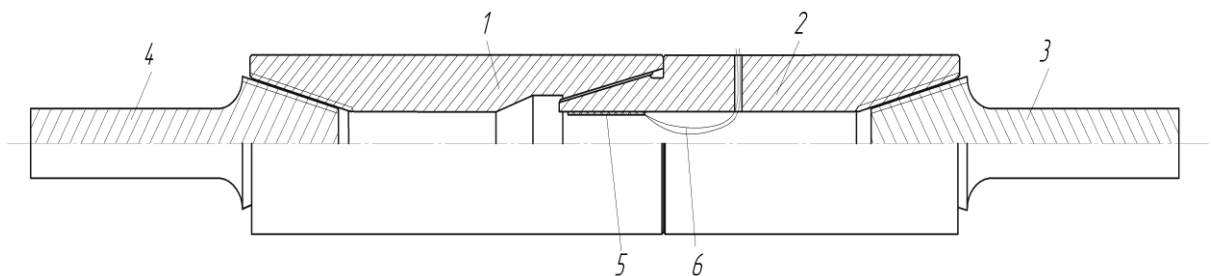
Рисунок 3.8 – Гідравлічний станд ГМС-50

Для випробування використано замкове різьбове з'єднання 3-50 (рис. 3.9 а). Закріплення та навантаження ЗРЗ 3-50 забезпечувалось

перехідниками 3, 4 (рис. 3.9 б). Виникаючі зусилля реєструвались за допомогою тензодавачів 5, наклеєних на внутрішню поверхню різьби ніпеля ЗРЗ З-50, аналого-цифровим перетворювачем. Результати вимірювань оброблено за допомогою персонального комп'ютера. Для оцінки розподілу зусиль у з'єднанні тензодавачі встановлено по всій довжині різьби.



а)



б)

а) – загальний вигляд зразка;

б) – схема зразка (1 – муфта ЗРЗ З-50, 2 – ніпель ЗРЗ З-50, 3, 4 – перехідники, 5 – тензодавачі, 6 – провідники)

Рисунок 3.9 – Зразок для випробування

Дослідження проведено в такій послідовності:

- тензодавачі 5 встановлено на внутрішню поверхню різьби ніпеля ЗРЗ 3-50;
- згвинчено всі елементи випробувального зразка з допустимим моментом 2.5 кНм ;
- зафіксовано перевідники 3 і 4 у нерухомому і рухомому захватах розривної установки;
- навантажено зразок та записано виниклі зусилля блоком реєстрування деформацій (аналого-цифровим перетворювачем) за допомогою тензодавачів 5 та провідників 6.

Для проведення експериментальних випробувань також було використано:

- пристрій для фіксування та згвинчування різьбового з'єднання;
- блок живлення з вихідною напругою 12 В;
- металева пластина із тензометричним мостом Уітстона;
- персональний комп'ютер із відповідним програмним забезпеченням.

Тензодавачі вимірювання зусиль у різьбовому з'єднанні протаровано на стенді ГМС-50. Для цього на гладкій циліндричній поверхні ЗРЗ 3-50 додатково встановлено тензодавач.

Тарування проводили у такій послідовності:

- рівномірне навантаження зразка із певними затримками (30 с на кожні 5 тон);
- побудова залежності різниці напруг тензодавача від різниці теоретичних значень напружень (рис 3.10).

У таблиці 3.4 наведено основні результати проведеного тарування тензодавачів, встановлених вздовж різьби ніпеля ЗРЗ 3-50.

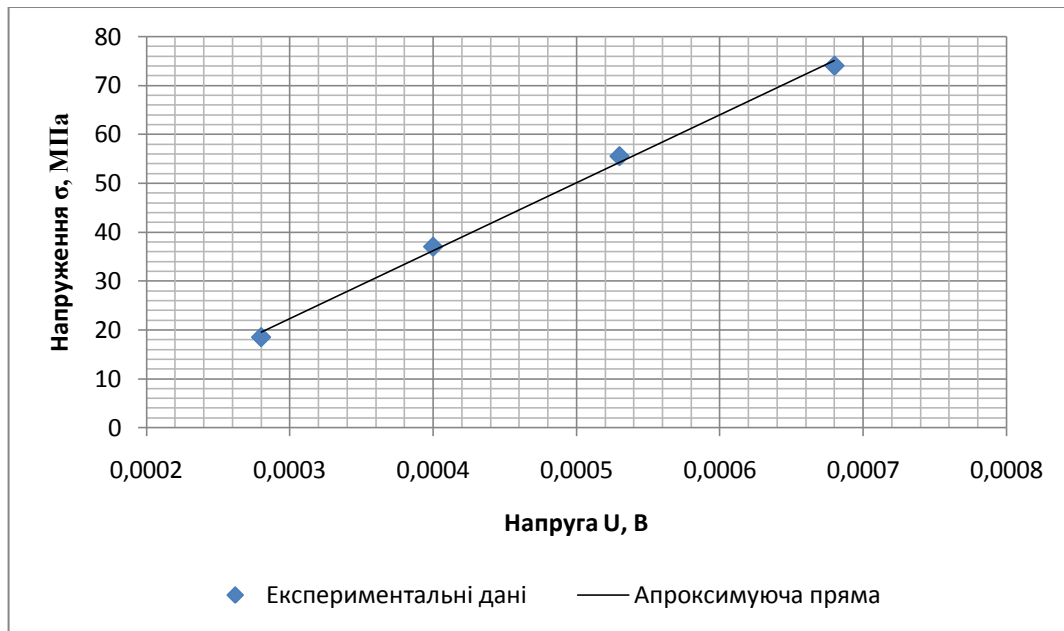


Рисунок 3.10 – Тарувальна діаграма ніпеля ЗРЗ 3-50

Таблиця 3.4 – Результати тарування тензодавачів, встановлених вздовж різьби ніпеля ЗРЗ 3-50

Параметр	Значення			
$\Delta\sigma$, МПа	18,51	37,02	55,35	74,04
ΔU , В	0,00028	0,0004	0,00053	0,00068

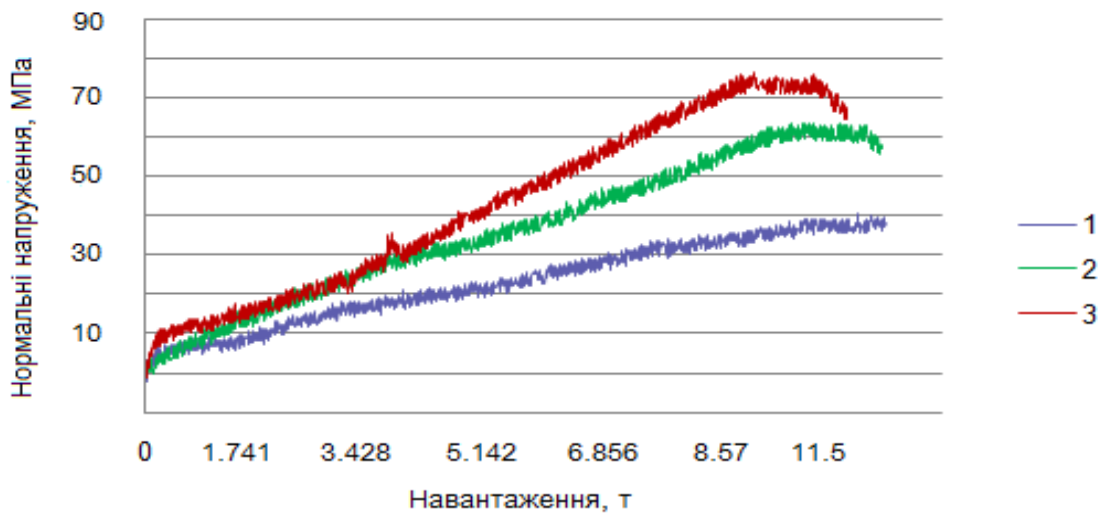
Отже, щоб оцінити напружено деформований стан різьбових з'єднань елементів бурильної колони, залежність між зміною значень напруги на встановлених тензодавачах та виникаючими напруженнями у з'єднанні 3-50 повинна відповідати таблиці 3.4.

3.4 Експериментальні дослідження напружено-деформованого стану замкових різьбових з'єднань

Для підтвердження результатів теоретичних розрахунків проведено експериментальні дослідження напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання 3-50 за вищенаведеною методикою.

Дослідження виконано в кілька етапів. На першому етапі випробувано замкове різьбове з'єднання З-50 без відхилення кроку різьби (рис. 3.11).

Отримані результати підтвердили теоретичний розподіл напружень у ніпелі замкового різьбового з'єднання З-50. Найбільші значення напружень виникають в кінці різьби ніпеля (поблизу більшої основи конуса) (крива 3 рис. 3.11), а найменші – на початку різьби (біля торця ніпеля) (крива 1 рис. 3.11).



1 – біля торця ніпеля;

2 – посередині різьби;

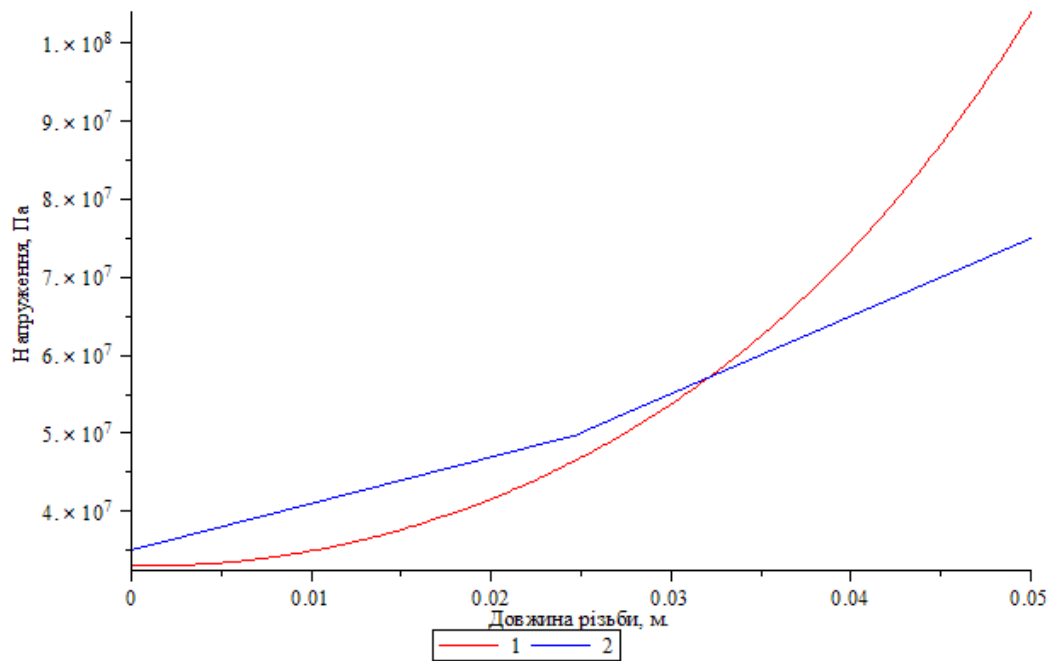
3 – поблизу більшої основи конуса

Рисунок 3.11 – Залежність нормальних напружень у ніпелі ЗРЗ З-50 від навантажень розтягу

Розподіли нормальних напружень по довжині ніпеля ЗРЗ З-50, отримані теоретичним та експериментальним шляхом, зображено на рисунку 3.12. Деяке відхилення експериментального розподілу напружень від теоретичного (8 – 10 %) пояснюється похибкою вимірювального обладнання, та обмеженою кількістю встановлених по довжині різьби тензодавачів.

На другому етапі досліджень випробувано це ж з'єднання після нанесення на поверхню різьби ніпеля спеціального гальванічного покриття

(рис. 3.13 – 3.14). Товщина покриття по довжині різьби нанесена відповідно до встановленого значення $\delta_{opt} = 3,17 \text{ мкм}$.



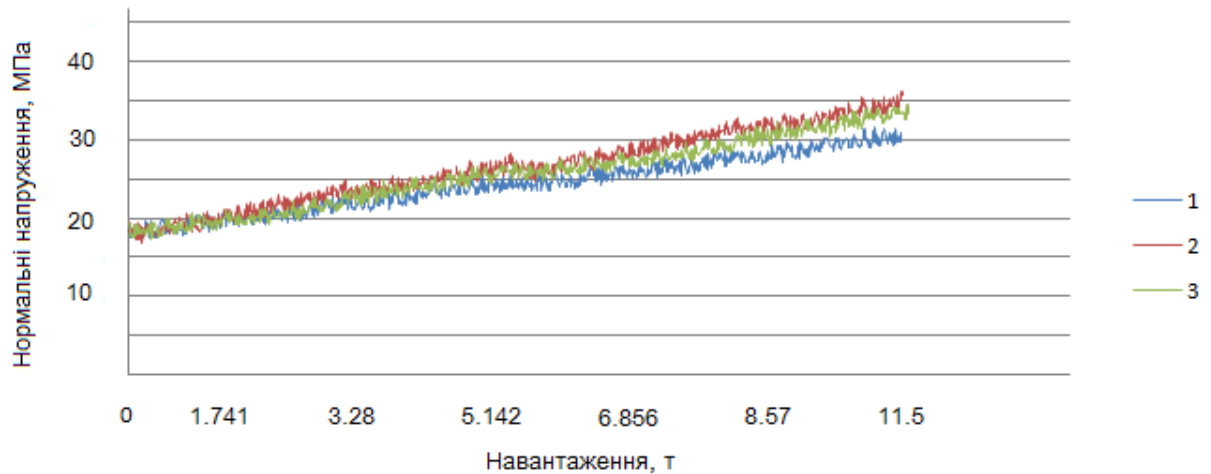
1 – теоретичний;

2 – експериментальний

Рисунок 3.12 – Розподіл нормальних напружень у ніпелі замкового різьбового з'єднання 3-50



Рисунок 3.13 – Різьба замкового різьбового з'єднання 3-50 після нанесення гальванічного покриття



1 – біля торця ніпеля;

2 – посередині різьби;

3 – поблизу більшої основи конуса.

Рисунок 3.14 – Залежність нормальних напружень у ніпелі ЗРЗ 3-50 від навантажень розтягу після відхилення кроку різьби

Результати проведених випробовувань (рис. 3.14) показали, що нанесене гальванічне покриття значно зменшило максимальні напруження у різьбі ніпеля при аналогічних умовах навантаження, а їх розподіл по довжині різьби суттєво вирівнявся.

Таким чином, результати експериментальних випробувань підтвердили ефективність запропонованого способу перерозподілу напружень на прикладі різьби 3-50, яка використовується в геологорозвідувальному бурінні. Проте, випробуване з'єднання є замковим різьбовим з'єднанням елементів бурильної колони, що має конусність різьби та інші параметри, характерні для замкових з'єднань більших типорозмірів. Тому це дає підстави стверджувати про можливість застосування запропонованого способу для замкових різьбових з'єднань, що використовуються в експлуатаційному бурінні.

3.5 Висновки до розділу 3

1. За результатами аналітичних досліджень з використанням співвідношень, запропонованих І. А. Біргером та С. А. Бабаяном, отримав подальший розвиток спосіб перерозподілу напружень по довжині замкової різьби елементів бурильної колони шляхом відхилення її кроку. Він дає змогу визначати відхилення кроку різьби при відповідному максимальному проектному навантаженні на з'єднання, при якому розподіл напружень по її довжині оптимальний.

2. Зважаючи на умови експлуатації різьбових з'єднань елементів бурильної колони, запропоновано гальванічний спосіб нанесення покриття для відхилення кроку різьби, який забезпечує його зміну в межах кількох мікрон, відновлення товщини зношених частин різьбового з'єднання та перерозподіл навантаження по витках різьби з метою зменшення максимальних напружень.

3. За результатами проведених експериментальних випробувань встановлено, що при максимальному навантаженні на ЗРЗ 3-50, рівному $Q = 115 \text{ кН}$, оптимальне відхилення кроку різьби ніпеля становить $\delta_{\text{opt}} = 3,17 \text{ мкм}$. При цьому біля торця труби нормальні напруження розтягу збільшились на $24,5 \text{ МПа}$, посередині різьби зменшились на 32 МПа , а біля упорного уступу зменшились на 41 МПа , що вказує на суттєве їх вирівнювання по довжині з'єднання.

РОЗДІЛ 4

ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

Забезпечення безаварійної експлуатації елементів бурильної колони є одним із основних завдань при спорудженні свердловин. Оскільки значна частина аварій пов'язана із накопиченням в елементах бурильної колони втомних пошкоджень для вирішення зазначеного вище завдання особливу увагу слід приділити впливу експлуатаційних навантажень на втомну довговічність елементів колони. Відтак основна проблема прогнозування довговічності елементів бурильної колони полягає у адекватній оцінці їх навантаженості та швидкості накопичення пошкоджень.

Огляд методів та засобів оцінювання довговічності елементів бурильної колони підтвердив необхідність їх удосконалення. Адже залишається ще багато не вирішених завдань, пов'язаних із визначенням залишкового ресурсу елементів колони. Зокрема, не вирішено завдання випробування їх великогабаритних елементів, що потребує використання енергоємних та дороговартісних стендів. Тому удосконалення методів прогнозування їх довговічності шляхом дослідження зразків-вирізків має важливе практичне і теоретичне значення.

4.1 Застосування критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} для прогнозування довговічності елементів бурильної колони

Вивчати втомні процеси у елементах металевих конструкцій часто неможливо без імітаційного моделювання їх напружено-деформованого стану. Здебільшого це пов'язано із відсутністю установок для дослідження великогабаритних натурних зразків, значною вартістю їх виготовлення та проведення відповідних досліджень. Тому все частіше застосовуються сучасні

програмні середовища, що здатні моделювати експлуатаційні умови багатьох конструкцій та їх елементів на етапі проектування. До таких програм можна віднести продукти, які базуються на методі скінченних елементів і дають змогу оцінити напружено-деформований стан об'єкту.

Така ж проблема є характерною і для елементів бурильної колони, великі розміри та особливості конструкції яких ускладнюють проведення втомних випробовувань на існуючих експериментальних установках. У зв'язку із цим виникає необхідність у пошуках нових способів дослідження та застосуванні імітаційного моделювання.

Слід відзначити, що моделювання напружено-деформованого стану елементів металевих конструкцій є досить складною задачею, що зумовлено великою кількістю факторів: концентрацією напружень, значними абсолютними розмірами поперечних перерізів (масштабний фактор), низькою якістю обробки поверхні, експлуатаційних факторів (корозія, підвищена і понижена температура, радіація, частота змінних навантажень), технологічних методів поверхневого зміцнення деталей (наклеп поверхневого шару роликками, дробом і т. д., хіміко-термічних методів – азотування, цементація, нітроцементація та інші, поверхневе гартування струмами великої частоти, комбіновані методи та інші) [62].

Досить вдало проблема дослідження втомних процесів у елементах конструкції із значними розмірами вирішена С. В. Серенсенем і В. П. Когаєвим [117]. Вони вивели співвідношення, що дають змогу проводити відповідні дослідження за допомогою моделей-вирізків із елементів конструкцій. Авторами запропоновано критерій подібності втомного руйнування L/\bar{G} , де L – частина периметру небезпечного поперечного перетину, в точках якого діють максимальні напруження; \bar{G} – відносний максимальний градієнт напружень в зоні їх концентрації. Проте застосування критерію подібності L/\bar{G} до багатьох елементів конструкцій є не завжди можливим. Це пов'язано зі складністю

аналітичних розрахунків при визначенні \bar{G} в елементах конструкцій із не кільцевими концентраторами напружень.

Відповідно до проведеного аналізу аварійності автором [34] зазначено, що найбільш небезпечним концентратором напружень у буриньних трубах є різьба. Профіль різьби відрізняється від кільцевого, а це, як зазначалось вище, ускладнює визначення відносного градієнту напружень аналітичним способом. У зв'язку із цим удосконалено метод визначення відносного максимального градієнту напружень ЗРЗ за допомогою скінченно-елементного аналізу його моделі.

Для перевірки адекватності запропонованого методу спочатку проведено скінченно-елементний аналіз моделі із кільцевим концентратором напружень, що здійснювалось у два етапи:

- 1) оцінювання напружено-деформованого стану моделі;
- 2) визначення відносного максимального градієнту напружень.

Напружено-деформований стан моделі оцінювали за методикою [15, 35], яка передбачає її скінченно-елементний аналіз. Такий підхід пояснюється великою універсальністю процесу моделювання та достатньою точністю отриманих результатів.

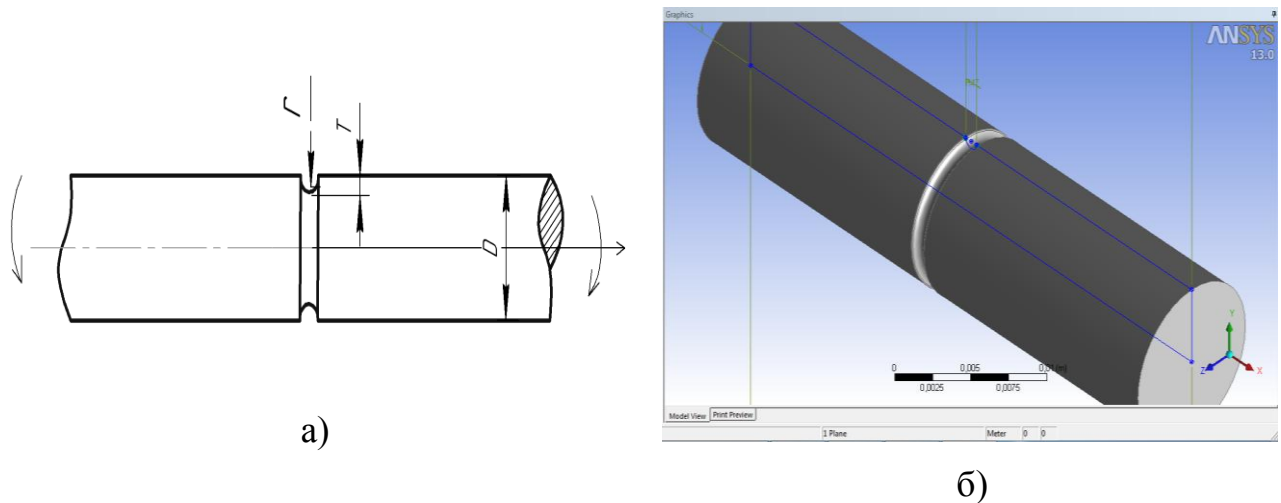
Основними етапами моделювання є:

- 1) створення геометричної моделі досліджуваного зразка;
- 2) задавання властивостей матеріалу;
- 3) поділ моделі на сітку скінченних елементів;
- 4) задавання граничних умов та навантажень;
- 5) обчислення напружень у необхідному перерізі.

На другому етапі визначено відносний максимальний градієнт напружень за допомогою рівняння 1.17 [59, 52]. Для цього побудовано криву отриманих на етапі моделювання напружень та апроксимовано її рівнянням.

Кожний етап моделювання більш детально розглянемо на прикладі металевого стрижня діаметром $D=10$ мм з кільцевою виточкою радіусом $r=0,5$ мм і глибиною $T=0,5$ мм (рис. 4.1, а).

Геометричну модель зразка створено шляхом побудови її 2d-ескізу. Після цього на основі елементарних 3d-примітивів та інших операцій створено об'ємну модель зразка (рис. 4.1, б) [35].



а) – ескіз стрижня;

б) – геометрична модель стрижня

Рисунок 4.1 – Стрижень з кільцевим концентратором напружень

Важливим етапом при імітаційному моделюванні зразка є задання властивостей матеріалу. Тому для дослідження металевих зразків вибрано конструкційну сталь 40ХН з такими фізико-хімічними властивостями:

- густина сталі – 7820 кг/м^3 ;
- коефіцієнт Пуассона – 0,3;
- модуль Юнга – $2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$;

Після побудови геометричної моделі та задання властивостей досліджуваного матеріалу проведено поділ моделі на скінченні елементи. Це важливий етап моделювання, оскільки розмір скінченних елементів, на які розбивається об'єкт дослідження, впливає на точність отриманих результатів та час проведення розрахунків. Тому варто знайти необхідний баланс між достатньою точністю та затracеним на розрахунок часом (рис. 4.2).

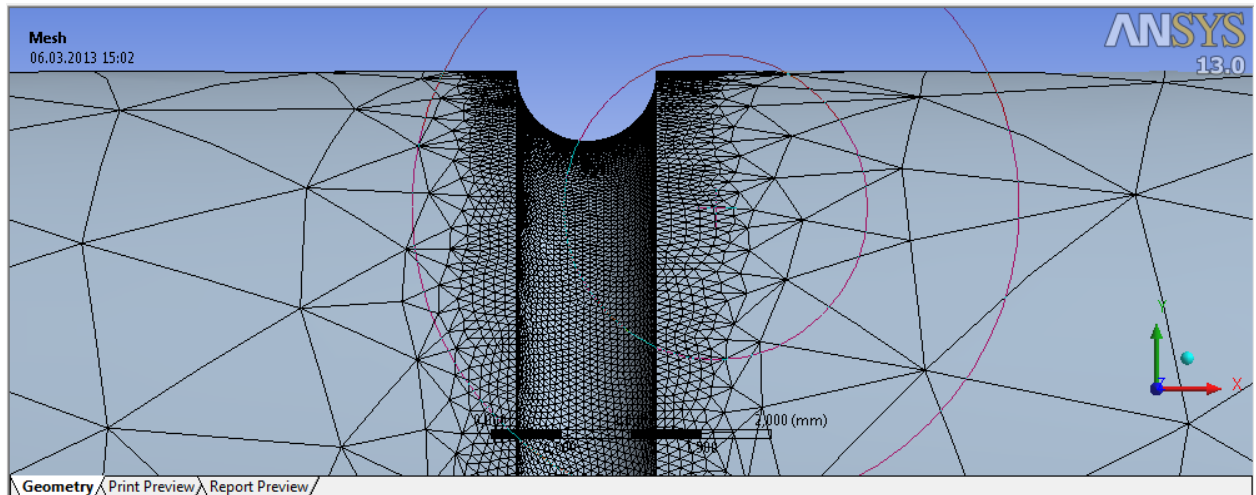


Рисунок 4.2 – Скінченно-елементний аналіз моделі

Не менш важливим у моделюванні напружено-деформованого стану різного типу зразків є прикладання необхідних навантажень та задання граничних умов. В нашому випадку досліджено чистий згин стрижня. Щоб уникнути спотворення результатів обчислень, задано рівномірне навантаження по всій довжині зразка та закріплено його кінці з відповідними ступенями вільності (рис. 4.3).

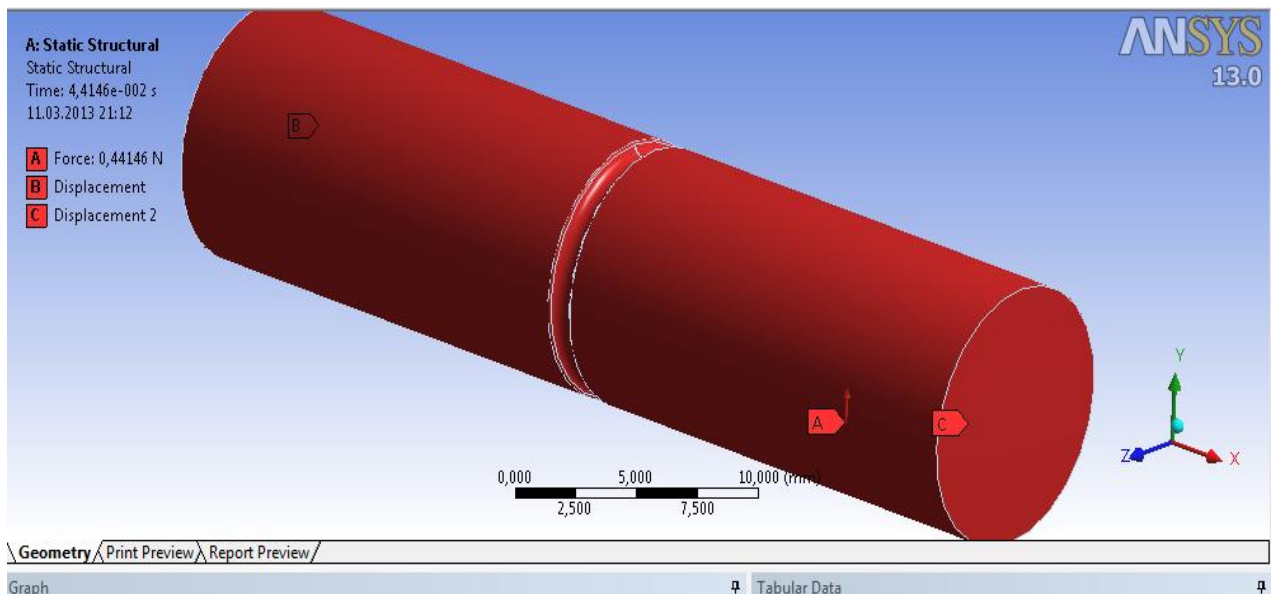


Рисунок 4.3 – Вікно задання граничних умов та навантажень

Останнім етапом у визначенні напружено-деформованого стану розробленої моделі є знаходження розподілу напружень у необхідному перерізі та виведення результатів на екран. Для цього у розрахунковому модулі Simulation існують різні способи визначення та виведення напружень:

- по точках;
- вздовж лінії;
- за об'ємом.

Для обчислення відносного максимального градієнту напружень необхідно визначити розподіл напружень у поперечному перерізі концентратора напружень. Для цього найбільш придатне визначення напружень вздовж лінії (рис. 4.4). Основними інструментами виведення напружень вздовж лінії слугують:

- Construction Geometry→Insert→Path – виведення напружень вздовж лінії;
- Solution→Insert→Normal Stress→Scoping Method→Path – обчислення напружень вздовж лінії.

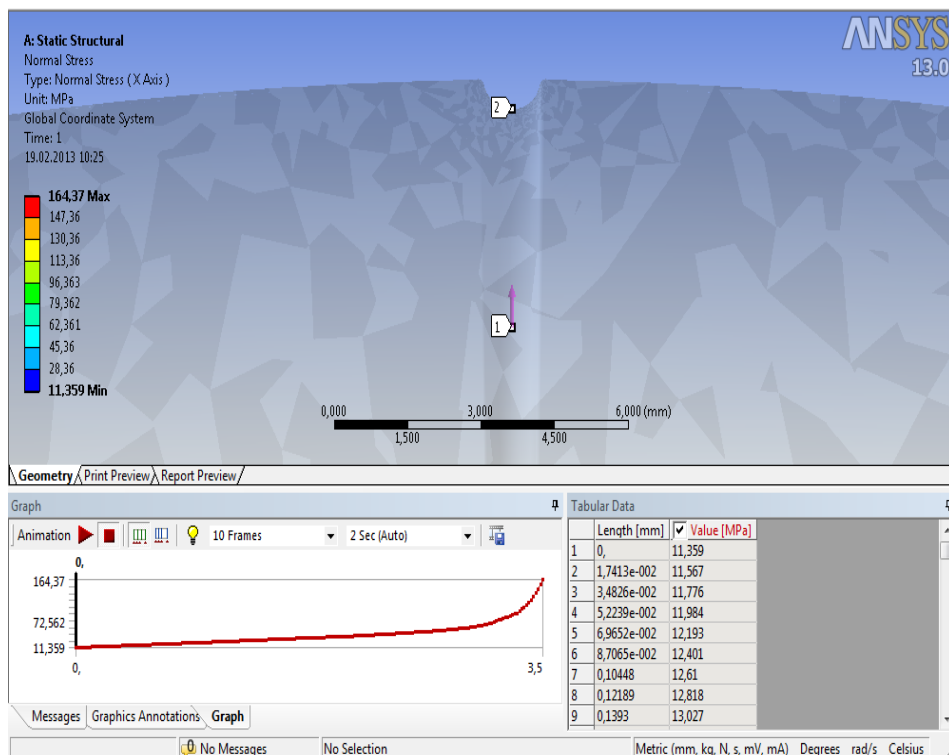


Рисунок 4.4 – Результати проведених розрахунків

За отриманими значеннями напружень у програмному середовищі Microsoft Office Excel побудовано лінію тренду та апроксимовано рівнянням (рис. 4.5). Слід зауважити, що із наближенням до впадини виточки нормальні напруження значно зростають. Тому для більш точної їх апроксимації потрібно вибирати якомога меншу кількість точок і апроксимувати їх квадратним рівнянням.

Таким чином, отримане рівняння відображає зміну напружень в поперечному перерізі стрижня, у місці кільцевого концентратора напружень. Підставляємо його у рівність 1,17 та визначаємо відносний максимальний градієнт напружень.

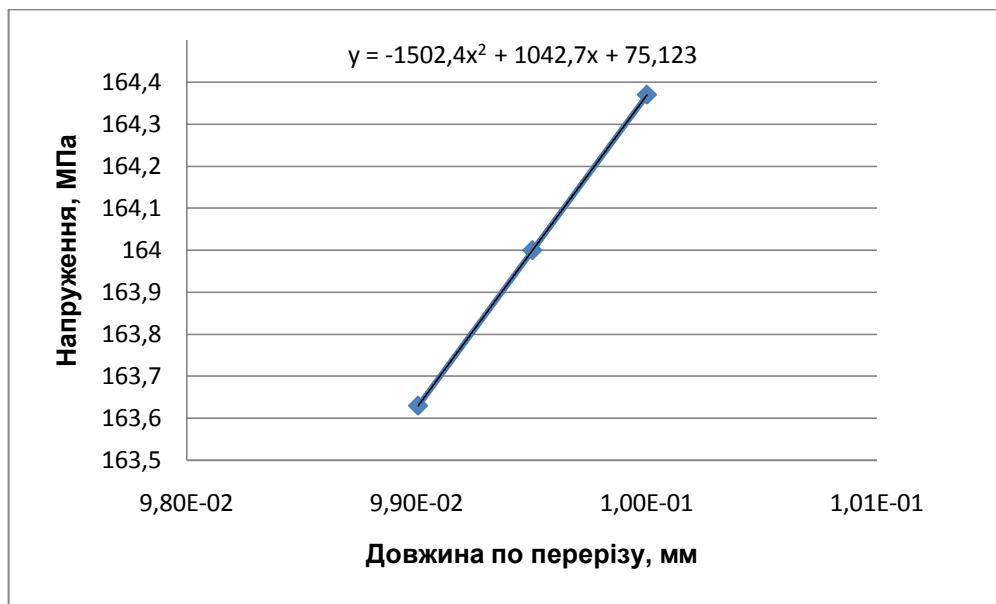


Рисунок 4.5 – Апроксимація результатів обчислень нормальних напружень у перерізі моделі

Після проведення ряду розрахунків встановлено, що на точність обчислень \bar{G} суттєвий вплив чинять розміри сітки скінченних елементів δ у зоні концентрації напружень. Достатня точність досягається, коли зі зменшенням їх розмірів показник \bar{G} суттєво не змінюється ($\delta \leq 0,005$ мм) (рис. 4.6).

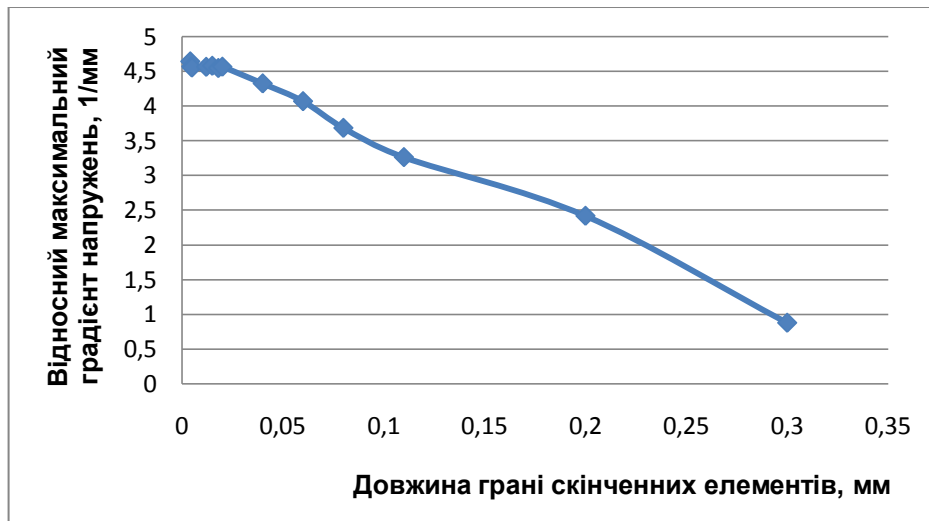


Рисунок 4.6 – Залежність відносного максимального градієнту напружень \bar{G} від довжини грані скінченних елементів δ

За результатами досліджень встановлено значення відносного максимального градієнта напружень $\bar{G} = 4,657 \text{ мм}^{-1}$. Довжина грані скінченних елементів при цьому становить $\delta = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ мм}$.

Згідно з [62] величину \bar{G} для стрижня можна визначити за формулою:

$$\bar{G} = \frac{2(1+\varphi)}{r} + \frac{2}{d}, \quad (4.1)$$

де

$$\varphi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{T}{r} + 2}} = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{0,5}{0,5} + 2}} = 0,166.$$

Отже ,

$$\bar{G} = \frac{2(1+0,166)}{0,5} + \frac{2}{9} = 4,884 \text{ мм}^{-1}.$$

Як бачимо, результати аналітичних обчислень \bar{G} та отримані шляхом імітаційного моделювання близькі між собою, їх розбіжність складає менше

5%. Тому це дає підстави стверджувати, що даний метод можна використовувати при визначенні відносного максимального градієнта напружень \bar{G} для будь-якого об'єкту.

Дослідження зміни відносного максимального градієнта напружень від товщини стінки у місці концентратора бурильних труб проведено на прикладі різьбових концентраторів напружень труб СБТ 50 (рис 4.7).

З отриманих результатів бачимо, що для різьбового концентратора напружень за великих товщин стінки \bar{G} практично не змінюється. Величина \bar{G} збільшується, коли товщина стінки у місці концентратора становить менше 1 мм.

Таким чином, для вибраного різьбового концентратора напружень – $\bar{G} = 4,95 \text{ мм}^{-1}$.

Тоді:

$$\frac{L_1}{G_1} = \frac{\pi d}{G_1} = \frac{3,14 \cdot 47,32}{4,95} = 30,02 \text{ мм}^2.$$

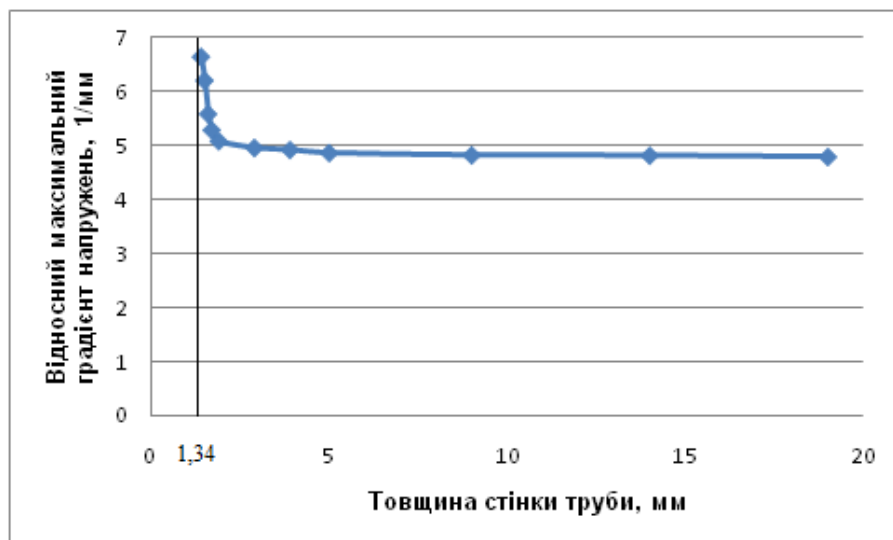


Рисунок 4.7 – Залежність відносного максимального градієнту напружень \bar{G} від товщини стінки

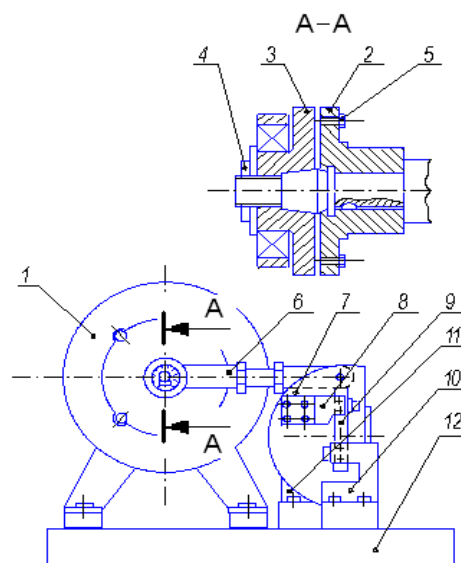
Отже, для дослідження впливу різьбового концентратора напружень на втомну довговічність бурильних труб необхідно вибирати зразки із такими ж відношеннями L/\bar{G} та досліджувати їх на існуючих експериментальних установках.

4.2 Методи та засоби оцінки тріщиностійкості сталей

Для отримання втомних та корозійно-втомних характеристик сталей та оцінювання адекватності теоретичних досліджень довговічності елементів бурильної колони проведено їх експериментальні випробовування.

Закономірності поширення втомних тріщин досліджено за допомогою установки УДПТ-1 (рис. 4.8).

Установка працює наступним чином. Двигун 1 приводить у рух кривошип 2 і втулку 3. Втулка 3 виготовлена із деяким ексцентриситетом, і при повороті її відносно кривошипа 2 дає можливість змінювати амплітуду деформацій зразка 9 від 0 до 4 мм.



1 – двигун; 2 – кривошип; 3 – втулка; 4 – гайка; 5 – болт; 6 – шатун; 7, 11 – планшайби; 8, 10 – рухомий та нерухомий тримачі; 9 – зразок; 12 – плита

Рисунок 4.8 – Схема установки УДПТ-1 [107]

Необхідну амплітуду деформацій фіксують за допомогою гайки 4 і болта 5, або змінюють за допомогою двох кінематично зв'язаних втулок [102]. Кривошип 2 через шатун 6 передає деформацію на планшайбу 7, на якій закріплений рухомий тримач 8 зразка 9. Зразок 9 фіксують через нерухомий тримач 10, що безпосередньо кріпиться до плити 12 разом із кронштейном підшипника обертання планшайби 11.

Зразки для проведення експерименту вирізано із сталі 40ХН та оброблено на фрезерному і шліфувальному верстатах (рис. 4.9). Необхідні розміри концентратора вибрано з умов рівності критеріїв подібності втомного руйнування $L_1/\sqrt{G_1}$ натурального зразка та $L_2/\sqrt{G_2}$ його моделі. Для візуального спостереження за кінетикою втомного пошкодження бокові поверхні зразків у місцях поширення тріщин полірувалися.

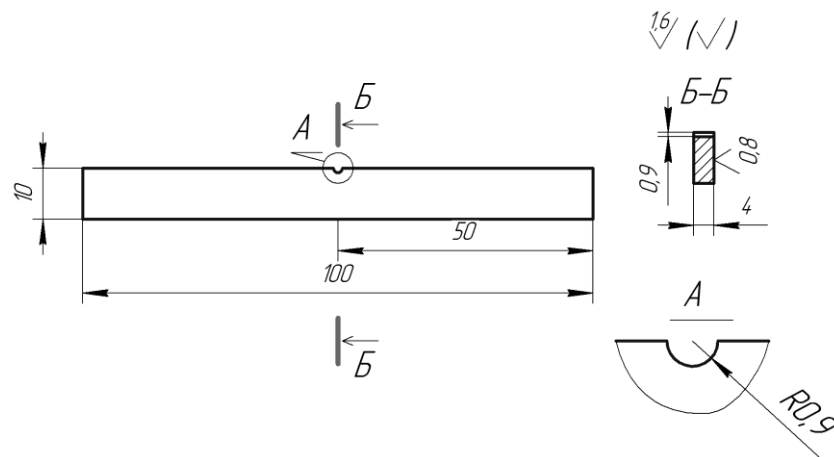


Рисунок 4.9 – Схема експериментального зразка

Теоретично напружено-деформований стан зразків для дослідження тріщиностійкості сталей бурильних колон оцінювали за методикою, описаною авторами [83, 107].

Згідно із [107] вираз для приведення віднульових (асиметричних) циклів навантажування до еквівалентних за пошкоджуючою дією симетричних циклів навантажування матиме вигляд:

$$\sigma = b \sigma_{\max} - (a - b) \sigma_{-1}, \quad (4.2)$$

де σ – максимальне напруження симетричного циклу, який еквівалентний за пошкодженням асиметричному з максимальним напруженням σ_{\max} і коефіцієнтом асиметрії R , Па;

σ_{-1} – границя витривалості за симетричного навантаження, Па;

ψ – коефіцієнт чутливості до асиметрії навантаження.

Коефіцієнти (a) і (b) визначають за формулами:

$$a = \frac{2}{2 - (1 - \psi)(1 + R)}; \quad (4.3)$$

$$b = \frac{1}{\frac{V_1}{V_2}(1 + R) - R}, \quad (4.4)$$

де V_1, V_2 – відповідно кут нахилу кривої втоми для пульсуючого і симетричного циклів навантаження, рад.

Для побудови кривих втоми натурних зразків та моделей (зразків-вирізків) використано трипараметричне рівняння [1, 83]:

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\}, \quad (4.5)$$

Максимальні нормальні напруження, що виникають у зоні концентрації напружень зразків, обчислено за співвідношенням [44]:

$$\sigma_{\max} = M \frac{y_{\max}}{I}, \quad (4.6)$$

де y_{\max} – відстань від центру мас перерізу до точки, в якій визначається напруження, m ;

M – момент згину Hm ;

I – момент інерції поперечного перерізу в місці руйнування, m^4 .

Момент згину, що діє на зразок, можна обчислити за формулою [44]:

$$M = \frac{\varphi}{\lambda_1 + \lambda_2}, \quad (4.7)$$

де φ – кут повороту навантажувальних ланок випробувальної машини, rad ;

λ_1 – піддатливість зразка, $1/Па\cdot m^3$;

λ_2 – приведена до зразка піддатливість пружних ланок випробувальної установки, $1/Па\cdot m^3$.

Коефіцієнти λ_1 , λ_2 та φ залежать від особливостей конструкції установки УДПТ-1 і визначаються за формулами:

$$\lambda_1 = \frac{L}{2EI}, \quad (4.8)$$

$$\lambda_2 = \lambda_1 \left(\frac{12nh}{\alpha L} - 1 \right), \quad (4.9)$$

$$\varphi = 0.5 \arcsin \frac{e_y}{L_{III}}, \quad (4.10)$$

де E – модуль пружності матеріалу зразка, H/m^2 ;

L – відстань між тримачами установки, mm ;

$n = 1$ – коефіцієнт, що характеризує плоский напружений стан;

α – коефіцієнт, що характеризує піддатливість системи “установка-зразок”, $\alpha = 0,8 - 1,8$;

h – висота експериментального зразка, мм;

e_y – значення ексцентриситету, що створюється кривошипом та втулкою установки, мм;

L_{III} – відстань між точками обертання шатуна, мм.

4.3 Експериментальне оцінювання методу прогнозування довговічності елементів бурильної колони із застосуванням критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G}

Метод прогнозування довговічності елементів бурильної колони із використанням критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} оцінювали шляхом порівняльного аналізу експериментальних досліджень натурних різьбових з'єднань 3-42, представлених в роботі [116], та результатів випробування їх моделей.

Слід зауважити, що дослідження натурних зразків проведено при симетричних циклах навантажування, а випробування їх моделей – при віднульових циклах навантажування за схемою чистого згину із частотою 24,2 Гц. Тому необхідним кроком для їх подальшого порівняння було приведення симетричних циклів до еквівалентних за пошкоджуючою дією віднульових. Для цього використано формули 4.2 – 4.4.

Згідно із дослідженнями авторів [34, 107, 71] найбільша частка відмов замкових різьбових з'єднань пов'язана із руйнуванням ніпеля по впадині першого витка різьби поблизу більшої основи конуса (основна площа різьби) (рис. 4.10).

Висока ймовірність таких руйнувань підтвердилась під час тензометричних вимірювань напружено-деформованого стану замкових з'єднань (пункт 3.4).

Враховуючи вищенаведене, розмір концентратора напружень у зразках-вирізках визначено за критерієм подібності втомного руйнування L/\bar{G} для найбільш небезпечного перерізу – впадини першого витка різьби.

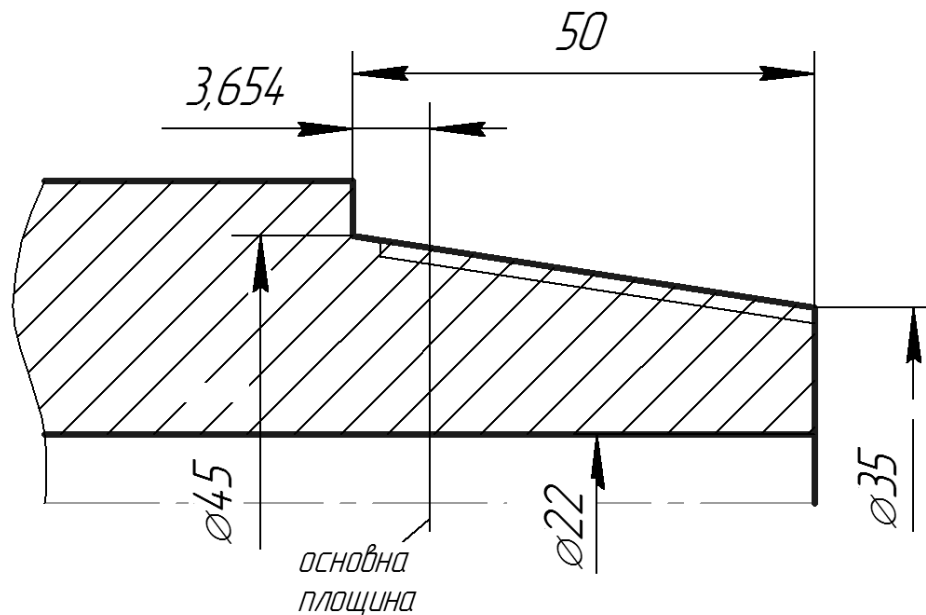


Рисунок 4.10 – Схема ніпеля замкового різьбового з'єднання 3-42

Для цього за допомогою методу скінченних елементів створено геометричну модель небезпечного перерізу різьбового з'єднання та задано його ступені вільності, прикладено навантаження та визначено напруження, що діють у цьому перерізі (рис. 4.11).

За отриманими даними, згідно із наведеною в пункті 4.1 методикою, визначаємо відносний максимальний градієнт напружень \bar{G}_1 , який становить 5,41 1/мм.

Для визначення L_1 використано співвідношення [30]:

$$L_1 = 0,08\pi d, \quad (4.11)$$

де $d = 34,62$ мм – діаметр ніпеля по впадині різьби.

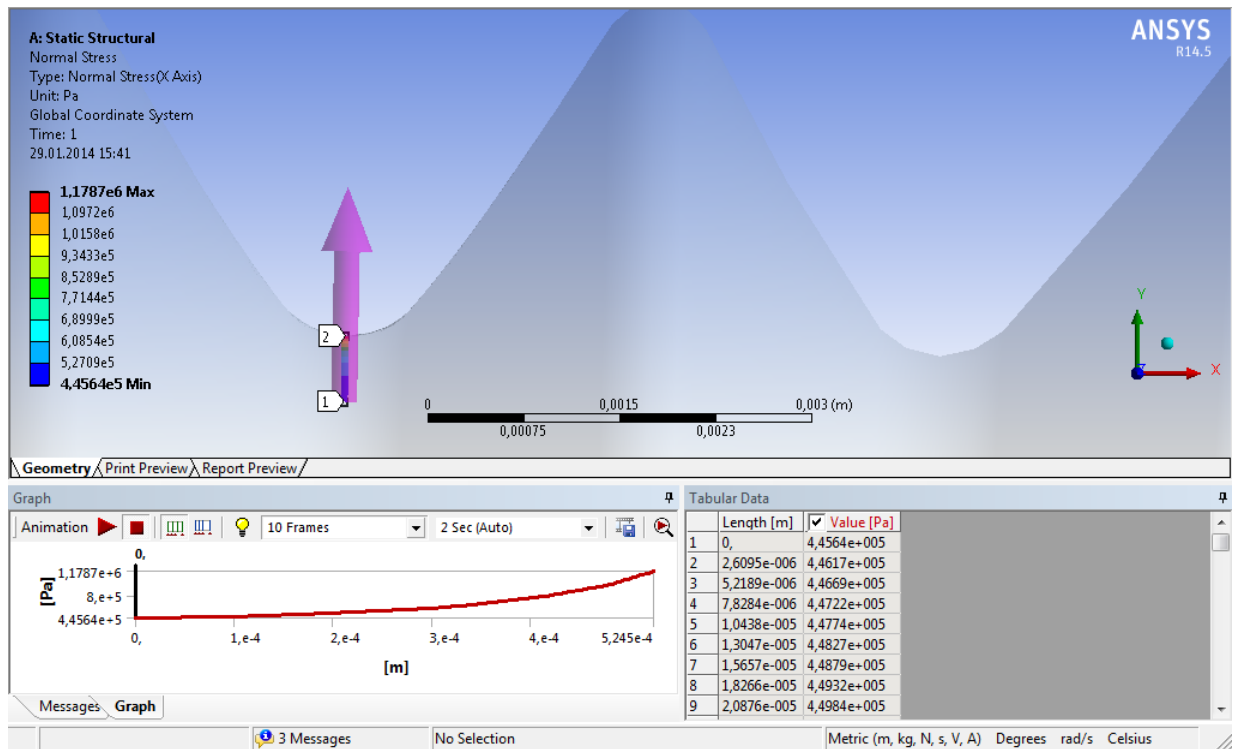


Рисунок 4.11 – Розподіл напружень у небезпечному перерізі ніпеля замкового різьбового з'єднання 3-42

Отже,

$$\frac{L_1}{G_1} = \frac{0,08 \cdot 3,14 \cdot 34,62}{5,41} = 1,607 \text{ мм}^2. \quad (4.12)$$

Зважаючи на геометричні розміри моделі (зразка-вирізки) (рис. 4.9) частина периметру, в точках якого будуть діяти максимальні напруження, становитиме $L_2=4 \text{ мм}$.

Значення величини \bar{G}_2 для концентратора напружень зразка-вирізки визначено за співвідношенням:

$$\bar{G}_2 = \frac{2}{\rho_2} + \frac{2}{h}, \quad (4.13)$$

де $h = 10 - \rho_2$ – висота зразка у місці небезпечного перетину, м;

ρ_2 – радіус кільцевого концентратора напружень моделі (зразка-вирізки), м.

Для визначення ρ_2 використано умову подібності втомного руйнування:

$$\frac{L_1}{G_1} = \frac{L_2}{G_2}, \quad (4.14)$$

Підставивши формули (4.12), (4.13) у (4.14), отримаємо:

$$1,607 = \frac{4}{\frac{2}{\rho_2} + \frac{2}{10 - \rho_2}}. \quad (4.15)$$

В результаті розв'язку рівняння (4.15) одержано два корені:

$$\begin{aligned} \rho_2 &= 9,108 \text{ мм}, \\ \rho_2 &= 0,891 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Як бачимо, перший корінь рівняння не задовольняє умові задачі, зважаючи на геометричні параметри зразка-вирізки. Тому вибрано другий корінь рівняння з радіусом концентратора напружень рівним $\rho_2 = 0,891 \text{ мм}$.

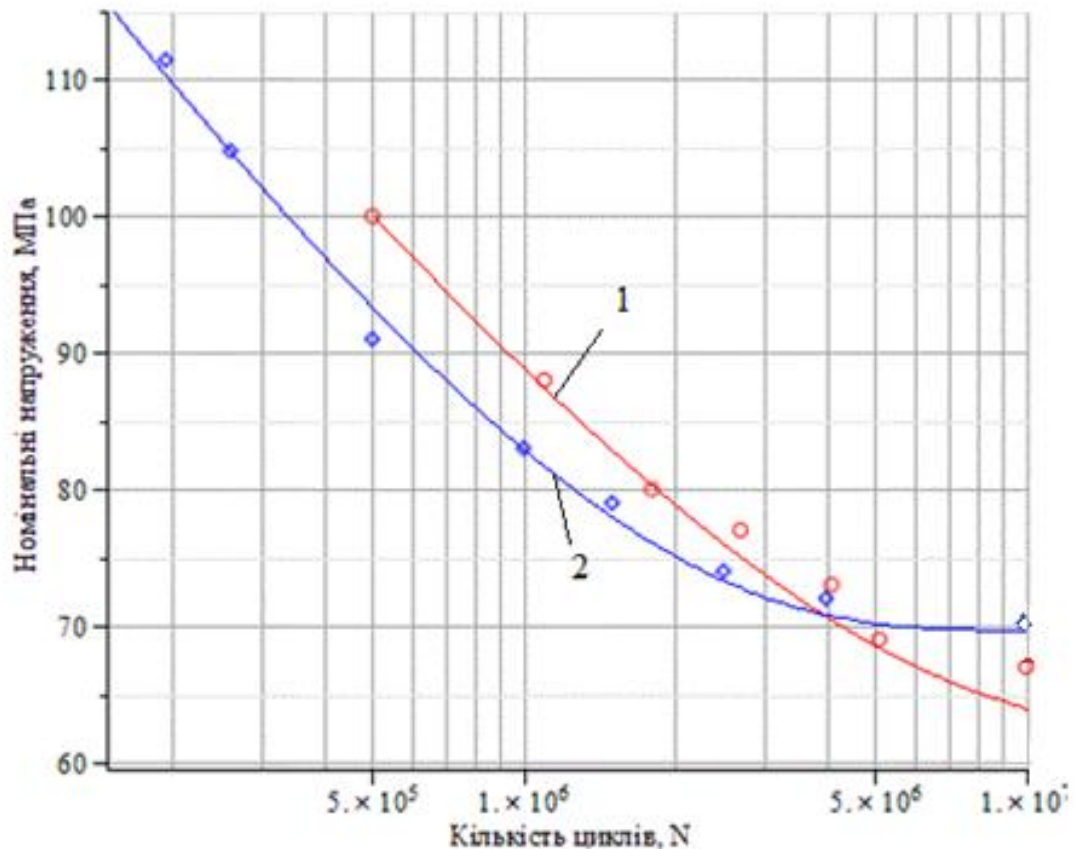
Таким чином, визначивши радіус концентратора напружень, необхідний для моделювання впадини різьби замкового різьбового з'єднання З-42, виготовлено відповідні зразки та проведено їх дослідження за допомогою установки УДПТ-1. Випробовування виконано за методикою, наведеною в ГОСТ 25.502 - 79.

В результаті проведених експериментальних досліджень зразків-вирізків, а також за даними втомних випробувань натурних замкових різьбових з'єднань

З-42 [116] побудовано криві втоми та визначено їх параметри (рис. 4.12):

а) для зразків-вирізок: $Q = 8,93 \cdot 10^7 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}$, $\sigma_0 = 69,71 \text{ МПа}$,
 $V_0 = 26,28 \text{ МПа}$;

б) для натурних зразків: $Q = 2,397 \cdot 10^8 \text{ МПа} \cdot \text{цикл}$, $\sigma_0 = 62,41 \text{ МПа}$,
 $V_0 = 22,58 \text{ МПа}$.



1 – замкові різьбові з'єднання З-42;

2 – зразки-вирізки

Рисунок 4.12 – Ймовірнісні криві втоми ($R = 0,9$)

Графічні залежності показують, що криві втоми, побудовані за результатами експериментальних випробувань натурних різьбових з'єднань З-42 [116] та досліджень лабораторних зразків за методом, що передбачає застосування критерію подібності втомного руйнування, близькі між собою. Незначне відхилення кривої 2 в бік запасу довговічності (близько 7 %) свідчить

про ефективність удосконаленого методу прогнозування довговічності різьбових з'єднань елементів бурильної колони.

4.4 Оцінка впливу перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків зі сталі 40ХН

Відомо, що в процесі експлуатації бурильна колона піддається випадковому навантажуванню, яке після схематизації приводиться до закономірного чи, у більш загальному випадку, до блокового. При цьому втомний ресурс визначають шляхом підсумовування пошкоджень від кожного з ступенів блоку навантажування.

Проблемою підсумовування втомних пошкоджень займалося багато дослідників [4, 11, 13, 14, 16, 17, 18, 21, 22, 26, 29, 34, 36, 40, 41, 45, 47, 49, – 51, 54, 57, 58, 64 – 69, 73, 74, 76, 78, 80, 83, 87, 96, 99, 108, 109, 112, 113, 122, 126, 128], якими висунуто лінійні та нелінійні теорії їх накопичення. Проте, як свідчить досвід експериментальних досліджень, такі теорії не завжди достатньо точно описують процес пошкодження. Здебільшого це пов'язано із тим, що часто не вказується область застосування того чи іншого методу, вплив корозійного середовища, ступінь зміцнення чи знеміцнення матеріалу, що виникає під час випадкового перевантажування та багато ін.

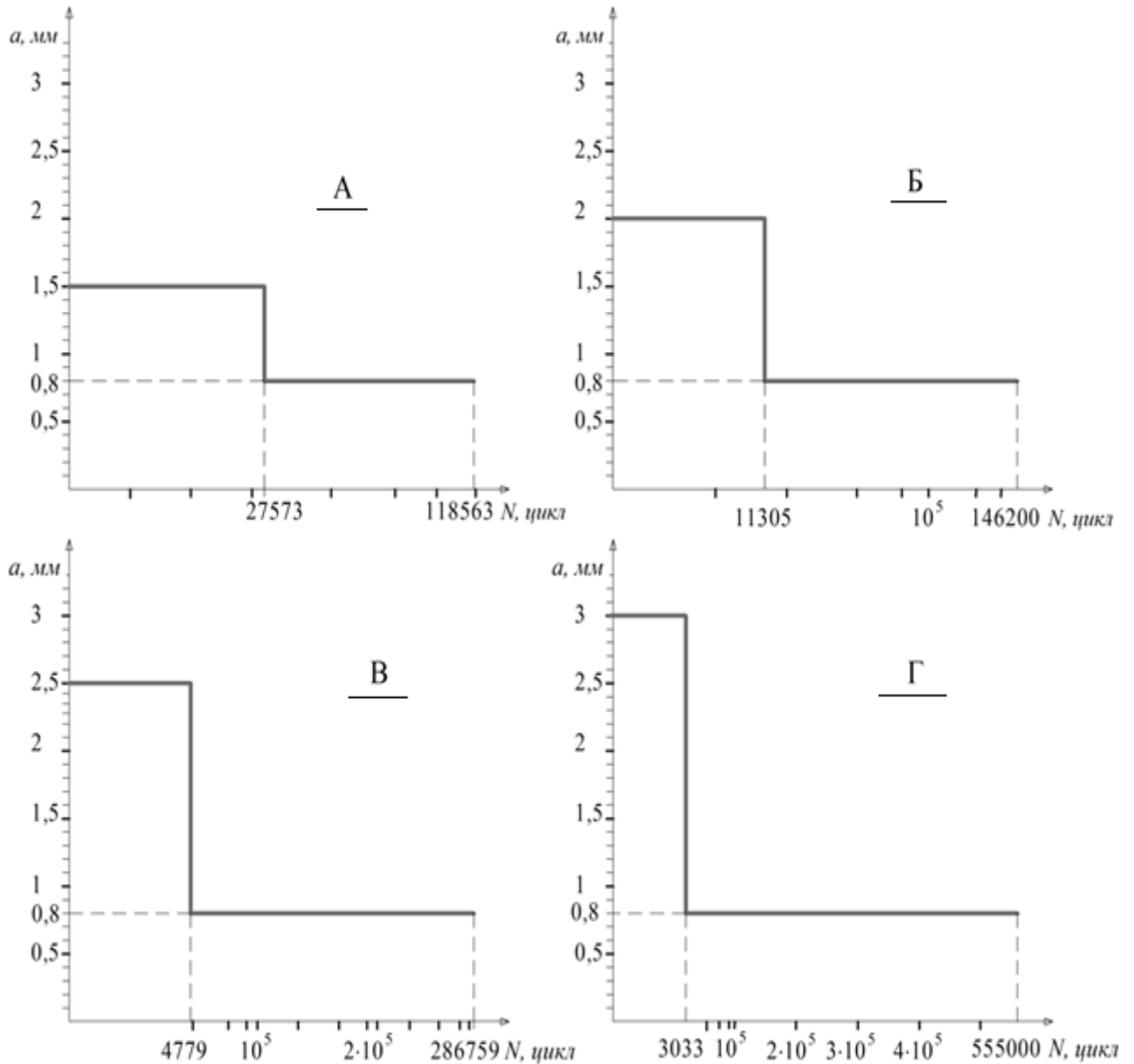
Дослідженням взаємовпливу різних режимів навантажування на швидкість розвитку (поширення) втомних тріщин (РВТ) присвячено багато робіт [2, 5, 24, 34, 42, 44, 47, 97, 106, 119, 130]. В них нерідко відмічається як сповільнення, так і пришвидшення поширення втомних тріщин після переходу від високого рівня навантажування до низького. Така відмінність результатів пояснюється різною послідовністю циклів перевантажування та величиною інтервалів між їх прикладаннями. У зв'язку із цим вирішено експериментально дослідити процес розвитку втомних тріщин в елементах бурильної колони за умов проходження ними криволінійних ділянок свердловини. Для цього

використано зразки зі сталі 40ХН, з якої виготовляють замки бурильних труб, та досліджено їх за різних рівнів перевантажування.

Дослідження проведено на установці для поширення втомних тріщин (УДПТ-1) при циклічному ступеневому деформуванні зразків, вирізаних із висадженої частини бурильних труб зі сталі 40ХН. Випробовування проводили за жорсткої схеми навантажування і коефіцієнтів перевантажування $Q_{ol} = 1 - 3,75$. Форма навантажування – плоский згин. Частота навантажування складала $24,2 \text{ Гц}$. Коефіцієнт асиметрії циклу $R = 0$. На боковій поверхні зразка виточено кільцевий концентратор напружень, який згідно з методикою [48] моделює впадину замкового різьбового з'єднання 3-42. Для кращого спостереження за РВТ бокова поверхня зразка в місці поширення тріщини полірувалась до дзеркальної поверхні. Спостереження за РВТ, а також вимірювання її розмірів проведено за допомогою мікроскопа БМП-2 ($\times 24$). Значення амплітуди контролювали за допомогою мікрометра.

Зразки на втомну міцність випробовували за програмами навантажування, наведеними на рисунку 4.13 (А; Б; В; Г).

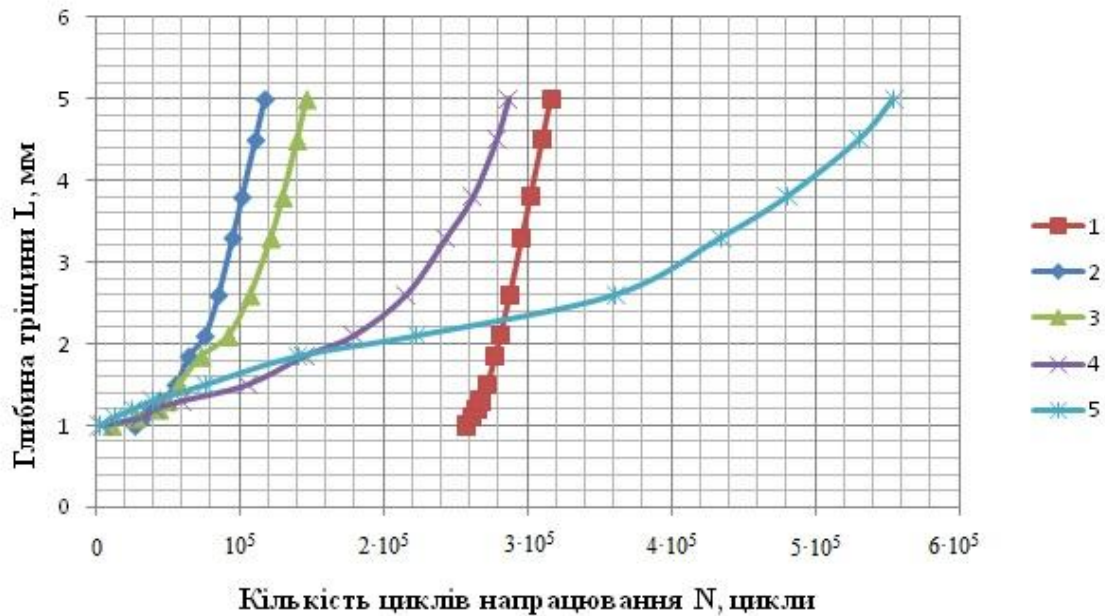
Для цього створювали тріщину довжиною $l = 1 \text{ мм}$ за різних амплітуд перевантажування ($a = 1,5; 2; 2,5; 3 \text{ мм}$). В подальшому продовжували спостерігати за РВТ при мінімальній амплітуді навантажування ($a_{\min} = 0,8 \text{ мм}$). Критичною глибиною тріщини $l_{кр}$ вважали 5 мм , оскільки подальше навантажування призводило до руйнування зразків. Слід зауважити, що для кожної програми навантажування випробувано серію із 10 зразків. За результатами експериментів визначено усереднені значення границі витривалості, які в подальшому використані у ході досліджень.



А – $a = 1,5 - 0,8$ мм; Б – $a = 2 - 0,8$ мм; В – $a = 2,5 - 0,8$ мм; Г – $a = 3 - 0,8$ мм

Рисунок 4.13 – Варіанти програмних навантажувальних

На рисунку 4.14 наведено результати випробування зразків за вищевказаними програмами навантажувальних. Як бачимо, збільшення амплітуди перевантажування призводить до затримки РВТ, що вказує на певне зміцнення зони поширення тріщини.



1 – $a = const = 0,8 \text{ мм}$; 2 – $a = 1,5 - 0,8 \text{ мм}$; 3 – $a = 2 - 0,8 \text{ мм}$; 4 – $a = 2,5 - 0,8 \text{ мм}$; 5 – $a = 3 - 0,8 \text{ мм}$

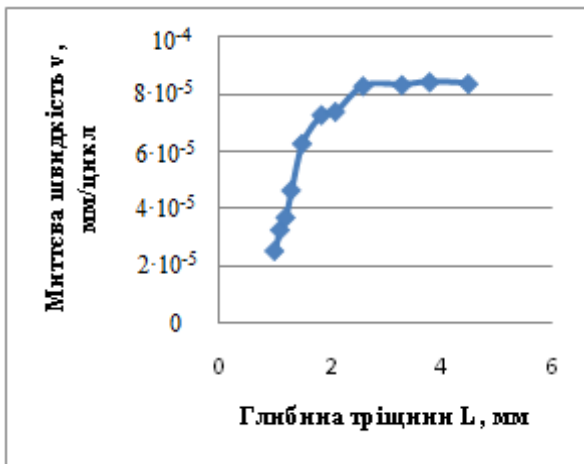
Рисунок 4.14 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання за різних амплітуд перевантажування

Отримані результати вказують, що при постійній низькій амплітуді $a_{\min} = const = 0,8 \text{ мм}$ (a_{\min} – амплітуда навантажування, при якій у зразку виникають напруження, що незначно перевищують границю витривалості матеріалу, мм) швидкість РВТ рівномірно зростає до певного моменту (2,4 мм), після якого не змінюється (рис. 4.15, а).

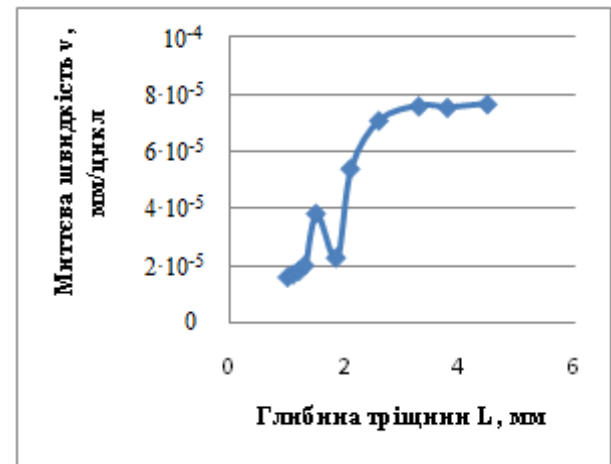
Після випробування із коефіцієнтом перевантаження рівним

$$Q_{ol} = \frac{a_{np}}{a_{\min}} = 1,875 \quad (a_{np} - \text{амплітуда перевантаження, } a_{np} = 1,5 \text{ мм, рис. 4.15, б)}$$

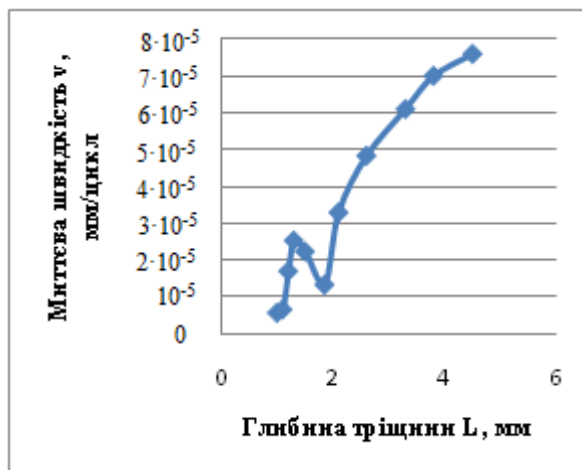
виявлено зону затримки РВТ, яку умовно можна поділити на три ділянки: початкового пришвидшення РВТ (1 ÷ 1,6 мм), стрімкого сповільнення (1,6 ÷ 2 мм) та ділянки її стабілізації (2 ÷ 2,5 мм). Зазначене перевантажування призвело до утворення зони затримки РВТ $\Delta l = 1,5 \text{ мм}$, з кількістю циклів близько $N = 60 \text{ тис. циклів}$.



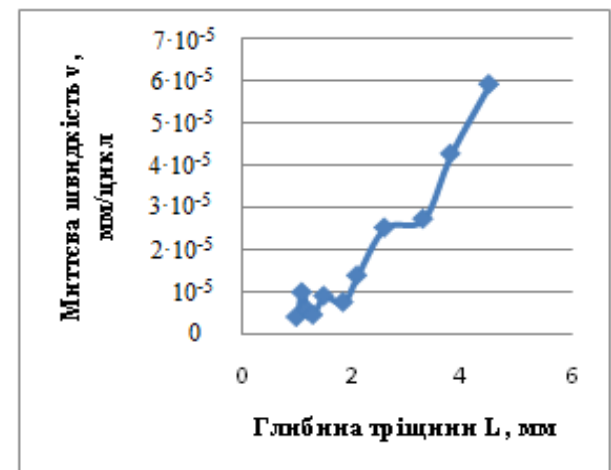
а)



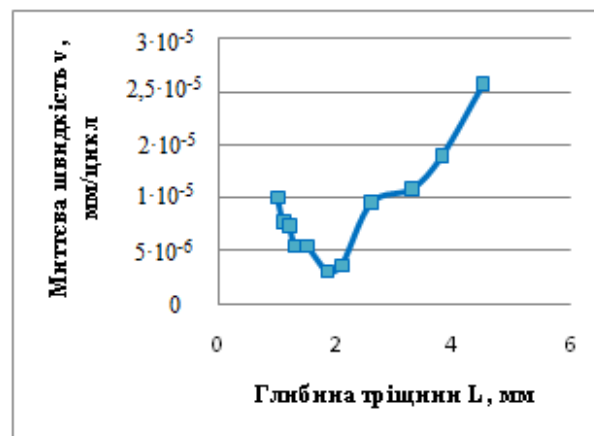
б)



в)



г)



д)

а) – $a_{min} = const = 0,8 \text{ мм}$; б) – $a = 1,5 - 0,8 \text{ мм}$; в) – $a = 2 - 0,8 \text{ мм}$; г) – $a = 2,5 - 0,8 \text{ мм}$; д) – $a = 3 - 0,8 \text{ мм}$

Рисунок 4.15 – Залежність миттєвої швидкості від глибини втомної тріщини після перевантажування

Згідно з дослідженнями [129] у деяких металах ділянка початкового пришвидшення РВТ відсутня при перевантажуванні з коефіцієнтом рівним $Q_{ol} = 2,5$. В нашому випадку бачимо (рис. 4.15, в), що відповідне перевантажування зумовлює початкове пришвидшення РВТ ($1 \div 1,4$ мм). Крім цього, зона стабілізації швидкості РВТ значно збільшилась ($2 \div 4,5$ мм). Зона затримки РВТ за цього рівня перевантажування становить близько $\Delta l = 3,5$ мм, з кількістю циклів $N = 130$ тис. циклів.

При коефіцієнті перевантаження $Q_{ol} = 3,125$ (рис. 4.15, г) зона пришвидшення РВТ практично відсутня. Спостерігається ділянка відносно постійної мінімальної швидкості РВТ ($1 \div 2$ мм) та зона стабілізації швидкості РВТ ($2 \div 5$ мм). Таким чином, відповідне перевантажування значно впливає на швидкість поширення втомної тріщини, уповільнюючи її. Кількість циклів затримки РВТ склала близько $N = 280$ тис. циклів, що є близьким до довговічності зразка за постійної мінімальної амплітуди $0,8$ мм.

Максимальне перевантажування із $Q_{ol} = 3,75$ (рис. 4.15, д), при якому проводилися дослідження, підтвердило відсутність зони пришвидшення РВТ. В цьому випадку можна виділити дві характерні зони: сповільнення поширення тріщини ($1 \div 2$ мм) та стабілізації швидкості РВТ ($2 \div 5$ мм). Перевантажування такого рівня призводить до значного сповільнення росту тріщини по всій її довжині. Загальна кількість циклів затримки РВТ склала близько $N = 550$ тис. циклів.

Згідно з [97] швидкість поширення тріщини можна визначити за рівнянням Періса і Ердогана:

$$V = \frac{dl}{dn} = C\Delta K^m, \quad (4.16)$$

де $C = 10^{-10} \dots 10^{-12} \text{ мм}^7/\text{H}^4$ і $m \approx 4$ – емпіричні параметри, які визначаються експериментально;

$\Delta K = (K_{max} - K_{min})$ – різниця між максимальним і мінімальним коефіцієнтами інтенсивності напружень (КІН) циклу, $Па \cdot м^{1/2}$.

Найбільш поширеною і простою рівністю для визначення коефіцієнту інтенсивності напружень при плоскій деформації нескінченного тіла з наскрізною тріщиною [71] є

$$K_1 = \sigma \sqrt{\pi l}, \quad (4.17)$$

де σ – напруження, що виникає в пластині, $Па$;

l – довжина тріщини, $м$.

Коефіцієнт інтенсивності напружень K_1 для напівеліптичної тріщини, що характерна для елементів бурильної колони, відповідно до [71] визначають за залежністю

$$K_1 = 1,12 \sigma_{max} \sqrt{\frac{\pi h}{Q_1}}, \quad (4.18)$$

де

$$Q_1 = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi l^2}{8h^2} \right) - 0,212 \left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{0,2}} \right)^2, \quad (4.19)$$

σ_{max} – сумарне максимальне напруження (від розтягу і згину), $\sigma_{0,2}$ – границя плинності матеріалу, $Па$;

h – глибина тріщини, $м$;

l – половина довжини тріщини, $м$.

Проте максимальний КІН, що виникає у тріщині зразка-вирізки, для експериментальної установки УДПТ-1 можна обчислити за формулою [107]:

$$K_{Ii} = \frac{1,3\mu\varphi_i X_0^{3/2}}{Y_0}, \quad (4.20)$$

де μ – модуль зсуву, *Па*;

X_0 – половина ширини експериментального зразка, *м*;

Y_0 – половина відстані між захватами експериментальної установки, *м*;

φ – кут повороту навантажувальних ланок випробувальної машини, *рад*.

Таким чином, швидкість поширення тріщини у рівнянні 4.16 залежить від розмаху КІН (ΔK) та від параметрів C та m . В роботі [59] зазначено, що розмах коефіцієнта інтенсивності напружень при випробуванні на установці УДПТ-1 залежить від матеріалу, кута згину чи амплітуди деформацій та відношення довжини зразка і тріщини до ширини зразка. Отже, для однакових зразків при рівних довжинах тріщини та амплітудах деформації, розмах коефіцієнта інтенсивності напружень матиме однакове значення.

Розглянемо вплив коефіцієнта перевантаження на параметр C при сталому параметрі $m = 4$. При цьому середня швидкість розвитку тріщини після перевантажування для кожного з варіантів навантажування (рис. 4.13) відповідно становить: $0,518 \cdot 10^{-7}$, $0,319 \cdot 10^{-7}$, $0,147 \cdot 10^{-7}$ та $0,111 \cdot 10^{-7}$ м/цикл. При рівномірному навантажуванні ($a_{\min} = 0,8$ мм) – $0,877 \cdot 10^{-7}$ м/цикл.

Отримані результати наведено у вигляді графіка залежності між коефіцієнтом перевантажування Q_{ol} та дослідним параметром C (рис. 4.16):

Отже, залежність між коефіцієнтом Q_{ol} та параметром C можна апроксимувати прямою, рівняння якої матиме вигляд

$$C = 4 \cdot 10^{-12} - Q_{ol} \cdot 10^{-12}. \quad (4.21)$$

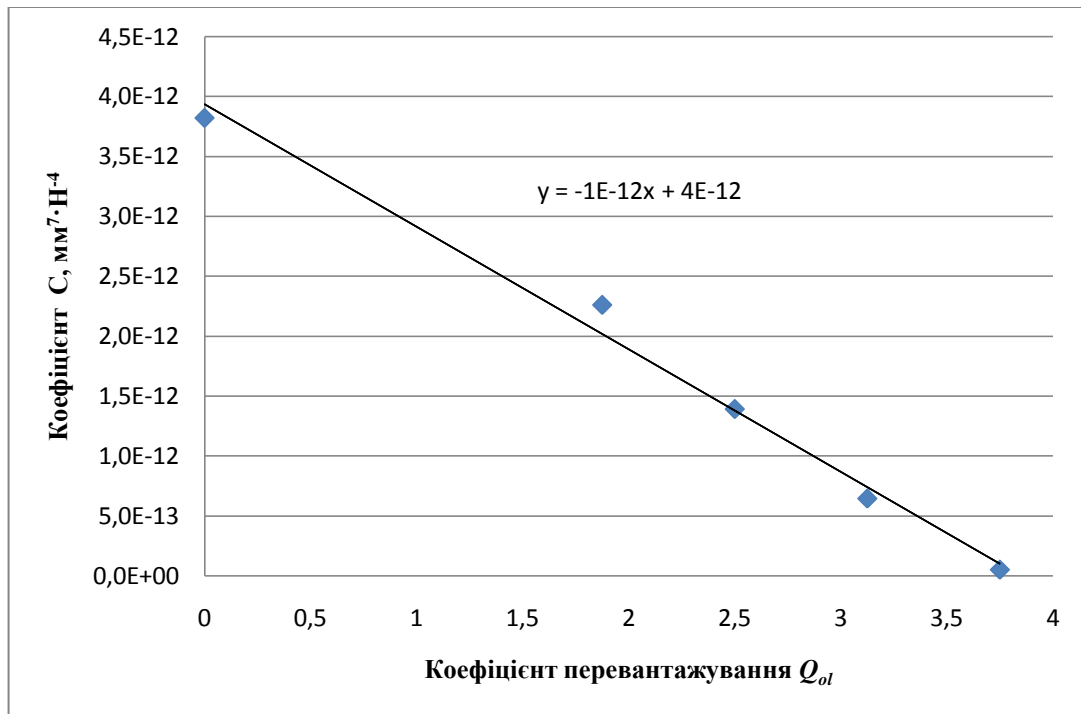


Рисунок 4.16 – Залежність параметра C від коефіцієнта перевантажування Q_{ol}

Оскільки параметр C у кінетичному рівнянні Періса-Ердогана є сталою величиною для відповідного матеріалу та умов навантажування, то можемо говорити про аналогічний характер його зміни і в натурних елементах бурильної колони.

Відтак отримані результати досліджень дають змогу враховувати вплив величини коефіцієнта перевантажування на швидкість поширення тріщин у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони (сталі 40ХН) за наступним алгоритмом:

- обчислення величини коефіцієнта перевантажування Q_{ol} ;
- визначення параметра C відповідно до залежності 4.21;
- обчислення швидкості поширення тріщини за рівнянням Періса і Ердогана з урахуванням визначеного параметра C .

4.5 Аналітично-експериментальний метод оцінювання втомної довговічності елементів бурильної колони

За результатами проведених досліджень розроблено метод оцінювання втомної довговічності елементів бурильної колони з урахуванням їх загального та локального напружено-деформованого стану [135]. Особливостями вказаного методу є:

- поетапне визначення виникаючих в елементах бурильної колони напружень;
- перевірка адекватності отриманих результатів за допомогою розробленого у співавторстві “Пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб”;
- прогнозування ресурсу елементів бурильної колони за допомогою зразків-вирізків.

Як бачимо з рисунка 4.17, на першому етапі оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони, необхідно провести загальну макрооцінку їх напружено-деформованого стану. Тобто на основі проектного профілю свердловини та вихідних даних (діаметр свердловини, конструкція бурильної колони та ін.) виокремити криволінійні ділянки свердловини, на яких напруження в елементах бурильної колони різко зростають.

На наступному етапі необхідно більш детально оцінити напружено-деформований стан елементів бурильної колони при проходженні відповідних криволінійних ділянок.

Згідно із розробленим методом це можна зробити двома способами:

- аналітична оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на локально викривлених ділянках свердловини (підрозділ 2.1 – 2.2);
- експериментальна оцінка їх напружено-деформованого стану на криволінійних ділянках свердловини за допомогою удосконаленого пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб (підрозділ. 2.3).



Рисунок 4.17 – Алгоритм методу оцінювання втомної довговічності елементів бурильної колони

Вибір способу оцінювання НДС елементів бурильної колони обумовлюється можливістю проведення експериментальних досліджень в

процесі буріння. Якщо неможливо визначити НДС елементів бурильної колони за допомогою запропонованого пристрою, відповідну оцінку необхідно виконати аналітичним способом.

За результатами аналітичної оцінки НДС елементів бурильної колони потрібно визначити максимальні напруження, що виникають на відповідних ділянках.

За отриманими значеннями максимальних напружень необхідно прогнозувати довговічність елементів бурильної колони. Відповідно до запропонованого методу це можна зробити двома способами:

- аналітичним – за допомогою відомих співвідношень, наведених у публікації [83];
- експериментальним, що передбачає визначення параметрів кривих втоми натурних елементів шляхом випробовування зразків-вирізків.

Експериментальна оцінка НДС елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини є більш точним способом визначення максимальних напружень в елементах колони у порівнянні з аналітичним, оскільки враховує особливості кожної ділянки зокрема. В результаті вимірювань з певного спектру напружень встановлюються їх максимальні значення.

Після експериментальної оцінки НДС елементів бурильної колони відповідно до розробленого методу, як після аналітичної оцінки (рис. 4.17), існують такі ж два шляхи визначення довговічності.

Таким чином, розроблений аналітично-експериментальний метод оцінювання втомної довговічності елементів бурильної колони дає змогу оцінити накопичення пошкоджень в їх тілі під час буріння криволінійних ділянок свердловини. Перевагою методу є використання аналітичного чи експериментального способу визначення НДС елементів бурильної колони та дослідження довговічності їх натурних елементів за допомогою зразків-вирізків.

4.6 Висновки до розділу 4

1. Удосконалено метод визначення відносного максимального градієнту напружень у різьбових з'єднаннях елементів бурильної колони шляхом скінченно-елементного їх аналізу. Запропоноване рішення забезпечує визначення відносного максимального градієнту напружень у перерізах конструкцій з не кільцевими концентраторами напружень та дослідження довговічність натурних елементів бурильної колони (конструкцій) за допомогою лабораторних моделей (зразків-вирізок).

Ефективність методу встановлено на основі порівняльного аналізу кривих втоми різьбових з'єднань 3-42 та зразків-вирізок. Аналіз результатів засвідчив незначну розбіжність (близько 7 %) між значеннями їх ресурсу та підтвердив можливість його застосування.

2. Встановлено закономірності між швидкістю розвитку втомних тріщин та ступенем перевантажування сталі 40ХН. Отримані результати показали характерні відмінності розвитку тріщини за різних ступенів перевантажування. Зокрема, при $Q = 1,875$ наявні три зони розвитку втомних тріщин (початкове пришвидшення, стрімке сповільнення та стабілізація РВТ), тоді як при $Q = 3,75$ присутні тільки дві зони (сповільнення РВТ та стабілізація РВТ).

3. Розроблено метод оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони, що дає змогу оцінити їх напружено-деформований стан аналітичним чи експериментальним способом та прогнозувати довговічність натурних елементів бурильної колони за результатами досліджень зразків-вирізок.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Отримано нове вирішення науково-технічної задачі забезпечення працездатності елементів бурильної колони шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану і прогнозування довговічності із урахуванням критерію подібності втомного руйнування.

1. Аналіз причин відмов бурильних труб та їх з'єднань у процесі буріння свердловин засвідчив значний вплив зміни напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на кількість їх втомних руйнувань. Огляд запропонованих методів і засобів оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони та аналіз практичних спостережень підтвердили необхідність проведення подальших досліджень для їх удосконалення.

2. За результатами аналітичних досліджень запропоновано новий підхід до оцінювання напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини. Його особливістю є поєднання методів “гнучкої нитки” та “поділу відрізків навпіл”, що моделюють положення бурильної колони у свердловині та точки її контактування із стінками свердловини відповідно. Це дало можливість підвищити точність визначення напружень на 8 – 10 % у порівнянні із відомими методами.

Також удосконалено елементи розробленого у співавторстві пристрою для вимірювання зусиль у колоні бурильних труб. Основною його відмінністю є конструкція вузла перетворення деформацій, що працює на основі використання електричних тензометрів, та блоку реєстрації деформацій, виконаного у вигляді аналого-цифрового перетворювача та електронного носія інформації. Це забезпечує отримання та зберігання більшої кількості вимірів навантажень бурильної колони.

3. За результатами досліджень напружено-деформованого стану різьбових з'єднань елементів бурильної колони отримав подальший розвиток спосіб перерозподілу напружень по довжині замкової різьби шляхом відхилення її кроку, в якому використовуються співвідношення, запропоновані

І. А. Біргером та С. А. Бабаяном. Встановлено, що рівномірне відхилення кроку різьби на 3 – 5 мікрон зменшує максимальні напруження на 25 – 40 %. Для реалізації методу запропоновано гальванічний спосіб відхилення кроку різьби, який дає можливість змінювати його в необхідних межах. Цим забезпечується рівномірний розподіл напружень по різьбі та достатня зносостійкості її поверхні для подальшої експлуатації.

4. За результатами досліджень градієнта напружень у впадинах різьб замкових з'єднань бурильної колони методом скінченних елементів удосконалено метод прогнозування їх довговічності з урахуванням критерію подібності втомного руйнування L/\bar{G} . Метод дає змогу визначати відносний максимальний градієнт напружень у перерізах конструкцій з концентраторами напружень, відмінних від кільцевих. Це робить можливим дослідження довговічності великогабаритних елементів бурильної колони на відповідних зразках-вирізках.

Адекватність запропонованого методу перевірено шляхом порівняння втомної довговічності замкових різьбових з'єднань 3-42 та лабораторних зразків-вирізків. Результати випробувань підтвердили незначну їх розбіжність, а саме – до 7 %.

5. Встановлено закономірності накопичення втомних пошкоджень в елементах бурильної колони, виготовлених із сталі 40ХН, за умов проходження ними ділянок різної кривизни та ступеня перевантажування. Отримано залежність між величиною коефіцієнта перевантажування та емпіричним параметром C , який характеризує швидкість поширення тріщини у рівнянні Періса і Ердогана, що дає змогу прогнозувати довговічність елементів бурильної колони, виготовлених із зазначеного матеріалу.

За результатами проведених досліджень розроблено метод оцінки втомної довговічності елементів бурильної колони, який включає макрооцінку напружено-деформованого стану бурильної колони, аналітичну чи експериментальну оцінку напружено-деформованого стану в її небезпечних перерізах та прогнозування втомної довговічності елементів колони за

результатами уточнених максимальних напружень або за допомогою випробувань відповідних зразків-вирізок.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Artym V. I., Faflei O. Ya., Mykhailiuk V. V., Semenchuk A. V., Deineha R. O., Yatsyniak I. I. Features of calculation of durability of machine parts and structural elements under conditions of high asymmetric low-amplitude loads. *Journal of new technologies in environmental science*. 2018. Vol. 2, № 1. P. 47 – 57.
2. Blom A. F. Overload retardation during fatigue crack propagation in steels of different strengths. *Scand. J. Metall.* 1989. Vol. 18. P. 197-202.
3. Joostew M. W. Study shows how to predict accumulated drill pipes fatigue. *World oil*. 1985. Vol 201 №5. P. 65 – 70.
4. Koutnik M., Kudrman J. Vliv predchozi stridave opakovane plasticke deformace na rozvoj dislokacni struktury a lomovy relief po namahani v oblasti vysokoclove unavy. *Vyzkumna zprava SVUM Praha, Z-78-3983*. Praha, 1978. S. 41 – 76.
5. Shin C. S., Hsu S. H. On the mechanisms and behavior of overload retardation in AISI 304 stainless steel. *Int. J. Fatigue*. 1993. Vol. 15. P. 181-192.
6. А. с. 1184921 СССР, кл. Е 21 В 19/08. Устройство для измерения динамической нагрузки в бурильной колонне / В. М. Ивасив, Б. А. Вацык, А. А. Домальчук, Б. Д. Малько, В. М. Мойсеенко, А. П. Литвинов, Э. Г. Поддубный. № 4259336/23-03; заявл. 10. 06. 87; опубл. 23.08.89, Бюл. № 31.
7. А. с. 306254 СССР, кл. Е 21 В 45/00. Забойный регистратор осевой загрузки на долото / В. М. Ивасив, В. В. Кочуков, М. Г. Абрамсон, В. Ф Плисак, В. Н. Матвиевский. № 3569093/22-03; заявл. 28. 03. 83; опубл. 30.05.85, Бюл. № 20.
8. Анализ аварийности при бурении: веб-сайт. URL: <http://www.drillings.ru/av-analiz> (дата звернення: 01.02.2013).
9. Андрийчук И. С. Пелех В. Г., Бандурин Г. П., Щербан Б. Д. Работоспособность бурильных труб в условиях Прикарпатья. *Нефтяная и газовая промышленность*. 1982. №3. С. 17 – 19.

10. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2010. 281 с.

11. Артим В. І. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні. *Інтегровані комп'ютерні технології в машинобудуванні – ІКТМ-2003*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (Національний аерокосмічний університет). Харків, 2003. С.74.

12. Артим В. І. Оцінка навантаженості бурильної колони під час спуско-підймальних операцій. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 4. С. 26-32.

13. Артим В. І. Оцінка пошкоджуючої дії асиметричного навантаження на елементи бурильних і штангових колон. *Нафтогазова енергетика*. 2009. № 2. С. 12-18.

14. Артим В. І., Гойсан І. М. Дослідження втомної довговічності натурних зразків бурильних труб ТБВ за багатоступеневого навантажування. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2010. № 1. С. 46-52.

15. Артим В. І., Гриців В. В., Яциняк І. І., Сторож Б. Д. Використання скінченно-елементного аналізу для оцінки міцності та довговічності елементів нафтогазового обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2015. № 2. С. 69 – 76.

16. Артим В. І., Івасів В. М., Федорович Я. Т., Пушкар П. В. Визначення залишкового ресурсу насосних штанг в типових умовах експлуатації. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2005. № 2. С. 79-82.

17. Артим В. І., Пушкар П. В. Моделювання накопичення втомних пошкоджень при випадковому навантажуванні. *Авиационно-космическая техника и технология*. 2004. № 1. С 19-24.

18. Артим В. І., Рачкевич Р. В., Гриців В. В., Гладкий С. І. Вплив локальних напружень на довговічність різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2009. № 1. С. 29-31.

19. Артим В. І., Яциняк І. І., Гриців В. В., Юрич А. Р., Рачкевич Р. В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурильної колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2(43). С. 197 – 200.
20. Бабаян С. А. Распределение нагрузки по виткам реальной конической резьбы. *Машиностроение*. 2007. №3. С. 410 – 414.
21. Балаковский О. Б. Расчёт накопленного повреждения при ускоренных испытаниях на усталость методами возрастающей нагрузки. *Прикладная механика*. 1982. № 9. С. 90 – 94.
22. Балаковский О. Б. Расчёт предельного накопления повреждения при ускоренной оценке пределов выносливости деталей машин и механизмов. Тез. докл. (м. Одесса, 14 – 18 сент. 1982). Киев, 1982. Ч. 1. С. 36.
23. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. Москва, 1990. 368 с.
24. Болотин В. В. Ресурс машин и конструкций: монография. Москва, 1990. 448 с.
25. Вейбулл В. Усталостные испытания и анализ их результатов: монография. Москва, 1964. 276 с.
26. Вишняков Н. А., Грингауз Г. Д., Рудзей Г. Ф. О повышении точности расчёта усталостного ресурса по методу линейного суммирования повреждений. *Проблемы прочности*. 1980. № 3 С. 32 – 35.
27. Гальванические покрытия в машиностроении. у 2 т. *Машиностроение*. Москва, 1985. Т. 1. 239 с.
28. Глушич В. Г. Вигин бурильної колони та вибір траєкторії буріння горизонтального бічного стовбура свердловини. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2002. № 3 (4). С. 64-66.
29. Головин А. А., Оловяшников В. Ф., Рябихина С. М. Циклические нагрузки на верхний конец бурильной колонны при спуско-подъемных операциях. *Гипрвостокнефть, Нефтепромысловые трубы*. 1977. 54 с.

30. ГОСТ 25.502: 1979. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. Москва, 1979. 24 с.

31. Григулецкий В. Г. Расчет компоновок бурильной колонны для борьбы с искривлением скважин при роторном и турбинном бурении. *РНТС, ВНИИОЭНГ. сер. Бурение*. 1983. №11. С.10 – 13.

32. Григулецкий В. Г. Экспериментальное исследование статической устойчивости нижней части бурильной колонны на механических моделях. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1987. №10. С. 24 – 26.

33. Григулецкий В. Г., Воропаев Ю. А. Исследование статической устойчивости колонны бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1978. №9. С. 25 - 26.

34. Гриців В. В. Удосконалення методів прогнозування ресурсу елементів бурильної колони: дис. канд. техн. наук 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 143 с.

35. Гриців В. В., Яциняк І. І., Гладкий С. І., Гойсан М. І. Тривимірне комп'ютерне моделювання різьбових з'єднань бурильних труб. *Науковий вісник*. 2010. №3(25). С. 67 – 75.

36. Дейнега Р. О., Артим В. І., Рачкевич Р. В., Гриців В. В. Урахування корозійного чинника при розрахунку довговічності деталей машин. *Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. Тернопіль, 2009. С. 283-288.

37. Джейсон К., Рейнольдс Н., Єлліс Ш. Достижения в проектировании бурильной колонны с учетом усталостного износа: теория коэффициента кривизны и иллюстративный пример. *Нефтегазовые технологии*. 2004. №3. С.16 – 18.

38. Джонсон Н., Лион Ф. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке. Методы обработки данных: Пер. с англ. Москва, 1980. 610 с.

39. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 197с.
40. Дубленич Ю. В., Ниронович И. А., Кесельман А. Я. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб. *ЭИ Машины и нефтяное оборудование*. 1986. № 2. С. 10-12.
41. Дунин-Барковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике (общая часть). Москва, 1955. 356 с.
42. Емельянов О. В., Пелипенко М. П. Влияние перегрузок на скорость роста усталостных трещин. *Вестник ЮУрГУ*. 2011. № 35 (13). С. 21-24.
43. Ивасив В. М., Лисканич М. В., Турчин В. А., Хома Д. И. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений. *Прикладная механика*. т. 21. 1985. №10. С. 130-131.
44. Івасів В. М. Артим В. І., Гриців Ю. В., Гриців В. В. Дослідження кінетики втомних тріщин у зразках із сталі 36Г2С з урахуванням пікових перевантажень. *Надійність і довговічність машин і споруд*. 2012. № 36. С. 18 – 26.
45. Івасів В. М. Артим В. І., Пушкар П. В., Козак О. М. Урахування напружень низького рівня при розрахунках довговічності деталей машин. *Машинознавство*. 2003. № 12. С. 17-20.
46. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.
47. Івасів В. М. Порівняльна оцінка втомної міцності різьбових з'єднань бурильних труб. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин*. 1996. №. 33. С. 58-59.
48. Івасів В. М., Артим В. І., Яциняк І. І., Гриців В. В. Оцінка впливу перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків із сталі 40ХН. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 76 – 81.

49. Івасів В. М., Артими В. І., Гладун В. В., Дейнега Р. О. Модель багатоциклового корозійно-втомного пошкодження деталей машин. *Механічна втома металів: праці колоквиуму*. Тернопіль, 2006. С. 198-203.

50. Івасів В. М., Артими В. І., Нікітюк В. М., Козак О. М. Використання локальних моделей для оцінки залишкового ресурсу магістральних трубопроводів. *Механіка руйнування матеріалів і міцність конструкцій*. Львів, 2004. С. 557-562.

51. Івасів В. М., Артими В. І., Смоляк Т. І., Козак О. М., Нікітюк В. М. Методика оцінки втомної довговічності та залишкового ресурсу великогабаритних деталей з допомогою локальних моделей. *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. 2005. № 1. С. 19-24.

52. Івасів В. М., Яциняк І. І., Гриців В. В. Застосування критерію подібності втомного руйнування для різьбових з'єднань елементів бурильної колони. *Нафтогазова енергетика. праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013)*. Івано-Франківськ, 2013. С. 156-157.

53. Івасів В. М., Артими В. І., Гриців В. В., Рачкевич Р. В. Удосконалення методики оцінки довговічності бурильних труб з урахуванням експлуатаційних навантажень. *Науковий вісник ІНТУНГ*. 2010. №2(24). С. 41-45.

54. Івасів В. М., Артими В. І., Пушкар П. В. Удосконалена методика прогнозування залишкового ресурсу деталей у типових умовах експлуатації. *Машинознавство*. 2005. № 10. С. 43-46.

55. Івасів В. М., Федорович Я. Т., Артими В. І., Гладун В. В., Пушкар П. В. Дослідження кінетики втомного пошкодження матеріалу бурильних труб в умовах блокового навантажування. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2003. № 1. С. 39-43.

56. Івасів В. М., Артими В. І., Гриців В. В., Гриців Ю. В. Оцінка втомного ресурсу елементів конструкцій із урахуванням пікових навантажень. *Проблеми динаміки і міцності в турбомашинобудуванні: праці 4 Міжнар. наук.-техн. конф.* Київ, 2011. С. 89-90.

57. Івасів В. М., Артими В. І., Пушкар П. В. Оцінка впливу параметрів двочастотного процесу навантажування на довговічність деталей машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2004. № 5 (37). С. 113-116.
58. Івасів В. М., Артими В. І., Яворський М. М., Козак Я. І., Пушкар П. В. Розрахунок втомної довговічності замкового з'єднання бурильних труб 3-147 при багатоступеневому навантажуванні. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2003. № 2. С. 116-120.
59. Калахан О. С., Івасів В. М., Яциняк І. І., Гриців В. В. Визначення відносного градієнту напружень методом скінченно-елементного аналізу. *Вісник Львівського нац. Аграрного університету: агроінженерні дослідження*. Львів, 2013. №17. С. 241 – 249.
60. Калинин А. Г., Никитин Б. А., Солодкий К. М., Султанов Б. З. Бурение наклонных и горизонтальных скважин: Справочник. Москва, 1997. 648 с.
61. Каспарьянц К. С. Проектирование обустройства нефтяных месторождений: монография. Самара, 1994. 412 с.
62. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени: монография. Москва, 1977. 232 с.
63. Когаев В. П., Махутов Н. А., Гусенков А. П. Расчеты деталей машин на прочность и долговечность. Москва, 1985. 224 с.
64. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ. Предсказание. Предотвращение: пер. с англ. Москва. 1984. 624 с.
65. Коновалов Л. В. Нагруженность, усталость, надёжность деталей металлургических машин. Москва. Металлургия, 1981. 280 с.
66. Коноплев А. В. Анализ некоторых гипотез накопления усталостных повреждений при нестационарной нагрузке. *Вісник ОНМУ*. 2007. № 23. С. 133 – 141
67. Коноплев А. В. Обобщенное показательное уравнение кривой усталости. *Проблемы техники*. 2007. № 1. С. 32 – 39.

68. Коноплев А. В. Определение индивидуальных характеристик сопротивления усталости. *Вісник ОНМУ*. 2007. № 21. С. 89 – 96.
69. Коноплев А. В. Повышение точности построения кривой усталости при использовании трехпараметрического уравнения Вейбулла. *Вісник ОНМУ*. 2007. № 22. С. 131 – 136.
70. Копей Б. В. Науково-технологічні принципи комплексного підвищення ресурсу свердловинного нафтогазового обладнання: дис. докт. техн. наук: спец. 05.15.07 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 1996. 478 с.
71. Копей Б. В. Розрахунок монтаж і експлуатація бурового обладнання: монографія. Підручник для вищих навчальних закладів. Факел, ІФНТУНГ. Івано-Франківськ, 2001. 446 с.
72. Кравцов Т. Г., Стальниченко О. И., Олейник Н. В. Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. Вища школа. Киев, 1994. 250 с.
73. Крижанівський Є. І., Копей Б. В. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин*. 1996. № 33. С. 3 – 30.
74. Крижанівський Є. І., Малько Б. Д., Івасів В. М. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях. *Надійність машин та прогнозування їх ресурсу*. праці Міжнар. наук.-техн. конф. ROM-2000. Івано-Франківськ, 2000. С. 301-308.
75. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин : дисс. докт. техн. наук.: 05.05.12 / Ивано-Франковск. гос. техн. ун-т. нефти и газа. Ивано-Франковск, 1990. 480 с.
76. Крыжановский Е. И. Исследование усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильных труб: дисс. канд. техн. наук: 05.04.07 / Ивано-Франковск. гос. техн. ун-т. нефти и газа. Ивано-Франковск, 1980. 171 с.

77. Крыжановский Е. И., Поддубный В. Т., Иващенко С. Г., Янышевский М. Я., Рихлевич И. М. Анализ отказов бурильных колон при эксплуатации. Деп. в УкрНИИТИ. Ивано-Франковск, 1987. № 610-Ук87. 13 с.
78. Кудрявцев И. В. Наумченков Н. Е., Саввина Н. М. Усталость крупных деталей машин. Машиностроение. Москва, 1981. 238 с.
79. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. Недра. Москва, 1979. 207 с.
80. Лачинян Л. А., Тютюнов В. Д., Давыдов Г. А. Методы повышения предела выносливости замков геологоразведочных бурильных труб. Нефтяная промышленность. Москва, 1985. 49 с.
81. Лачинян Л. А., Угаров С. А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. Недра. Москва, 1975. 230 с.
82. Лисовская Г. Ф., Мигаль О. М., Карпаш О. М. Применение дефектоскопии бурильных труб в объединении «Укрнефть». *Нефтяное хозяйство*. 1983. №5, май. С. 43.
83. Механіка руйнування і міцність матеріалів. У десяти томах. Т. 10. Міцність та довговічність нафтогазового обладнання. Львів – Івано-Франківськ: довідн. посібник, 2006. 1193 с.
84. Михайлюк В. В. Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг: дис. канд. техн. наук : 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 153 с.
85. Мочернюк Д. Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. Недра. Москва, 1970. 136 с.
86. Нечайкина Л., Рудин Ю. В. Бурильные колонны – проблемы и решения. В зеркале мировой прессы. *Бурение и нефть*. 2006. №3. С. 43 – 44.
87. Олейник Н. В. Выносливость деталей машин. Наук. думка. Киев, 1979. 200 с.

88. Олейник Н. В. Высокопроизводительные испытания на усталость и оценка индивидуальных характеристик сопротивления. Астропринт. Одесса, 1999. 182 с.
89. Олейник Н. В. Несущая способность элементов конструкций при циклическом нагружении. Наук. думка. Київ, 1986. 240 с.
90. Олейник Н. В., Балацкий Л. Т., Бабинец В. И. Сопротивление усталости осей и валов в составе соединений с гарантированным натягом. *Физ. – хим. механика материалов*. 1984. № 4. С. 100 – 102.
91. Олейник Н. В., Греченко П. И. Определение предела выносливости деталей станков путём ускоренных испытаний при увеличиваемой интенсивности нагружения. *Металлорежущие станки*. 1984. – № 12. С. 76 – 82.
92. Олейник Н. В., Греченко П. И. Определение предела выносливости деталей машин по эквивалентному напряжению при ускоренных испытаниях методами возрастающей нагрузки. *Детали машин*. 1985. № 40. С. 67 – 72.
93. Олейник Н. В., Греченко П. И. Эквивалентный переход от ступенчатого нагружения к непрерывному при определении пределов выносливости деталей машин методом возрастающей нагрузки. *Детали машин*. 1987. № 44. С. 60 – 65.
94. Панасюк В. В., Андрейкив А. Е., Гнып И. П., Ковчик С. Е., Никифорчин Г. Н., Романив О. Н., Стадник М. М. Методы и средства оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сборник научных трудов. Наук. умка. Київ, 1981. 313 с.
95. Папаценко Х. И. Проектирование, строительство и эксплуатация самонесущих трубопроводов. Гостоптехиздат. Москва, 1963. 108 с.
96. Пелех В. Г., Воронецкий М. К., Бандурин Г. П. Долговечность утяжеленных буровых труб. *Нефтяное хозяйство*. 1980. № 3. С. 68-69.
97. Пиндус Ю. І. Прогнозування швидкості росту втомних тріщин після одноразового перевантажування в алюмінієвих сплавах: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 01.02.04. Тернопіль, 2002. 19 с.

98. Почтенный Е. К. Кинетика усталости машиностроительных конструкций. УП “Арти-Фекс”. Минск, 2002. 186 с.
99. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и её приложения. Наука и техника. Минск, 1973. 214 с.
100. Почтенный Е. К. Прогнозирование долговечность и диагностика усталости деталей машин. Наука и техника. Минск, 1983. 243 с.
101. Почтенный Е. К. Тепловой эффект при циклическом симметричном нагружении деталей. *Циклическая прочность металлов*. Изд. АН ССР. 1962. с. 227 – 232.
102. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині: пат. 103338 Україна: МПК G01N 3/32. № а201105349; заявл. 26.04.2011; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.
103. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 88307 Україна: МПК E21B 19/00. № u201311632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. № 5.
104. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 27621 Україна: МПК E 21 B 19/00. № u200706854; заявл. 18.06.2007; опубл. 12.11.2007, Бюл. № 1.
105. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб: пат. 20126 Україна: МПК E 21 B 19/00. № u20060356; заявл. 18.06.2006; опубл. 15.01.2007, Бюл. № 1.
106. Прохоров А. Г., Мостовой А. С. Перов А. С. Влияние перегрузок напряжений на долговечность конструктивного элемента. *Проблемы прочности*. 1982. № 4. С. 64–70.
107. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2006. 145 с.
108. Рачкевич Р. В., Артим В. І., Козлов А. В. Визначення функції К-тарування для різьбових з’єднань бурильних труб. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2005. № 1 (10). С. 82-87.

109. Саркисов Г. М., Никитин О. Я. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 12. С. 13-14.
110. Сароян А. Е. Бурильные колонны в глубоком бурении: монография. Недра. Москва, 1979. 229 с.
111. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны: монография. Недра. Москва, 1990. 263 с.
112. Сароян А. Е., Грузинов Я. А. Повышение работоспособности бурильных замков. Реф. науч.-техн. сб., *Машины и нефтяное оборудование*. 1973. № 2. С. 6-8.
113. Сароян А. Е., Коган Р. Н. Статистическая оценка износа замкового соединения бурильных колонн. *Нефтяное хозяйство*. 1971. № 8. С. 10-14.
114. Светлаков В. А., Макаров В. Н. О методах исследования процесса развития усталостных трещин при стендовых испытаниях бурильных труб. Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб. 1979. № 11. С. 86-88.
115. Северинчик Н. А. Машины и оборудование для бурения скважин: монография. Недра. Москва, 1986. 368 с.
116. Северинчик Н. А., Копей Б. В. Долговечность и надежность геологоразведочных бурильных труб. Недра. Москва, 1979. 176 с.
117. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчёт деталей машин на прочность. Машиностроение. Москва, 1975. 488 с.
118. Система для измерения механических нагрузок при бурении (варианты): веб-сайт. URL: <https://patents.google.com/patent/RU2312213C1> (дата звернения: 01.06.2018).
119. Смирнова Л. Л., Меренкова Р. Ф., Романов Л. И. Влияние малоцикловых перегрузок на усталость конструкционных материалов. *Металловедение и термическая обработка металлов*. 1979. № 4. С. 34–37.

120. Способ измерения нагрузки, действующей на скважинный буровой инструмент: веб-сайт. URL: <https://patents.google.com/patent/RU2377404C2> (дата звернення: 01.06.2018).
121. Султанов Б. З., Ишемгужин Е. И., Шаммасов Н. Х., Сорокин В. Н. Работа бурильной колонны в скважине: монография Недр. Москва, 1973. 216 с.
122. Трощенко В. Т. Усталость и неупругость металлов: монография. Наукова думка. Киев, 1971. 268 с.
123. Трощенко В. Т., Сосновский Л. А. Сопротивление усталости металлов и сплавов. Наукова думка. Киев, 1987. 1238 с.
124. Форрест П. Усталость металлов. Машиностроение. Москва, 1968. 352 с.
125. Чудик І. І. Розвиток наукових основ буріння скерованих свердловин з мінімальними втратами енергії: дис. докт. техн. наук: 05.05.06 / Івано-Франківськ. нац. техн. ун-т. нафти і газу. Івано-Франківськ, 2011. 338 с.
126. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю. И., Барышников А. И. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений. Нефтяная промышленность. Обзорная информация. ВНИИОЭНГ. Москва, 1986. Вып. 2. 59 с.
127. Янтурин А. Ш., Осин Г. С., Подавалов Ю. А., Папировский В. Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. *ВНИИТ – нефть, КПт И.* 1984. №10. С. 12 – 15.
128. Янышировский М. Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колонн: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.05.12. Москва, 1989. 24 с.
129. Ясній П. В., Пиндус Ю. І., Фостик В. Оцінка мінімальної швидкості росту втомної тріщини після комбінованих перевантажень розтягом-стиском в алюмінієвому сплаві Д16Т. *Вісник ДТУ. Механіка та матеріалознавство.* 2009. Том 14. № 2. С. 7-13.

130. Ясній П. В., Пиндус Ю. І. Вплив одноразового перевантажування на ріст втомної тріщини в сплаві Д16Т. *Фіз – хім. механіка матеріалів*. 2002. № 2. С. 57-60.

131. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Машинознавство*. 2013. № 9 – 10. С. 68 – 73.

132. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: праці 3 Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Львів, 11 – 13 лист. 2012). Львів, 2012. С. 60.

133. Яциняк І. І., Гриців В. В., Юрич А. Р., Буй Ю. В. Оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців для нафтогазової галузі*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 3 – 6 жовт. 2012). Івано-Франківськ, 2012. С. 25-26.

134. Яциняк И. И., Ивасив В. М., Артым В. И., Грыцив В. В., Рачкевич Р. В. Оценка параметров выносливости резьбовых соединений элементов бурильной колонны на основании критерия подобия усталостного разрушения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.

135. Яциняк І. І., Івасів В. М., Дейнега Р. О., Гриуви В. В. Метод оцінки втомної міцності елементів бурильної колони. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 24 – 27 квіт. 2018). Івано-Франківськ, 2018. С. 111-113.

ДОДАТКИ

Додаток А

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Статті, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Artym V. I., Faflei O. Ya., Mykhailiuk V. V., Semenchuk A. V., Deineha R. O., Yatsyniak I. I. Features of calculation of durability of machine parts and structural elements under conditions of high asymmetric low-amplitude loads. *Journal of new technologies in environmental science*. 2018. Vol. 2, № 1. P. 47 – 57.
2. Яцыняк І. І., Івасів В. М., Артым В. І., Грыцив В. В., Рачкевич Р. В. Оценка параметров выносливости резьбовых соединений элементов буровой колонны на основании критерия подобия усталостного разрушения. *Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море*. 2014. № 10. С. 4 – 8.
3. Грицив В. В., Яцыняк І. І., Гладкий С. І., Гойсан М. І. Тривимірне комп'ютерне моделювання різьбових з'єднань бурових труб. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2010. №3(25). С. 67 – 75.
4. Артим В. І., Яцыняк І. І., Грицив В. В., Юрич А. Р., Рачкевич Р. В. Аналіз корозійно-втомних руйнувань елементів бурової колони. *Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ*. 2012. № 2(43). С. 197 – 200.
5. Яцыняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурової колони на криволінійній ділянці свердловини. *Машинознавство*. 2013. № 9 – 10. С. 68 – 73.
6. Калахан О. С., Івасів В. М., Яцыняк І. І., Грицив В. В. Визначення відносного градієнту напружень методом скінченно-елементного аналізу. *Вісник Львівського нац. аграрного університету: агроінженерні дослідження*. 2013. №17. С. 241 – 249.
7. Івасів В. М., Артим В. І., Яцыняк І. І., Грицив В. В. Оцінка впливу перевантажування на кінетику втомного пошкодження зразків із сталі 40ХН. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. 2014. № 2(37). С. 76 – 81.

8. Артим В. І., Гриців В. В., Яциняк І. І., Сторож Б. Д. Використання скінченно-елементного аналізу для оцінки міцності та довговічності елементів нафтогазового обладнання. *Нафтогазова енергетика*. 2015. № 2. С. 69 – 76.

Тези наукових конференцій:

9. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій*: праці 3 Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Львів, 11 – 13 лист. 2012). Львів, 2012. С. 60.

10. Яциняк І. І., Гриців В. В., Юрич А. Р., Буй Ю. В. Оцінка напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Інноваційні технології буріння свердловин, видобування нафти і газу та підготовки фахівців для нафтогазової галузі*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 3 – 6 жовт. 2012). Івано-Франківськ, 2012. С. 25-26.

11. Івасів В. М., Яциняк І. І., Гриців В. В. Застосування критерію подібності втомного руйнування для різьбових з'єднань елементів бурильної колони. *Нафтогазова енергетика*. праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 7 – 11 жовт. 2013). Івано-Франківськ, 2013. С. 156-157.

12. Яциняк І. І., Івасів В. М., Дейнега Р. О., Гриців В. В. Метод оцінки втомної міцності елементів бурильної колони. *Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу*: праці Міжнар. наук.-техн. конф. (м. Івано-Франківськ, 24 – 27 квіт. 2018). Івано-Франківськ, 2018. С. 111-113.

Патенти:

13. Пристрій для регулювання змінних навантажень при випробуванні зразка на втому при згині : пат. 103338 Україна : МПК G01N 3/32. № а201105349 ; заявл. 26.04.2011 ; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.

14. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб : пат. 88307 Україна : МПК E21B 19/00. № u201311632 ; заявл. 02.10.2013 ; опубл. 11.03.2014, Бюл. № 5.

Додаток Б

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

“ЗАТВЕРДЖЕНО”

Технічний директор

ПрАТ «Газінвест»

Т. М. Красівський

*“2” жовтня 2017 р.***МЕТОДИКА**

аналітично-експериментальної оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони

“ПОГОДЖЕНО”

Проректор з наукової роботи

ІФНТУНГ

І. І. Чудик

*“24” жовтня 2017 р.***м. Івано-Франківськ, 2017**

1 РОЗРОБЛЕНО:

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

РОЗРОБНИКИ:

асистент кафедри БМ, **Яциняк І. І.**

к. т. н., доцент кафедри БНГС, **Гриців В. В.**

д. т. н. професор кафедри НГО, **Івасів В. М.**

асистент кафедри БНГС, **Юрич Л. Р.**

2 ПРИЙНЯТО ТА НАДАНО ЧИННОСТІ:

Зміст

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ.....	4
2 ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ.....	4
3 ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА ПРОФІЛЕМ СВЕРДЛОВИНИ	5
4 АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ.....	5
5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ	8
ДОДАТОК А.....	15
ДОДАТОК В.....	19

1 СФЕРА ЗАСТОСУВАННЯ

1.1 Методика регламентує порядок оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин.

1.2 Методика рекомендована до виикористання буровою організацією **ПрАТ «Газінвест»**, її підрядчиками та сумісниками.

1.3 Вимоги цієї методики є обов'язковими при проектуванні і виборі режимних параметрів, техніки і технології буріння свердловини.

2 ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

Нижче наведено терміни, вжиті в методиці та визначення позначених ними понять:

БК – бурильна колона;

НДС – напружено-деформований стан;

ПС – профіль свердловини;

КДС – криволінійна ділянка свердловини;

ВПД – вузол поздовжніх деформацій;

БРД – блок реєстрації деформацій;

АЦП – аналого-цифровий перетворювач;

СПО – спуско-підймальні операції.

3 ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ЗА ПРОФІЛЕМ СВЕРДЛОВИНИ

Під час експлуатації БК на її елементи діє широкий спектр випадкових навантажень, що обумовлює їх складний НДС. Урахування комплексної дії відповідних навантажень на довговічність БК є складною задачею. Проте виокремити найбільш небезпечні місця, де діятимуть суттєві навантаження, можливо уже на стадії проектування. На основі ПС виділяємо КДС із небезпечною інтенсивністю викривлення ($i \geq 1 \text{ град}/10\text{м}$) та проводимо детальну оцінку НДС БК. Визначення напружень виконуємо аналітичним способом запропонованим в роботі [1] та перевіряємо адекватність проведених розрахунків за допомогою удосконаленого пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб [2].

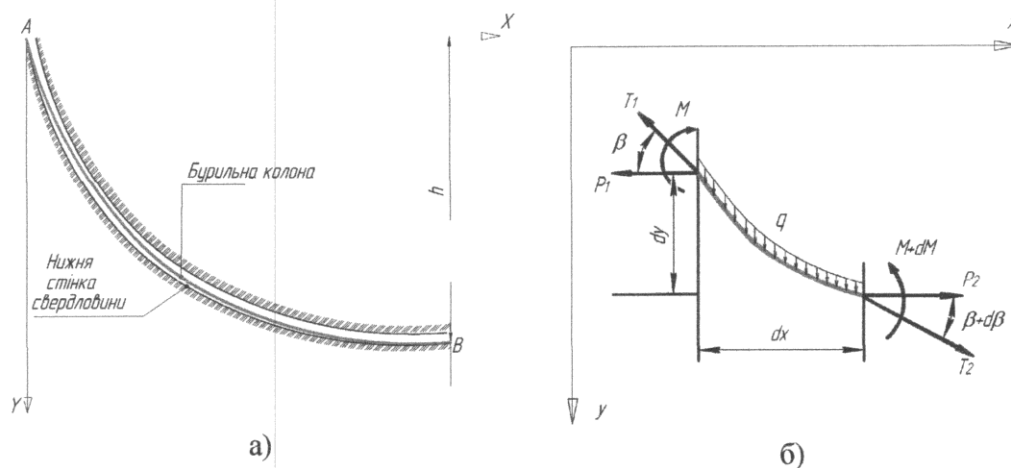
4 АНАЛІТИЧНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ

Після аналізу ПС та локалізації небезпечних КДС необхідно визначити виникаючі максимальні напруження. Обчислити відповідні напруження можливо при умові, що радіуси викривлення стовбура свердловини і колони бурильних труб рівні. Така ситуація можлива лише в окремих випадках, коли радіус КДС досить великий і БК повністю повторює стінку стовбура свердловини [3]. Проте положення колони на КДС, визначається багатьма чинниками, основними із яких можна вважати: вагу погонного метра колони, її жорсткість, сили розтягу чи стиску, відстань між опорами, зенітний кут та інші. Таким чином, найбільш характерними положеннями БК у свердловині під час проходження КДС є: контакт труб із верхньою стінкою свердловини, їх провисання між стінками та розташування на нижній стінці свердловини [3].

В реальних умовах експлуатації згин елементів БК в значній мірі залежить від співвідношення їх довжини і гравітаційних сил. Так при

збільшенні довжини БК її вісь стає подібною до “гнучкої нитки”. Таким чином максимальний прогин спостерігається не посередині КДС, а зміщується у напрямку дії гравітаційних сил. Це, відповідно, призводить до перерозподілу напружень у перерізах БК. Враховуючи вище наведене запропоновано аналітичний метод оцінки НДС елементів бурильної колони на КДС із урахування впливу гравітаційних сил.

Для моделювання форми пружної осі БК та оцінки НДС її елементів, на КДС, використано метод числового розрахунку “гнучкої нитки” [4], у поєднанні із методом “поділу відрізків навпіл” (методом Больцано). Розрахунок форми осі проведено за схемою зображеною на рисунку 2.1.



а) – загальний вигляд криволінійної ділянки свердловини;

б) – навантаження, що діють на елементарну частинку бурильної колони

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема для оцінки НДС елементів бурильної колони

У зазначеному виділено елементарну частинку dL , горизонтальна проекція якої dx , вертикальна – dy . Для “гнучкої нитки” діючі на кінцях елемента сили T_1 і T_2 спрямовані під деякими кутами β і $\beta + d\beta$ до дотичної, їх горизонтальні проекції відповідно P_1 і P_2 . Згідно з [4] рівняння пружної осі ділянки БК, на яку діє осьова сила P , матиме вигляд:

$$\frac{d^4 y}{dx^4} - \frac{Pd^2 y}{EI dx^2} - \frac{q}{EI} = 0, \quad (2.1)$$

де P – осьова сила, що діє на ділянку, H ;

EI – жорсткість колони на згин, Hm^2 ;

q – вага одиниці довжини колони, H/m .

Загальний розв'язок рівняння (2.1) матиме вигляд:

$$y(x) = \frac{C_2 E_1 I_1 e^{\frac{\sqrt{P}x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{C_1 E_1 I_1 e^{-\frac{\sqrt{P}x}}{\sqrt{E_1 I_1}}}}{P} + \frac{qx^2}{2P} + C_3 x + C_4, \quad (2.2)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 – сталі величини, що визначають із граничних умов.

Так, невідомі C_1, C_2, C_3, C_4 повинні задовольняти таким граничним умовам:

$$\begin{cases} y(0) = 0; \\ y(L) = h; \\ y'(0) = \tan(\beta); \\ y'(L) = \tan(\beta + \Delta\beta) \end{cases},$$

де L – довжина криволінійної ділянки, m ;

h – перепад висот між точками опор, m ;

β – zenітний кут на початку криволінійної ділянки, *град*;

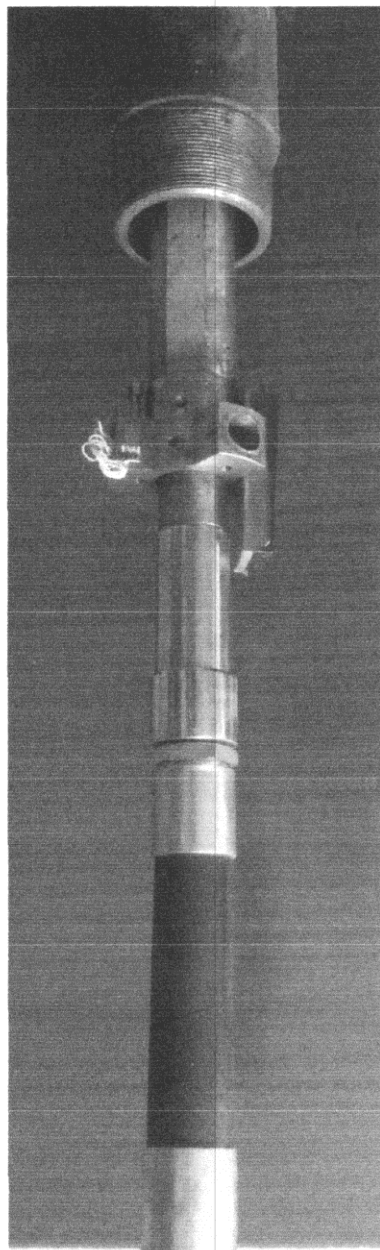
$\beta + \Delta\beta$ – zenітний кут на кінці криволінійної ділянки, *град*.

На основі проведених розрахунків визначаються максимальні напруження, що виникають на КДС у гладкій частині БК.

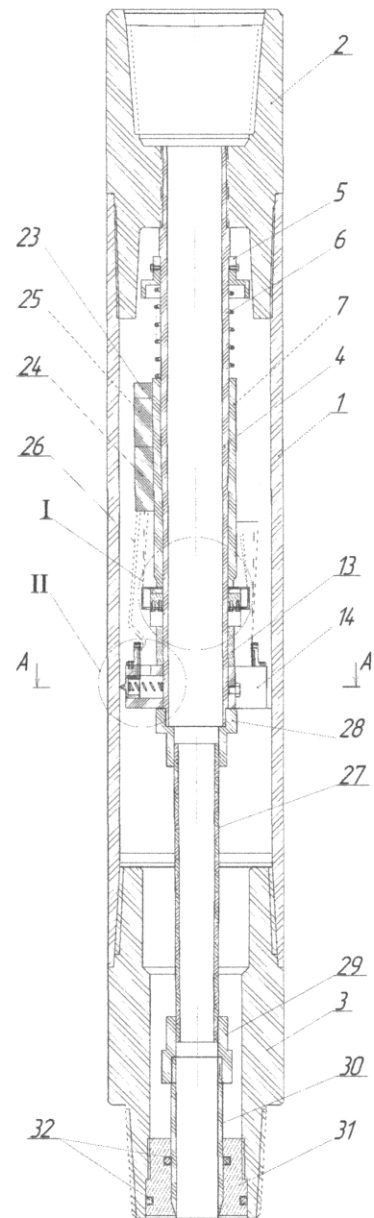
Визначення відповідних напружень в умовах експлуатації БК виконуємо експериментальним способом.

5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ НА КРИВОЛІНІЙНИХ ДІЛЯНКАХ СВЕРДЛОВИНИ

Для перевірки аналітичних розрахунків НДС елементів бурильної колони удосконалено конструкцію пристрою (рис. 3.1) [2], що визначає напруження, які виникають при згині бурильної колони у процесі буріння свердловин. Пристрій включає в себе корпус 1 – несучий калібрований елемент БК з різьбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці БК. У верхньому перехіднику 2 по осі пристрою на різьбі встановлений нерухомо ніпель 4. На ніпелі 4 встановлені основні елементи ВПД, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично ніпелю 4 і рухому інерційну втулку 7. Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рис. 3.2), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухомої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 встановлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлені тензодавачі 12.



а)



б)

а) загальний вигляд; б) конструктивна схема

Рисунок 3.1 – Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурових труб

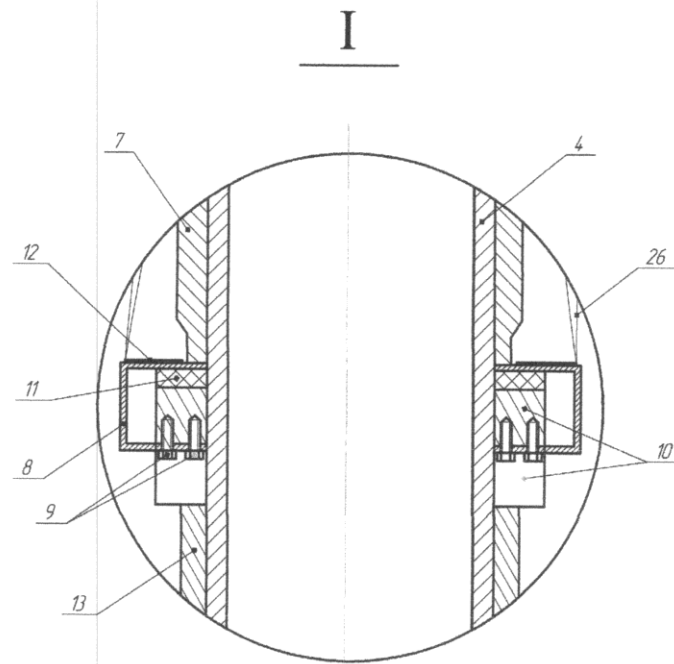


Рисунок 3.2 – Місцевий вигляд I на рисунку 3.1

На нижньому кінці ніпеля 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і ВПД встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рис. 3.3, рис. 3.4) входить система трьох тензодавачів розміщених під кутом 120° радіально до ніпеля 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15. У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16 в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпуса I пристрою.

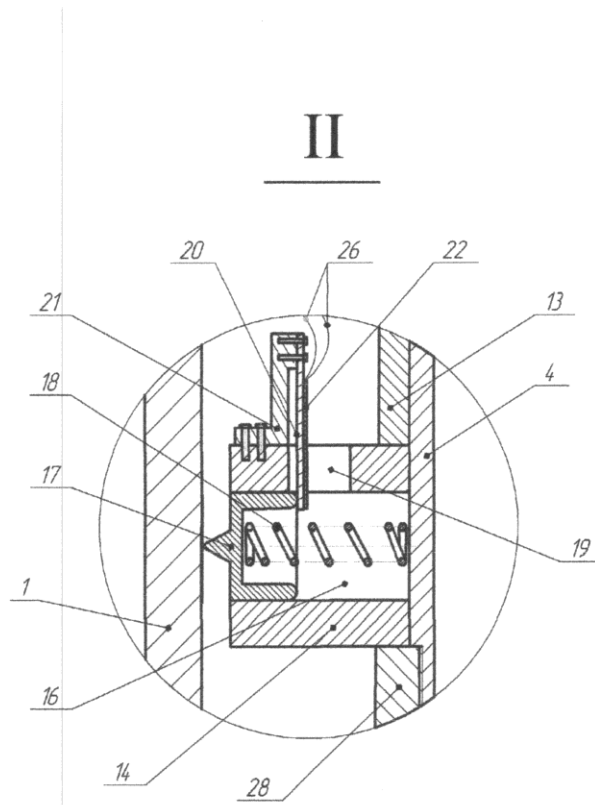


Рисунок 3.3 – Місцевий вигляд II на рисунку 3.1

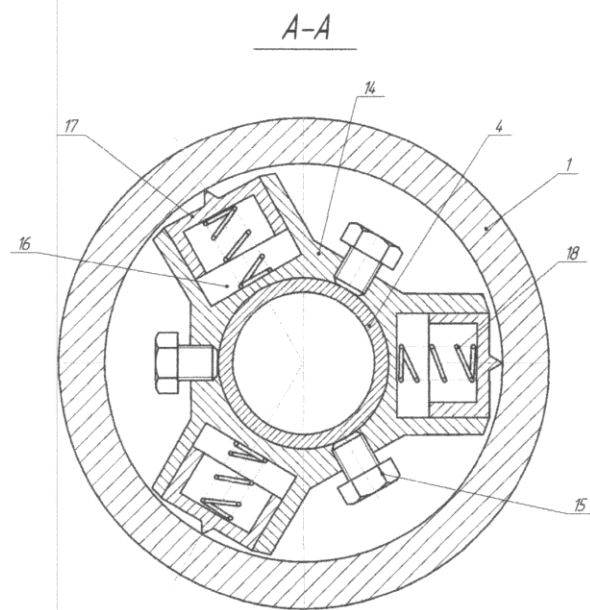


Рисунок 3.4 – Місцевий вигляд А-А на рисунку 3.1

На платформі 14 в зоні направляючих отворів 16 виконані пази 19, через які вільно проходять пружні пластини 20. За допомогою держаків 21 пружні пластини 20, зафіксовані у верхній частині платформи 14. В місці деформації пружних пластин 20 на них встановлено тензодавачі 22.

На зовнішній поверхні втулки 7 закріплені БРД, в який входять: блок живлення 23, АЦП 24, і карта пам'яті 25. БРД з'єднаний з тензодавачами 12 і 22 електричними провідниками 26.

Кінець ніпеля 4 з'єднано герметично через гнучкий елемент, в якості рукава 27 високого тиску, і його ущільнюючих втулок 28, 29 з наконечником 30.

Порожнина пристрою надійно герметизована між нижнім перехідником 3 і наконечником 30 за допомогою втулки 31 і радіальних ущільнень 32.

Визначення НДС елементів БК під час експлуатації, із застосуванням розробленого пристрою, передбачає кілька етапів.

Перший етап розрахунку передбачає:

- визначення найбільш небезпечних місць у свердловині теоретичним шляхом, виходячи із ПС де елементи БК піддаються найбільшим навантаженням;
- встановлення пристрою в компоновку низу БК;
- спуск БК з пристроєм на вибір свердловини та проведення буріння згідно з планом робіт.

На другому етапі проводиться:

- піднімання БК з пристроєм на поверхню;
- від'єднання пристрою від БК та демонтаж корпусу пристрою;
- зчитування об'єму даних з карти пам'яті, записаних, як під час СПО, так і під час роботи БК у небезпечному інтервалі.

На третьому етапі проводиться аналіз отриманої інформації. Виходячи із глибини опускання пристрою та часу його роботи у свердловині виділяються дані, що відповідають необхідним місцям ПС та обчислюються напруження в БК.

Напруження, що виникають у елементах бурильної колони визначаються за допомогою тарувальної діаграми пристрою (рис. 3.5).

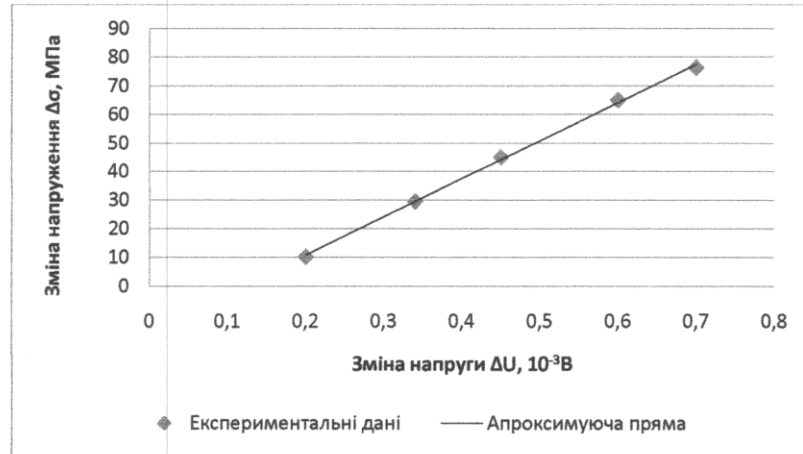


Рисунок 3.5 – Тарувальна діаграма удосконаленого пристрою

Оскільки довжина пристрою не значна (1,5 м), у порівнянні із діаметром (0,28 м), то напруження визначались за формулою 3.1, відповідно до схеми триточкового згину стержня (рис. 3.6).

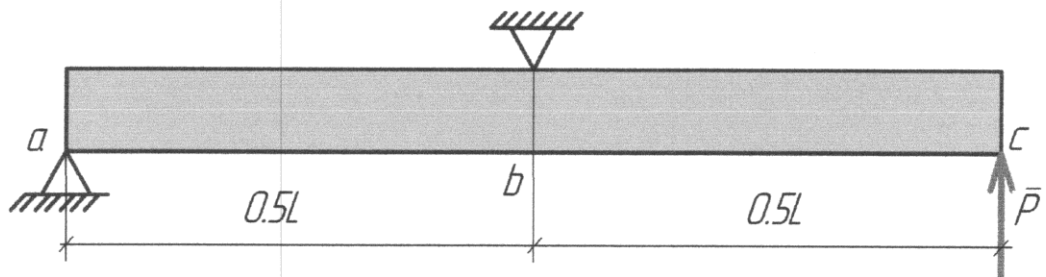


Рисунок 3.6 – Схема навантаження пристрою при таруванні

$$\sigma = \frac{M}{W}, \quad (3.1)$$

де M – згинаючий момент, що виникає в корпусі пристрою, $H\text{м}$:

$$M = \frac{PL}{2}, \quad (3.2)$$

де P – навантаження прикладене до одного з кінців пристрою, H ;

L – довжина пристрою, m ;

W – момент опору корпусу пристрою, m^3 :

$$W = \frac{\pi D^2 \delta}{4}, \quad (3.3)$$

де D – зовнішній діаметр корпусу пристрою, m ;

δ – товщина стінки корпусу пристрою, m .

ДОДАТОК А

(додатковий)

Приклад визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони на криволінійних ділянках свердловини

Для визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах проведено їх розрахунок на похило-скерованій свердловині № 38 Штормового газоконденсатного родовища. Вибір свердловини пов'язаний із наявністю криволінійної ділянки із інтенсивністю викривлення $2^\circ/10$ м, за якої вплив гравітаційних сил на перерозподіл напружень в елементах бурильної колони є суттєвим.

Буріння свердловини проводилось бурильними трубами ТБПК $\varnothing 127 \times 9,19$ мм. В якості обважнених бурильних труб прийнято спіральні ОБТ $\varnothing 229 \times 59,5$ мм, $\varnothing 203 \times 60$ мм та ОБТ $\varnothing 165 \times 47$ мм з муфтами типу "BORE BACK".

Основні параметри профілю свердловини наведені в таблиці А1.

Таблиця А1 – Параметри профілю свердловини

Інтервал по вертикалі, м			Зенітний кут, град		Середня інтенсивність викривлення, град/10 м
			на початку	в кінці	
від	до	довжина			
0	570	570	0,0	0,0	0
570	847,1	277,1	0,0	46,5	1,5
847,1	1693,7	846,6	46,5	46,5	0
1693,7	1756,1	62,4	46,5	69,5	2
1756,1	1899,7	143,6	69,5	69,5	0

Розглянемо три випадки проходження бурильною колоною даної криволінійної ділянки:

- бурильна колона контактує із нижньою стінкою свердловини;
- бурильна колона не контактує із стінками свердловини;
- бурильна колона контактує із верхньою стінкою свердловини.

Діаметр свердловини під час буріння в інтервалі криволінійної ділянки визначено за формулою:

$$D_{ce} = D_{дол} K_L, \quad (A1)$$

Де $K_L = 1,15$ – лінійний коефіцієнт кавернозності;

$D_{дол} = 295,3$ мм – діаметр долота.

Отже,

$$D_{ce} = 295,3 \cdot 1,15 = 339,59 \text{ мм.}$$

Загальний простір між стінками бурильної колони та свердловини відповідно становитиме:

$$a_1 = D_{ce} - D_{ок1} = 340 - 127 = 213 \text{ мм;}$$

$$a_2 = D_{ce} - D_{ок2} = 340 - 165 = 175 \text{ мм;}$$

$$a_3 = D_{ce} - D_{ок3} = 340 - 203 = 137 \text{ мм;}$$

$$a_4 = D_{ce} - D_{ок4} = 340 - 229 = 111 \text{ мм.}$$

Для побудови траєкторії пружної осі бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини використаємо рівняння 2.2, а для стінки свердловини на цій ділянці скористаємось співвідношенням:

$$y_2(x) = \sqrt{R^2 - x^2}, \quad (A2)$$

де R – радіус кривизни свердловини.

Радіус криволінійної ділянки знаходимо із виразу:

$$R = \frac{57.3L_{\text{КД}}}{\alpha_{\text{ЗН}} - \alpha_{\text{ПОЧ}}}, \quad (\text{A3})$$

Де $L_{\text{КД}}$ – довжина криволінійної ділянки свердловини (табл. А1);

$\alpha_{\text{ЗН}}, \alpha_{\text{ПОЧ}}$ – зенітний кут на початку та в кінці криволінійної ділянки свердловини відповідно (табл. А1).

Точку контакту стінки свердловини із бурильною колоною знаходимо методом поділу відрізків навпіл (методом Больцано).

Результати розрахунків нормальних згинальних напружень виконані запропонованим методом та методом триточкового згину [3] наведені в таблиці А2

Таблиця А2 – Результати розрахунків нормальних згинальних напружень

Бурильна труба	Максимальні напруження при дотику до нижньої стінки свердловини, МПа		Максимальні напруження при дотику до верхньої стінки свердловини, МПа	
	метод наведений в роботі [3]	запропонований метод	метод наведений в роботі [3]	запропонований метод
ТБПК 127	47,36	51,25	44,06	48,32
ОБТ 229	88,15	96,50	84,61	92,85
ОБТ 203	77,43	84,62	73,62	80,50
ОБТ 165	62,25	68,40	58,37	64,16

За отриманими результатами проведених розрахунків встановлено:

- максимальні значення напружень, обчислені за методом триточкового згину [3], дещо менші (8 - 10 %) від напружень отриманих запропонованим методом. Це зумовлено тим, що триточковий згин БК передбачає максимальний

її прогин посередині ділянки. Тоді як під час експлуатації БК найбільший прогин буде зміщений у сторону дії гравітаційних сил;

- застосування запропонованої методики можливе як для комплексної аналітично-експериментальної оцінки НДС елементів БК, так і окремо аналітичної чи експериментальної оцінки НДС. Використання однієї з частини оцінки НДС можливе після попередньої оцінки профілю свердловини, в залежності від необхідної точності результатів.

ДОДАТОК В
(додатковий)

БІБЛІОГРАФІЯ

1. Яциняк І. І. Використання методу жорсткої нитки для оцінки напружено-деформованого стану бурильної колони на криволінійній ділянці свердловини. *Машинознавство*. 2013. № 9 – 10. С. 68 – 73.

2. Пат. 88307 Україна МПК Е 21 В 19/00. Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб / В. М. Івасів, М. М. Ногач, А. Р. Юрич, І. І. Яциняк, Р. В. Рачкевич, В. В. Гриців, Л. Р. Юрич, В. В. Буй, Я. С. Гриджук. № u201311632; заявл. 02.10.2013; опубл. 11.03.2014, Бюл. № 5.

3. Рачкевич Р. В. Прогнозування довговічності бурильної колони в ускладнених умовах буріння свердловини: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Б-ка ІФНТУНГ. Івано-Франківськ. 2006. 145 с.

4. Папаценко Х. И. Проектирование, строительство и эксплуатация самонесущих трубопроводов. Гостоптехиздат. 1963. 108 с.

Ключові слова: напружено-деформований стан, довговічність, прогнозування, елементи бурильної колони.

Проректор з наукової роботи
ІФНТУНГ, д.т.н., проф.



І. І. Чудик

Автори розробки:
асистент кафедри БМ



І. І. Яциняк

д. т. н., проф. кафедри НГО



В. М. Івасів

к. т. н., доцент кафедри БНГС



В. В. Гриців

асистент кафедри БНГС



Л. Р. Юрич

Нормоконтролер



Л. Є. Артим

Додаток В

ПРОТОКОЛ № 11 / 07 - ТЕ**техніко-економічної ради ТОВ «Карпатська бурова компанія»**

м. Івано-Франківськ

11.07.2016 р.

Присутні від Товариства з обмеженою відповідальністю «Карпатська бурова компанія»:

1. Березовський І. Г. – директор ТОВ «Карпатська бурова компанія»;
2. Лесюк Т. Б. – головний геолог ТОВ «Карпатська бурова компанія»;
3. Гетьманський С. А. – начальник бурової ТОВ «Карпатська бурова компанія».

Запрошені від Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу (ІФНТУНГ):

1. Івасів В. М. – д. т. н., професор кафедри нафтогазового обладнання;
2. Гриців В. В. – к. т. н., доцент кафедри буріння нафтових і газових свердловини;
3. Яциняк І. І. – асистент кафедри будівельної механіки.

ПОРЯДОК ДЕННИЙ :

1. Про обрання голови та секретаря зборів техніко-економічної ради.
2. Про можливість та необхідність використання пристрою «Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб» у процесі буріння свердловин.

По першому питанню порядку денного слухали директора ТОВ «Карпатська бурова компанія» Березовсько Ігоря Григоровича, щодо обрання голови та секретаря зборів техніко-економічної ради

ПОСТОВИЛИ: для ведення зборів техніко-економічної ради обрати голову зборів – Березовського І. Г. та секретарем зборів – Лесюка Т.Б.

По другому питанню порядку денного слухали асистента кафедри будівельної механіки Яциняка Івана Ігоровича:

Під час буріння похило-скерованих та горизонтальних свердловин елементи бурильної колони зазнають значних деформацій згину. Це призводить до виникнення у їх тілі значних напружень. Визначити відповідні напруження аналітичним способом можливо тільки з певним наближенням. Внаслідок чого складно прогнозувати їх довговічність. Тому

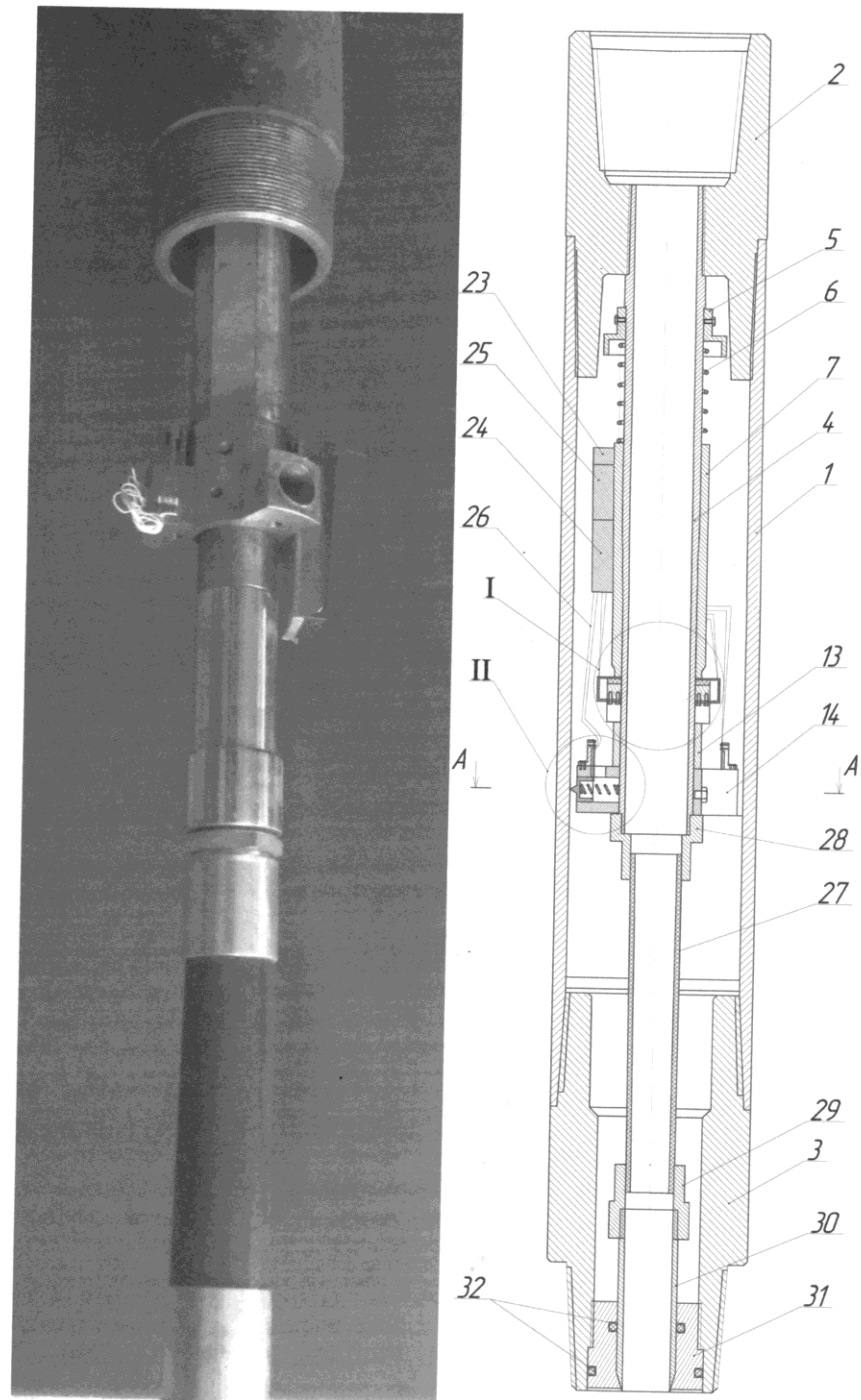
для оцінки напружено-деформованого стану елементів бурильної колони під час їх експлуатації використовують спеціально розроблені пристрої.

Нами удосконалено конструкцію пристрою, що визначає зусилля, які виникають у процесі буріння свердловин. Реалізацію даної задачі здійснено наступним чином. У відомий пристрій для вимірювання зусиль в бурильній колоні, що включає калібрований за міцністними параметрами корпус, верхній та нижній перехідники, консольно защемлений ніпель у верхньому перехіднику, вузол перетворення деформацій, блок реєстрації деформацій, було додатково введено вузол перетворення деформацій пристрою виконаний у вигляді розміщених між собою під кутом 120° в перерізі корпусу системи трьох тензодавачів, встановлених на консольно закріплених пружних пластинах, що взаємодіють через повзуни з внутрішньою поверхнею корпусу, а виходи тензодавачів електрично з'єднані з блоком реєстрації деформацій, а також додатково введеним вузлом поздовжніх переміщень у вигляді силової пружини встановленої концентрично ніпелю на інерційній втулці, яка взаємодіє з двома діагонально розміщеними пружними кронштейнами на яких встановлені тензодавачі фіксації переміщень зв'язаних відповідно з блоком реєстрації (рис. 1 – 2).

На рисунку 1 показано загальний вигляд та принципову конструктивну схему удосконаленого пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб. Пристрій включає в себе корпус 1 – несучий калібрований елемент бурильної колони з різьбовими перехідниками: верхнім 2 і нижнім 3, які призначені для з'єднання пристрою у компоновці бурильної колони. У верхньому перехіднику 2 консольно по осі пристрою на різьбі встановлений нерухомо ніпель 4.

На ніпелі 4 встановлені основні елементи вузла поздовжніх переміщень, який містить нерухому втулку 5, що служить упором для силової пружини 6, встановленої концентрично ніпелю 4 і рухому інерційну втулку 7. Нижнім кінцем втулка 7 опирається на пружні кронштейни 8 (рис. 2.), які по діагоналі закріплені гвинтами 9 до нерухомої втулки 10. Між кронштейнами 8 і втулкою 10 встановлено демпферне кільце 11. В зоні деформації пружних кронштейнів 8 встановлені тензодавачі 12.

На нижньому кінці ніпеля 4 також закріплений вузол перетворення деформацій. Між ним і вузлом поздовжніх деформацій встановлена дистанційна втулка 13. У вузол перетворення деформацій (рис. 3, рис. 4) входить система трьох тензодавачів розміщених під кутом 120° радіально до ніпеля 4 на платформі 14, до якого вона жорстко закріплена болтами 15. У платформі 14 під кутом 120° виконано направляючі 16 в яких вільно переміщуються повзуни 17. За допомогою пружин 18 повзуни 17 опираються на внутрішню поверхню корпусу 1 пристрою.



а) загальний вигляд;

б) конструктивна схема

Рисунок 1 – Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурільних труб

6

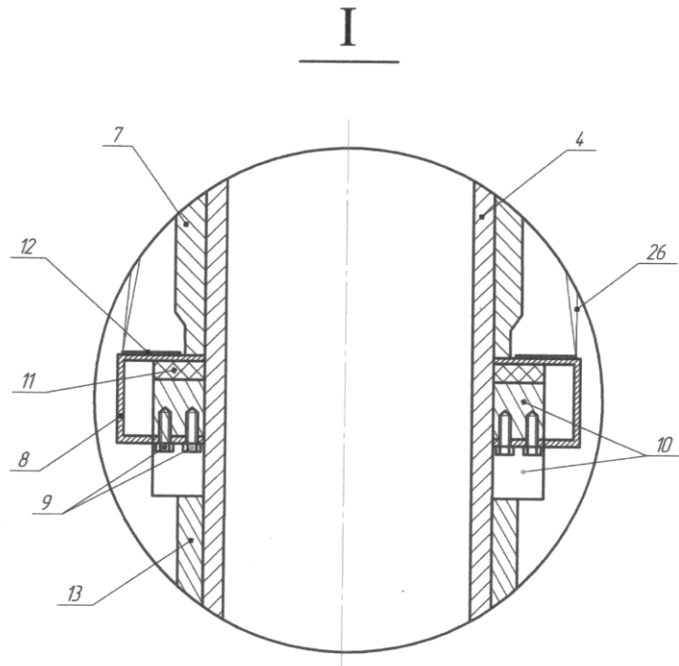


Рисунок 2 – Місцевий вигляд I на рисунку 1

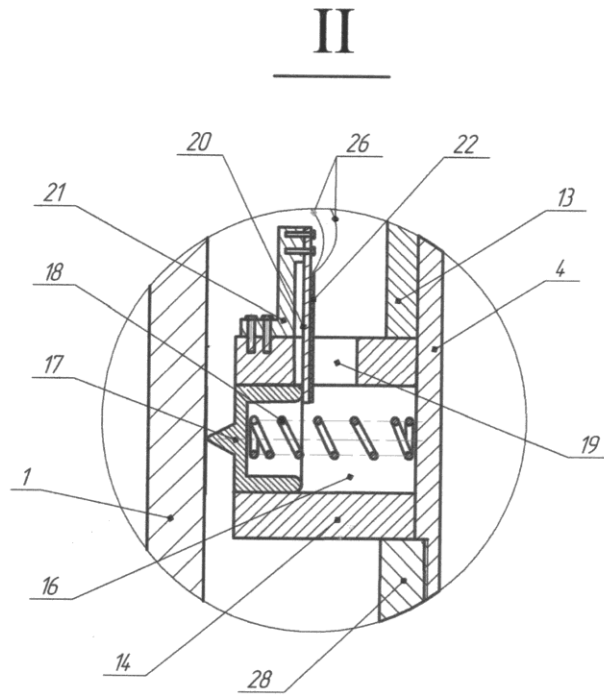


Рисунок 3 – Місцевий вигляд II на рисунку 1

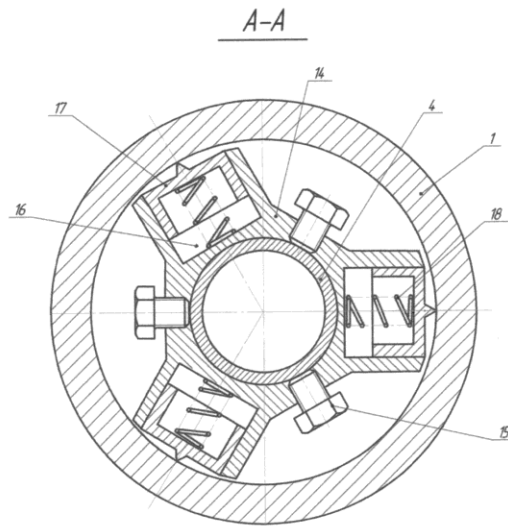


Рисунок 4 – Місцевий вигляд А-А на рисунку 1

На платформі 14 в зоні направляючих отворів 16 виконані пази 19, через які вільно проходять пружні пластини 20. За допомогою держаків 21 пружні пластини 20, зафіксовані у верхній частині платформи 14. В місці деформації пружних пластин 20 на них встановлено тензодавачі 22.

На зовнішній поверхні втулки 7 закріплений блок реєстрації деформацій, в який входять: блок живлення 23, аналого-цифровий перетворювач 24, і карта пам'яті 25. Блок реєстрації деформацій з'єднаний з тензодавачами 12 і 22 електричними провідниками 26.

Кінець ніпеля 4 з'єднано герметично через гнучкий елемент, в якості рукава 27 високого тиску, і його ущільнюючих втулок 28, 29 з наконечником 30.

Порожнина пристрою надійно герметизована між нижнім перехідником 3 і наконечником 30 за допомогою втулки 31 і радіальних ущільнень 32.

Пристрій працює наступним чином. У процесі буріння свердловини пристрій встановлюють в компоновці низу бурильної колони в інтервалі стовбура свердловини, де необхідно визначити згинаючі зусилля і поздовжні переміщення в елементах низу бурильної колони.

Перед спуском бурильної колони з пристроєм у свердловину вмикають блок реєстрації деформацій, робота якого запрограмована в певній послідовності.

В інтервалі інтенсивної кривизни стовбура свердловини, відповідно виникають деформації згину корпусу 1 пристрою, які в свою чергу передаються через повзуни 17, що рухаються по направляючих 16, пружним пластинам 20. Ці деформації фіксуються тензодавачами 22 і за допомогою

електричних провідників 26 передаються на блок реєстрації деформацій, в якому проходить їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 24 і запис у карту пам'яті 25.

Водночас при взаємодії породоруйнівного інструменту із вибоєм свердловини виникають поздовжні коливання бурильної колони, які передаються інерційній втулці 7, що взаємодіє з пружними кронштейнами 8 і фіксується тензодавачами 12. На блок реєстрації деформацій дані коливання передаються за допомогою провідників 26, де аналогічно проходить їх обробка в аналого-цифровому перетворювачі 24 і відповідно запис в карту пам'яті 25.

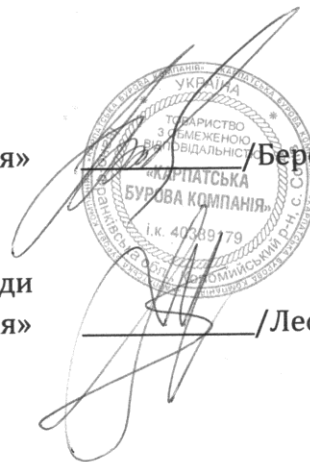
В систему аналого-цифрового перетворювача входять 5 тензометричних мостів, які з'єднані провідниками 26 з відповідними тензодавачами 22 вузла перетворення деформацій і 12 вузла поздовжніх переміщень. Тензодавачі передають інформацію безперервно у запрограмованій послідовності в аналого-цифровий перетворювач, після обробки в якому проходить її запис у карту пам'яті 25. Після підйому бурильної колони з пристроєм на поверхню записані в карті пам'яті 25 дані піддаються комп'ютерній обробці та математичному аналізу.

Таким чином визначення напружено-деформованого стану елементів бурильної колони під час експлуатації за допомогою запропонованого "Пристрою для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб" дає змогу правильно оцінити необхідний період їх неруйнівного контролю, ефективніше визначати залишковий ресурс бурильної колони та зменшити кількість аварій пов'язаних із втомним руйнуванням її елементів.

ПОСТОВИЛИ: рекомендувати використання пристрою «Пристрій для вимірювання зусиль в колоні бурильних труб» у процесі буріння свердловин.

Голова техніко-економічної ради
ТОВ «Карпатська бурова компанія»

Секретар техніко-економічної ради
ТОВ «Карпатська бурова компанія»



/Березовський І. Г./

/Лесюк Т. Б./

Додаток Г

Затверджую

Проректор з наукової роботи

Чудик І. І.

" 10 " 2018 р.

АКТ

впровадження у навчальний процес

результатів дисертаційної роботи на тему

“Прогнозування довговічності елементів бурильної колони із урахуванням критерію подібності втомного руйнування” Яциняка І. І.

В результаті виконання асистентом кафедри будівництва Яциняком Іваном Ігоровичем дисертаційної роботи отримані наукові і прикладні результати, які використовуються на кафедрі будівництва при проведенні практичних та лабораторних занять з дисципліни “Основи механіки руйнування” студентами напрямку підготовки 192 “Будівництво та цивільна інженерія”.

Директор інституту
архітектури будівництва та енергетики



Мазур М. П.

Завідувач кафедри
Будівництва



Артим В. І.