

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

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

Фафлей Олег Ярославович

УДК 622.24.05

ДИСЕРТАЦІЯ

Підвищення втомної міцності двоопорних замкових різьбових з'єднань
елементів бурильної колони

05.05.12 – машини нафтової і газової промисловості
(шифр і назва спеціальності)

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

_____ О. Я. Фафлей
(підпис, ініціали та прізвище здобувача)

Науковий керівник Артим Володимир Іванович, д-р техн. наук, професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Івано-Франківськ – 2021

АНОТАЦІЯ

Фафлей О. Я. Підвищення втомної міцності двоопорних замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони. – Кваліфікаційна наукова праця 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, 2021.

Дисертація присвячена питанням підвищення втомної міцності двоопорних замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони шляхом оцінки їх напружено-деформованого стану, впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на тріщиностійкість матеріалу труб та розроблення нових конструкцій.

У роботі проведено аналіз умов роботи бурильних колон та їх різьбових з'єднань, визначено вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон. Проведено огляд існуючих конструкцій різьбових з'єднань (одно- та двоопорних) і особливостей виконання додаткової опори двоопорного замкового різьбового з'єднання. Наведено огляд існуючих методик розрахунку елементів бурильної колони (розрахунку моментів згвинчування різьбових з'єднань та методів оцінки довговічності елементів бурильної колони).

Автором використано методику дослідження тріщиностійкості. Наведено методику визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання елементів бурильних колон та розроблено модель автоматизованого проектування конструкцій двоопорних замкових різьбових з'єднань ОБТ. Вдосконалено методику розрахунку моменту згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання. Розроблено методику та програму експериментальних досліджень натурних взірців двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ.

Досліджено напружено-деформований стан одноопорного та двоопорного ЗРЗ ОБТ. Визначено вплив конструктивних елементів на розподіл напружень у двоопорному ЗРЗ. Оптимізовано геометричні параметри додаткової опори ніпеля двоопорного ЗРЗ ОБТ. Досліджено вплив розміщення основної площини різьби ЗРЗ елементів бурильної колони на напружено-деформований стан.

Для зменшення впливу точності виготовлення елементів двоопорних замкових з'єднань ОБТ запропоновано використовувати додаткові пружні елементи з оптимізованими параметрами.

Визначено оптимальні довжини ніпеля додаткової опори для 14 типорозмірів розробленої конструкції двоопорного ЗРЗ ОБТ. Виведено безрозмірний коефіцієнт та побудовано його залежності від величини перекриття ніпеля та муфти у зоні додаткового опорного торця, і може застосовуватися при розробленні інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції.

Оцінено вплив асиметрії навантаження за напружень розтягу на тріщиностійкість матеріалу бурильних труб груп міцності G105 та 40XH. Отримано параметри тріщиностійкості, які можуть бути використані для прогнозування довговічності.

Визначені коефіцієнти інтенсивності напружень за допомогою МКЕ для одноопорної та розробленої двоопорної конструкції ЗРЗ із напівеліптичною тріщиною, що розміщена у небезпечному перерізі ніпеля (впадині першого повного витка). Отримано значення довговічності цих конструкцій ЗРЗ для одноопорної та двоопорної конструкцій ЗРЗ. Втомна довговічність двоопорного ЗРЗ збільшується на 72,4 % порівняно із одноопорним.

Проведено верифікацію результатів отриманих за допомогою МКЕ та загальновідомою формулою Аокі-Кіучі. Відхилення між результатами отриманими різними методами не перевищують 15 %.

Результати натурних експериментальних досліджень розробленої конструкції та методики розрахунку моменту згвинчування двоопорного

замкового різьбового з'єднання підтверджують проведені дослідження імітаційним моделюванням. Конструкції та методика розрахунку моменту згвинчування двоопорних ЗРЗ впроваджена у ДП "Завод обважнених бурильних та ведучих труб" м. Суми.

Ключові слова: бурильна колона, бурильний замок, двоопорна замкова різьба, ніпель, муфта, напружено-деформований стан, втомна міцність, асиметрія циклічного навантаження, тріщиностійкість, імітаційне моделювання.

ABSTRACT

Faflei O. Ya. Increase of Fatigue Strength of Double-Shoulder Threaded Tool Joints of Drill String Elements. – Qualification Scientific Paper with the Manuscript Copyright.

Thesis for the Degree of Candidate of Technical Sciences (Doctor of Philosophy) in Specialty 05.05.12 – Machines of Oil and Gas Industry. – Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, 2021.

The thesis is devoted to the issues of increasing the fatigue strength of the double-shoulder threaded tool joints of drill string elements by assessing their stress-strain state, influence of the cyclic tensile stress asymmetry on the pipe material crack resistance and development of new structures.

The operating conditions of drill strings and their threaded joints were analyzed and the influence of operational factors on the failures of drill string elements were determined in the paper. The available designs of threaded joints (single- and double-shoulder) and design peculiarities of an additional shoulder of the double-shoulder threaded tool joint were studied. An overview of the existing methods for calculation of drill string elements (calculation of makeup torques of threaded joints and methods for durability evaluation of drill string elements) was provided.

The author used the methods for studying the crack resistance. The methods for determining the stress-strain state of the tool joints of drill string elements were

provided and the model for computer-aided structural design of the drill collar double-shoulder threaded tool joints was developed. The methods for calculating the makeup torques of double-shoulder threaded tool joints were improved. The methods and program of experimental studies of full-scale samples of the drill collar double-shoulder threaded tool joints were developed.

The stress-strain state of the drill collar single- and double-shoulder threaded tool joints was studied. The influence of the structural elements on the distribution of stresses in double-shoulder threaded tool joints was determined. The geometrical parameters of the additional pin shoulder of the drill collar double-shoulder threaded tool joints were optimized. The influence of placement of the base thread plane of the double-shoulder threaded tool joints of drill string elements on the stress-strain state was investigated.

In order to reduce the influence of the accuracy of manufacturing of elements of the drill collar double-shoulder threaded tool joints, it was proposed to use additional elastic elements with optimized parameters.

The optimal lengths of the additional pin shoulder for 14 standard sizes of the developed design of the drill collar double-shoulder threaded tool joints were determined. The dimensionless coefficient was worked out and its dependence on the value of the pin and box overlap in the area of the additional shoulder end face was constructed (it can be used for the development of other similar design and standard size threads).

The influence of the tensile strength asymmetry on the crack resistance of the material of the drill pipes that belong to G105 and 40XH strength groups was estimated. The crack resistance parameters, which can be used to predict the durability, were obtained.

The stress intensity coefficients were determined using the FEM for the single-shoulder and developed double-shoulder structure of the threaded tool joints with the semi-elliptical crack located in the critical pin section (first full thread trough). The values of the durability of these threaded tool joint structures for the single-shoulder

and double-shoulder structures of threaded tool joints were obtained. The fatigue durability of double-shoulder threaded tool joints increases by 72.4% when compared to single-shoulder ones.

The results obtained using the FEM and well-known Aoki and Kiuchi's formula were verified. The deviations between the results obtained with the help of different methods do not exceed 15%.

The results of the full-scale experimental studies of the developed design and methods for calculation of the makeup torque of double-shoulder threaded tool joints confirm the conducted studies by simulation modeling. The designs and methods for calculation of the makeup torque of double-shoulder threaded tool joints were introduced into production at the Subsidiary Enterprise "Drill Collars and Kellys Plant" (Sumy).

Key words: drill string, box-and-pin joint, double-shoulder tool joint, pin, box, stress-strain state, fatigue strength, cyclic stress asymmetry, crack resistance, simulation modeling.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА

Закордонні видання

1. Mykhailiuk V. V., Artym V. I., Faflei O. Y., Deineha R. O., Yurych A. R. Improvement of the operational efficiency of double shoulder tool joint of drill collars. *East European Scientific Journal*. 2019. № 51(5). С. 40-48.

Фахові видання України

2. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з'єднань бурильних труб на їх напружено-деформований стан. *Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ*. 2017. № 4(65). С. 77-87.

3. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважнених бурильних труб. *Нафтогаз. енергетика*. 2017. № 2(28). С. 22-30.

4. Фафлей О. Я. Дослідження впливу асиметричного навантаження на кінетику втомних тріщин. *Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ*. 2018. № 1(66). С. 44-52.

Патенти

5. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125921 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201800265 ; заявл. 09.01.2018 ; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. 4 с.

6. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125922 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201800266 ; заявл. 09.01.2018 ; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. 4 с.

7. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125915 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201713152 ; заявл. 29.12.2017 ; опубл. 11.06.2018, Бюл. № 11. 4 с.

8. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 137086 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № и 201907819 ; заявл. 10.07.2019 ; опубл. 25.09.2019, Бюл. № 18. 4 с.

Матеріали конференцій

9. Артим В. І., Фафлей О. Я., Семенчук А. В. Удосконалення методів розрахунку довговічності елементів бурильної колони при глибокому бурінні. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції *«Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій»* присвяченої 55-річчю заснування ТНТУ та 170 - річчю з дня народження Івана Пулюя, 19–21 травня 2015 р., Тернопіль, С. 66-68.

10. Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Кінцево-елементний аналіз двоопорних замкових з'єднань бурильних труб. Матеріали II Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції *«Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі»*. Кривий Ріг: ДВНЗ Криворізький національний університет, 2017. С. 313.

11. Фафлей О. Я., Фафлей І. Я., Харламов Б. В. Експериментальні дослідження впливу розтягуючого асиметричного навантаження на швидкість поширення втомних тріщин. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції *«Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні»*, секція *«системний аналіз і синтез процесів у металургії та машинобудуванні»*, 27 – 29 березня 2018 р. Дніпро, С.117-118.

12. Артим В. І., Фафлей О. Я., Петрик І. Я., Фафлей І. Я. Проектування двоопорних замкових з'єднань бурильних труб. Матеріали II Міжнародної науково-технічної конференції *«Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018»*, 24-27 квітня 2018р. Івано-Франківськ. С.182-185.

13. Артим В. І., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В., Фафлей О. Я. Імітаційне моделювання двоопорного замкового з'єднання обважненої бурильної труби.

Матеріали науково-практичного семінару «Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи», 19-21 вересня 2018 р., м. Івано-Франківськ. С. 76-78.

14. Михайлюк В. В., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Юрич А. Р., Семенчук А. В. Аналіз способів зменшення впливу зносу та точності виготовлення двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб. Collection of scientific papers «ΛΟΓΟΣ» with Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «*Problems and prospects of implementation of innovative research results*», December 13, 2019. Valletta, Republic of Malta: European Scientific Platform NGO. P. 58-64.

15. Михайлюк В. В., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Юрич Л. Р., Семенчук А. В. Підвищення експлуатаційних характеристик замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб. Papers of participants of the International Multidisciplinary Scientific and Practical Conference «*The results of scientific mind's development: 2019*», Seoul (South Korea), December 22, 2019. P. 98-104.

Зміст

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1.....	11
СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	11
1.1 Аналіз умов роботи бурильних колон та їх різьбових з'єднань	12
1.2 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон.....	14
1.3 Огляд існуючих конструкцій різьбових з'єднань елементів бурильних колон.....	18
1.3.1 Одноопорні замкові різьбові з'єднання обважнених бурильних труб.....	20
1.3.2 Двоопорні замкові різьбові з'єднання елементів бурильних колон .	22
1.3.3 Огляд конструктивних особливостей виконання додаткової опори двоопорного різьбового з'єднання.....	26
1.4 Огляд існуючих методик розрахунку елементів бурильної колони	29
1.4.1 Огляд методик розрахунку моментів звинчування елементів бурильної колони	29
1.4.2 Огляд методів оцінки довговічності елементів бурильної колони ...	33
Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень	39
РОЗДІЛ 2.....	41
ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ	41
2.1 Методика дослідження тріщиностійкості	41
2.2 Методика визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання бурильних труб	45
2.3 Методика оптимізаційного імітаційного моделювання	48
2.4 Методика розрахунку моменту згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ.....	52

2.5 Програма і методика експериментальних досліджень натурального взірця двоопорного різьбового з'єднання ОБТ	58
Висновки до розділу 2.....	63
РОЗДІЛ 3.....	64
ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ	64
3.1 Дослідження напруженого стану одноопорного замкового з'єднання елементів бурильної колони	64
3.2 Дослідження напружено-деформованого стану двоопорного замкового з'єднання бурильної колони	69
3.3 Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з'єднань бурильних труб на їх напружено-деформований стан.....	74
3.4 Вибір оптимальних геометричних параметрів елементів двоопорного замкового з'єднання ОБТ	79
3.5 Дослідження впливу розміщення основної площини різьби замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони на напружено-деформований стан.....	81
3.6 Особливості розроблення конструкцій двоопорних замкових різьбових з'єднань ОБТ за допомогою параметричного моделювання	89
3.7 Зменшення впливу точності виготовлення елементів двоопорних замкових з'єднань обважнених бурильних труб на ефективність їх експлуатації	92
Висновки до розділу 3.....	100
РОЗДІЛ 4.....	103
ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	103
4.1 Визначення оптимальних довжин ніпеля додаткової опори розробленої конструкції двоопорного замкового з'єднання ОБТ	103
4.2 Оцінка впливу асиметрії навантаження на втомну міцність	104

4.3 Дослідження втомної міцності розробленої конструкції замкового різьбового з'єднання ОБТ.....	114
4.3.1 Прогнозування втомної довговічності замкового різьбового з'єднання ОБТ з поверхневою напівеліптичною тріщиною з використанням тривимірного моделювання	114
4.3.2 Верифікація методу, що базується на основі тривимірного моделювання	118
4.4 Експериментальні дослідження дослідних зразків двоопорних ЗРЗ.	120
Висновки до розділу 4.....	125
ВИСНОВКИ	127
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ	130
ДОДАТОК А – Список публікацій здобувача	145
ДОДАТОК Б – Патенти на корисні моделі двоопорних замкових з'єднань бурильних труб.....	148
ДОДАТОК В – Сертифікат якості.....	152
ДОДАТОК Г – Акт випробування дослідного зразка	153
ДОДАТОК Д – Акт про впровадження констукцій двоопорного замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб.....	155
ДОДАТОК Е – Акт про впровадження методики визначення рекомендованого та максимального моменту згвинчування для двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб	156
ДОДАТОК Ж – Інструкція з розрахунку моментів згвичування двоопорних різьбових з'єднань обважнених бурильних труб	157

ВСТУП

Під час спорудження нафтових і газових свердловин одним із найважливіших елементів інструменту є різьбові з'єднання, які значно впливають на надійність елементів бурильних колон. Від експлуатаційних характеристик залежать технічні показники буріння та економічна ефективність спорудження свердловин. Широке застосування різьбових з'єднань пояснюється їх простотою та надійністю, зручністю регулювання моменту згвинчування, а також можливістю розбирання і повторного збирання з'єднання без заміни деталей.

Проте, особливістю експлуатації елементів бурильних колон, а саме бурильних (БТ) та обважнених бурильних труб (ОБТ), є дія на них значних згинних, крутних, стискаючих та розтягуючих навантажень. Із зростанням глибини свердловини, збільшенням пластових тисків, застосуванням нових технологій та форсованих режимів буріння необхідними стають нові конструкції різьбових з'єднань із високими технічними показниками.

Значна кількість аварій відбувається через зрив замкової різьби у бурильних замках, ОБТ та перевідниках. При знакозмінних навантаженнях, що діють на бурильну колону, найбільші напруження концентруються біля першого витка різьби ніпеля, і, як результат, відбувається його руйнування.

Актуальність теми

Сьогодні у світі значна увага приділяється спорудженню глибоких і надглибоких свердловин. При цьому першочергового значення набуває забезпечення високої роботоздатності і надійності елементів бурильних колон, оскільки їх вартість у цьому випадку порівнюється до вартості бурової установки. Найслабшим місцем бурильних колон залишаються замкові різьбові з'єднання (ЗРЗ), присутні в бурильних трубах, обважнених бурильних трубах (ОБТ), в бурових інструментах та вибійних двигунах. Відповідно до статистичних даних 80% всіх аварій із ЗРЗ пов'язані з їх втомним руйнуванням.

Процес ліквідації аварій, зокрема пов'язаних із руйнуванням ЗРЗ, є високовартісним, тому очевидно, що дослідження опору втомі ЗРЗ та пошук шляхів його підвищення є актуальним завданням, що потребує вирішення.

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:

– 79/6-28-17 «Розроблення і обґрунтування конструкції двоопорного різьбового з'єднання обважнених бурильних труб» (Державний реєстраційний номер № 0117U003370), у якій здобувач брав безпосередню участь.

– ДМ 2-19-П «Розроблення методології фрактодіагностування з урахуванням структурної неоднорідності високоміцних полікристалічних матеріалів для військово-промислового та нафтогазового комплексів» (РК 0119U000169).

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні втомної міцності двоопорних ЗРЗ елементів бурильної колони шляхом розроблення їх нових конструкцій з врахуванням напружено-деформованого стану та впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на тріщиностійкість матеріалу труб.

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

– провести аналіз причин відмов елементів бурильної колони, огляд існуючих методів розрахунку їх довговічності та методик визначення моменту згвинчування, а також аналіз існуючих конструкцій ЗРЗ ОБТ;

– сформулювати комплекс методик для досліджень тріщиностійкості, імітаційного параметричного моделювання, розрахунку моменту згвинчування та експериментального дослідження ЗРЗ;

– дослідити особливості формування напружено-деформованого стану одноопорного та двоопорного ЗРЗ ОБТ та на основі отриманих результатів вдосконалити їх конструкції з метою підвищення втомної міцності;

- оцінити вплив асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу труб;
- провести апробацію отриманих наукових результатів.

Об'єктом досліджень є напружено-деформований стан і втомна міцність елементів бурильної колони.

Предмет дослідження: конструктивні способи і методи підвищення втомної міцності замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони.

Методи досліджень: комплексне застосування фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єктів дослідження для підтвердження адекватності отриманих результатів. Основні положення дисертаційної роботи, що складають наукову новизну, науково обґрунтовано із залученням математичних методів. Для підтвердження адекватності отриманих теоретичних результатів застосовано експериментальні методи досліджень.

Положення, що виносяться на захист:

1. Оцінка процесу формування напружено-деформованого стану ЗРЗ ОБТ залежно від їх конструктивних особливостей для підвищення втомної міцності з використанням програмних продуктів, що базуються на методі кінцевих елементів (МКЕ).

2. Оцінка впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу елементів бурильних колон.

Наукова новизна отриманих результатів: На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень отримані такі наукові результати:

- удосконалено метод розрахунку моменту згвинчування двоопорного ЗРЗ ОБТ з урахуванням впливу додаткового опорного торця ніпеля і муфти у його конструкції та зміни коефіцієнта тертя;
- удосконалено модель для автоматизованого проектування конструкцій двоопорних ЗРЗ ОБТ;

– вперше досліджено вплив конструктивних елементів розроблених двоопорних ЗРЗ ОБТ при дії моменту згвинчування на їх напружено-деформований стан та тріщиностійкість з урахуванням розкиду значень натягу на опорних торцях;

– вперше оцінено вплив асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу труб.

Практичне значення отриманих результатів

– вибрано оптимальні геометричні параметри двоопорних ЗРЗ ОБТ за результатами дослідження впливу конструктивних елементів на їх напружено-деформований стан (патент № 125921, патент № 125922, патент № 125915, патент № 137086);

– удосконалено методику розрахунку моменту згвинчування двоопорного ЗРЗ ОБТ (впроваджено на підприємстві ДП "Завод обважнених бурильних та ведучих труб");

– розроблено удосконалені конструкції двоопорних замкових різьбових з'єднань ОБТ (впроваджено на підприємстві ДП "Завод обважнених бурильних та ведучих труб");

– удосконалена модель для автоматизованого проектування конструкцій двоопорних ЗРЗ ОБТ, що дає змогу спростити розроблення інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції.

Особистий внесок здобувача.

Основні положення та результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. В опублікованих у співавторстві роботах автором особисто:

– досліджено розподіл напружень по впадинах витків двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ під дією моменту згвинчування [2, 3, 10, 12, 13];

– досліджено вплив конструктивних елементів двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб на їх напружено-деформований стан та вибрано оптимальні геометричні параметри ЗРЗ [1, 2, 13, 14, 15];

- розроблено конструкції двоопорних ЗРЗ для зменшення концентрації напружень в небезпечних зонах за трьома конструктивними рішеннями [5, 6, 7, 8];
- оцінено вплив асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення тріщин в матеріалі труб [4, 9, 11].

Апробація результатів досліджень. Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на міжнародних науково-технічних конференціях: Міжнародній науково-технічній конференції “Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій” присвяченій 55-річчю заснування ТНТУ та 170- річчю з дня народження Івана Пулюя (м. Тернопіль, 19–21 травня 2015 р.), II Міжнародній науково-технічній інтернет-конференції “Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі” (Кривий Ріг, 2017 р.), Міжнародній науково-технічній конференції “Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні” (м. Дніпро, 29 березня 2018 р.), II Міжнародній науково-технічній конференції “Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE” (Івано-Франківськ, 24-27 квітня 2018 р.), Науково-практичному семінарі "Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи" (Івано-Франківськ, 19-21 вересня 2018 р.), International Scientific and Practical Conference “Problems and prospects of implementation of innovative research results” (Valletta, Republic of Malta, December 13 2019.), International Multidisciplinary Scientific and Practical Conference “The results of scientific mind's development” (Seoul, South Korea December 22 2019.).

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

Публікації. За результатами досліджень, які викладені в дисертаційній роботі, опубліковано 15 наукових праць, у тому числі 3 статті (одна одноосібна) у фахових журналах України, 1 закордонна у журналі, який входить до

наукометричної бази (Index Copernicus), 7 тез конференцій та 4 патенти України на корисні моделі.

Структура дисертації. Дисертація складається зі вступу, чотирьох розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 136 найменувань на 15 сторінках, а також 7 додатків на 27 сторінках. Робота містить 16 таблиць та 95 рисунків. Основий зміст дисертації викладений на 129 сторінках, загальний обсяг дисертація становить 171 сторінку.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ВИБІР НАПРЯМКУ ДОСЛІДЖЕНЬ

Енергетичні ресурси держави відіграють значну роль у її розвитку. До енергетичних ресурсів України відносяться, насамперед, різні види мінерального палива: нафта, природний газ, вугілля, горючі сланці, торф, інші каустобіоліти (горючі виковні гірські породи органічного походження) нафтового та вугільного рядів, а також радіоактивні (переважно уранові) руди.

Найбільшого поширення з цих енергетичних ресурсів набули нафта і газ. Тому відновлення роботи вітчизняної нафтогазовидобувної галузі, її реконструкція є одним із стратегічних напрямків зміцнення енергетичної незалежності нашої держави.

Зважаючи на те, що енергетичні ресурси держави відносяться до невідновлювальних, від їх наявності, якості, можливості видобування залежить енергетична безпека України.

Підвищення ефективності видобування вуглеводнів вимагає збільшення глибин буріння свердловин та значного підвищення надійності і довговічності машин та обладнання, що при цьому використовуються.

Відомо, що значна частина ресурсів вуглеводнів зосереджена на глибинах 5-7 км. Також значні об'єми запасів нафти і газу за фактичними даними розробки родовищ є непідтвердженими та з інших причин, реальні поклади вуглеводнів, які можна розглядати як ресурсну базу для подальшого видобутку, складають приблизно 600 млрд м³ газу і 100 млн. тон нафти. Щодо доведених запасів нафти з газоконденсатом, Україна посідає третє місце в Європі, поступаючись лише Великобританії та Норвегії, але рівень річного їх видобутку значно нижчий, ніж у цих і багатьох інших європейських країнах [1]. На те є багато причин:

- 1) родовища з найбільшим за об'ємом та легковидобувними запасами знаходяться на завершальній стадії експлуатації;
- 2) невисокий коефіцієнт нафтогазовіддачі пластів;

3) морально та фізично застарілий фонд нафтогазопромислового обладнання;

4) великі глибини залягання пластів;

5) низький дебіт видобувних свердловин.

Майже такі ж проблеми існують у сфері видобування природного газу.

Водночас передбачені заходи для збільшення видобутку нафти й газу [2], які наведені у відповідних галузевих й державних програмах на період до 2030р.:

1) інтенсифікація геологорозвідувальних робіт на нафту та газ і особливо пошуково-розвідувального глибокого буріння, яке за останні десятиріччя різко скоротилося;

2) уведення в експлуатацію нових родовищ, зокрема на шельфі Азовського та Чорного морів (сьогодні до 60% початкових видобувних ресурсів в акваторіях ще не розвідано);

3) підвищення видобування нафти й газу шляхом використання спрямованого буріння у продуктивних горизонтах;

4) застосування новітніх методів інтенсифікації видобування нафти і газу.

Проте для досягнення перелічених вище заходів слід підвищити ефективність обладнання, особливо високонавантаженого, що використовується під час спорудження свердловин у складних геологічних умовах.

Для цього слід проаналізувати умови роботи бурильних колон (особливо різьбових з'єднань та методик їх розрахунку).

1.1 Аналіз умов роботи бурильних колон та їх різьбових з'єднань

Бурильна колона працює у складних умовах, які залежать від способу буріння та конструкції свердловини.

Під час спорудження свердловини на бурильну колону діють статичні та динамічні навантаження. На сьогодні їх величина та характер є не достатньо вивчені [3–12]. Із великої кількості навантажень, що діють на бурильну колону,

можна виділити найважливіші, які значною мірою визначають її роботоздатність. Так, при роторному способі буріння на колону діють [3, 11, 13–16]:

- а) осьові сили розтягу від власної ваги бурильного інструменту;
- б) осьові сили стиснення в нижній частині бурильної колони, які виникають при створенні навантаження на долото;
- в) згинальні моменти, які виникають при роботі бурильної колони на викривлених ділянках свердловини, а також від поперечного згину при стисненні і в процесі її обертання;
- г) динамічні сили, що виникають при спуско-підйомних операціях;
- д) крутний момент, необхідний для обертання колони труб і підведення потужності на бурове долото;
- е) гідравлічні навантаження за рахунок дії гідродинамічних і гідростатичних тисків на бурильну колону;
- ж) динамічні навантаження, пов'язані із вібрацією при обертанні бурильної колони і від пульсації тиску бурового розчину;
- з) осьові сили опору і тертя при повздовжніх переміщеннях, а також при обертанні бурильної колони.

Під час буріння вибійними двигунами умови роботи елементів бурильної колони мають є іншими. Це зумовлено тим, що колона бурильних труб не обертається. У цьому випадку на бурильну колону діють здебільшого осьові сили розтягу і стиску, обумовлені вагою колони і вибійного двигуна, перепад тиску на долоті та у вибійному двигуні, реакція вибою від осьового навантаження на долото.

Крім вже перелічених основних навантажень на колону бурильних труб часто діють і значні перевантаження [12, 15, 17-21], що виникають при вивільненні прихопленої частини бурильної колони, порушеннях технології проведення спуско-підйомних операцій тощо. Іноді сумарне напруження під

дією перевантажень досягає значень границі плинності і, навіть, границі міцності матеріалів бурильних труб.

Важливим фактором, що значно впливає на довговічність елементів бурильної колони, є їх взаємодія із корозійно-активним середовищем – буровим розчином. Різноманітні хімічні реагенти, які регулюють реологічні властивості бурового розчину, часто викликають хімічну або електрохімічну корозію. За даними досліджень [22–26] робоче середовище значно зменшує границю втоми елементів бурильної колони, сприяє тріщиноутворенню у матеріалі труб під дією навантажень та його корозійній втомі.

Зазначимо, що на практиці режим роботи бурильної колони зазвичай є асиметричним і характеризується одночасною дією розглянутих видів навантаження. Їх поєднання із різними впливами (робочим середовищем, температурою, тиском тощо) призводять до відмов елементів бурильної колони. Тому проблема забезпечення ефективності роботи елементів бурильної колони під час буріння свердловин тісно пов'язана із виявленням критичних умов роботи та із розробленням заходів і засобів для зниження їх негативного впливу.

1.2 Вплив експлуатаційних чинників на відмови елементів бурильних колон

Аварією під час спорудження свердловин називається порушення технологічного процесу, що викликається втратою рухливості колони труб або її поломкою з залишенням їх в свердловині, а також різних предметів і інструментів, для вилучення яких потрібно проводити спеціальні роботи.

Основна кількість аварій на свердловинах відбувається внаслідок порушення виконавцями робіт вимог технології буріння і правил експлуатації обладнання та інструментів, що при цьому використовуються [27].

Ряд аварій викликані неякісним виготовленням машин та обладнання, а також непередбачуваними обставинами (нафтогазопрояви, розкриття сильно тріщинуватих шарів, плинних порід тощо).

Найбільш поширеними є такі аварії:

а) аварії з елементами колон бурильних труб. Сюди відноситься залишення в свердловині елементів колони бурильних труб (ведучих, бурильних і обважнених труб, перевідників, муфт, замків, центраторів, амортизаторів, калібраторів) через поломки як по тілу на циліндричній частині, так і у зоні замкової різьби, а також по зварювальному шву; внаслідок зриву різьб з'єднань, в результаті падіння у свердловину названих вище елементів через розгвинчування різьбових з'єднань чи поломок спуско-подйомного обладнання або інструменту у випадку обриву талевого канату тощо;

б) прихоплення бурильних колон. До цього виду аварій відноситься непередбачена втрата рухливості колони труб внаслідок їх прилипання до стінок свердловини під дією перепаду тиску; заклинювання в жолобах у місцях звуження стовбура або сторонніми предметами; обвалу гірських порід зі стінок свердловини або осідання шламу через порушення режиму промивання, а також утворення сальника на бурильній колоні.

Згідно з промисловими дані компанії БУ «Укрбургаз» за період 2007 по 2010 роки відбулося 27 аварій, 16 з яких – внаслідок руйнування бурильної колони. Із 16-ти відмов бурильної колони 12 спричинено втомним руйнуванням її елементів, із яких 6 аварій – через руйнування різьбових з'єднань, 5 руйнувань по тілу бурильних труб та 1 – по іншій частині колони [28]. 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.

Аварії бурильних колон, що відбулися у ПАТ «Укрнафта» та ВО «Білорусьнафта» при глибині розвідувальних і експлуатаційних свердловин 325÷6000 м із використанням наступних конструкцій бурильних колон:

- ОБТ діаметром 203 мм, долото діаметром 295 мм (50÷60 м),
- ЛБТ діаметром 147x11 і Д16Т (1300м),
- СБТ діаметром 140x10 мм «Д» (650м),
- СБТ діаметром 140x10 мм «К» (550м),
- СБТ діаметром 140x10 мм «Е», «Л» (700 м),

наведені у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Аварії бурильних труб у ПРАТ «Укрнафта» та ВО «Білорусьнафта» [29]

Вид аварій	ПАТ «Укрнафта»		ВО «Білорусьнафта»	
	Всього аварій	Питома вага за видами аварій [%]	Всього аварій	Питома вага за видами аварій [%]
Злом СБТ по трубній різьбі	26	15,7	112	62
Злом ЛБТ по трубній різьбі	8	4,8		
Злом СБТ по тілу	18	10,8	25	13,8
Поломки замків по ніпелю	11	6,6	13	7,2
Поломки ОБТ по ніпелю або муфті	44	26,5	15	8,3
Зрив трубної різьби СБТ	-	-		3,2
Зрив замкового з'єднання	12	7,3	6	
Зрив трубної різьби ЛБТ	11	6,6		
Розмив замкової різьби	5	2,4		
Злом ОБТ по проточці під елеватор	-	-	10	5,5
Загалом	167		181	

Поломки сталевих і легкосплавних бурильних труб по різьбі в об'єднанні ПАТ «Укрнафта» складають 20,5% від загального числа аварій. Руйнування труб відбувається за повним витком різьбового з'єднання «труба-замок» і має яскраво виражений корозійно-втомних характер, що обумовлено дією змінних циклічних навантажень у поєднанні з концентрацією напружень у впадинах різьби та впливом бурового розчину і пластових вод.

У ВО «Білорусьнафта» втомні поломки СБТ по різьбових з'єднаннях становили 62% від загальної кількості аварій. Високий відсоток корозійно-втомних поломок бурильних труб по трубній різьбі пояснюється наявністю в геологічному розрізі сольових комплексів (інтервал 1500÷2500 м), що

підвищують мінералізацію бурового розчину та сприяють утворенню каверн у матеріалі труб.

Відомою є залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ від коефіцієнта глибини K (рис. 1.1) [30]. Як бачимо на рисунку 1.1, значна кількість аварій відбувається у нижній частині колони, а саме після досягнення коефіцієнтом глибини K величини 60 %.

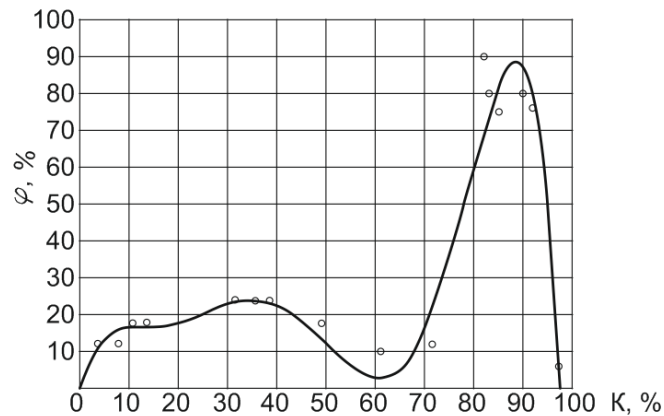


Рисунок 1.1 – Залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони φ від коефіцієнта глибини K [30]

Найбільш небезпечними є раптові відмови, корозійно-втомного та втомного пошкодження [31-33]. Домінуючим видом раптових відмов є корозійно-втомне руйнування елементів бурильної колони. Так, з аналізу аварійності різних дослідників, на частку корозійно-втомного руйнування припадає дві третини поломок бурильних колон [34, 35], у роботі: [36] – більше 80%, [37] – близько 85%.

Значна частина аварій, що виникають у процесі буріння свердловин, пов'язані із руйнуваннями бурильних колон через накопичення втомних тріщин та зношення різьбових з'єднань [38, 39].

Аналіз даних щодо відмов різьб свідчить, що майже завжди руйнування проходить по першому витку ніпеля, який перебуває в зачепленні з різьбою муфти. Основними причинами руйнування є змінні навантаження, які діють на бурильну трубу, концентрація напружень у впадинах витка різьби та вплив промивальної рідини як корозійного середовища [40-43].

Враховуючи статистичний характер даних, можна зробити висновок, що попри покращення якості та дотримання правил експлуатації аварійність з бурильними трубами не значно знижується. Основною причиною аварій є втомне та корозійно-втомне руйнування елементів бурильної колони. Це вказує на необхідність більш повного аналізу методів оцінки і попередження корозійно-втомного та втомного пошкодження та можливостей вдосконалення конструкцій елементів колони для забезпечення її експлуатаційної надійності.

1.3 Огляд існуючих конструкцій різьбових з'єднань елементів бурильних колон

Бурильна колона є сполучною ланкою між буровим обладнанням, розташованим на поверхні, і свердловинним інструментом (бурове долото, ловильний інструмент тощо), що знаходиться у свердловині.

У складі бурильної колони безпосередньо над долотом або над вибійним двигуном зазвичай встановлюють обважені бурильні труби (ОБТ), які мають кратно більшу, порівняно зі звичайними бурильними трубами, масу і жорсткість. Вони також створюють необхідне навантаження на долото і забезпечують достатню жорсткість вибійного інструменту для запобігання його поздовжньому згину і спричиненому ним некерованому викривленню стовбура свердловини. ОБТ використовують також для регулювання коливань низу бурильної колони [44].

До складу бурильної колони також включають центратори, калібратори, стабілізатори, фільтри, метало-шламоуловлювачі, зворотні клапани та інші спеціальні механізми і пристрої (розширювачі, маховики, вибійні механізми подачі, резонатори, амортизатори поздовжніх і крутильних коливань, протекторні кільця), що мають відповідне призначення.

При бурінні і освоєнні нафтових і газових свердловин важливими елементами, які значною мірою визначають надійність бурильних, обсадних і

насосно-компресорних труб, є різьбові з'єднання. У нафтовій і газовій промисловості зазвичай використовуються спеціальні конічні різьбові з'єднання (КРЗ) з трикутним чи трапецевидним профілем витків або їх модифікації. Експлуатаційні характеристики КРЗ труб, вибійних двигунів та бурового інструменту (доліт, калібраторів, перевідників і ін.) значною мірою впливають на технічні показники буріння і економічну ефективність будівництва свердловин [45].

Винятково актуальним для вітчизняної промисловості є низький експлуатаційний ресурс замкових різьбових з'єднань (ЗРЗ) колони бурильних труб і іншого бурового обладнання та інструменту. В результаті передчасного зносу елементів різьбового з'єднання щорічно вибраковуюються сотні тисяч замкових деталей разом з прикріпленими бурильними трубами, а також іншого високовартісного бурильного інструменту, що містить замкові різьби. Десятки тисяч тон (ОБТ), виготовлених з високоякісної легованої сталі (марки 40ХН2МА, 38ХНЗМФА, 45ХГМА тощо), мають у своїй конструкції найбільш слабкий елемент – ЗРЗ.

Усі виробники бурильних труб при виготовленні своєї продукції керуються документом, що уніфікує всі вироблені бурильні труби і задає перелік вимог до продукції, що випускається [46].

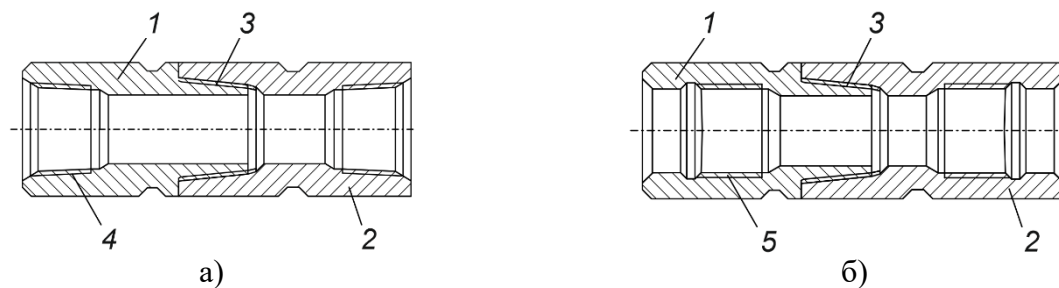
Проте, сьогодні у світовій практиці буріння свердловин починають знаходити широке застосування, окрім розповсюджених одноопорних, нові конструкції різьбових з'єднань – двоопорні.

Розглянемо особливості конструкцій як одноопорних, так і двоопорних ЗРЗ обважнених бурильних труб.

1.3.1 Одноопорні замкові різьбові з'єднання обважнених бурильних труб

З'єднання бурильних труб та ОБТ забезпечується завдяки використанню муфт, ніпелів, які у поєднанні утворюють бурильні замки. Бурильні замки поділяються на кілька видів, застосування кожного з яких обумовлено типом застосовуваних труб. Наприклад, при застосуванні технології турбінного буріння або буріння, пов'язаного з використанням електробура, для забезпечення належних умов проходки застосовують бурильні труби з висадженими назовні кінцями. При з'єднанні такого типу труб застосовуються бурові замки зі збільшеним прохідним отвором (умовне позначення таких замків - ЗУ). Якщо ж в процесі буріння застосовують бурильні труби з висадженими всередину кінцями, для з'єднання таких бурильних труб можуть застосовуватися замки з нормальним або широким прохідним отвором, які умовно позначаються ЗН і ЗШ відповідно [47].

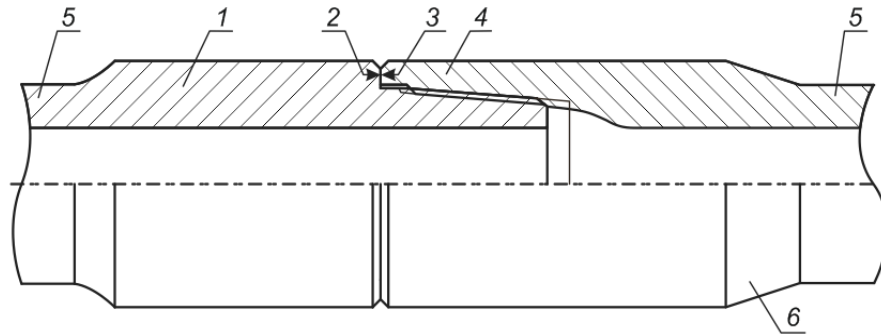
Для бурильних труб 3-го і 4-го типів використовуються замки типу ЗШК, ЗУК (рис. 1.2, б), що відрізняються від ЗШ і ЗУ конічною розточкою з боку різьби для з'єднання ніпеля і муфти з бурильною трубою [44].



а – ЗШК; б – ЗУК; 1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – різьба замкова;
4 – різьба трубна; 5 – різьба трубна трапецевидна (ТТ)

Рисунок 1.2 – Замки для бурильних труб

На (рис. 1.3) наведено схему замкового з'єднання з назвами елементів, що входять до його конструкції.



1 – ніпель; 2 – опорний уступ ніпеля; 3 – опорний торець муфти;
4 – замкова різьба; 5 – хвостовики ніпеля і муфти; 6 – конічний заплечник
під елеватор

Рисунок 1.3 – Схема замкового з'єднання

Щодо ОБТ, то для них характерні наступні конструктивні особливості для ЗРЗ, які регламентуються [48]. На (рис. 1.4) зображено замкове різьбове з'єднання ОБТ з розвантажувальним двома типами розвантажувальних елементів (а та б), а на (рис. 1.5) – без розвантажувального елемента.

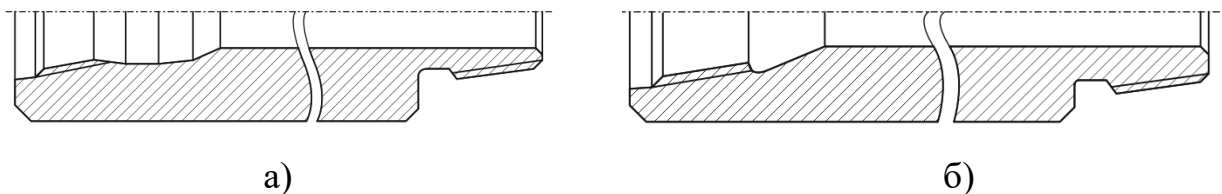


Рисунок 1.4 – Замкове різьбове з'єднання ОБТ з розвантажувальним
елементом (канавкою)

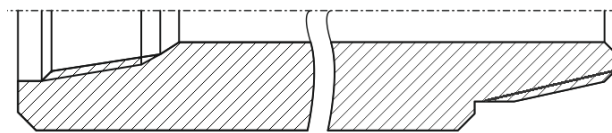


Рисунок 1.5 – Замкове різьбове з'єднання ОБТ без розвантажувального
елементу

Всі з'єднання відповідають специфікації API 7-2[49].

До недоліків одноопорних різьбових з'єднань слід віднести:

1) нижчу міцність у порівнянні із тілом труби;

- 2) самовідгвинчування при змінних навантаженнях;
- 3) необхідність використання додаткових технічних рішень для ущільнення (герметизації) з'єднання;
- 4) можливість кородування через проникнення в зазори корозивних речовин;
- 5) значна концентрація напружень у місцях різкої зміни поперечного перерізу (у впадинах різьби, зарізьбових канавках).

Основними причинами поломок одноопорних різьбових з'єднань у більшості випадків є недосконалість конструкції, що спричиняють нерівномірний розподіл навантажень по робочих витках різьби; недостатнє попереднє затягування з'єднання, збільшення частки зовнішнього навантаження на з'єднання тощо [45].

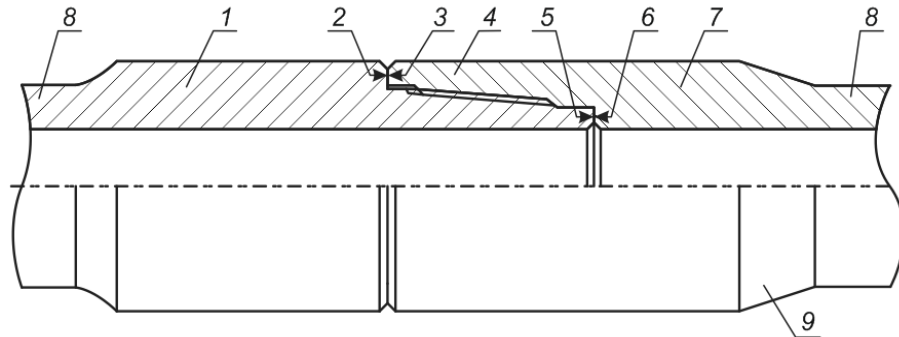
Висока концентрація напружень у крайніх витках, циклічна пружна чи пластична деформація та утворення тріщин в зонах концентрації напружень вимагає більшої уваги як до технології виготовлення різьб, так і до їх проектування та експлуатації.

Аналіз відмов елементів бурильних колон [28-43] при бурінні свердловин показав, що їх з'єднання руйнуються значно частіше, ніж тіло труби, тобто відбраковуються труби, в яких тіло залишається працездатним. Тому необхідно розробляти нові ефективні конструкції замкових різьб з метою підвищення надійності елементів бурильних колон загалом.

1.3.2 Двоопорні замкові різьбові з'єднання елементів бурильних колон

У традиційній конструкції бурильних труб та ОБТ, як було зазначено вище, слабким місцем є бурильний замок. Відомо, що ефективність замка (співвідношення між навантаженням на кручення, що витримує бурильна труба та навантаженням на кручення, що витримує бурильний замок) становить близько 80 - 90% [50]. З метою збільшення цього показника, а також для

підвищення ефективності роботи при одночасному крученні, розтягу та згину (тобто при найбільш характерних навантаженнях, що виникають у випадку аварійних ситуацій під час буріння) сьогодні у світовій практиці застосовують двоопорні замкові з'єднання (рис. 1.6).



1 – ніпель; 2 – опорний уступ ніпеля; 3 – опорний торець муфти; 4 – замкова різьба; 5 – опорний торець ніпеля; 6 – опорний уступ муфти; 7 – муфта; 8 – хвостовики ніпеля і муфти; 9 – кінчний запlechник під елеватор

Рисунок 1.6 – Схема двоопорного замкового з'єднання

Двоопорна конструкція з'єднання містить основну зовнішню опору (складається із опорного уступа ніпеля 2 та опорного торця муфти 3), що служить поверхнею ущільнення з'єднання, і додаткову внутрішню опору (складається з опорного уступа муфти 6 та опорного торця ніпеля 5), що є механічним обмежувачем і поверхнею тертя, яка забезпечує додатковий опір прикладеному крутному та згинному моментам. Конструкції таких з'єднань мають різьбу, як і стандартні з'єднання (згідно API).

Найбільш відомим та поширеним з'єднанням такого типу є високомоментний бурильний замок ТМК-TDS ТОВ «ТМК - преміум Сервіс» [51] (рис. 1.7).

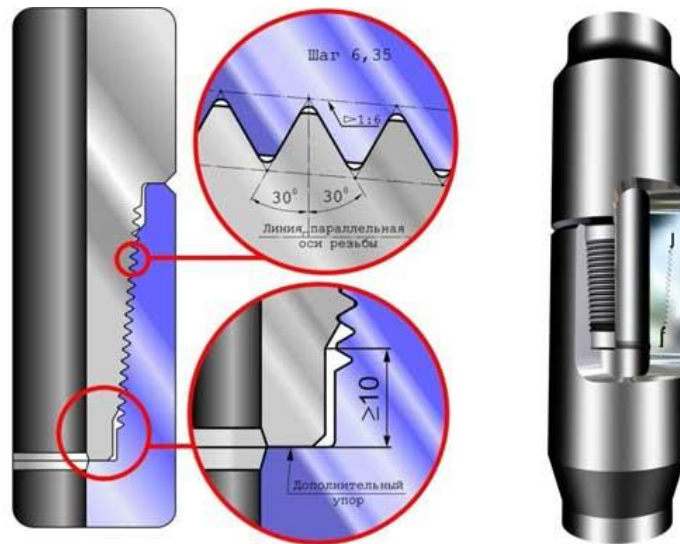


Рисунок 1.7 – Бурильний приварний замок TMK-TDS

Особливістю конструкції цього замка є додаткова друга опора, що вступає в дію при збільшенні моменту згвинчування з'єднання. Замок сприймає моменти згвинчування, на 35-70% більші, ніж стандартні одноопорні замки (залежно від діаметра). Профіль різьби дозволяє приєднувати будь-який стандартний буровий інструмент. Замок виготовляється із матеріалів високих груп міцності (G105, S135) для збільшення терміну служби його різьбової частини.

Компанія «DRILCO» також розробила два типи замкових з'єднань бурових труб преміум-класу. Перший тип SSDS та другий тип SSDS* (рис. 1.8) високомоментного з'єднання виробництва «DRILCO» згідно із інформацією, яку подає виробник, сприймають порівняно із стандартними з'єднаннями API вищий вищий на 30-40% крутний момент [52].

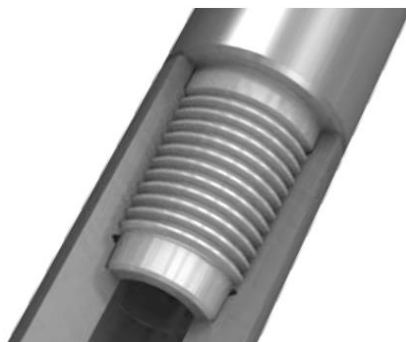


Рисунок 1.8 – З'єднання типу SSDS

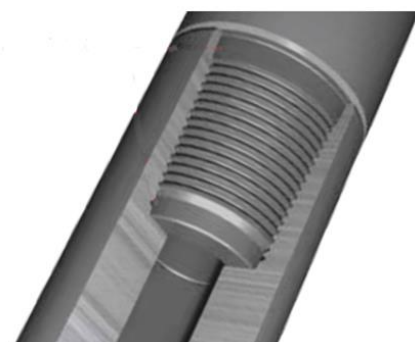


Рисунок 1.9 – З'єднання типу ATDS

Також при використанні цього типу з'єднання можна зменшити гідравлічні втрати при русі через нього бурового розчину, виконавши більший діаметр внутрішнього отвору з'єднання порівняно із стандартним згідно API.

Інше двоопорне з'єднання преміум-класу цього виробника – ATDS (рис. 1.9), як і попередні з'єднання, може витримувати підвищений на 50-55% крутний момент порівняно із стандартним з'єднанням згідно API [53].

Відоме також з'єднання фірми NOV Grant Prideco® із двома опорними торцями – GPDS™ (рис. 1.10). Воно також має покращені експлуатаційні характеристики порівняно із стандартними API та не вимагає застосування спеціальних методик для проведення СПО і не висуває особливих вимог до роботи з бурильними трубами [54].

Вимоги до згвинчування з'єднань GPDS™ такі ж, як і для аналогічних з'єднань API.

Оскільки додатковий торець виконує винятково функцію опорного обмежувача, а не ущільнення, то незначні ушкодження торця не чинитимуть негативного впливу на робочі характеристики з'єднання.

З'єднання GPDS™ забезпечують збільшення крутного моменту від 20% до 50% у порівнянні із з'єднаннями по API, що мають ті ж розміри.

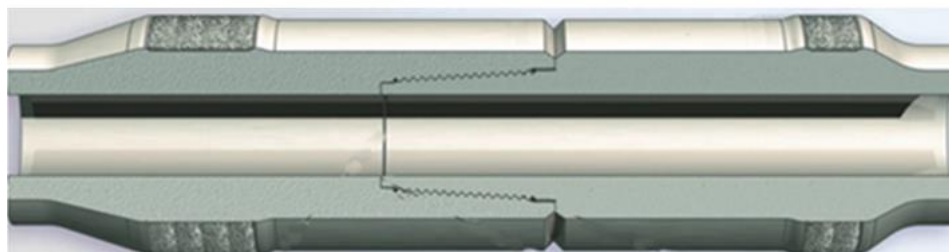


Рисунок 1.10 – Двоопорне з'єднання GPDS™

Виходячи із наведеного огляду закордонних конструкцій двоопорних замків бурильних труб, можна виокремити наступні їх переваги порівняно із стандартними АРІ:

- 1) більший момент згвинчування;
- 2) можливість передачі вищого крутного моменту;
- 3) вища стійкість до згинного моменту;
- 4) запобігання заклинюванню ЗРЗ при максимальних моментах кручення;
- 5) вища втомна міцність;
- 6) застосовуються для спорудження свердловин із складним профілем і високою інтенсивністю набору кривизни;
- 7) кращі гідравлічні характеристики (за рахунок рівнопрохідного внутрішнього діаметра: менший гідравлічний опір руху промивальної рідини; зниження турбулентності);
- 8) взаємозамінність із стандартними одноопорними ЗРЗ.

Проте, виходячи з наявних джерел інформації [55-59], невідомими залишаються особливості конструкцій елементів цих різьб та сумнівними зазначені виробниками величини збільшення крутних моментів.

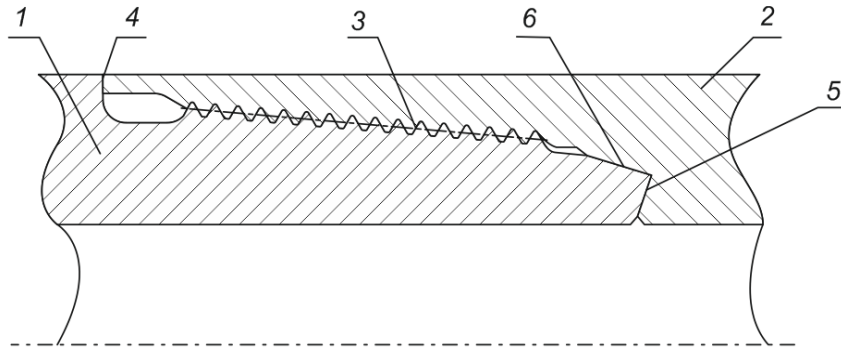
У наступному пункті роботи наведено конструктивні особливості виконання додаткової опори двоопорного різьбового з'єднання ОБТ на основі патентного пошуку.

1.3.3 Огляд конструктивних особливостей виконання додаткової опори двоопорного різьбового з'єднання

Від конструкції опорних торців ніпеля та муфти залежить як розподіл напружень по впадинах витків різьби, так і місця їх концентрації, що призводять до руйнування з'єднання.

Відомими є конструктивні особливості двоопорних різьбових з'єднань, які наведено нижче.

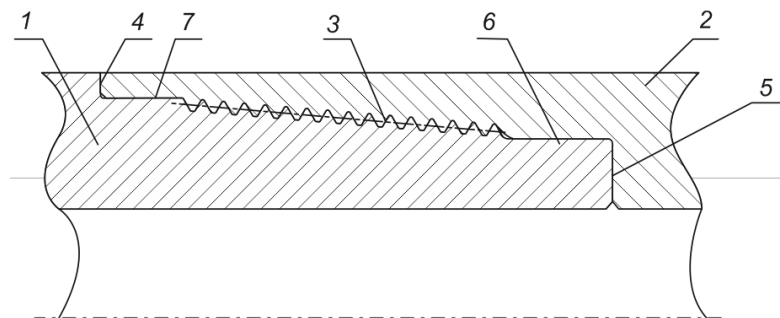
Різьбове з'єднання для сталевих труб [60] (рис. 1.11) із додатковою опорою торця ніпеля і муфти, особливістю якої є її виконання з двох контактних площин 5 та 6 під кутом.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – з'єднання різьби; 4 – основна опора; 5 – перша площина додаткової опори; 6 – друга площина додаткової опори
Рисунок 1.11 – Різьбове з'єднання для сталевих труб з додатковою опорою торця ніпеля та муфти

Згідно із винаходом, дане з'єднання має більшу герметичність порівняно із одноопорним.

Високомоментний двоопорний замок бурильної труби [61] (рис. 1.12).

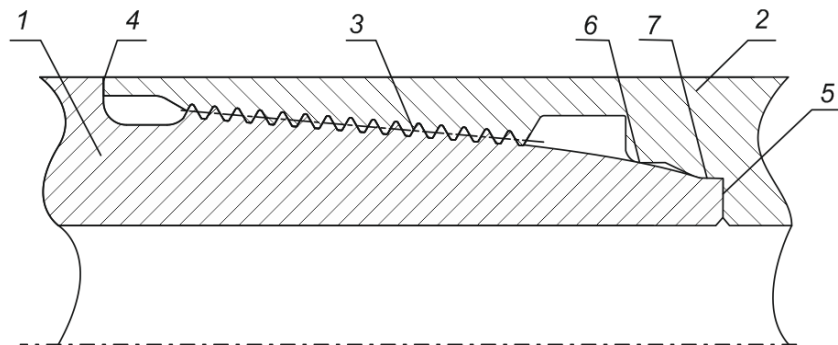


1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – з'єднання різьби; 4 – основна опора; 5 – додаткова опора; 6 – опора по циліндричній поверхні додаткової опори; 7 – опора по циліндричній поверхні основної опори

Рисунок 1.12 – Високомоментний двоопорний замок бурильної труби

Особливістю конструкції цього двоопорного замка бурильної труби є не тільки використання додаткової опори для сприйняття більших навантажень у осьовому напрямку, а і виникнення більших навантажень від дії моменту згину при роботі бурильної колони на викривлених ділянках свердловини. Це досягається за рахунок використання ще двох додаткових опор 6 та 7 по циліндричних поверхнях основної та додаткової опор.

Трубне з'єднання [62] (рис. 1.13).

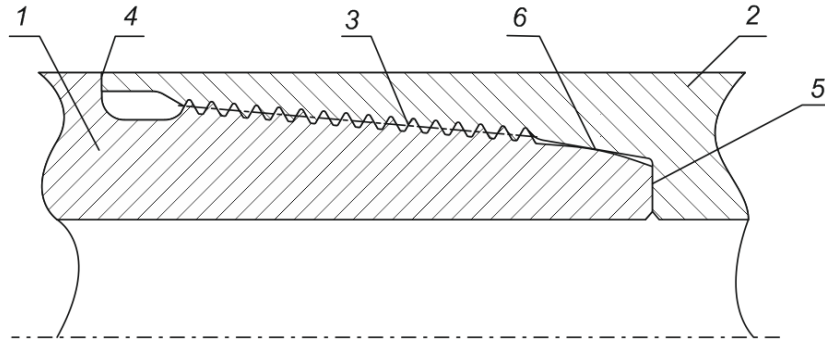


1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – з'єднання різьби; 4 – основна опора; 5 – додаткова опора; 6 – опора по циліндричній поверхні додаткової опори; 7 – опора по профільній поверхні додаткової опори

Рисунок 1.13 – Трубне з'єднання

Особливістю конструкції є подовжена ділянка додаткової опори ніпеля та муфти, яка складається з двох частин – циліндричної та профільної. Така конструкція дає змогу не тільки підвищити навантаження, що сприймаються у осьовому напрямку, а й за рахунок опор 7 та 6 підвищити навантаження від дії моменту згину. Також зазор, утворений між циліндричною поверхнею додаткової опори 6 та профільною поверхнею 7, служить як резервуар для мастила. Така форма поверхонь дозволяє зменшити величини напружень, що виникають при дії навантажень.

Багатофункціональне двоопорне високогерметичне з'єднання [63] (рис. 1.14)



1 – ніпель; 2 – муфта; 3 – різьбове з'єднання; 4 – основна опора; 5 – додаткова опора; 6 – площина контакту по профільній поверхні додаткової опори

Рисунок 1.14 – Багатофункціональне двоопорне високогерметичне з'єднання

З'єднання містить як додаткову опору 5, так і опору по площині контакту профільної поверхні додаткової опори 6. Це дозволяє підвищити герметичність такого з'єднання та покращити опір його втомі під час дії навантажень.

Проте, розглянувши конструктивні особливості двоопорних з'єднань труб, можна зробити висновки, що вони можуть мати підвищені експлуатаційні характеристики, але для їх застосування на практиці слід провести ряд досліджень.

1.4 Огляд існуючих методик розрахунку елементів бурильної колони

Ефективність експлуатації елементів бурильної колони залежить від багатьох факторів: технології виготовлення, дотримання вимог до експлуатації тощо. Особливо важливим є удосконалення методів розрахунку елементів бурильної колони.

1.4.1 Огляд методик розрахунку моментів звинчування елементів бурильної колони

Для визначення моменту згвинчування різьбового з'єднання існують декілька методик, тож нижче наведемо їх огляд.

Методика 1.[64]

Момент згвинчування різьбового з'єднання (болта та гайки) визначається за формулою:

$$M_{кл} = P \frac{d_2}{2} \left[\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f \frac{d_{cp}}{d_2} \right], \quad (1.1)$$

d_2 – середній діаметр різьби;

P – осьове зусилля;

Ψ – кут підйому різьби;

φ – кут тертя, $\varphi_1 \approx \frac{\varphi}{\cos \alpha / 2}$;

d_{cp} – середній діаметр опорної поверхні гайки або головки болта.

Методика 2. [65]

Момент згвинчування розраховується за формулою:

$$M_{кл} = 0,5dF_0 d \left[\left(\frac{P}{\pi d} + 1,15f \right) + f \frac{R_T}{d} \right], \quad (1.2)$$

де F_0 – осьове зусилля;

P – крок різьби;

f – коефіцієнт тертя;

d – зовнішній діаметр різьби;

R_T – радіус тертя опорної поверхні гайки (головки болта), який залежить від форми торця.

З розглянутих методик можна зробити висновок, що вони не враховують особливостей конструкції замкової різьби.

Методика 3. [59]

Момент згинчування розраховується за формулою:

$$M_{згв} = \frac{\sigma_m \pi}{8\nu} \left[d_{cp} \left(\frac{S}{\pi d_{cp}} + \mu \right) + \mu (D_0 + d_0) \right] \left[(d_{cp} - t_1)^2 - d^2 \right], \quad (1.3)$$

де

σ_m – границя плинності матеріалу;

d_{cp} – середній діаметр різьби по середині довжини різьби;

μ – коефіцієнт тертя;

S – крок різьби;

ν – запас міцності;

d – внутрішній діаметр різьбового з'єднання;

D_0 – зовнішній діаметр різьбового з'єднання;

t_1 – висота профіля різьби (глибина різьби).

У цій методиці для врахування конусності використовується залежність:

$$d_{cp} = d_{cp1} - 0.5l_p \frac{K_p}{p} \quad (1.4)$$

де d_{cp1} – середній діаметр різьби більшої основи конуса;

l_p – довжина різьби;

K_p – конусність різьби.

Методика 4. [49]

Згідно цієї методики розглядають дві величини моментів згинчування різьбових з'єднань: рекомендований та максимальний.

Відмінність між ними полягає у тому, що в першій формулі враховується границі плинності, в другій – границі плинності матеріалу, величина якої поділена на коефіцієнт запасу міцності.

Отже, згідно API 7G -2:

Максимальний момент згвинчування, що може бути прикладений до замкової різьби визначається за формулою:

$$M_{згв} = \frac{\sigma_m A}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \alpha} + R_s f \right), \quad (1.5)$$

де

σ_m – границя плинності, Па;

p – крок різьби, м;

f – коефіцієнт тертя на поверхнях з'єднання, що знаходяться у контакті (бокових поверхнях витків різьби, опорних торцях ніпеля та муфти), $f=0,1 \dots 0,2$;

α – половина кута профілю різьби, $^{\circ}$;

R_t – середній діаметр різьби з врахуванням її конусності, м;

R_s – середній діаметр контактної поверхні торців «муфта-ніпель»;

Рекомендований момент згвинчування:

$$M_{згв} = \frac{SA}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \alpha} + R_s f \right), \quad (1.6)$$

де:

$A = A_b$ або A_p (менше з них). A_p базуватиметься на ніпельному з'єднанні без розвантажувальних канавок, m^2 .

S – допустиме напруження матеріалу ($s = \frac{\sigma_m}{k}$, де k – коефіцієнт запасу міцності для замкового з'єднання бурильних труб ($k=1,5$ – для роторного способу буріння; $k=1,4$ – для буріння вибійними двигунами), Па.

Потрібно зазначити, що обидві методики є більш досконаліми, ніж попередні, бо враховують конусність різьбового з'єднання, однак, у світовій практиці використовують саме API 7G -2.

Проте даний розрахунок підходить тільки для одноопорних конструкцій замкових з'єднань, тому у подальшому слід вдосконалити існуючу методика з врахуванням другого опорного торця.

1.4.2 Огляд методів оцінки довговічності елементів бурильної колони

Для оцінки довговічності використовуються такі методи:

- 1) за результатами корозійно-втомних випробувань;
- 2) за результатами дефектоскопії;
- 3) за критеріями механіки руйнування;
- 4) на основі статистичного підходу.

Практика експлуатації деталей, які працюють в умовах втоми чи корозійної втоми, а також експериментальні дослідження натурних зразків свідчить про значний розкид значень їх довговічності. Цей розкид пояснюють неоднорідністю механічних властивостей матеріалу деталей, коливаннями в умовах випробувань навантаження, хімічного складу середовища, температури тощо. Проте лабораторні дослідження зразків свідчать, що значного розсіювання довговічності уникнути неможливо через імовірнісну природу втомного руйнування. Це означає, що найбільш достовірну інформацію про втомну та корозійно-втомну міцність елементів бурильної колони можна отримати тільки шляхом визначення залежності ймовірності їх руйнування від параметрів циклів навантаження та їх кількості. Для визначення такої залежності необхідно проводити експериментальні дослідження з повною побудовою кривої втоми та врахуванням впливу чинників, які визначають циклічну довговічність елементів колон.

Для опису кривих втоми або корозійної втоми здебільшого використовують двопараметричні лінійні залежності для логарифмічної системи координат [66, 67, 68]. Найбільш поширеним і простим є степеневе рівняння [69] для побудови кривих втоми в логарифмічній системі координат:

$$\lg(\sigma_{an}) = b \lg N + a \quad (1.7)$$

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

σ_{an} – зведені до симетричного циклу амплітудні напруження асиметричного циклу, МПа;

N – довговічність – кількість циклів до руйнування.

Для побудови кривої втоми, за якою можна визначати довговічність елементів бурильної колони, створена спеціальна методика натурних випробувань бурильних труб на корозійну втому [70, 71]. Згідно з даною методикою, випробуванням піддаються зразки, які є частинами бурильної колони, що містять досліджуваний об'єкт, тобто є натурними конструкціями. Це дає змогу уникнути впливу на результати досліджень зміни форми конструктивних елементів та геометричних параметрів, які мають місце в процесі дослідження моделі. Випробування труб діаметром від 100 до 300 мм проводять на спеціальних втомних машинах УКІ-7 та УФМІ-200 [72]. Труби меншого діаметра випробовують на випробній машині УКІ-6І [73]. Усі машини обладнано спеціальними системами підведення до зразка лабораторного бурового розчину, в якості якого використовується відстій бурового розчину з мінімальним вмістом глинистої фази і добавкою 3% хлористого натрію [74].

За результатами випробувань труб нафтового сортаменту, проведеними в роботі [75], отримали відповідні рівняння, які використовуються під час розрахунку та прогнозування довговічності бурильних колон.

Для більш точної оцінки довговічності елементів бурильної і штангової колони з урахуванням імовірності неруйнування доцільно користуватися трипараметричним рівнянням [68, 76-78] у вигляді

$$N = \frac{Q}{\sigma_{\max}} \ln \left\{ 1 + \left[\exp \left(\frac{\sigma_{\max} - \bar{\sigma}_{rR}}{V_0} \right) - 1 \right]^{-1} \right\} \quad (1.8)$$

та функцій нормального розподілу значень границі витривалості

$$\bar{\sigma}_{rR} = \bar{\sigma}_{r\min} - tS_{r\max} \quad (t \geq 0) \quad (1.9)$$

де N – кількість циклів до руйнування деталей;

σ_{\max} – максимальне напруження циклу регулярного навантаження з

постійним значенням коефіцієнта асиметрії $r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$;

V_0 – параметр з розмірністю напруження;

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

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

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

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

$\bar{\sigma}_{rR}$ – частинне значення границі витривалості, що відповідає ймовірності неруйнування R ;

t – квантиль нормального розподілу.

Значення статистичних констант у необхідному діапазоні ймовірностей наведено у літературі [79, 80].

Перевагою застосування трипараметричного рівняння (1.8) є ще й те, що воно дає змогу враховувати збільшення дисперсії довговічності зі зменшенням діючого напруження [77]. Рівняння використовувались і для визначення параметрів корозійної втоми різьбових з'єднань різних типорозмірів [81, 82].

Також застосовуються і чотирипараметричні рівняння кривої втоми [83, 84].

Основна частина бурильної колони у свердловині знаходиться в розтягнутому стані. Тому для прогнозування довговічності її елементів надзвичайно важливим є встановлення залежностей втомного руйнування за одночасної дії навантажень згину і розтягу. Раніше під час розрахунково-

експериментального прогнозування довговічності елементів бурильної колони використовувалась та особливість втомного руйнування за асиметричного навантаження, що кут нахилу кривої втоми та кількість циклів до точки її нижнього перегину в статистичному плані не залежать від коефіцієнта асиметрії навантаження [81, 85-87]. Але дослідження [66, 88-94] показали, що ці залежності можуть бути більш складними.

У [85] обґрунтовано можливість використання G -критерію втоми для опису кінетики втомного пошкодження замкових різьб бурильних труб. Дуже важливою передумовою використання G -критерію є те, що "історія" навантаження для ступенів пошкодження $D > 0,1$ не повинна впливати на кінетику подальшого руйнування [96]. У результаті проведеного дослідження [85] показано можливість використання G -критерію для вибору періодичності неруйнівного контролю бурильних труб.

Методи, що були розглянені вище, хоча і мають переваги (простота реалізації та апробація за допомогою достатньої кількості експериментальних досліджень), проте під час їх застосування є складнощі при дослідженнях великогабаритних об'єктів, до яких відносяться бурильні труби.

Для бурильних труб доцільніше застосовувати критерії механіки руйнування, які ґрунтуються на залежності їх втомної довговічності від швидкості поширення втомної тріщини, яка є причиною його руйнування:

$$N = \int_{l_0}^{l_c} \frac{dl}{v}, \quad (1.10)$$

де l_0, l_c – початковий і критичний розміри тріщини;

v – швидкість поширення тріщини.

У свою чергу, величина v визначається за формулою Періса-Ердогана [84, 97, 98, 99]:

$$v = \frac{dl}{dN} = C(K)^m, \text{ або } v = \frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m, \quad (1.11)$$

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

де C, m – коефіцієнт пропорційності та емпіричний параметр, що залежить від властивостей матеріалу й характеризує ступінь крихкості відповідно [100, 101];

$K, (\Delta K)$ – коефіцієнт інтенсивності напружень, який характеризує поля напружень біля вершини тріщини (розмах коефіцієнту інтенсивності напружень за цикл навантаження) [100];

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

Загалом, $K, (\Delta K)$ є функціями прикладених навантажень, геометрії тіла та тріщини [100].

Зазвичай, величина C приймає значення в межах від 10^{-16} до 10^{-12} мм/(цикл×МПа×м^{1/2}). Показник ступеня m зазвичай знаходиться в діапазоні від 3 до 5. Наприклад, для вуглецевих сталей він приблизно дорівнює 4.

У методичних вказівках за розрахунками та результатами експериментальних досліджень на втому [102], залежність швидкості поширення тріщин від КІН подана у вигляді

$$v = 10^{-7} \left(\frac{K_I}{K^*} \right)^n, \quad (1.12)$$

де K_I – діючий коефіцієнт інтенсивності напружень;

K^* – коефіцієнт інтенсивності напружень, при якому швидкість поширення втомної тріщини становить 10^{-7} м/цикл;

n – константа, що дорівнює тангенсу кута нахилу прямої, яка описує другу ділянку КДВР.

Але слід відмітити, що, не зважаючи на значну кількість досліджень, проведених в області забезпечення надійної роботи бурильної колони, на сьогоднішній час відсутні досконалі методики розрахунку корозійно-втомної та втомної довговічності елементів бурильних колон, які б дали змогу враховувати особливості їх експлуатаційного навантажування.

Висновки до розділу 1 та постановка задач досліджень

Проаналізувавши умови роботи елементів бурильної колони в ПАТ “Укрнафта” та ВО “Білорусьнафта” встановлено, що їх часті відмови пов’язані як корозійно-втомними пошкодженнями, так і недосконалістю конструкцій їх різьбових з’єднань. Це вказує на необхідність більш повного аналізу методів оцінки і попередження втомного пошкодження та можливостей вдосконалення конструкцій елементів колони для забезпечення її експлуатаційної надійності.

Сьогодні у світовій практиці буріння свердловин починають знаходити широке застосування нові конструкції різьбових з’єднань – двоопорні, які без сумніву, мають ряд переваг над одноопорними, проте невідомими залишаються особливості конструкцій елементів цих різьб та сумнівними зазначені виробниками величини збільшення крутних моментів.

Проаналізовано існуючі методики розрахунку моменту згвинчування різьбових з’єднань та встановлено, що основною методикою, яка застосовується як за кордоном так і в Україні, є API-7G-2, яка найбільш повноцінно враховує параметри замкового з’єднання, але не може бути застосована для розрахунку двоопорних замкових з’єднань.

Незважаючи на значну кількість досліджень, проведених в області забезпечення надійної роботи бурильної колони, на сьогоднішній час відсутні досконалі методики розрахунку та прогнозування втомної та корозійно-втомної довговічності елементів бурильних колон, які б дали змогу враховувати особливості їх експлуатаційного навантажування.

На основі аналізу сформульовано **мету і задачі досліджень**.

Мета і завдання дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні втомної міцності двоопорних ЗРЗ елементів бурильної колони шляхом розроблення їх нових конструкцій з врахуванням напружено-

деформованого стану та впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на тріщиностійкість матеріалу труб.

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

– провести аналіз причин відмов елементів бурильної колони, огляд існуючих методів розрахунку їх довговічності та методик визначення моменту згвинчування, а також аналіз існуючих конструкцій ЗРЗ ОБТ;

– сформулювати комплекс методик для досліджень тріщиностійкості, імітаційного параметричного моделювання, розрахунку моменту згвинчування та експериментального дослідження ЗРЗ;

– дослідити особливості формування напружено-деформованого стану одноопорного та двоопорного ЗРЗ ОБТ та на основі отриманих результатів вдосконалити їх конструкції з метою підвищення втомної міцності;

– оцінити вплив асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу труб;

– провести апробацію отриманих наукових результатів.

РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МЕТОДИК ДОСЛІДЖЕНЬ

2.1 Методика дослідження тріщиностійкості

Важливе значення для забезпечення безаварійної роботи бурильної колони, яка працює в умовах втомного та корозійно-втомного руйнування, відіграє інформація про закономірності зародження та розвитку тріщин. У ряді випадків критерії лінійної і нелінійної механіки руйнування дають можливість із деякою точністю визначити швидкість розвитку тріщини, оцінити здатність матеріалу чинити опір подальшому її поширенню і прогнозувати довговічність пошкодженої конструкції.

Дослідження зразків матеріалу, з якого виготовляються бурильні труби, проводиться з метою визначення характеристик опору поширенню втомних тріщин. Згідно з роботою [103, 104] в якості таких величин використовуються змінні n і C або n і K^* , які є параметрами рівнянь (1.11, 1.12). Остання пара значень, а отже, і рівність (1.12), частіше застосовуються на практиці. Це пов'язано з більш чітким змістом величини K^* (на противагу C). Як зазначено в [102], K^* є коефіцієнтом інтенсивності напружень, при якому довговічність дослідного зразка становить 10^7 циклів навантаження. Натомість параметр C не має чіткого фізичного змісту.

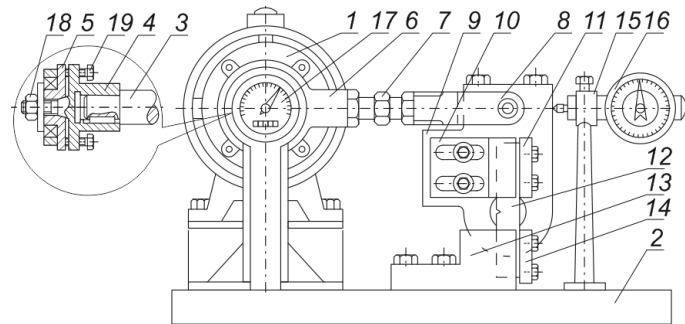
Для визначення n і K^* вирізано призматичні експериментальні зразки. Зразки механічно обробляли на фрезерному та шліфувальному верстатах до необхідних розмірів. Далі алмазним кругом наносили V-подібний концентратор напружень глибиною 1 мм з кутом при вершині 60° і радіусом у його вершині не більше 0,1 мм. Бокову поверхню зразків у ділянці майбутньої площини поширення тріщини полірували.

Для дослідження кінетики втомних тріщин при циклічному пружно-пластичному деформуванні проведено експеримент з урахуванням асиметрії навантаження за напружень розтягу.

Закономірності поширення втомних тріщин досліджували за допомогою установки УДПТ-1 (рис. 2.1).



а)



б)

а) – схема установки; б) – загальний вигляд
 1 – електродвигун; 2 – плита; 3 – вал; 4 – кривошип; 5 – ексцентрикова втулка;
 6 – шатун; 7 – тяга; 8 – вилка; 9 – планшайба; 10 – рухомий затискач;
 11 – планка; 12 – зразок для дослідження; 13 – нерухомий затискач; 14 – гайка;
 15 – стійка; 16 – індикатор; 17 – лічильник; 18 – гайка; 19 – болти
 Рисунок 2.1 – Установка для дослідження процесу поширення тріщин [105]

Привод установки здійснюється від електродвигуна 1, на валу якого встановлено кривошип 4 із ексцентриковою втулкою 5, повертанням якої відносно ексцентрика можна регулювати величину ексцентриситету (амплітуду деформації) від 0 до 4 мм. Гайка 18 та болт 19 призначені для фіксації і пресування втулки під час регулювання ексцентриситету. Вказівник амплітуди деформації розміщений на ободі втулки і ексцентрика. Рух кривошипа за рахунок шатуна 6 передається на планшайбу 9. Нерухомий затискач 10 зразка для дослідження 12 кріпиться до масивної плити 2.

Спостереження за процесом поширення тріщини відбувається за допомогою мікроскопа М12 (на рис. 2.1 не показаний). Точність вимірювання довжини тріщини складає 0,01мм.

Амплітуду навантаження (значення ексцентриситету e_y , що створюється кривошипом та втулкою установки) контролювали мікрометричним індикатором 16 годинникового типу ІКМ.

Всі експериментальні дослідження на циклічну корозійні тріщиностійкість проводили на прямокутних зразках з бічною тріщиною у вигляді V-подібного концентратора напружень. Зразки для досліджень вирізали з бурильної труби діаметром 120 мм і товщиною стінки близько 9 мм. Після цього проводили їх механічну обробку на фрезерному та шліфувальному верстатах до необхідних розмірів (рис. 2.2).

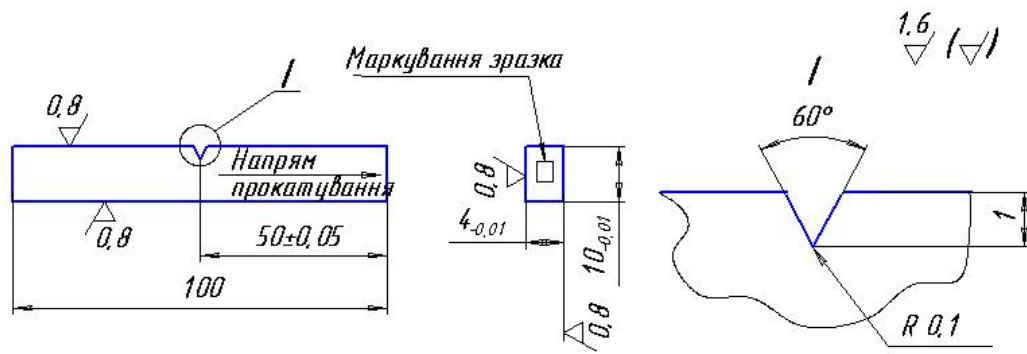


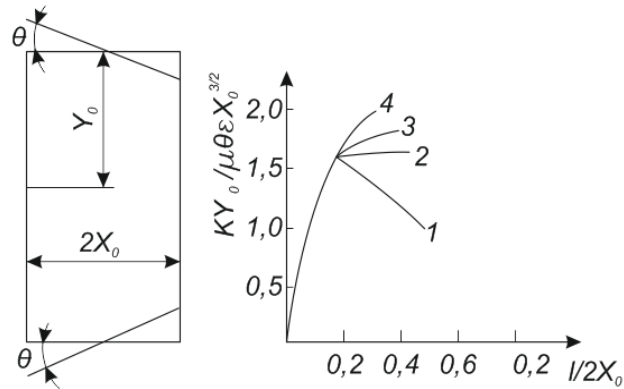
Рисунок 2.2 – Ескіз експериментального зразка

Для цього спочатку від їх галтелей вирізали заготовки, які механічно обробляли і шліфували до розмірів $4 \times 10 \times 100$ мм. Потім алмазним кругом наносили V-подібний концентратор напружень глибиною 1 мм і радіусом закруглення у вершині не більше 0,1 мм. Бічні поверхні зразків на ділянці майбутньої площини розповсюдження тріщини полірували і покривали лаком.

Для підвищення жорсткості та забезпечення стабільної величини амплітуди деформації усі рухомі з'єднання спроектовано на підшипниках кочення. Для проведення випробувань на асиметричних циклах шатун має регулюючу гайку. Кількість обертів двигуна показує лічильник.

Для визначення марки сталей і механічних властивостей досліджуваних зразків проводили хіманаліз та випробування на розтяг-стиск.

Принциповою особливістю установки є те, що в її основу покладено розв'язок задачі [105] для пластини з боковою тріщиною при повороті її кінців на визначений кут θ (рис. 2.3).



1 – $y_0/x_0=0,92$; 2 – $y_0/x_0=1,6$; 3 – $y_0/x_0=2,6$; 4 – $y_0/x_0=3,25$.

Рисунок 2.3 – Схема деформування пластини (а) і залежність коефіцієнта інтенсивності напружень від довжини тріщини (б)

З розв'язку цієї задачі впливає залежність коефіцієнта інтенсивності напружень K від відношення довжини пластини до її ширини і довжини тріщини до ширини пластини (рис. 2.3, б). Залежно від відношення Y_0/X_0 значення K із поширенням тріщини може збільшуватися, зменшуватися або залишатися постійним на деякій ділянці довжини тріщини. Як видно (рис. 2.3, б), при співвідношенні довжини робочої частини пластини до її ширини ($2Y_0$) рівному 1,6, значення коефіцієнта інтенсивності напруження K від довжини тріщини в межах $0,2 < l < 5$ ширини пластини залишається практично постійним і виражається, залежно від кута повороту її кінців, формулою [90]:

$$K = \frac{1,3 \cdot \mu \cdot \theta \cdot X_0^{3/2}}{Y_0}, \quad (2.1)$$

де

μ – коефіцієнт Пуассона;

G – модуль зсуву, МПа, $G=8 \times 10^4$ МПа;

x_0 і y_0 – геометричні розміри зразка, м;

θ – кут повороту кінців зразка, рад; (рис. 2.3, а).

Зміст методики полягає у вимірюванні при заданих параметрах циклічного навантаження, приросту тріщини Δl залежно від приросту числа циклів навантаження ΔN . Після цього визначають швидкість поширення втомної тріщини $V = \Delta l / \Delta N$, і визначають відповідне їй значення коефіцієнта інтенсивності напружень за формулою (2.1) для конкретної геометрії зразка.

За отриманими результатами будують діаграми циклічної корозійної тріщиностійкості матеріалу, які в подальшому дають змогу оцінити вплив середовища і навантаження для прогнозування ресурсу роботи елементів бурильних колон та інших деталей, які працюють в аналогічних умовах.

Зразки слід навантажувати консольним згином з частотою 24,2 Гц за температури 20°C у лабораторному повітрі.

Отже, запропоновано методику дослідження зразків матеріалу труб з врахування асиметрії навантаження, що дозволяє побудувати діаграми циклічної корозійної тріщиностійкості матеріалу (швидкості поширення тріщин). За отриманими діаграмами циклічної тріщиностійкості матеріалу можна прогнозувати ресурс роботи елементів бурильних колон для реальних умов їх експлуатації. Такий підхід можна застосовувати для прогнозування ресурсу і інших деталей, які працюють в аналогічних умовах.

2.2 Методика визначення напружено-деформованого стану замкового з'єднання бурильних труб

У світовій практиці для розроблення нового та вдосконалення існуючого обладнання застосовують різноманітні комп'ютерні програми, що дають змогу мінімізувати час та матеріальні витрати, полегшити розроблення технічної документації, проведення різноманітних досліджень елементів обладнання тощо. Сьогодні є багато програм для виконання таких робіт: ANSYS, CATIA, ProEngineer, Unigraphics, SolidWorks.

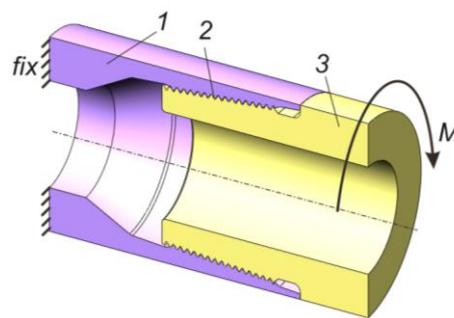
Для дослідження напружено-деформованого стану замкових з'єднань бурильних труб вибрано програму SolidWorks та використано алгоритм лінійного статичного розрахунку. Для дослідження в МКЕ-пакеті необхідно мати наступні вхідні дані: геометрію моделі, властивості матеріалу, властивості кінцевих елементів, граничні умови та провести відповідні необхідні налаштування.

Сам МКЕ-пакет дозволяє провести: побудову геометричної моделі та кінцево-елементної моделі, розрахунок.

У результаті проведеного розрахунку будуть отримані: переміщення, напруження, деформація.

Зрозуміло, що виконання статичного лінійного аналізу вимагає задання граничних умов, до яких належать закріплення та навантаження.

На (рис. 2.4) зображено розрахункову схему одноопорного замкового з'єднання бурильних труб.



1 – муфта; 2 – різьбова частина; 3 – ніпель;
fix – місце фіксації; M – прикладений момент

Рисунок 2.4 – Розрахункова схема замкового з'єднання бурильних труб

Однак, виходячи з можливостей програми для імітаційного моделювання, задання всіх граничних умов окрім моменту згвинчування, не викликає труднощів.

Для імітування моменту згвинчування під час дослідження напружено-деформованого стану різьбових з'єднань можливі такі способи:

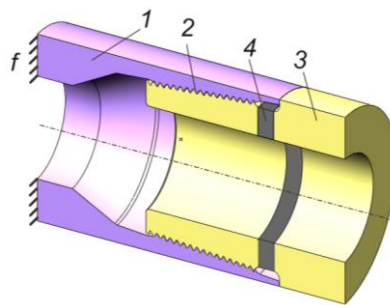
1) прикладання до елементів замкового з'єднання моменту згвинчування, який повністю імітує реальні умови;

2) введення у конструкцію з'єднання ділянки, тепловий коефіцієнт розширення матеріалу якої є значно більшим за основний матеріал елементів з'єднання [106] (рис. 2.5);

3) використання перекриття торці (рис. 2.6), (використання так званої "гарячої посадки").

Перший спосіб імітування моменту згвинчування застосовується тільки при використанні тримірних моделей, два наступні – при тримірних моделях та осисеметричних.

Варто зазначити, що використання тримірної моделі майже повністю імітує реальну конструкцію різьбового з'єднання, проте має ряд недоліків: тривалий час обчислення, трудомісткість вирішення оптимізаційних задач тощо.



1 – муфта; 2 – різьбова частина; 3 – ніпель;

4 – ділянка матеріалу; f – місце фіксації;

Рисунок 2.5 – Розрахункова схема з'єднання із ділянкою яка має коефіцієнт теплового розширення, що є відмінним від коефіцієнта основного матеріалу з'єднання

Суть способу «гарячої посадки» полягає в тому, що попередньо на етапі створення тримірної моделі замкового з'єднання опорний уступ ніпеля 2 та опорний торець муфти 3 (основна опора ніпеля та муфти) перекриваються на необхідну попередньо визначену величину, яка, в свою чергу, може бути

визначена з відомого кута повороту ніпеля відносно муфти з'єднання та моменту згвинчування [107].

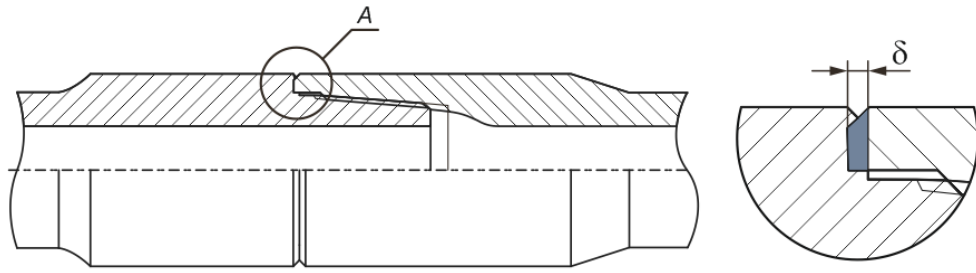


Рисунок 2.6 – Задання моменту згвинчування перекриттям опорних торців ніпеля та муфти замкового з'єднання

Використання самої ж осесиметричної моделі замкового з'єднання для визначення його напружено-деформованого стану порівняно із тримірною моделлю має ряд переваг, серед яких можливість створення дрібної сітки кінцевих елементів (більша точність отриманих результатів), більша швидкодія проведення розрахунків на комп'ютері (можливість оброблення більшої кількості варіантів розрахунків).

2.3 Методика оптимізаційного імітаційного моделювання

Незалежно від способу реалізації математичної моделі об'єкта для розв'язання задачі його оптимального проектування зовсім не обов'язково знати особливості цієї реалізації, достатньо з необхідною точністю передавати моделі вхідні параметри та зчитувати вихідні [108]. Сама ж модель розглядається як "чорний ящик" [109-110]. Саму у відповідності з концепцією "чорного ящика" розробляються сучасні програмні продукти для проведення оптимізаційних розрахунків. При цьому опис математичної моделі об'єкту відокремлений від опису постановки задачі його оптимального проектування (рис. 2.7).

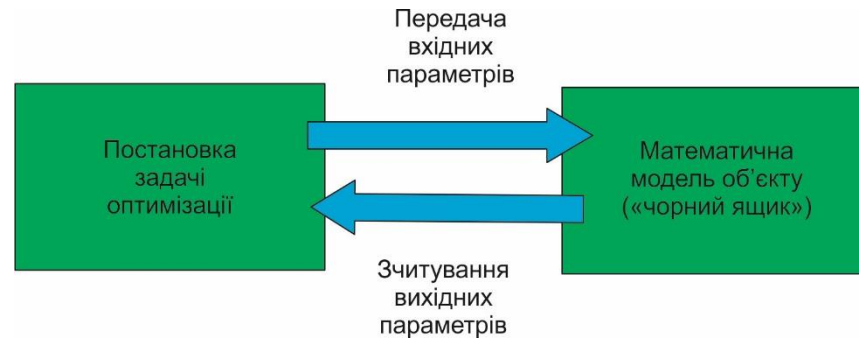


Рисунок 2.7 – Загальна схема оптимізації моделі об'єкту відповідно до концепції "чорного ящика"

Постановка задачі оптимізаційного моделювання містить задання:

- 1) конструктивних змінних;
- 2) цільових функцій або критеріїв, що підлягають мінімізації або максимізації;
- 3) обмеження параметрів стану досліджуваного об'єкту.

Програмні комплекси багатокритерійної оптимізації містять засоби керування математичними моделями як "чорними ящиками": зчитувати значення цільових функцій і обмежень, генерувати нові значення конструктивних змінних та передавати їх у модель.

Способи обміну даними між комплексом і математичними моделями можуть бути різноманітними. Для найпростіших випадків з використанням аналітичної моделі деякі комплекси дозволяють описати її безпосередньо всередині себе завдяки вбудованим редакторам, мов програмування: VBScript, JavaScript, Python тощо.

Другий спосіб полягає у використанні вхідних і вихідних текстових файлів. Цей спосіб є універсальним та широко розповсюдженим, оскільки значна кількість програмних продуктів підтримує роботу з текстовими файлами.

На кожній ітерації комплекс генерує нові занесення конструктивних змінних та записує їх у вхідний файл моделі, яка після завершення своєї роботи записує значення функцій стану у вихідний файл. Комплекс на основі інформації

вихідного файлу моделі генерує наступний набір величин конструктивних змінних відповідно з реалізованими у ньому алгоритмами і увесь процес повторюється знову.

Оскільки не існує єдиного стандарту структури вхідних і вихідних файлів, у складі комплексів розробниками передбачені засоби розбирання тексту з метою ідентифікації у ньому необхідних параметрів.

Третій спосіб взаємодії базується на використанні багаторівневих стандартизованих інтерфейсів (API, Application Programming Interface [111]), які передбачені у більшості сучасних інженерних програмних продуктах та забезпечують доступ зовні до своїх внутрішніх функцій. Це дозволяє запобігти використанню посередників, наприклад у форматі тих же текстових файлів, і напряму зв'язати комплекс з математичною моделлю, через що даний спосіб також називають прямою інтеграцією (direct integration).

Для опису процесів інтеграції та оптимізації у більшості випадків використовується концепція візуального програмування [112] і програмування потоків даних [112], відповідно до яких користувач оперує вузлами або блоками та зв'язками між ними. Вузол – об'єкт з визначеними властивостями, наприклад, він може описувати деяку змінну, файл, зовнішню математичну модель, налаштування алгоритму оптимізації тощо.

На (рис. 2.8) наведено алгоритм оптимізації, що застосовується у програмі SolidWorks, він і відповідно буде використаний для оптимізаційного імітаційного моделювання.

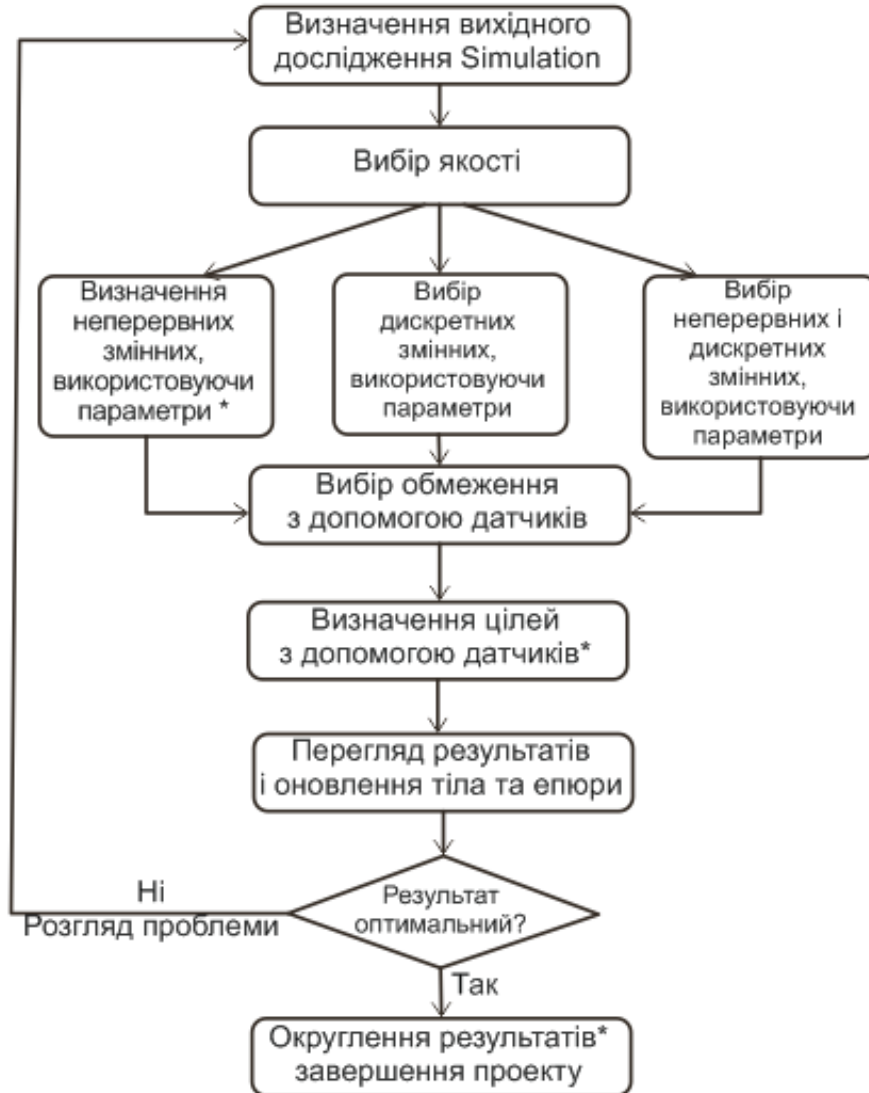


Рисунок 2.8 – Алгоритм оптимізації, що застосовується у програмі SolidWorks

2.4 Методика розрахунку моменту згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ

Перед проведенням експериментальних досліджень зразка двоопорного з'єднання обважненої бурильної труби удосконалено методику розрахунку рекомендованого та максимального моментів згвинчування за методикою згідно API 7G-2.

Допустиме навантаження на розтяг визначаються за формулою:

$$P = Y_m \times A, \quad (2.2)$$

де Y_m – границя плинності матеріалу, psi;

A – площа поперечного перерізу з'єднання, sq. in.

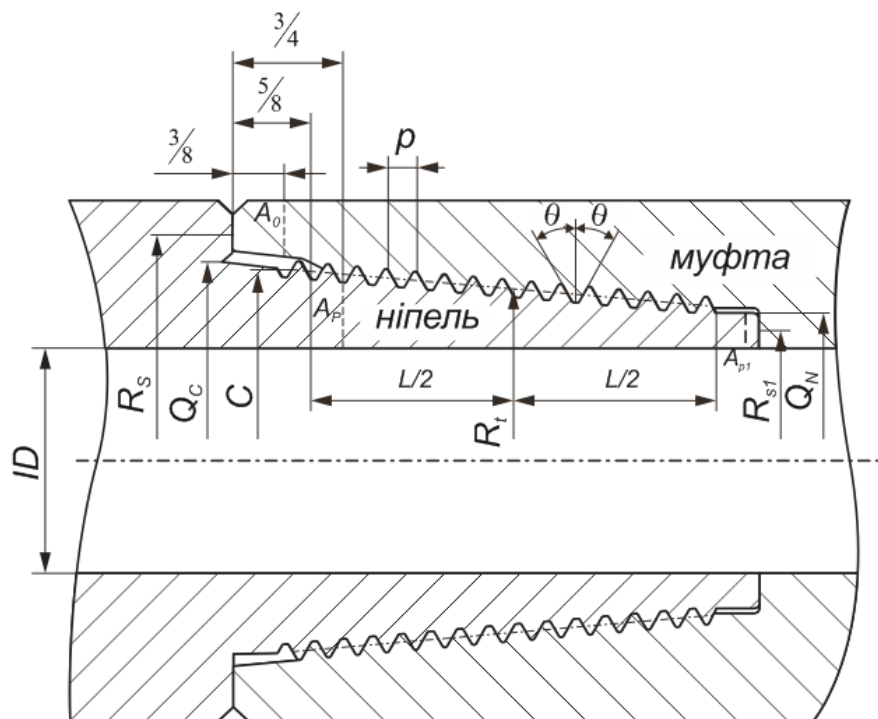


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема двоопорного з'єднання

Рекомендований момент згвинчування T (ft-lbs) двоопорного замкового різьбового з'єднання визначається за формулою:

– за наявності розвантажувальної канавки:

$$T = \frac{SA}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA p_1}{12} \cdot R_{s1} f_1 \quad (2.3)$$

– за відсутності розвантажувальної канавки:

$$T = \frac{SA p}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA p_1}{12} \cdot R_{s1} f_1 \quad (2.4)$$

де

S – допустиме напруження, що виникає у з'єднанні, psi

($s = \frac{Y_m}{k}$, де k – коефіцієнт запасу міцності для двоопорного замкового з'єднання обважнених бурильних труб ($k=1,5$ – для роторного способу буріння; $k=1,4$ – для буріння за допомогою вибійних двигунів);

p – крок різьби, in;

f – коефіцієнт тертя на бічних поверхнях витків різьби й основному опорному торці ніпеля та муфти, $f=0,08...0...0,10$; [113]. Згідно API 7G-2– $f=0,08$.

f_1 – коефіцієнт тертя на додатковому опорному торці ніпеля та муфти, $f=0,08...0,15$ (з урахуванням підвищення контактного тиску) [114,115].

Θ – половина кута профілю різьби, °;

R_s – середній радіус контактної поверхні основної опори (опорного уступу ніпеля та опорного торця муфти), in;

R_t – середній радіус різьби, in:

$$R_t = \frac{C + \left[C - \left(L_{pc} - 0.625 \right) \times tpr \times \frac{1}{12} \right]}{4} \quad (2.5)$$

де

L_{pc} – довжина конуса ніпеля, in;

C – середній діаметр різьби в основній площині, in;

tpr – конусність різьби, in/ft;

$$R_s = 1/4 (OD+Q_c) \quad (2.6)$$

$$R_{s1} = 1/4 (ID + Q_N) \quad (2.7)$$

де

OD – зовнішній діаметр з'єднання, in;

Q_c – діаметр циліндричної проточки, in,

ID – внутрішній діаметр з'єднання, in;

Q_N – зовнішній діаметр додаткової опори (опорного торця ніпеля), in.

A – площа поперечного перерізу A_b (муфти) або A_p (ніпеля) (у розрахунках приймається менше значення A_b або A_p), sq. in,

де

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(C - B)^2 - ID^2 \right] - \text{без розвантажувальної канавки}, \quad (2.8)$$

або

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[D_{RG}^2 - ID^2 \right] - \text{з розвантажувальною канавкою} \quad (2.9)$$

де

D_{RG} – діаметр розвантажувальної канавки, in.

$$B = 2 \left(\frac{H}{2} - S_{rs} \right) + tpr \times \frac{1}{8} \times \frac{1}{12} \quad (2.10)$$

H – висота вихідного трикутника різьба, in,

S_{rs} – зріз западини різьби, in,

$$A_b = \frac{\pi}{4} \left[OD^2 - (Q_c - E)^2 \right] \quad (2.11)$$

де

$$E = tpr x^{3/8} \times x^{1/12}$$

Площа поперечного перерізу додаткової опори (опорного торця ніпеля), sq. in

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[Q_N^2 - ID^2 \right] \quad (2.12)$$

Для розрахунку максимального моменту T_y (ft-lbs) згвинчування двоопорного з'єднання використаємо наступну формулу:

$$T_y = \frac{Y_m A}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{Y_m A p l}{12} \cdot R_{s1} f \quad (2.13)$$

У таблиці 2.1 наведено розмірності параметрів згідно API та у системі СІ.

Таблиця 2.1– Параметри, що використовуються при розрахунку з'єднання

Параметр	Позначення	Розмірність	
		згідно API	у системі СІ
Навантаження на розтягання	P	lbs	Н
Границя плинності матеріалу	Y_m	psi	Па
Площа поперечного перерізу з'єднання	A	sq. in	м ²
Рекомендований момент згвинчування	T	ft-lbs	Н·м
Допустиме напруження в з'єднанні	S	psi	Па
Крок різьби	p	in	м
Коефіцієнт тертя	f	–	-
Середній радіус контактної поверхні торців «муфта-ніпель»	R_s	in	м
Середній радіус різьби	R_t	in	м
Середній радіус контактної поверхні додаткових торців муфта-ніпель	R_{s1}	м	м
Половина кута профілю різьби	θ	°	°
Довжина конуса ніпеля	L_{pc}	in	м
Середній діаметр різьби в основній площині	C	in	м
Конусність різьби	tpr	in/ft	–
Зовнішній діаметр з'єднання	OD	in	м
Діаметр циліндрової проточки	Qc	in	м
Внутрішній діаметр з'єднання	ID	in	м
Зовнішній діаметр додаткового упорного торця ніпеля	QN	in	м
Діаметр розвантажувальної канавки	DRG	in	м
Висота вихідного трикутника різьби	H	in	м
Зріз западини різьби	S_{rs}	in	м

Згідно розрахунку за наведеною методикою для дослідного зразка замкового різьбового з'єднання обважненої бурильної труби з різьбою NC 50 (аналог 3-133) були проведені розрахунки, результати яких наведені в (табл. 2.3).

Таблиця 2.2 – Вхідні змінні дані для розрахунку

Змінні величини			Одно-опорне з'єднання	Двоопорне з'єднання	
Позначення	Найменування	Розмірність			
k	Коефіцієнт запасу міцності	–	1,5	1,5	
Y_m	Границя плинності матеріалу	psi (МПа)	105007 (724)	105007 (724)	133144 (918)
S	Рекомендована величина напружень, що допускається в з'єднанні $S = \frac{Y_m}{k}$	psi (МПа)	70004 (483)	70004 (483)	88763 (612)
f	Коефіцієнт тертя	–	0,08...0,15		

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку

Змінні величини		моменти згвинчування одноопорного з'єднання, кН·м		моменти згвинчування двоопорного з'єднання, кН·м		Збільшення моменту, що рекомендує, згвинчування, %	
позначення	параметри	з розг	без	з розг	без	з розг	без
Т рекомендований	f=0,08; f ₁ =0,15 S =70004 psi (483МПа)	41,24	45,34	54,52	58,62	32,20	29,29
Т максимальний		61,86	68,01	81,78	87,94	32,20	29,30
Т рекомендований	f=0,08; f ₁ =0,08 S =88763 psi (612 МПа)			61,27	66,47	48,57	46,60
Т максимальний				91,91	99,71	48,58	46,61
Т рекомендований	f=0,08; f ₁ =0,15 S =88763 psi (612 МПа)			69,13	74,34	67,63	63,96
Т максимальний				103,69	111,51	67,63	63,96

Виходячи з того, що площа контакту додаткового опорного торця значно менша площі основного опорного торця, коефіцієнт тертя на ньому буде більшим через створюваний високий контактний тиск. Це значить, що дійсне

значення моменту згвинчування буде більшим, ніж при розрахунку з коефіцієнтом тертя $f_1=0,08$ [115].

Відповідно до результатів (табл. 2.3) при однакових допустимих напруженнях ($S = 70004$ psi (483 МПа)) для одноопорного та двоопорного з'єднань і коефіцієнтах тертя $f=0,08$, $f_1=0,15$ рекомендований момент згвинчування двоопорного з'єднання збільшується на 32,20 % для з'єднань з розвантажувальною канавкою та на 29,29% для з'єднань без розвантажувальної канавки. Однак, виходячи з того, що границя плинності матеріалу, з якого виготовлено дослідний зразок двоопорного замкового з'єднання обважненої бурильної труби ($S = 88763$ psi (612 МПа)), порівняно з існуючою границею плинності матеріалу одноопорного з'єднання є вищим, то рекомендований момент згвинчування двоопорного з'єднання з однаковим коефіцієнтом тертя ($f=0,08$; $f_1=0,08$) збільшується на 48,58% для з'єднань з розвантажувальною канавкою та на 46,61% для з'єднань без розвантажувальної канавки, а при ($f=0,08$; $f_1=0,15$) – на 67,63% для з'єднань з розвантажувальною канавкою та на 63,96% для з'єднань без розвантажувальної канавки.

Під час розрахунку рекомендованого моменту згвинчування ОБТ рекомендуємо використати підвищений коефіцієнт тертя $f_1=0,1$.

2.5 Програма і методика експериментальних досліджень натурального взірця двоопорного різьбового з'єднання ОБТ

Програма і методика досліджень

1. Об'єкт досліджень – процес згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ Sifds 50_168_76 виготовленого із марки сталі 45ХГМА.

2. Мета досліджень.

Метою досліджень є визначення працездатності конструкції замкового з'єднання ОБТ в умовах дії моменту згвинчування

3. Склад наданої документації

Сертифікат на матеріал різьбового з'єднання, креслення ніпеля та муфти, паспорт на виріб.

4. Порядок проведення досліджень

4.1. Побудувати тривимірну модель досліджуваного ЗРЗ із врахуванням геометричних параметрів пазу та отвору, виконаних на його ніпельній частині, для встановлення тензодавачів (рис. 2.10).

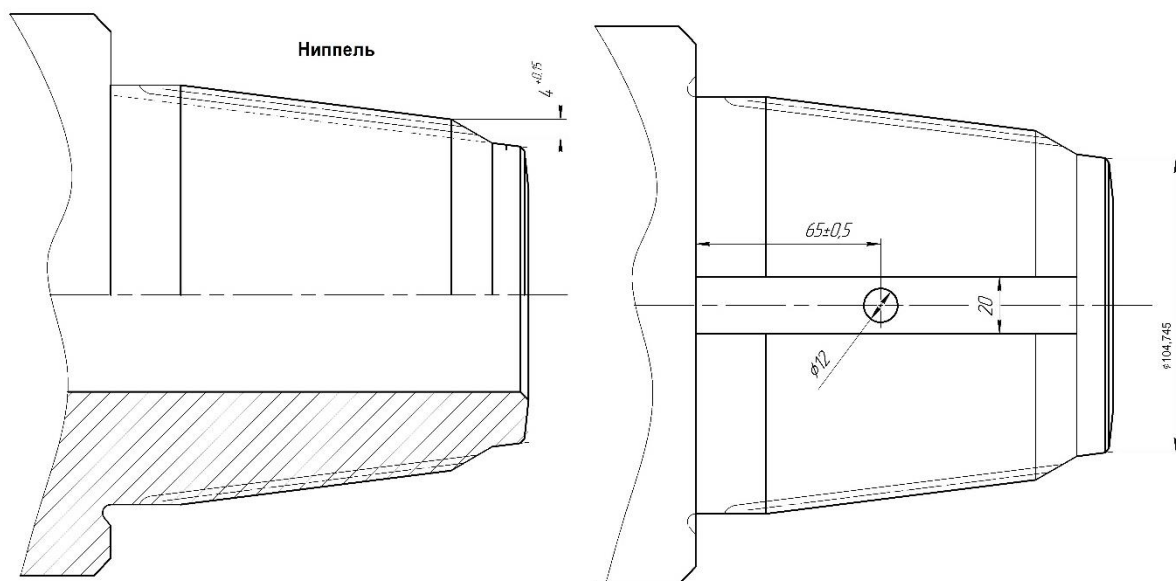


Рисунок 2.10 – Ескіз для виконання пазу та отвору на ніпельній частині ЗРЗ

2. Встановити за допомогою методу МКЕ величини напружень в місцях встановлення тензодавачів (із врахуванням прикладеного моменту згвинчування до досліджуваного різьбового з'єднання). Результати досліджень занести у таблицю 1.

3. На натурному зразку ЗРЗ (рис. 2.11) на різьбовій частині ніпеля на виконаних пазах та отворі провести наклеювання та під'єднання тензодавачів згідно схеми (рис. 2.12).

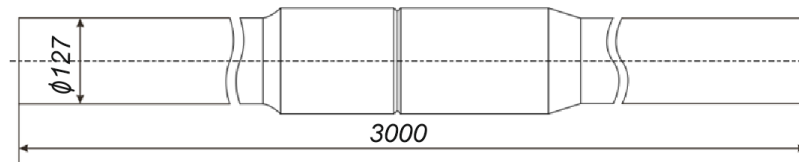
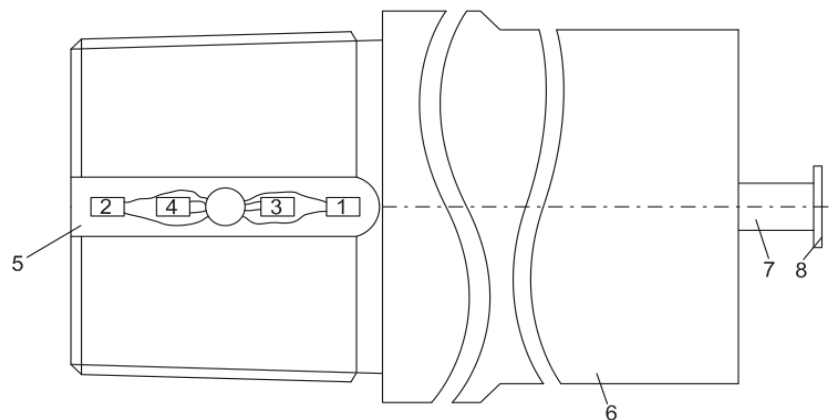


Рисунок 2.11 – Ескіз дослідного зразка для проведення випробовувань



1, 2, 3, 4 – тензодавачі; 5 – паз (для тензодавачів); 6 – дослідний зразок ОБТ; короб для проводів для з'єднання тензодавачів з АЦП; 8 – клемний розподільник

Рисунок 2.12 – Схема розташування тензодавачів на ніпельній частині двоопорного замкового з'єднання ОБТ

Схема підключення тензодавачів наведена на (рис. 2.13)

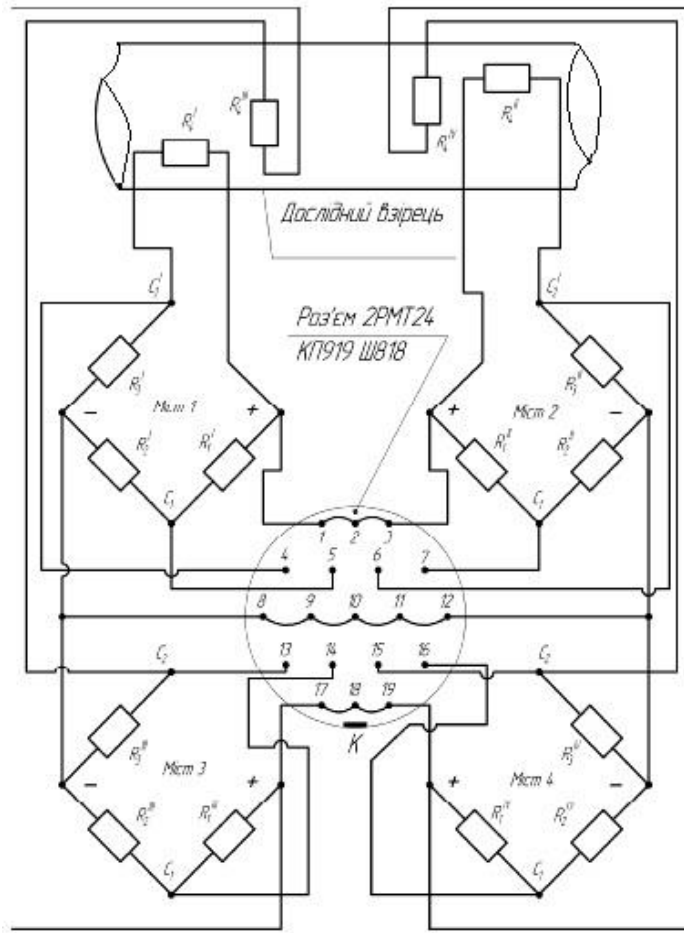
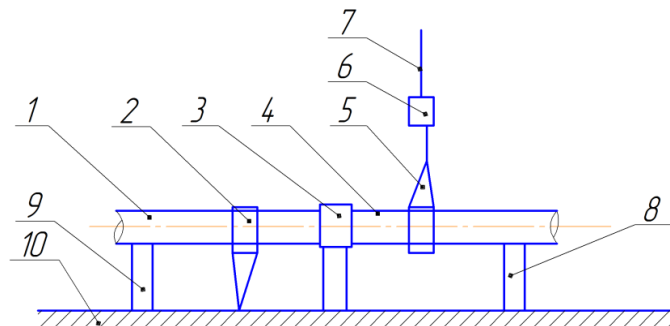


Рисунок 2.13 – Принципова електрична схема комутації тензOMETричних давачів

4. Встановити досліджуваний зразок у випробувальний стенд (рис. 2.14).



1 – муфтова частина ОБТ; 2 – ключ УМК утримуючий від провертання муфтову частину ОБТ; 3 – опора; 4 – ніпельна частина ОБТ; 5 – ключ УМК для провертання ніпельної частини ОБТ; 6 – електронна вага (динамометр);

7 – канат підйимального механізму; 8, 9 – направляючі; 10 – основа

Рисунок 2.14 – Схема випробувального стенду

5. Нанести мастильний матеріал на поверхню різьби ніпельної частини. Під час всіх випробовувань слід використовувати один і той же тип мастильного матеріалу.

6. Вимоги до згвинчування, розгвинчування.

6.1 Моменти згвинчування

Моменти згвинчування для ЗРЗ подані у табл. 2.3. Найбільшим моментом згвинчування має бути момент не менше 95% від максимального моменту, а найнижчим заданим моментом – не більше 105% від мінімального моменту. Якщо фактичний момент згвинчування знаходиться за межами рекомендованого інтервалу, то з'єднання повинно бути розгвинчене та знову згвинчене.

6.2 Згвинчування досліджуваного ЗРЗ повинно проводитись наступним чином із занесенням результатів у табл. 2.4.

Перед згвинчуванням необхідно ретельно очистити та висушити елементи з'єднання, нанести мастильний матеріал. Відслідкувати та зареєструвати величину моменту згвинчування.

Все обладнання для згвинчування необхідно сфотографувати у процесі згвинчування.

6.3 Контроль згвинчування ЗРЗ

Після кожного розгвинчування зразок з'єднання ретельно оглянути. Оцінити та занести у табл. 2.4 можливі випадки несправностей (заїдання з'єднання, пошкодження тощо).

6.4 Розгвинчування дослідного зразка

Розгвинчування зразка ЗРЗ повинно здійснюватися за допомогою того ж ключа та тих же пристроїв, що використовувались під час згвинчування.

6.5 Ремонт з'єднання після розгвинчування

Після кожного розгвинчування допускається ремонт ніпельних та муфтових елементів із використанням тільки тих засобів, які рекомендовані виготовлювачем з'єднання для застосування в польових умовах. Всі випадки ремонту повинні бути зареєстровані із зазначенням витрат часу на ремонт.

Необхідно вказати у звіті всі випадки заїдання різьби та інші невідповідності. Необхідно сфотографувати ділянки заїдання, ділянки ремонту, ці ж ділянки після наступного розгвинчування та після кінцевого розгвинчування.

7. Провести згвинчування-розгвинчування ЗРЗ без реєстрації показів тензодовачів тричі (припрацювання різьбового з'єднання).

8. Провести згвинчування-розгвинчування ЗРЗ із реєстрацією показів тензодовачів (результати показів тензодовачів, особливості поведінки ЗРЗ відмітити у таблиці 1).

9. Провести верифікацію результатів теоретичного та експериментального дослідження. Зробити висновки.

Таблиця 2.4 – Результати досліджень

№ дослідження (згвинчування)	1	2	3	4	5
Тип різьбового з'єднання					
Матеріал різьбового з'єднання					
Границя плинності матеріалу елементів ЗРЗ	МПа				
Наявність мастильного матеріалу					
- ніпель	+	+	+	+	+
- муфта	+	+	+	+	+
Мастильний матеріал					
Рекомендований максимальний момент згвинчування					
На тримірній моделі: - величина напруження у місці встановлення тензодавача №1 - величина напруження у місці встановлення тензодавача №2					
На натурному зразку: - величина напруження у тензодавача №1 - величина напруження у тензодавача №2					
Примітки по ремонту та задирам					

Висновки до розділу 2

1. Застосовано методику оцінки тріщиностійкості матеріалу бурильних труб на установці УДПТ-1, яка дає можливість враховувати вплив асиметрії навантаження за напружень розтягу.

2. Проаналізовано можливі варіанти прикладання моменту згвинчування до замкового з'єднання ОБТ під час його імітаційного моделювання і вибрано метод "гарячої посадки" та обґрунтовано доцільність використання осесиметричної моделі.

3. Наведено алгоритм виконання оптимізаційного імітаційного моделювання двоопорного різьбового замкового з'єднання.

4. Розроблено методику розрахунку рекомендованого та максимального моменту згвинчування двоопорного замкового з'єднання ОБТ, згідно якої встановлено, що рекомендований момент згвинчування для двоопорного з'єднання порівняно із одноопорним значно збільшується. Під час розрахунків рекомендовано приймати значення коефіцієнту тертя для другого опорного торця рівним 0,1.

5. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень натурального взірця двоопорного замкового з'єднання ОБТ.

РОЗДІЛ 3

ОСОБЛИВОСТІ ФОРМУВАННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЗАМКОВИХ З'ЄДНАНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

3.1 Дослідження напруженого стану одноопорного замкового з'єднання елементів бурильної колони

Досвід експлуатації показує [45], що більшість руйнувань різьбових з'єднань ОБТ відбувається через недосконалість їх конструкції, частина поломок викликана технологічними і експлуатаційними чинниками. Тому основні напрями підвищення ефективності експлуатації замкових з'єднань (як бурильних, так і ОБТ) спрямовані на вдосконалення інженерних методів їх розрахунку, технології виготовлення і монтажу.

З метою забезпечення безвідмовної роботи у свердловині замкове з'єднання ОБТ повинно бути:

- 1) міцним (особливо при дії циклічних навантажень);
- 2) герметичним (не допускати проникнення робочого середовища до його робочої частини);
- 3) легко згвинчуватись;
- 4) технологічним і економічно вигідним у масовому виробництві;
- 5) з мінімальною кількістю деталей (особливо дрібних).

Встановлення розподілу навантажень по робочих витках різьби – одна з важливих задач для вдосконалення динамічно навантажених різьбових з'єднань.

Відомо, що розподіл навантаження по витках різьбового з'єднання відбувається нерівномірно, причому це спостерігається як у циліндричних, так і конічних типах різьб [114].

На розподіл зусиль по витках різьби впливають наступні конструктивні параметри з'єднання:

- 1) висота різьбової частини, що знаходиться в контакті;
- 2) товщина стінки муфти;

- 3) товщина стінки ніпеля;
- 4) крок різьби;
- 5) профіль різьби;
- 6) конусність різьби;
- 7) матеріал, з якого виготовлено ніпель та муфту.

На (рис. 3.1) наведено графічні залежності розподілу навантажень по витках різьби за загальноприйнятою теорією Н.Є. Жуковського та Біргер А.И. (крива 1).

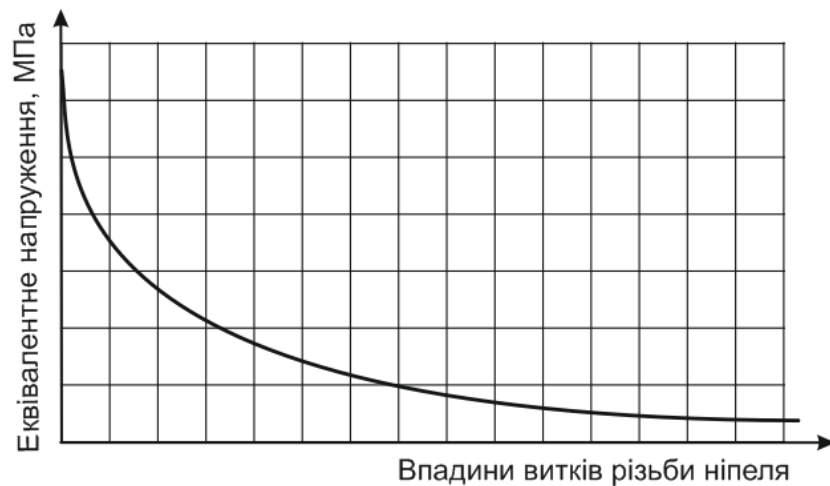


Рисунок 3.1 – Розподіл еквівалентних напружень по витках різьби ніпеля

Згідно (рис. 3.1) найбільше навантаження сприймається першим витком (від опорного торця), далі навантаження по витках спадає.

Досвід показує [65], що зменшивши навантаження на найбільш навантаженому витку можна збільшити термін експлуатації з'єднання загалом у процесі його циклічного навантажування.

Виходячи з поставлених завдань досліджень необхідно визначити напружено-деформований стан замкового з'єднання. Тому в цьому розділі наведемо алгоритм розрахунку з'єднання з наступним аналізом отриманих результатів імітаційного моделювання.

Під час розроблення конструкцій двоопорних замкових з'єднань сьогодні застосовують комп'ютерні програми, що реалізують метод кінцевих елементів [116-118]. Проте виконувати імітаційне моделювання різьбових з'єднань можливо у двох постановках: тривимірній та двовимірній.

Тримірне моделювання часто призводить до суттєвих затрат процесорного часу на вирішення задач, до того ж, результати також є тримірними, що не завжди зручно для їх подальшого використання. Для розв'язання багатьох задач двомірне моделювання дає можливість отримувати точніші результати за значно менший час, що дозволяє досліджувати різноманітні варіанти конструкції і навіть проводити параметричну оптимізацію за той же час, який був би необхідний для розрахунку тільки однієї 3D моделі. Як мінімум, двовимірне моделювання дозволяє визначитись з налаштуваннями моделі та стратегії забезпечення збіжності для складних нелінійних розрахунків у тримірній постановці.

Існує декілька варіантів розрахунку в двомірній постановці: при моделюванні тонкостінних конструкцій слід використовувати плоский напружений стан, перерізи достатньо довгих конструкцій зазвичай моделюють у плоско-деформованому стані, а тіла обертання – в осесиметричній постановці. Всі три варіанти моделювання використовують одну і ту ж плоску сітку кінцевих елементів, проте матриці жорсткості елементів є різними, що дозволяє уловити різницю у цих трьох постановках.

Для тіл обертання (посудин, що працюють під тиском, коліс, труб, дисків, фланців тощо) які піддаються дії осесиметричного навантаження, розв'язання задачі у двомірній осесиметричній постановці значно заощаджує час проведення розрахунку, підвищуючи при цьому точність отримуваних результатів. Осесиметричний аналіз посудин, що працюють під тиском, допомагає точно передбачити місцеву концентрацію напружень у переходах, не застосовуючи для цього підмоделювання, яке часто є необхідним під час проведення більш складного 3D-розрахунку.

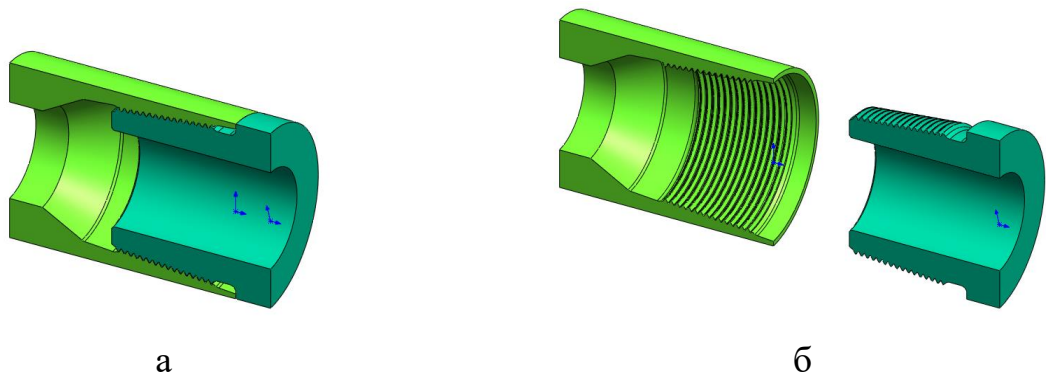
Різьбові з'єднання не є осесиметричними, але наближено їх можна вважати такими, якщо кут профілю різьби є малим.

Застосування осесиметричної постановки для імітаційного моделювання різьбових з'єднань є доцільною. Проте задання граничних умов (моменту

згвинчування) для двоопорного замкового з'єднання викликає певні труднощі. Звичайно, можна застосувати відомі підходи до такого моделювання, але у цьому випадку порушуються геометричні параметри елементів з'єднання, що є недопустимим для визначення необхідних невідомих величин. У випадку двоопорного з'єднання ОБТ – довжини ніпельної частини.

Вхідними даними для імітаційного моделювання використано ТУ 26-12-775-90 [119] (який вказати) на замкові з'єднання для труби ОБТ НВ I з різьбою NS 50. Величина натягу, що у нашому випадку імітує момент згвинчування (перекриття під час моделювання упорних торців ніпеля та муфти), становить 0,1 мм, коефіцієнт тертя у всіх елементах різьби – 0,1.

Для дослідження напружено-деформованого стану різьбового з'єднання ОБТ побудовано тримірні моделі його ніпельної та муфтової частини (рис. 3.2).



а – з'єднання у зборі, б – розібране з'єднання

Рисунок 3.2 – Тримірна модель ніпельної та муфтової частини стандартного різьбового з'єднання ОБТ

Виходячи з того, що коефіцієнт запасу міцності для різьбових з'єднань становить 1,5 і межа міцності для матеріалу труб 45ХГМА рівна 758 МПа, то до з'єднання прикладається такий момент згвинчування, при якому напруження не перевищуватимуть 505 МПа.

При дослідженні напружено-деформованого стану використано осесиметричну модель різьбового з'єднання, зображення якої подано на (рис. 3.3), а сітка кінцевих елементів – на (рис. 3.4).



Рисунок 3.3 – Осесиметрична модель з'єднання



Рисунок 3.4 – Сітка кінцевих елементів

Після виконання обчислень отримано картину розподілу еквівалентних напружень за теорією Мізеса у досліджуваній моделі (рис. 3.5).

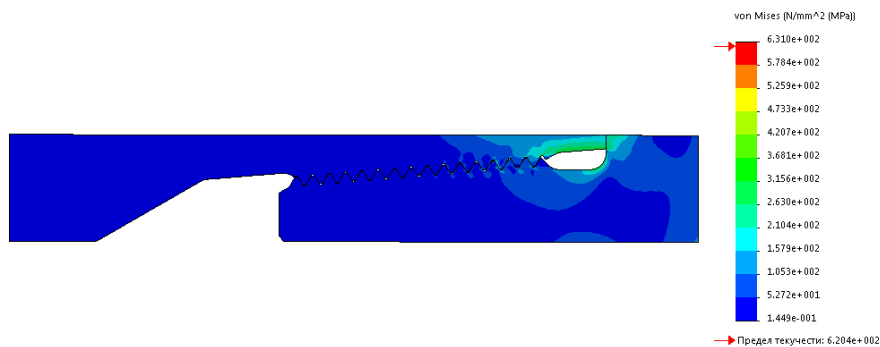


Рисунок 3.5 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом

З метою візуалізації розподілу напружень побудовано графічні залежності по впадинах витків ніпеля (рис. 3.6) та муфти (рис. 3.7). Як бачимо, розподіл напружень співпадає з розподілом за відомою теорією [114].

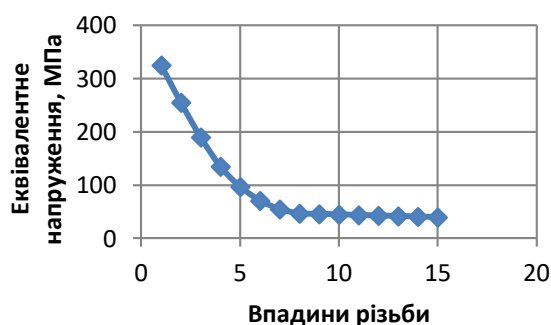


Рисунок 3.6 – Розподіл напружень по впадинах витків ніпеля

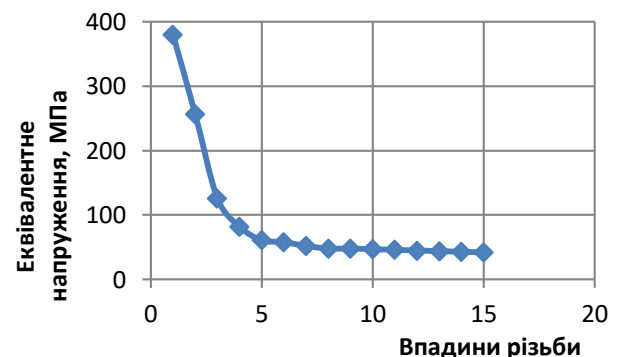


Рисунок 3.7 – Розподіл напружень еквівалентних по витках муфти

Отже, розподіл напружень по витках різьби як ніпеля, так і муфти відбувається нерівномірно. Навантаження сприймаються тільки першими

восьми витками, причому найнавантаженишим є перша впадина витка (по якій на практиці і руйнується з'єднання).

Під час огляду різьбових з'єднань, що використовуються у бурильних трубах та ОБТ (розділ 1), встановлено, що використання додаткової опори у конструкції одноопорного з'єднання змінює картину розподілу напружень та сприяє збільшенню моменту згвинчування з'єднання (зменшує ймовірність самовідгвинчування, підвищує втомну міцність під час дії знакозмінних навантажень тощо).

Тому в наступному пункті слід дослідити напружено-деформований стан двоопорного замкового з'єднання.

3.2 Дослідження напружено-деформованого стану двоопорного замкового з'єднання бурильної колони

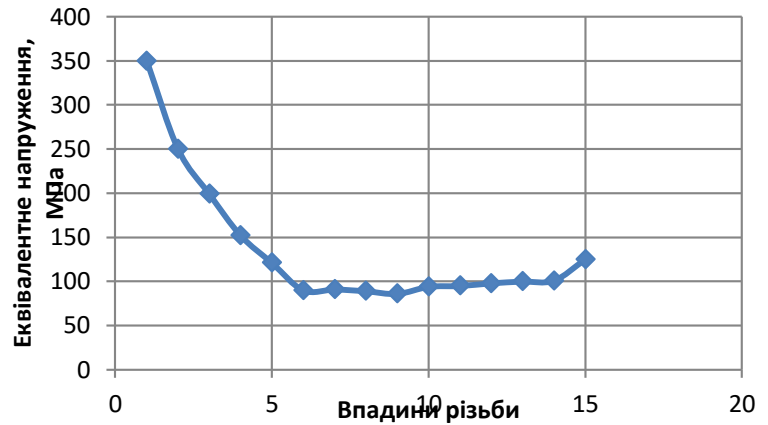
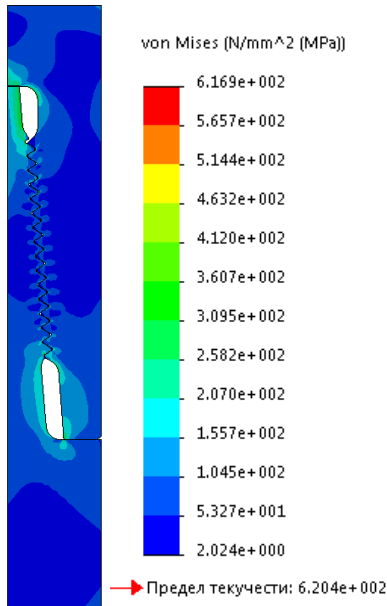
Для дослідження використано конструкцію ніпеля та муфти, які відрізняються від стандартних тільки у зоні додаткової опори.

Геометричні параметри упорного торця вибиралися довільно, виходячи із розглянутих закордонних аналогів.

Метою дослідження є визначення розподілу напружень по витках різьби ніпеля при різних величинах натягу додаткового упорного торця (оцінити вплив допуску на виготовлення елементів замкового з'єднання на розподіл напружень по витках різьби та визначення критичних зон з'єднання у межах додаткового бурта).

Проведені дослідження замкового з'єднання при трьох різних величинах перекриття торця – 0,1; 0,2 та 0,3 мм.

Отримані результати зображені на (рис. 3.8, 3.9, 3.10).

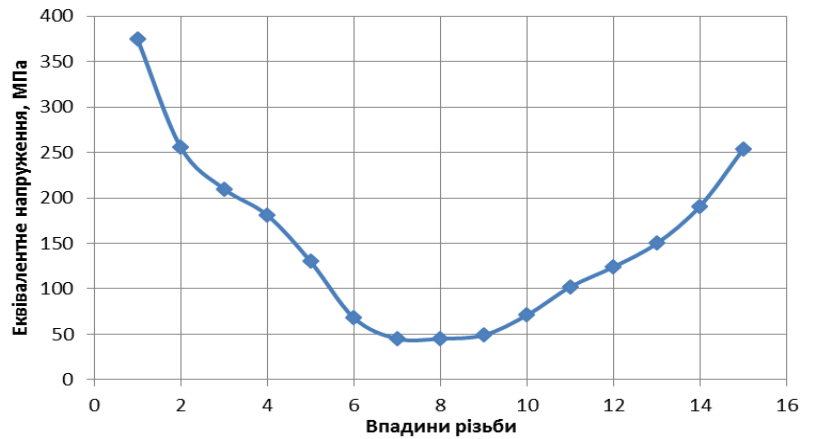
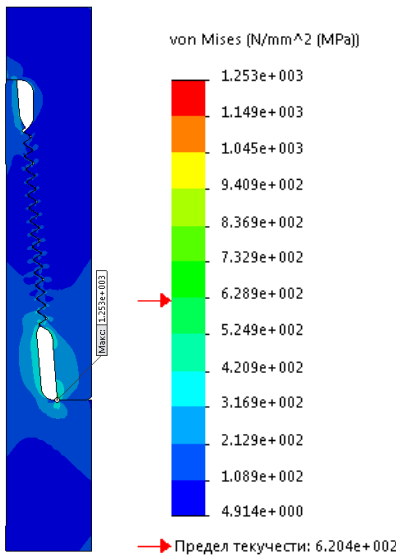


а)

б)

а) – епюра напружень; б) – по витках ніпеля

Рисунок 3.8 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці 0,1 мм на додатковому 0,1 мм

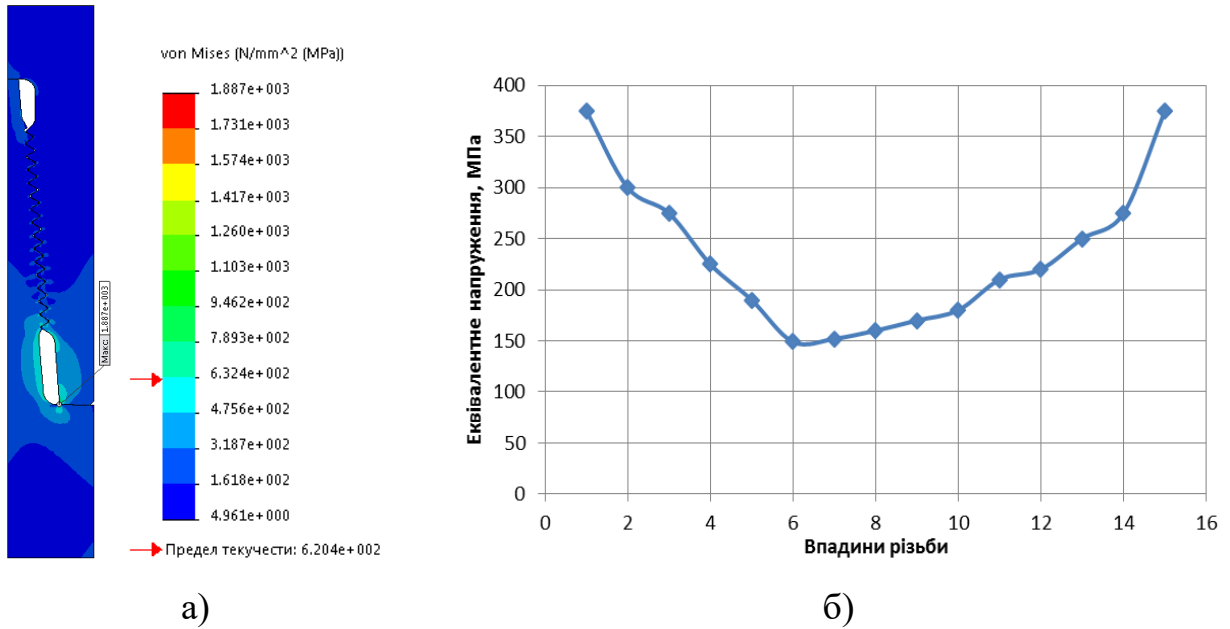


а)

б)

а) – епюра напружень; б) – по витках ніпеля

Рисунок 3.9 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці 0,1 мм на додатковому 0,2 мм



а) – епюра напружень; б) – по витках ніпеля

Рисунок 3.10 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці 0,1 мм на додатковому 0,3 мм

На (рис. 3.11) наведено спільні графічні залежності для трьох варіантів натягу додаткового торця

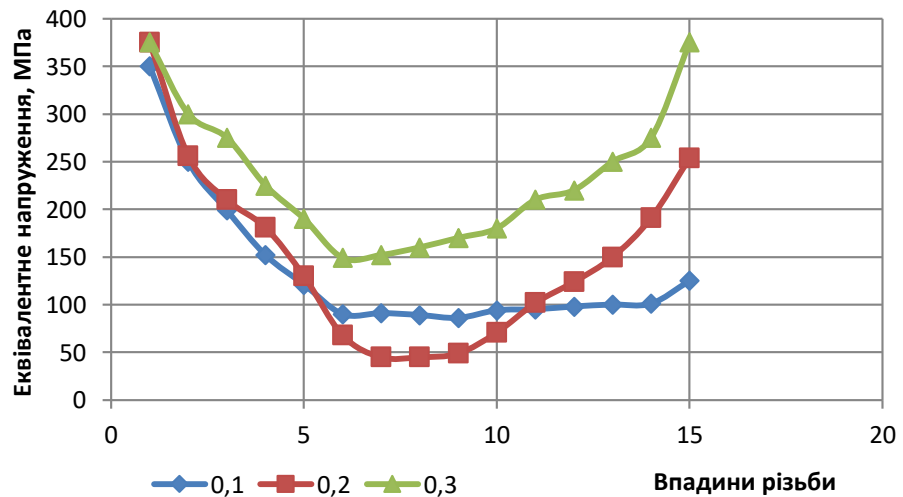


Рисунок 3.11 – Спільні графічні залежності для трьох варіантів натягу додаткового торця

Отже, проаналізувавши отримані залежності, бачимо, що найкращий розподіл напружень по витках різьби ніпеля спостерігається при натягу на базовому торці 0,1 мм і натягу на додатковому торці 0,3 мм. При цій картині розподілу напружень замкове з'єднання матиме змогу працювати значно довше при дії циклічного знакозмінного навантаження.

Виходячи з отриманих результатів дослідження при натягу на додатковому торці 0,3 мм, різко зростають напруження у зоні контакту додаткового торця ніпеля і муфти та у розвантажувальній канавці муфти. Величини напружень, що виникають, є критичними, оскільки перевищують межу плинності матеріалу, з якого виготовлено ніпельну та муфтову частину.

На (рис. 3.12) наведено розподіл еквівалентних напружень у розвантажувальній канавці муфти із вказанням їх точних значень на окремих елементах.

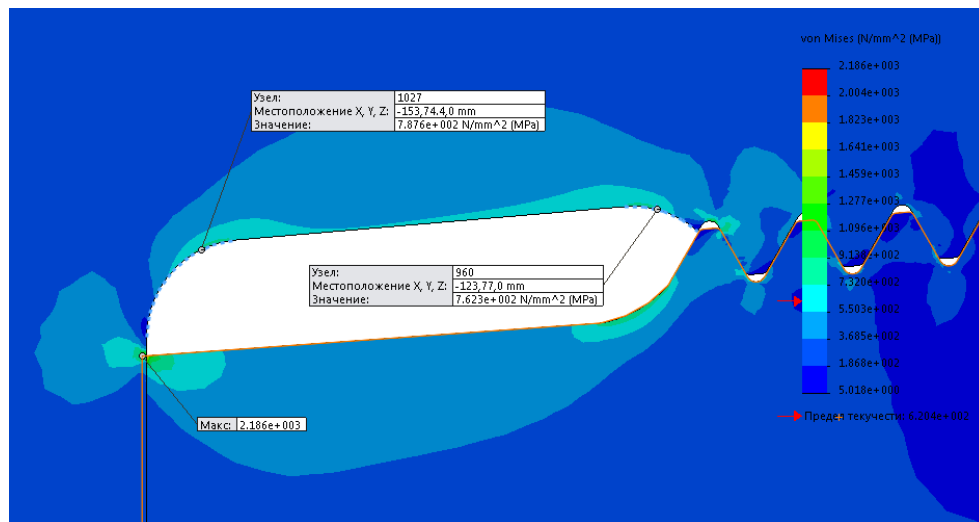


Рисунок 3.12 – Еквівалентні напруження у розвантажувальній канавці муфти при натягу на торці 0.1 мм і на додатковому торці 0.3 мм

На (рис. 3.13) подано напружено-деформований стан з граничним значенням напружень 505 МПа, тобто всіх зонах червоного кольору напруження перевищують це значення.

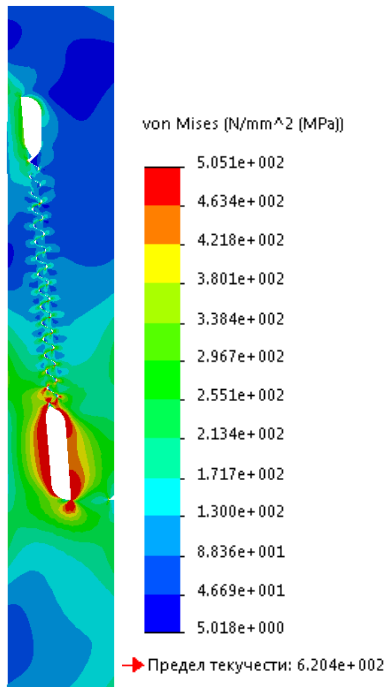


Рисунок 3.13 –
Напружено-деформований стан з граничним значенням напружень 505 МПа

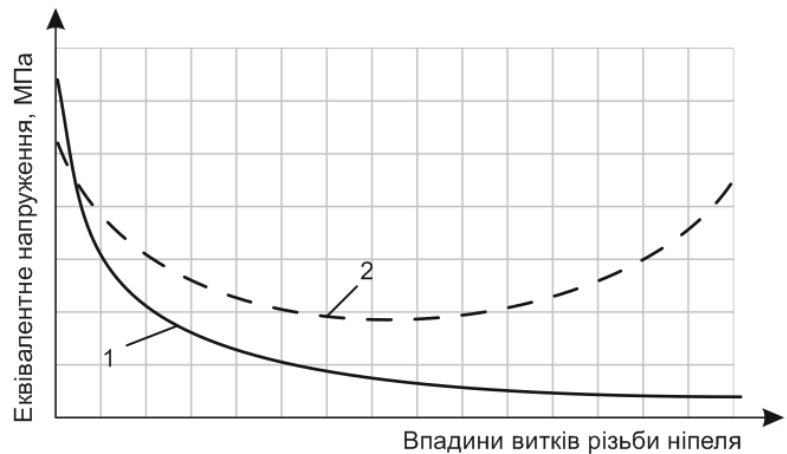


Рисунок 3.14 – Узагальнені графічні залежності розподілу еквівалентних напружень по впадних витків ніпеля одноопорного (крива 1) та двоопорного (крива 2) замкових з'єднань

Отже, критичні значення напружень спостерігаються саме у зоні додаткового упорного торця, причому як у муфті, так і у ніпелі. Однак, напруження у муфті є більш небезпечними, оскільки за такого розподілу призведуть до її руйнування. У наступному пункті необхідно розробити заходи для зменшення величин напружень, що концентруються у муфті, та дослідити їх.

Якщо ж порівняти напруження, що виникають у впадинах витків різьби ніпеля одноопорного та двоопорного замкових з'єднань, то отримаємо узагальнені графічні залежності, наведені на (рис. 3.14).

Виходячи із проведених досліджень, виконаних порівнянь результатів встановлено, що у двоопорному різьбовому з'єднанні порівняно із одноопорним напруження у першій впадині витка різьби ніпеля є меншими приблизно на 15%, а у останній впадині вищими на 55%. Також напруження у впадинах середніх витків є більшими на 35%. Ці результати дають підстави стверджувати, що розроблена конструкція двоопорного замкового різьбового з'єднання більш стійка до сприйняття циклічних навантажень, тобто термін її роботи у свердловині при дії таких навантажень буде значно більшим, ніж у одноопорного з'єднання.

3.3 Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з'єднань бурильних труб на їх напружено-деформований стан

Для розвантаження як муфтової, так і ніпельної частини у зоні додаткового опорного торця замкового з'єднання ОБТ можна необхідно:

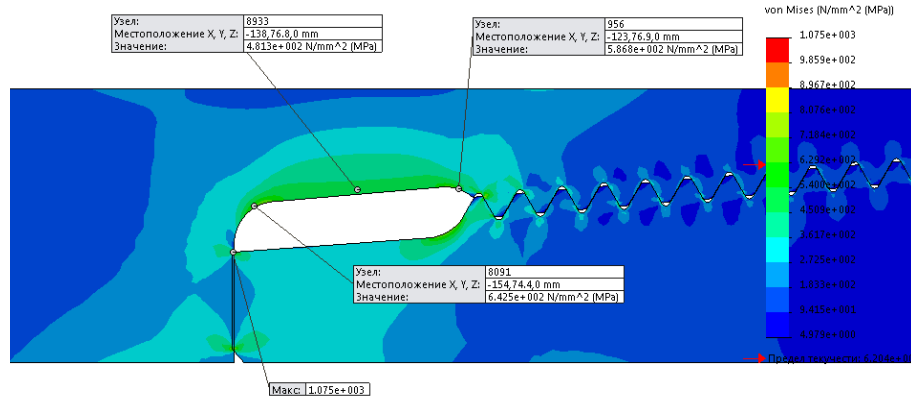
- 1) виконати скос додаткового опорного торця ніпеля на деякий кут;
- 2) змінити форму розвантажувальної канавки муфти;
- 3) виконати розвантажувальну канавку на конічній частині додаткового опорного бурта ніпеля.

Розглянемо послідовно всі ці запропоновані заходи.

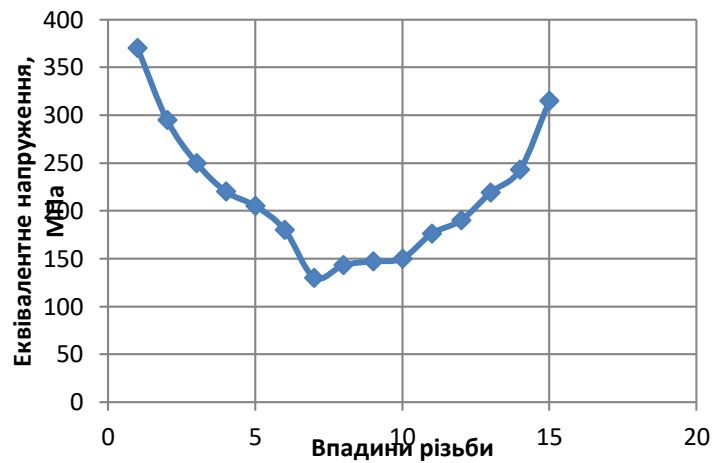
Варіант 1. Скос торця ніпеля

Відповідно до конструктивних міркувань попередньо прийнято величину скосу торця рівною $0,25^{\circ}$. Решта вхідних даних, необхідних для імітаційного моделювання, залишаються такими ж як у вище наведеному пункті.

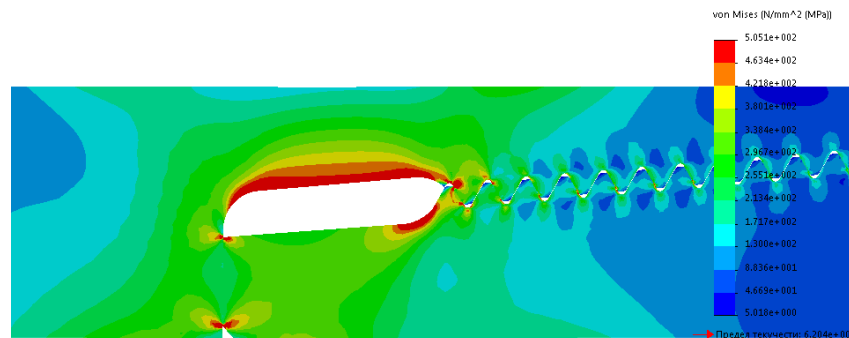
Результати імітаційного моделювання подані на (рис. 3.15).



а)



б)



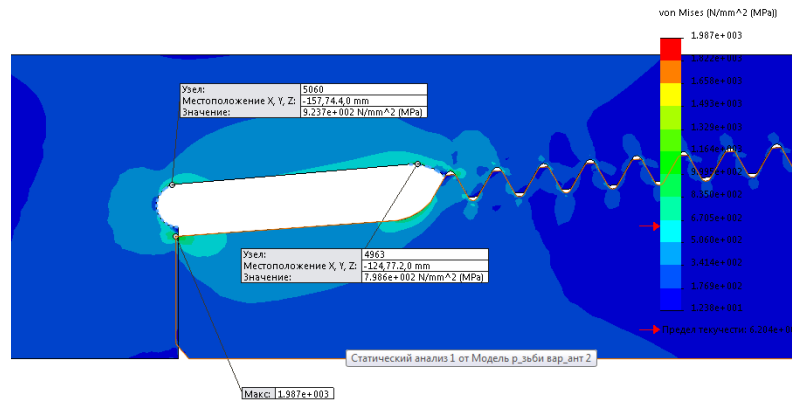
в)

а) – еюра напружень; б) – по витках ніпеля; в) – з граничним значенням напружень 505 МПа

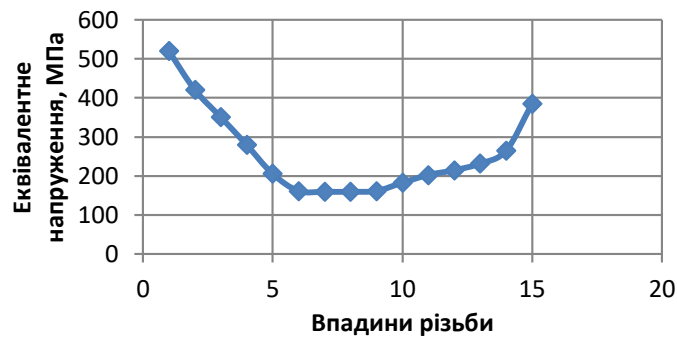
Рисунок 3.15 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці 0,1 мм на додатковому 0,3 мм та зі скосом додаткового опорного торця ніпеля 0,25⁰

Варіант 2. Зміна форми розвантажувальної канавки муфти

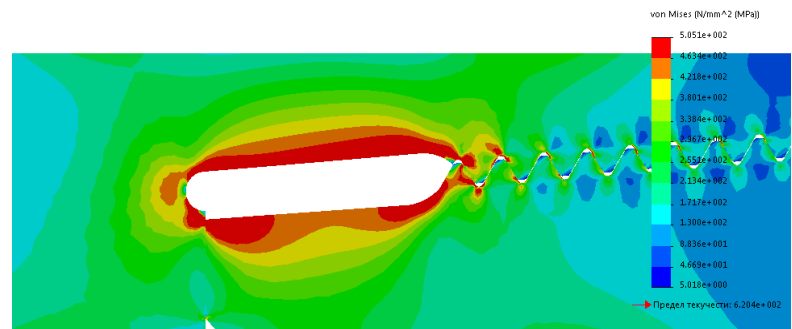
Вхідні дані до імітаційного моделювання аналогічні як у варіанті 1.



а)



б)

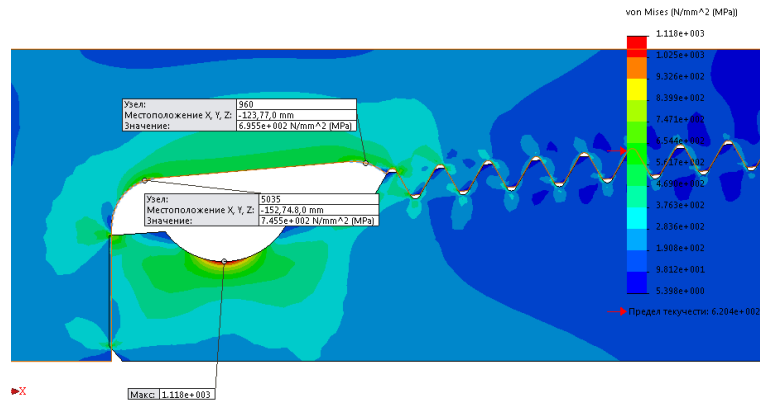


в)

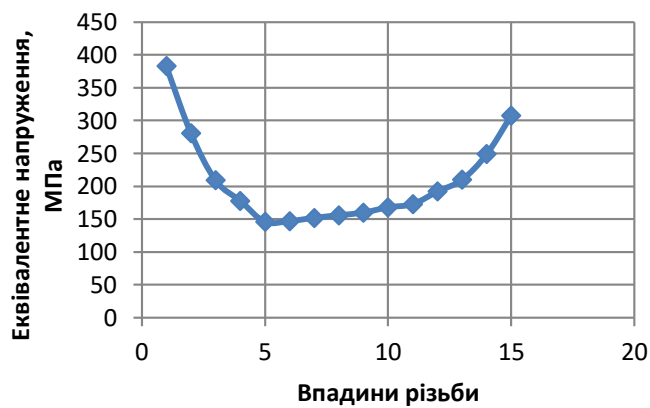
а) – епюра напружень; б) – по витках ніпеля; в) – з граничним значенням напружень 505 МПа

Рисунок 3.16 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці – 0, мм1 на додатковому – 0,3 мм та зміненою формою розвантажувальної канавки

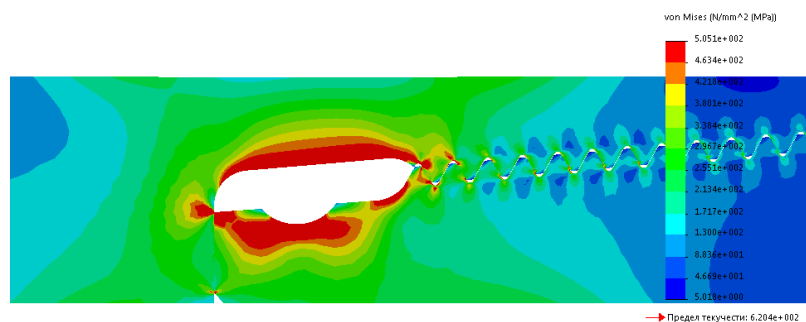
Варіант 3. Розвантажувальна канавка на конічній частині додаткового упорного бурта



а)



б)



в)

а) – епора напружень; б) – по витках ніпеля; в) – з граничним значенням напружень 505 МПа

Рисунок 3.17 – Розподіл еквівалентних напружень при величині натягу на базовому торці $-0,1$ аа на додатковому $-0,3$ мм та з розвантажувальною канавкою на конічній частині додаткового опорного бурта

На (рис. 3.18) подано порівняльні графічні залежності для трьох запропонованих варіантів зміни конструкції двоопорного замкового з'єднання.

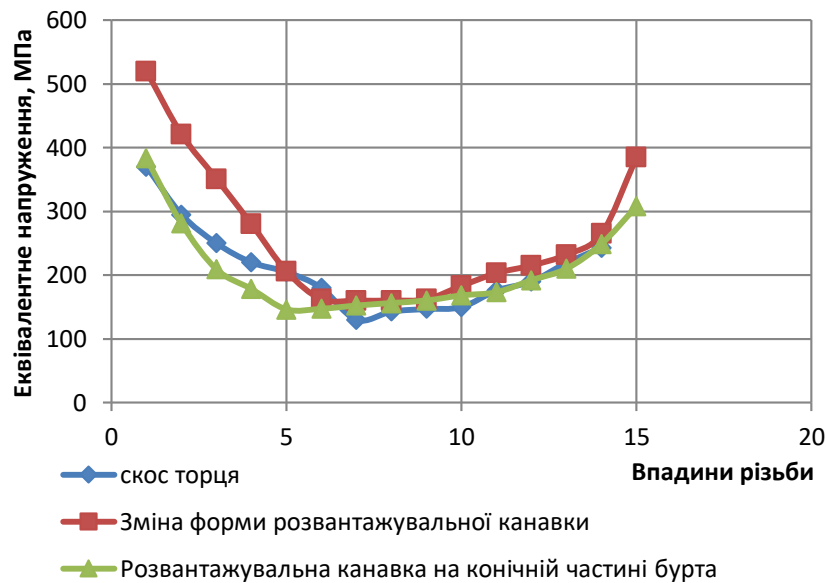


Рисунок 3.18 – Порівняльні графічні залежності для трьох запропонованих варіантів зміни конструкції двоопорного замкового з'єднання

У (таблиці 3.1) наведено величини максимальних напружень у небезпечних зонах розвантажувальної канавки муфти.

Таблиця 3.1 – Величини максимальних напружень у небезпечних зонах розвантажувальної канавки муфти (МПа)

Небезпечна зона розвантажувальної канавки муфти	Скос додаткового опорного торця ніпеля	Зміна форми розвантажувальної канавки	Розвантажувальна канавка на конічній частині бурта
Радіус біля опорного торці	643	923	745
Радіус біля різьби	586	798	695

Отже, з графічних залежностей (рис. 3.18) можна зробити висновки, що найкращий варіант розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля спостерігається при виконанні скосу додаткового опорного торця та при

виконанні розвантажувальної канавки на конічній частині торця ніпеля. Однак, виходячи з табл.1, при порівнянні цих двох варіантів за величинами максимальних напружень у небезпечних зонах розвантажувальної канавки муфти, перевагу має скос додаткового упорного торця.

З метою зменшення концентрації напружень у небезпечних зонах двоопорного замкового з'єднання ОБТ можливо виконати оптимізацію параметрів вибраного рішення (визначити оптимальні геометричні параметри), що буде подано у наступному пункті.

3.4 Вибір оптимальних геометричних параметрів елементів двоопорного замкового з'єднання ОБТ

Виходячи з результатів імітаційного моделювання напружено-деформованого стану різних варіантів розвантажувальних елементів замкового з'єднання, у цьому пункті виконаємо підбір оптимального кута скосу додаткового опорного торця ніпеля.

Вхідними даними для цього дослідження залишаються параметри з'єднання, наведені у попередніх підрозділах. Додатково вводяться тільки параметри для оптимізації – змінний параметр (мінімальне, максимальне значення та крок для кута скосу додаткового опорного торця ніпеля (рис. 3.19). Також задаються: обмеження – максимальне напруження у конструкції замкового з'єднання – 505 МПа; «мета» – мінімізація напружень.

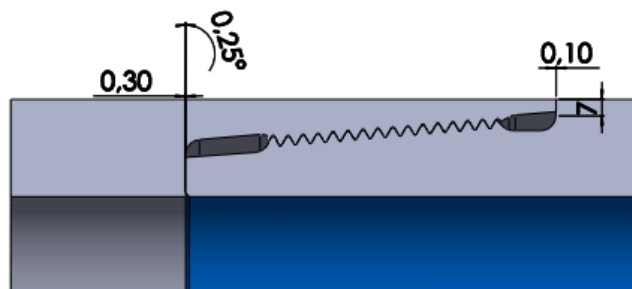


Рисунок 3.19 – Скос додаткового опорного торця $0,25^{\circ}$

Вікно програми, де зображено замкове з'єднання та змінні параметри, подано на (рис. 3.20).

Отримані результати дослідження подані на (рис. 3.21).

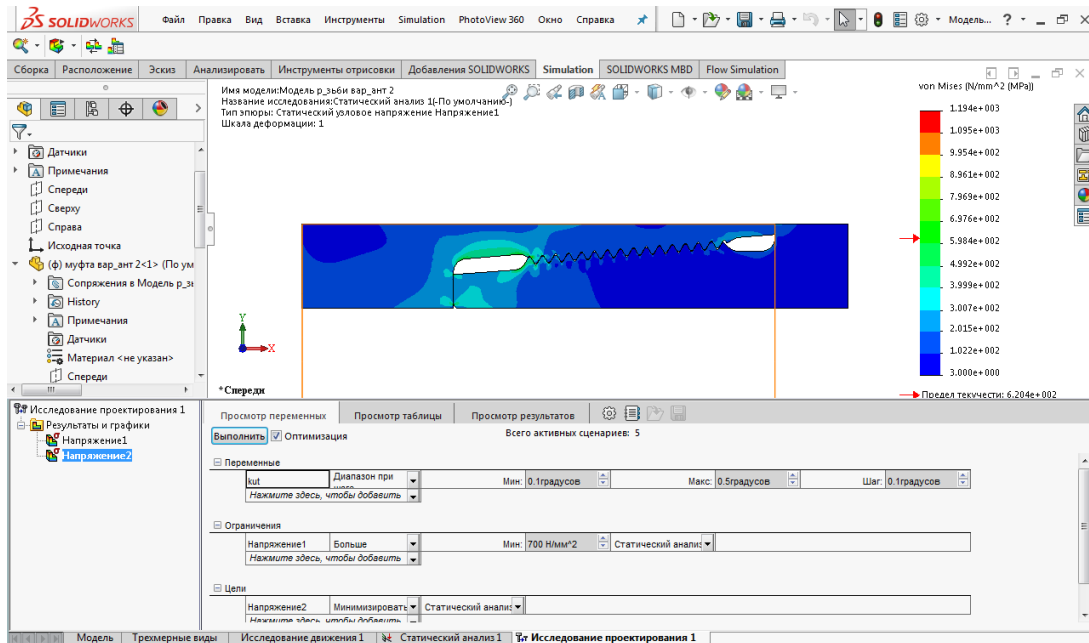


Рисунок 3.20 – Вікно програми, де зображено замкове з'єднання та змінні параметри

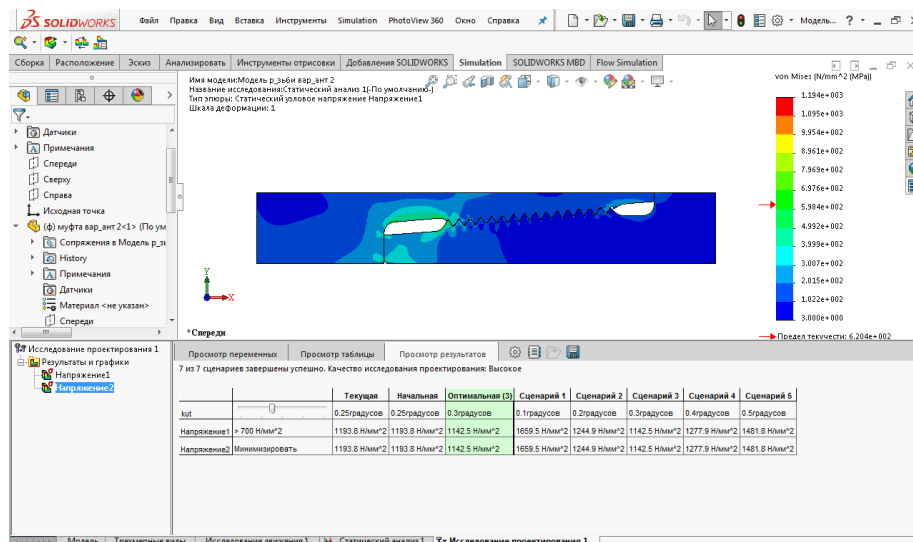


Рисунок 3.21 – Отримані результати дослідження

За результатами проведеної серії досліджень оптимальним для зменшення максимальних напружень у з'єднанні є кут величиною $0,3^{\circ}$.

3.5 Дослідження впливу розміщення основної площини різьби замкового різьбового з'єднання елементів бурильної колони на напружено-деформований стан

У процесі експлуатації елементи бурильної колони багаторазово згвинчуються і розгвинчуються. Процес їх з'єднання здійснюють за допомогою спеціального механічного ключа, що забезпечує обертання ніпеля замка відносно нерухомої муфти. При згвинчуванні контактні поверхні різьби сприймають значне осьове навантаження від дії ваги підвішеної бурильної колони, а при розгвинчуванні – від натягу пружини підйомного гака.

Таким чином, процес згвинчування-розгвинчування різьбового замкового з'єднання ускладнюється осьовими навантаженнями, що діють дискретно в протилежних напрямках. Це сприяє прискоренню зносу профілю різьби, ослаблення натягу, що зрештою знижує ресурс роботи замка елементів бурильних колон.

Таким чином, збереження і підтримання в процесі експлуатації якості різьб замкових з'єднань є необхідною умовою забезпечення їх нормативного натягу для підвищення ефективності експлуатації.

З метою визначення напружено-деформованого стану різьбового з'єднання, у якому спостерігається відхилення одного з найважливіших параметрів різьби, а саме розташування основної площини, побудовано тримірну модель з'єднання NC50 (згідно з API 7G-2) для подальшого дослідження за допомогою методу кінцевих елементів (рис. 3.22).

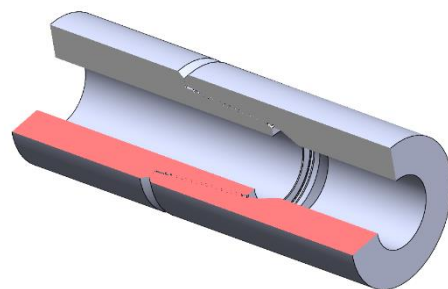


Рисунок 3.22 – Модель різьбового з'єднання NC50 (згідно API 7G-2)

Створення граничних умов для досліджуваної моделі відбувалася аналогічно, як і у попередніх розділах. Відповідно, при розрахунку з'єднання, навантаження створювалося тільки моментом згвинчування та осьовим навантаженням.

На рис. 3.23 зображено схему ніпеля без розвантажувальної канавки, на якій показано розміщення основної площини відносно опорного торця ніпеля.

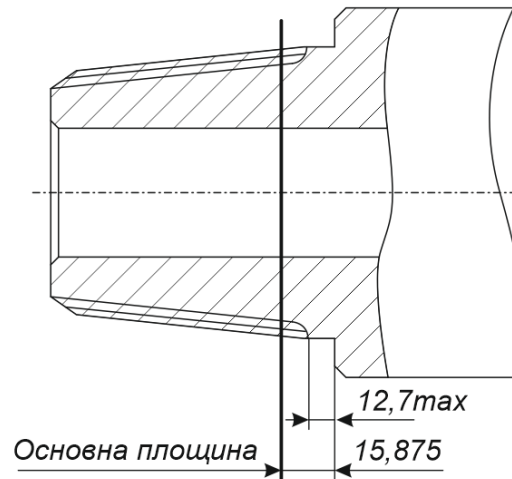


Рисунок 3.23 – Схема ніпеля без розвантажувальної канавки

У результаті розрахунку різьбового з'єднання (без зміщення основної площини) при дії на нього тільки моменту згвинчування отримано розподіл еквівалентних напружень (рис. 3.24).

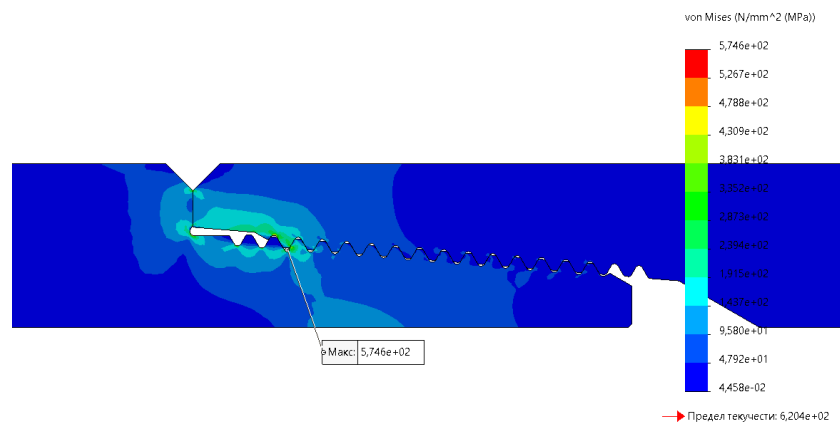


Рисунок 3.24 – Напружено-деформований стан моделі при навантаженні тільки моментом згвинчування

Згідно з рис. 3.24 розподіл еквівалентних напружень по витках різьби є нерівномірним. Найбільш навантаженою ділянкою є перша впадина повного витка різьби ніпеля. Максимальне значення еквівалентних напружень у ній становить 576 МПа. Такий розподіл напружень є закономірним для різьбових з'єднань і повністю відповідає відомим теоріям М.Е. Жуковського та А.І. Біргера.

Відомо, що колона бурильних труб під час роботи у свердловині працює як на розтяг (у верхній частині), так і на стиск (у нижній частині).

Тому проведено дослідження стандартного різьбового з'єднання при одночасній дії на нього моменту згвинчування та осьового розтягуючого навантаження (50000Н). На рис. 3.25 наведено результати проведених досліджень.

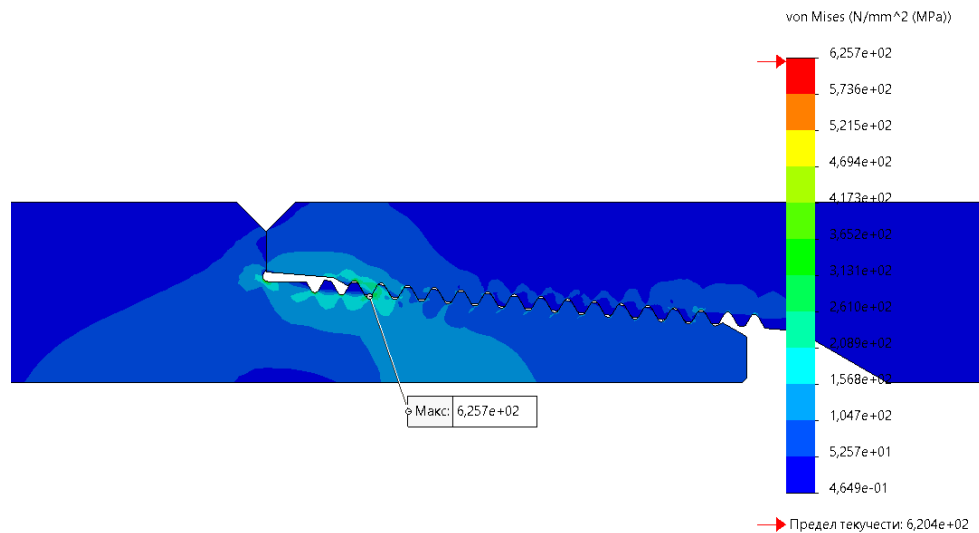


Рисунок 3.25 – Напружено-деформований стан моделі при навантаженні моментом згвинчування та осьовим навантаженням

Отже, згідно з рис. 3.25, при одночасній дії на різьбове з'єднання моменту згвинчування та осьового навантаження, максимальні напруження, що виникають у найнебезпечнішій ділянці (впадині витки ніпеля), зростають на 51 МПа.

У наступному дослідженні різьбового з'єднання, що має відхилення розміщення основної площини відносно опорного торця ніпеля, будемо задавати навантаження моментом згвинчування та осьовим зусиллям.

Проте слід зауважити, що зміщення основної площини у будь-який бік відносно опорного торця ніпеля змінить як розподіл напружень у різьбі, так і розподіл та величини контактних тисків на опорних торцях ніпеля та муфти. Тому нижче наведені залежності розподілу як напружень, так і контактного тиску.

На рис. 3.26 зображено розподіл контактного тиску на торці муфти (точно виготовленого з'єднання згідно з API) під дією навантаження розтягу та моменту згвинчування.

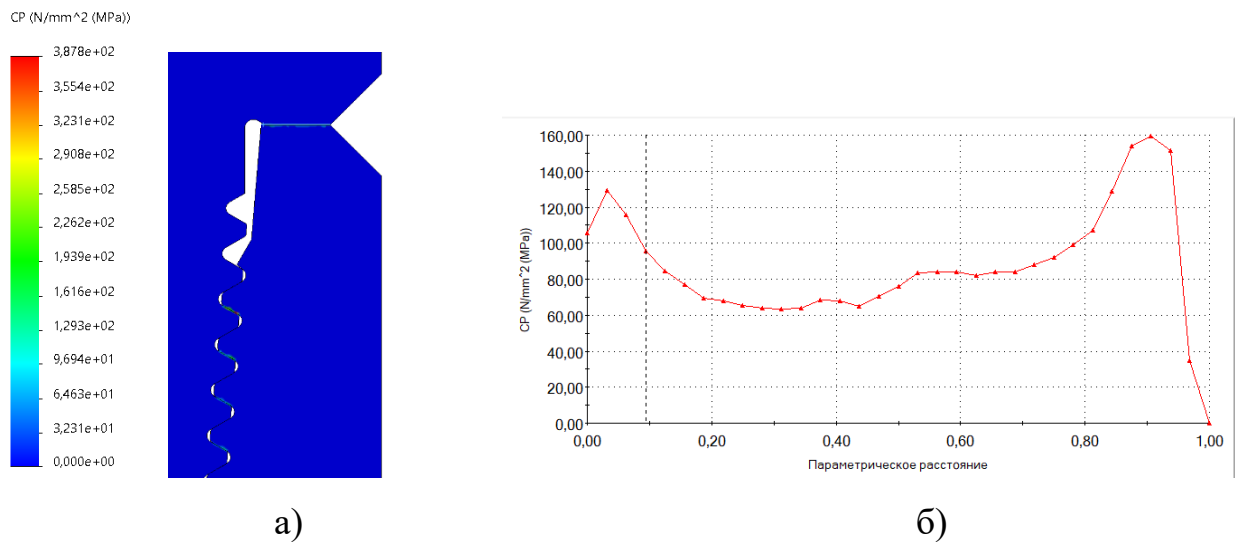


Рисунок 3.26 – Розподіл контактний тиску у різьбовому з'єднанні (а) та по торці муфти (б)

Як бачимо, максимальне значення контактний тиску на поверхні муфти складає 160 МПа.

При зміщенні основної площини змінюватиметься напружено-деформований стан з'єднання. Тому із метою його визначення проведено два імітаційні дослідження: при зміщенні основної площини на 2 мм в бік торця

ніпеля, і на 2 мм від торця ніпеля відносно стандартного розташування, рівного 15,875 мм).

Отже, змістивши основну площину на 2 мм в бік від опорного торця ніпеля тримали значення 17,875 мм (розмір під позначкою D13) (рис. 3.27).

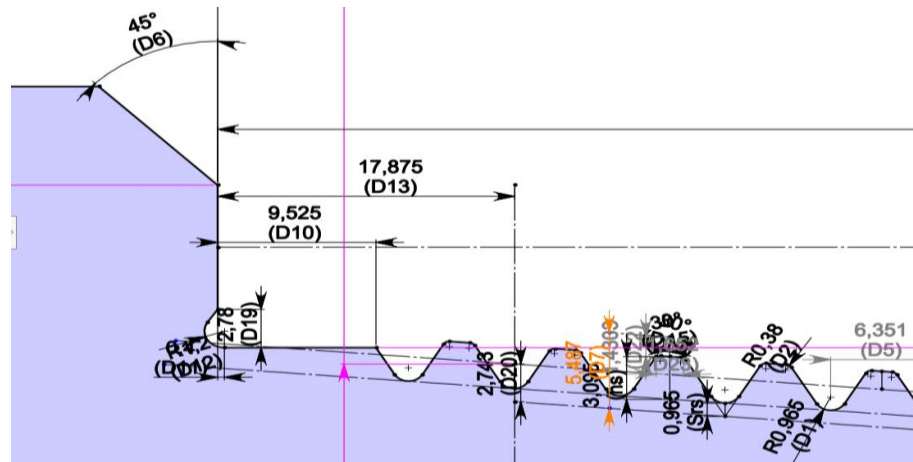


Рисунок 3.27 – Зміщення основної площини ніпеля на 2 мм (в бік від опорного торця ніпеля)

На рис. 3.28 зображено розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні при зміщенні основної площини на 2 мм в бік від опорного торця ніпеля, а на рис. 3.29 – розподіл контактної тиску по торці муфти такого з'єднання.

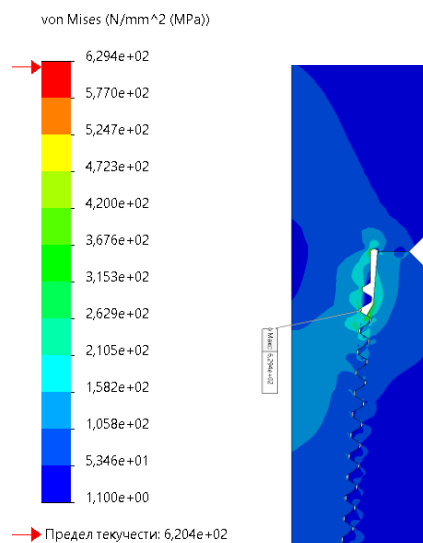


Рисунок 3.28 – Розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні при зміщенні основної площини на 2 мм в бік від опорного торця ніпеля

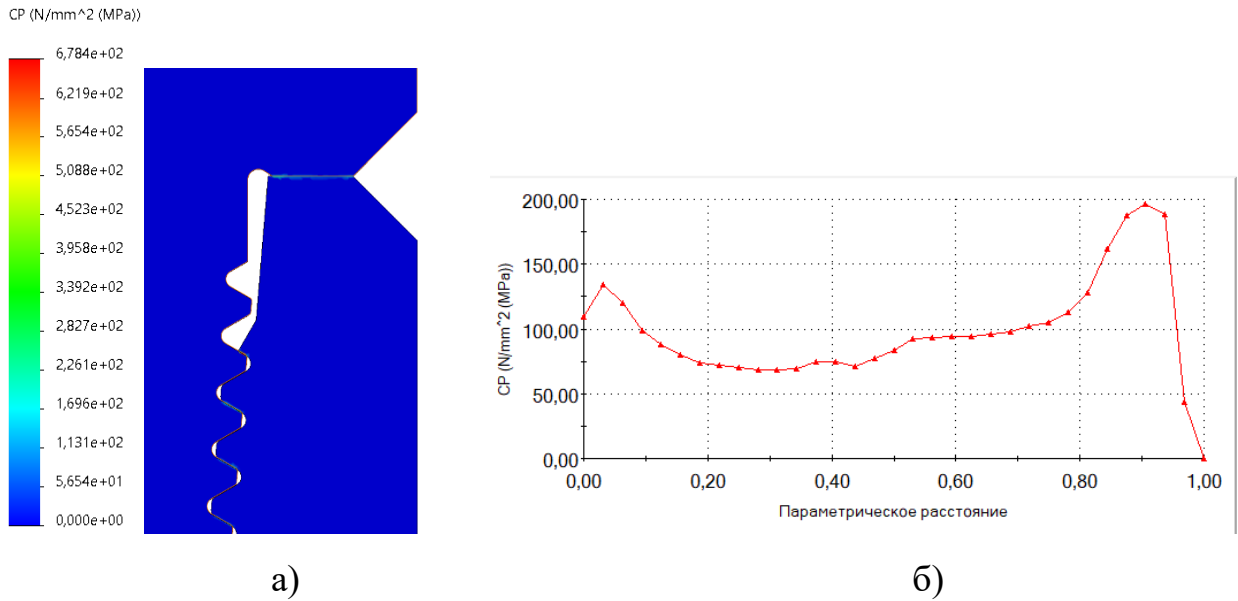


Рисунок 3.29 – Розподіл контактної тиску у різьбовому з'єднанні (а) та по торці муфти (б)

На рис. 3.30 зображено зміну геометричних параметрів різьби ніпеля, а саме зміщення основної площини в сторону до опорного торця ніпеля на 2 мм (стандартно 15,875, зміщено –13,875 мм).

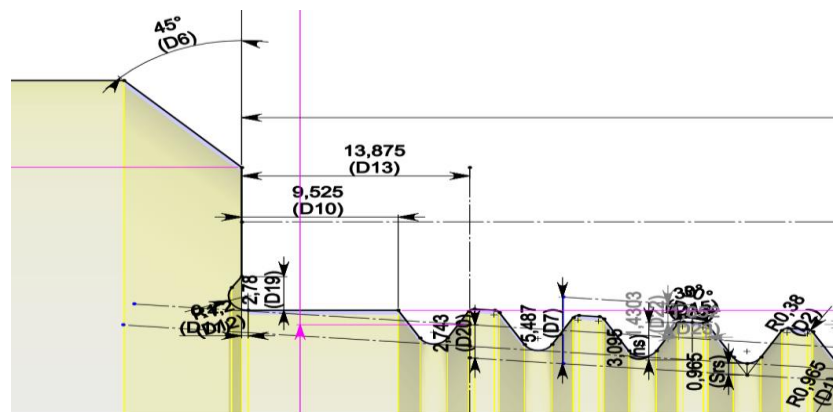


Рисунок 3.30 – Зміщення основної площини ніпеля на 2 мм (в бік до опорного торця ніпеля)

На рис. 3.31 зображено розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні при зміщенні основної площини на 2 мм в бік до опорного торця ніпеля, а на рис. 3.32 – розподіл контактної тиску по торці муфти.

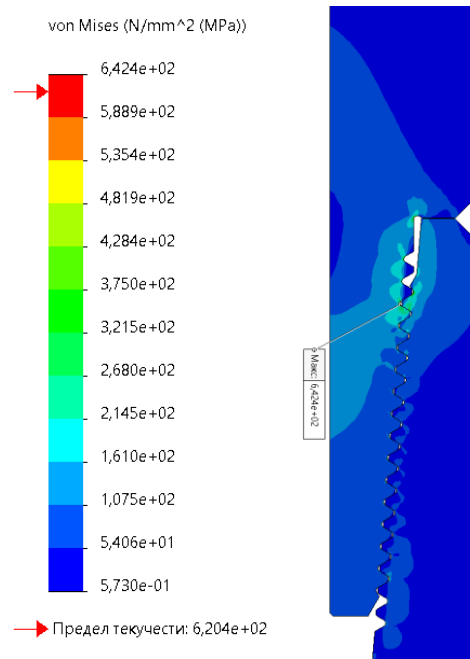


Рисунок 3.31 – Розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні при зміщенні основної площини на 2 мм в бік до опорного торця ніпеля

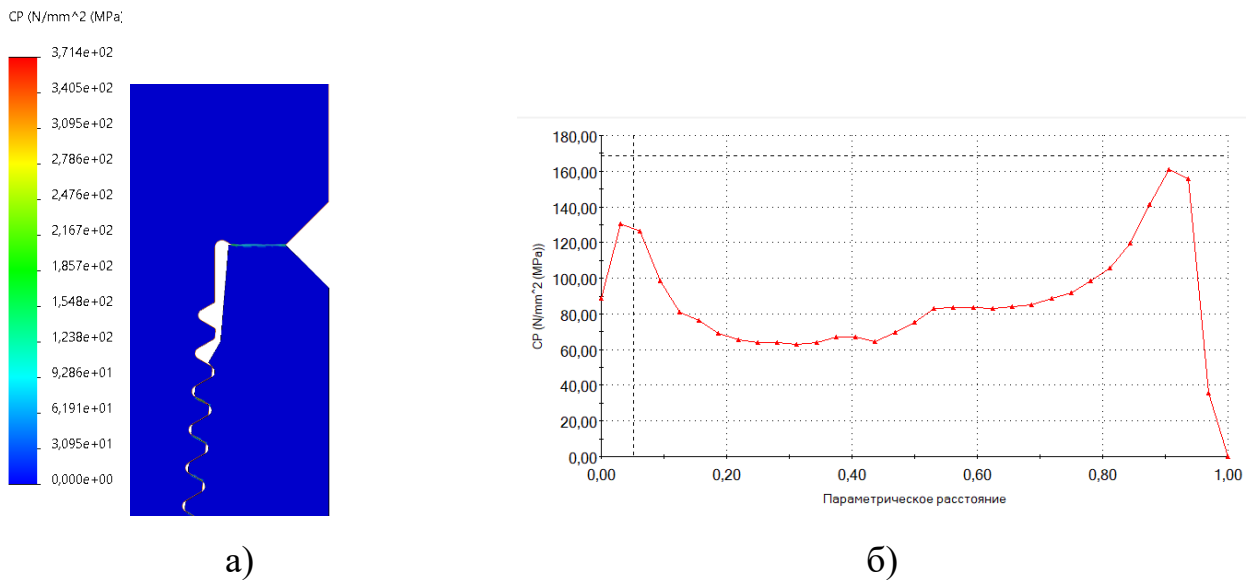


Рисунок 3.32 – Розподіл контактної тиску у різьбовому з'єднанні (а) та по торці муфти (б)

Отже, порівнявши отримані результати імітаційного моделювання при зміщенні основної площини можна зробити висновок, що при похибці виготовлення різьби (неточності розташування основної площини)

спостерігається зростання напружень у впадинах з'єднання, і навіть зміщення концентрації напружень на один виток у ніпелі в бік його опорного торця.

Варто також зауважити, що похибка при виготовленні, наприклад у діаметрі d_{cp} (рис. 3.23), призведе до ще більшої концентрації напружень по впадинах витків різьби, і, як наслідок, до зменшення контактного тиску на поверхнях торців ніпеля та муфти. Це, у свою чергу, призведе до зменшення навантаження, що сприйматиметься з'єднанням від дії крутного моменту (ротором на поверхні) та моменту згину (при роботі колони бурильних труб на викривленій ділянці свердловини). За такого прикладання сил та моментів все навантаження буде концентруватись у впадині першого повного витка різьби, внаслідок чого виникатимуть напруження значної величини, і з'єднання передчасно зруйнується за малої кількості циклів роботи.

Можливий також випадок, що неточності при виготовленні різьби призведуть до контакту витків по обох їх поверхнях, внаслідок чого може бути утворений зазор між торцями ніпеля та муфти. У такому разі руйнування різьбового з'єднання відбувається майже миттєво.

3.6 Особливості розроблення конструкцій двоопорних замкових різьбових з'єднань ОБТ за допомогою параметричного моделювання

Виходячи з наявних у стандартах параметричних рядів замкових з'єднань ОБТ у процесі розроблення їх двоопорних конструкцій виникатимуть труднощі, пов'язані, насамперед, із швидкістю побудови та коректування досліджуваної моделі. Тому у цьому пункті розглядатиметься розроблена методика автоматизованого проєктування конструкцій двоопорних замкових з'єднань ОБТ.

Отже, виходячи із аналізу можливих способів імітування моменту згвинчування різьбового з'єднання (розділ 2), впливає, що їх застосування для двоопорних замкових з'єднань не забезпечить необхідної точності отриманих результатів, оскільки вище описані способи змінюють геометричні параметри муфти.

Для дослідження двоопорного різьбового з'єднання ОБТ розроблено його тримірну параметричну модель. Параметризація окремої деталі з'єднання не викликала труднощів, а от параметризація цілого з'єднання є складною та довготривалою. Для цього спочатку будували моделі з'єднання на основі технічних умов (ТУ) [119]. Для зручності в роботі деталі з'єднання будувалися в одному файлі зборки програми SolidWorks. Ескізи ж деталей з'єднання за допомогою спряжень були поєднані між собою, що дало можливість при зміні геометричних параметрів ніпеля автоматично змінювати геометричні параметри муфти. Після цього створено таблицю параметрів, у яку внесені дані по інших типорозмірах замкового з'єднання.

На наступному етапі роботи встановлено керуючі розміри L_R і L_{PIN} з метою подальшої імітації моменту згвинчування замкового з'єднання (рис. 3.33).

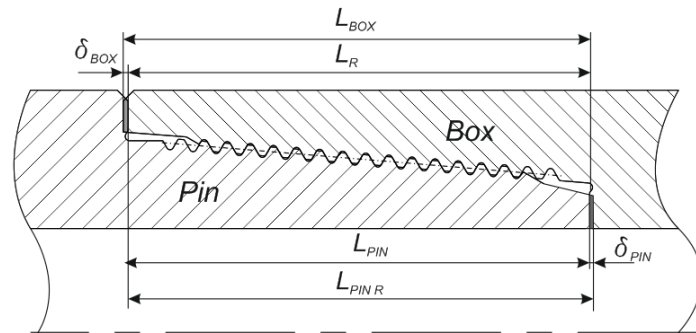


Рисунок 3.33 – Схема двоопорного замкового з'єднання із вказаними керуючими розмірами

Відповідно до мети, слід визначити необхідну довжину ніпельної частини додаткової опори L_{PIN} . Зважаючи на те, що довжина L_{BOX} повинна залишатись постійною, пропонується імітацію моменту згвинчування виконувати за допомогою керуючого розміру L_R , а саме, при зменшенні величини розміру L_R відбуватиметься зміщення всієї частини різьби муфти ліворуч і перекриття торців ніпеля та муфти на величину δ_{BOX} , яка, відповідно, і визначатиме попередній натяг торців.

Слід зауважити, що модель замкового з'єднання за рахунок виконання параметризації буде автоматично змінюватись, але на точність отримуваних результатів це не впливатиме, оскільки положення різьби у моделі залишатиметься незмінним.

Для розроблення алгоритму досліджень запропоновано спочатку визначити напружено-деформований стан замкового з'єднання при контакті тільки основних опорних торців, а потім, змінюючи розмір L_{PIN} на величину δ_{PIN} , визначити його необхідне значення. Критерієм для визначення величини розміру L_{PIN} слугувала величина напружень по витках замкового з'єднання [120-122]

У ході дослідження для побудови графічних залежностей розподілу напружень по витках різьби було використано функцію програми SolidWorks – «зондування». Зміст її полягає у тому, що у досліджуваному з'єднанні попередньо встановлено точки контролю величини напружень, які залишаються

постійними для кожного досліджуваного його типорозміру. Це дало змогу побудувати графічні залежності.

На (рис. 3.33) наведено схему замкового з'єднання із типом різьби NC50 та геометричними параметрами, що змінюються залежно від типорозміру. Таблиця параметрів для різних типорозмірів цього з'єднання подана в (таблиці 3.2).

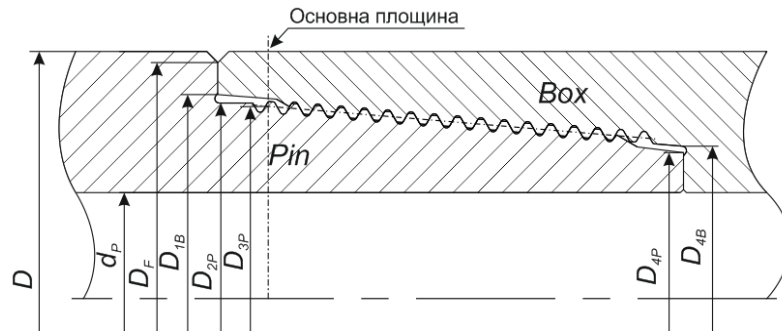


Рисунок 3.33 – Схема замкового з'єднання із типом різьби NC50

Таблиця 3.2 – Таблиця параметрів для досліджуваних типорозмірів замкового з'єднання типу SIFDS50

№ з/п	Тип різьби	D	d _p	D _f	D _{2p}	D _{3p}	D _{4p}	L	D _{1b}	D _{4b}
1	Sifds50_161_76	80,95	38,1	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
2	Sifds50_165_69	80,95	34,95	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
3	Sifds50_165_71	82,55	35,7	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
4	Sifds50_165_76	82,55	38,1	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
5	Sifds50_168_76	84,15	38,1	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
6	Sifds50_168_88	84,15	44,45	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
7	Sifds50_168_71	84,15	35,7	77	65,215	64,0296	52,19	114,31	67,475	53,451
8	Sifds55_177_76	88,9	38,1	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
9	Sifds55_177_88	88,9	44,45	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
10	Sifds55_177_92	88,9	46,05	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
11	Sifds55_184_82	92,1	41,3	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
12	Sifds55_184_92	92,1	46,05	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
13	Sifds55_184_101	92,1	50,8	85,35	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395
14	Sifds55_190_82	95,25	41,3	90,1	72,58	71,0057	57,7865	127,01	75,005	59,0395

Отже, застосування параметричного моделювання під час проектування двоопорних замкових з'єднань ОБТ скоротить час на його виконання, дасть змогу зручно обробляти отримані результати.

3.7 Зменшення впливу точності виготовлення елементів двоопорних замкових з'єднань обважнених бурильних труб на ефективність їх експлуатації

Для ефективної роботи двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб потрібно забезпечити надійний контакт та задані навантаження одночасно по трьох поверхнях (по різьбовій, основному та додатковому опорних торцях), що повинно забезпечуватися жорстким допуском на відстань між основним та додатковим опорними торцями та уступами ніпеля і муфти різьбового з'єднання.

У результаті один із опорних торців може бути недовантаженим, а інший навпаки – перевантаженим. Особливу небезпеку становить випадок, коли через незначні відхилення від заданих допусків, недовантаженим (або навіть відкритим) виявляється основний опорний торець. В результаті це може призвести до пришвидшення втомного руйнування різьби, і, як наслідок, до обриву і, відповідно, аварії бурильної колони.

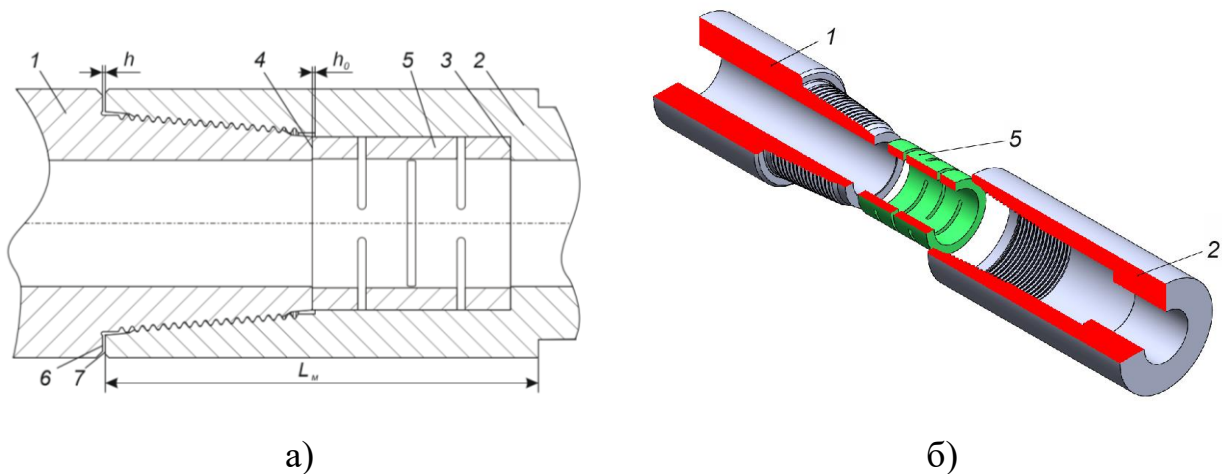
Лабораторні дослідження на втому при знакозмінному консольному згині натурних взірців бурильних труб ССК-59 з такими з'єднаннями свідчать, що залежно від точності їх виготовлення, циклічна довговічність з'єднання може відрізнятись на порядок [123].

Отже, необхідно створити таке різьбове з'єднання, у якому задане навантаження на додатковий опорний торець забезпечується при виготовленні та підтримується у процесі всього періоду його функціонування і не обумовлене жорстким допуском на відстань між опорними торцями та опорними уступами з'єднувальних деталей, а також їх зносом.

Для вирішення цієї задачі може бути використано різьбове з'єднання труб [60] (рис. 2) із додатковою опорою торця ніпеля і муфти, особливістю якої є її виконання з двох контактних площин 5 та 6 під кутом.

Окрім того, що згідно з [60] дане з'єднання забезпечує більшу герметичність порівняно із одноопорним, то залежно від кутів, що утворюють першу та другу площини додаткової опори можна в певних межах компенсувати пружними деформаціями неточності його виготовлення. Однак при цьому виникає недолік – значна концентрація напружень у зоні додаткового опорного торця, що, у свою чергу, скоротить термін експлуатації ЗРЗ.

Також для забезпечення заданих навантажень на торцях ЗРЗ у [123] описано конструкцію різьбового з'єднання бурильного замка (рис. 3.34), що складається із ніпеля 1, муфти 2 та прорізної пружини 5, встановленої між опорним уступом 3 муфти і опорним торцем 4 ніпеля.



1 – ніпель, 2 – муфта, 3 – опорний уступ муфти, 4 – опорний торець ніпеля, 5 – прорізна пружина; 6 – опорний уступ ніпеля, 7 – опорний торець муфти; а – схема; б – тривимірна модель

Рисунок 3.34 – Різьбове з'єднання бурильного замка із встановленою всередині прорізною пружиною

При цьому між опорним уступом 6 ніпеля і опорним торцем 7 муфти утворюється зазор h , який ліквідується в процесі затягування з'єднання і стиснення пружини. Величина зазору h дорівнює ходу пружини h_0 та згідно з її параметрами строго відповідає заданому осьовому навантаженню на внутрішній опорний стик. Завдяки цьому після затягування з'єднання забезпечується також

строго задане осьове навантаження на зовнішній опорний стик як різниця між загальною силою затягування різьбового з'єднання і силою, створюваною пружиною на внутрішній опорний стик.

Встановлена в різьбовому з'єднанні бурильних труб між опорним уступом муфти і опорним торцем ніпеля прорізна пружина має параметри, що забезпечують при її стисненні на величину ходу $h = h_0$ задану осьову силу на внутрішній опорний стик.

В процесі багаторазового збирання-розбирання з'єднання під час спуско-підйомних операцій точно задана відстань між опорними торцями порушується через зношування їх поверхонь, що призводить до суттєвих змін заданих співвідношень осьових сил на обох опорних стиках і зниження функціональних можливостей різьбового з'єднання.

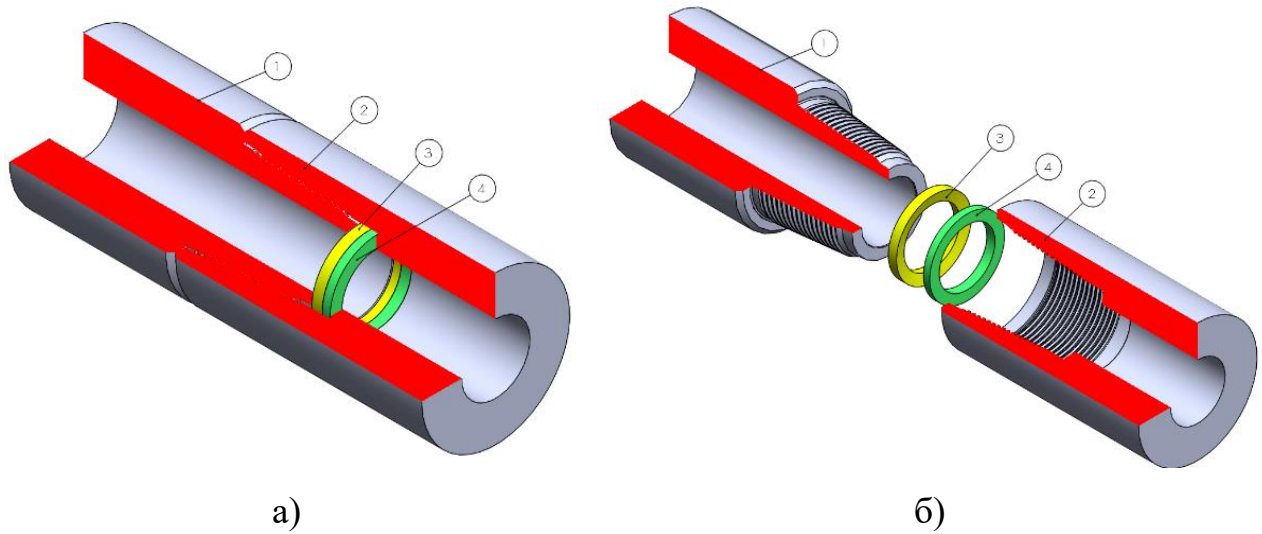
У різьбовому з'єднанні бурильних труб при застосуванні прорізної пружини, деформація якої на порядок вища, ніж у матеріалі деталей з'єднання, вимоги до точності відстані між опорними стиками різко знижуються, а знос опорних поверхонь не чинить істотного впливу на задану осьову силу затягування з'єднання на внутрішній стик, так як його величина також на порядок менше ходу пружини.

Отже, згідно з [123] прорізна пружина в конструкції різьбового з'єднання бурильних труб забезпечує створення строго заданих осьових навантажень на внутрішній та зовнішній опорні стики і збереження їх співвідношення на весь період експлуатації, оскільки практично не залежить від допуску на відстань між ними і від зносу їх опорних поверхонь.

Проте, окрім переваг при застосуванні прорізної пружини, у конструкції різьбового з'єднання, є ще і недоліки:

- 1) великі габаритні розміри;
- 2) значна концентрація напружень у елементах пружини;
- 3) потрапляння у прорізи пружин вибуреної гірської породи.

Для отримання аналогічного ефекту, як і при застосуванні прорізної пружини, та ліквідації вище перелічених її недоліків пропонується використання у конструкції двоопорних різьбових з'єднань ОБТ пружних елементів (кільцевих пружин), рис. 3.35.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3, 4 – пружні елементи

Рисунок 3.35 – Тривимірна модель двоопорного різьбового з'єднання із встановленим пружним елементом

Для визначення параметрів двоопорного різьбового з'єднання із встановленим пружним елементом (кільцевими пружинами), параметри яких визначаються за допомогою імітаційного моделювання, наведемо особливості цього підходу [124].

Вибираємо критерії, за якими проводитимемо підбір кільцевих пружин – зусилля на торцях з'єднання. Для визначення цього зусилля спочатку розглянемо розподіл еквівалентних напружень по впадинах ніпеля двоопорного різьбового з'єднання SIFDS50 (рис. 3.36), яке прийняте для цього досліджуваною моделлю.

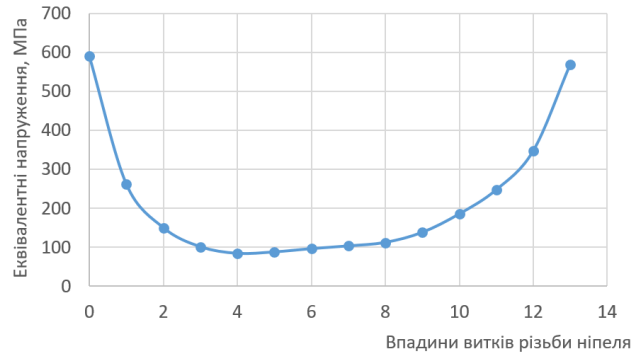


Рисунок 3.36 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах ніпеля двоопорного різьбового з'єднання SIFDS50

Такий розподіл напружень спостерігається при поданих на рис. 3.37 величинах зусиль на торцях з'єднання.

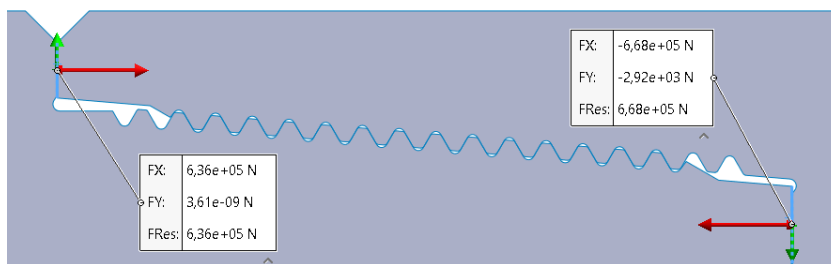
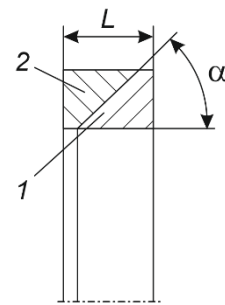


Рисунок 3.37 – Розподіл зусиль на торцях з'єднання SIFDS50



1, 2 – пружні елементи;
 α – кут; L – довжина
 Рисунок 3.38 –
 Розрахункова схема пружних елементів

Для дослідження різьбового з'єднання із встановленими в ньому пружними елементами спочатку необхідно визначити залежності переміщення від прикладеного до них навантаження при різних значеннях кута нахилу торців пружних елементів α . Розрахункову схему пружних елементів зображено на рис. 3.38.

Зрозуміло, що навантаження до пружних елементів прикладається у осьовому напрямку. Під час моделювання опорою під кільце використано

«ролик/повзун» [125], що забезпечило вільне переміщення кільця у радіальному та тангенціальному напрямках.

Під час прикладання осьового навантаження пружний елемент 2 буде розтягуватись, а елемент 1 – стискатись у радіальному напрямку.

Для дослідження також було обрано довжину пружних елементів, яка рівна $L=20$ мм, та різними кутами $\alpha = 45, 56, 68$ та 80° .

Довжина пружних елементів обмежена з технологічних міркувань та з огляду на те, що при заданих кутах α ця величина є максимальною.

Матеріали для пружних елементів прийнято ресорно-пружинну сталь марки 60С2А із границею плинності 1372 МПа.

Отримані результати досліджень наведені на рис. 3.39.

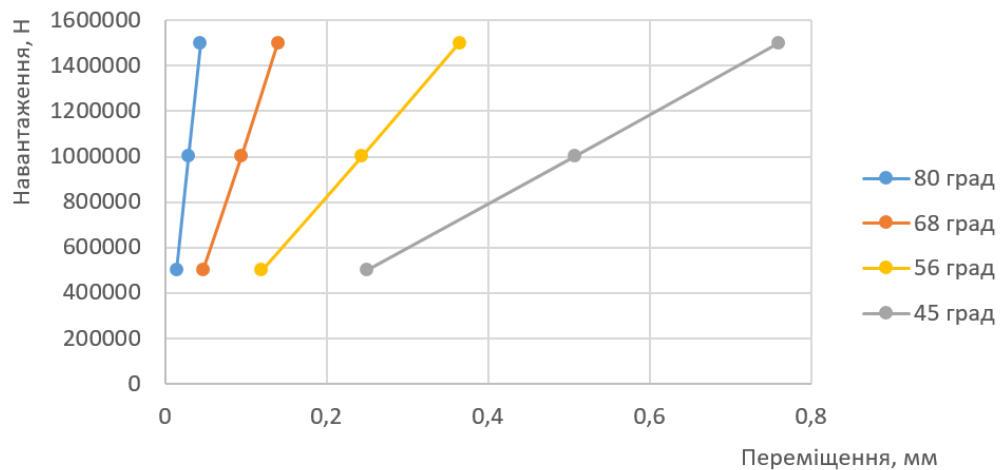
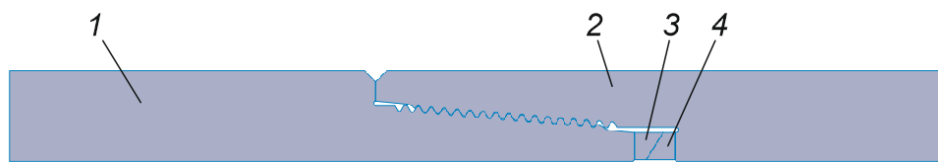


Рисунок 3.39 – Залежність між переміщенням пружних елементів 3 та 4 та величиною їх осьового навантаження

Виходячи із залежності між переміщенням пружних елементів 3 та 4 та величини їх осьового навантаження (рис. 3.39), зрозуміло, що наближення кута α до 45° дає можливість підтримувати навантаження з незначними відхиленнями при великому діапазоні переміщень пружних елементів. Використання пружних властивостей елементів дозволяє зменшити вплив точності виготовлення різьбового з'єднання та перейти до точності у десятих міліметра, а не як було – у сотих міліметра.

Проте, для підвищення точності дослідження таких пружних елементів проведено їх імітаційне моделювання у складі конструкції двоопорного замкового різьбового з'єднання.

Слід звернути увагу, що для дослідження напружено-деформованого стану двоопорного замкового різьбового з'єднання із встановленими в ньому пружними елементами застосовано 2D спрощення моделі, а саме осесиметричний тип дослідження (рис. 3.40), оскільки розрахункова схема передбачає прикладання навантажень, що діють тільки в осьовому напрямку.



1 – ніпель; 2 – муфта; 3, 4 – пружні елементи

Рисунок 3.40 – 2D модель різьбового з'єднання для дослідження

При дослідженні граничними умовами прийнято обмеження переміщення торця ніпеля у будь-якому напрямку. Між контактуючими поверхнями встановлено коефіцієнт тертя, величина якого становить 0,12.

Навантаження від дії моменту згвинчування моделюється за рахунок перекриття торців ніпеля та муфти (використання так званої "гарячої посадки") [125].

Для підбору кута α умовно приймаємо, що при будь-якій його величині розподіл напружень по впадинах витків ніпеля залишається постійним, виходячи з гарантованих сталих зусиль на торцях з'єднання (рис. 3.37).

На вибір величини кута α також впливають властивості матеріалу пружних елементів. Тому додатковим критерієм при визначенні величини кута пружних елементів будуть служити напруження величиною 914 МПа (для забезпечення

мінімального коефіцієнту запасу міцності $914=1372/1,5$, де $1,5$ – коефіцієнт запасу міцності). Результати дослідження наведені у табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати дослідження

Кут, $^{\circ}$	45	50	55	58	65
Сила контакту, кН	625	630	693	665	731
Максимальні напруження, що виникають у пружних елементах, МПа	1131	940	846	720	635

Отже, виходячи із результатів (табл. 3.3), отриманих за допомогою методу кінцевих елементів та вище описаних критеріїв, для пружних елементів, встановлених в конструкції двоопорного ЗРЗ SIFDS50, оптимальним є кут α величиною 55° .

На рис. 3.41 зображено переміщення у досліджуваній моделі (при куті пружних елементів 55°), а на рис. 3.42 – розподіл у ній еквівалентних напружень.

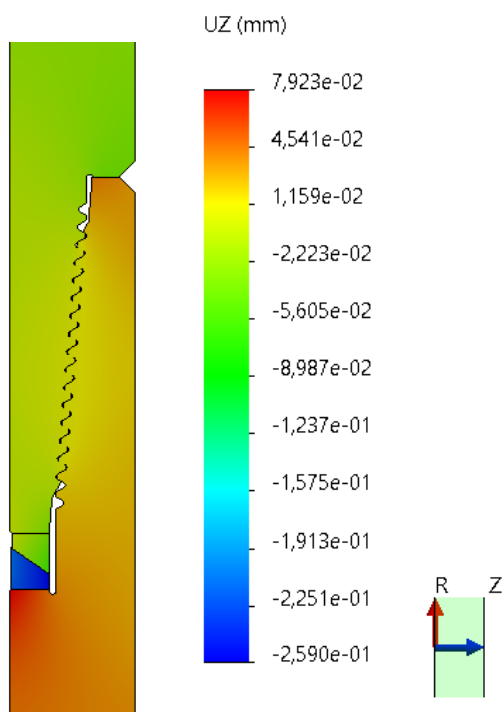


Рисунок 3.41 – Переміщення у осьовому напрямку

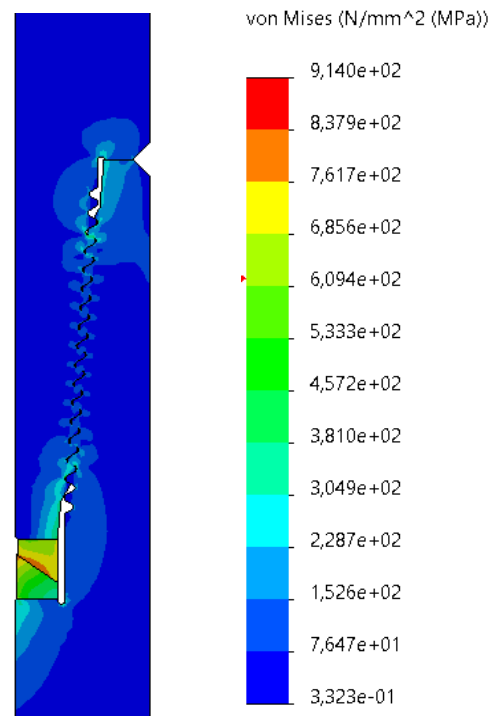


Рисунок 3.42 – Розподіл еквівалентних напружень

Отже, розміщення у конструкції різьбового з'єднання пружних елементів дає можливість створювати необхідні осьові навантаження на внутрішні, і як наслідок, на зовнішні опорні стики, зберігаючи їх співвідношення протягом всього періоду експлуатації. Для такої конструкції з'єднання вплив зношування опорних торців є незначним, оскільки величина їх зносу буде компенсована переміщенням пружних елементів.

Виходячи із залежності між переміщенням пружних елементів 3 та 4 та величиною їх осьового навантаження (рис. 3.49) зрозуміло, що наближення кута α до 45° дає можливість підтримувати навантаження з незначними відхиленнями при великому діапазоні переміщень пружних елементів. Використання пружних властивостей елементів дає змогу зменшити вплив точності виготовлення різьбового з'єднання та перейти до точності у десятих міліметра, а не як було попередньо – у сотих міліметра.

Проте, виходячи з поставлених обмежень при розробленні конструкції пружних елементів (технологічних, міцності матеріалу) за допомогою імітаційного моделювання для різьбового з'єднання SIFDS50 встановлено оптимальну величину кута $\alpha - 55^\circ$.

Також слід зазначити, що застосування пружних елементів під час ремонту двоопорних різьбових з'єднань ОБТ (їх встановлення у конструкцію при першому ремонті) дозволить подовжити термін експлуатації ОБТ із такими замками.

Зрозуміло, що, з точки зору практики, застосування цих пружних елементів викликає ряд додаткових вимог при складанні-розбиранні різьбових з'єднань такого типу, проте переваги при їх застосуванні є значно вищими, ніж виникаючі при цьому недоліки.

Висновки до розділу 3

1. Дослідивши напружено-деформований стан одноопорного замкового з'єднання елементів бурильної колони за допомогою імітаційного моделювання

встановлено, що розподіл напружень по впадинах витків різьби ніпеля відбувається нерівномірно (найнавантаженішою є перша впадина витка різьби ніпеля, далі напруження спадають до восьмого витка і відтак стабілізуються на низькому рівні). Отримані результати імітаційного моделювання добре корелюються з існуючими аналітичними теоріями Н. Е. Жуковського та А. І. Біргера.

2. У двоопорному ЗРЗ ОБТ розподіл напружень по впадинах витків різьби є рівномірнішим, ніж у стандартного з'єднання, причому величина напружень у першій впадині витка різьби ніпеля у двоопорному з'єднанні є відповідно на 15% меншою, а у останній впадині на 55% більшою. Величини напружень по впадинах середніх витків різьби є також вищими на 35%, що, в свою чергу, підвищить тривалість експлуатації такого з'єднання під дією знакозмінних навантажень. Однак, при використанні максимально допустимого перекриття додаткового упорного торця та додаткового торця муфти критичні значення напружень спостерігаються саме у зоні цього додаткового упорного торця, причому як у муфті так і у ніпелі. Виходячи із значень напружень, що виникають у замковому з'єднанні з додатковим упорним торцем, напруження у муфті є більш небезпечними.

3. З метою зменшення або зміни локалізації напружень у зоні додаткового упорного торця замкового з'єднання запропоновано три варіанти виконання торця ніпеля та муфти. За допомогою імітаційного моделювання встановлено, що найкращий варіант розподілу еквівалентних напружень по впадинах витків ніпеля спостерігається при виконанні скосу торця додаткового упорного бурта та при виконанні розвантажувальної канавки на конічній частині бурта. Однак, виходячи з порівняння цих двох варіантів за величинами максимальних напружень, у небезпечних зонах розвантажувальної канавки муфти перевагу має скос торця додаткового упорного бурта.

4. З метою зменшення концентрації напружень у небезпечних зонах двоопорного замкового з'єднання обважнених труб виконано оптимізацію кута

скосу додаткового упорного торця ніпеля, та встановлено його оптимальне значення – $0,3^{\circ}$.

5. Розроблено спосіб імітування моменту згвинчування ОБТ, що дає можливість зберігати геометричні параметри муфти та визначати необхідні довжини ніпеля, що, в свою чергу, забезпечує отримання точних результатів.

6. Розміщення у конструкції ЗРЗ SIFDS50 пружних елементів з величинами кутів $\alpha=55^{\circ}$ дає можливість створювати необхідні осьові навантаження на внутрішні, і як наслідок, на зовнішні опорні стики і забезпечує збереження їх співвідношення протягом всього періоду експлуатації. Використання пружних властивостей елементів дає змогу зменшити вплив точності виготовлення різьбового з'єднання та перейти до точності у десятих міліметра, а не як було попередньо – у сотих міліметра. Ці пружні елементи можна застосовувати під час ремонту двоопорних різьбових з'єднань ОБТ, що дозволить подовжити термін експлуатації ОБТ із такими замками.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Визначення оптимальних довжин ніпеля додаткової опори розробленої конструкції двоопорного замкового з'єднання ОБТ

У результаті проведеного імітаційного моделювання двоопорного замкового з'єднання ОБТ отримано оптимальні довжини ніпельної частини додаткової опори для розробленої різьби NC50, NC55 (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Результати імітаційного моделювання

№ з/п	Тип різьби	D, мм	d _p , мм	L _{BOX}	δ _{BOX}	L _{PIN}	δ _{PIN}	K _F
1	SIF50	161,9	76,2	126,93	0,08	127,04	0,03	0,92
2	SIF50	165,1	69,9	126,93	0,08	127,05	0,04	1,09
3	SIF50	165,1	71,4	126,93	0,08	127,05	0,04	1,05
4	SIF50	165,1	76,2	126,93	0,08	127,04	0,03	0,92
5	SIF50	168,3	76,2	126,93	0,08	127,04	0,03	0,92
6	SIF50	168,3	88,9	126,93	0,08	127,01	0	0,54
7	SIF50	168,3	71,4	126,93	0,08	127,05	0,04	1,05
8	SIF55	177,8	76,2	139,64	0,07	139,77	0,06	1,14
9	SIF55	177,8	88,9	139,64	0,07	139,74	0,03	0,82
10	SIF55	177,8	92,1	139,64	0,07	139,74	0,02	0,73
11	SIF55	184,2	82,6	139,64	0,07	139,75	0,04	0,98
12	SIF55	184,2	92,1	139,64	0,07	139,73	0,02	0,73
13	SIF55	184,2	101,6	139,64	0,07	139,72	0,01	0,46
14	SIF55	190,5	82,6	139,64	0,07	139,76	0,05	0,67

З метою застосування отриманих результатів при розробленні інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції виведено безрозмірний коефіцієнт K_F (співвідношення геометричних параметрів з'єднання) та побудовано його залежність від довжини ніпельної частини додаткової опори з'єднання.

Графічні залежності δ_{PIN} від K_F наведені на (рис. 4.1, 4.2).

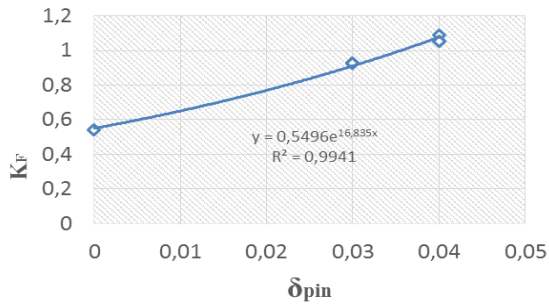


Рисунок 4.1 – Графічні залежності δ_{PIN} від K_F для типу різьби SIF50

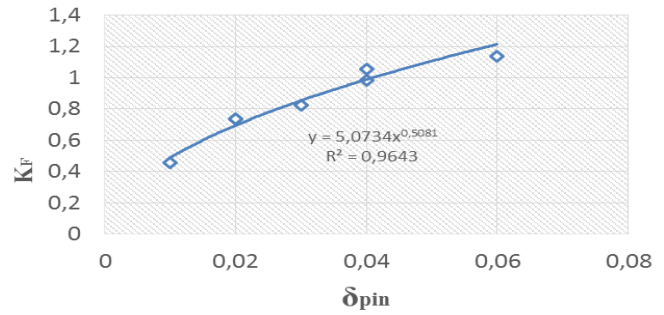


Рисунок 4.2 – Графічні залежності δ_{PIN} від K_F для типу різьби SIF55

Коефіцієнт K_F визначається за формулою

$$K_F = \frac{S_{op}}{S_{do}}, \quad (4.1)$$

де

S_{op} – площа контакту торця ніпеля та муфти основної опори з'єднання;

S_{do} – площа контакту торця ніпеля та муфти додаткової опори з'єднання.

Отже, із зростанням коефіцієнта K_F збільшується величина δ_{PIN} .

Також отримано рівняння кривої лінії тренду із зазначенням R (достовірність апроксимації).

Отриманий безрозмірний коефіцієнт K_F може бути застосований у подальшому при розробленні інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції.

4.2 Оцінка впливу асиметрії навантаження на втомну міцність

Елементи бурильної колони в процесі експлуатації піддаються впливу циклічного випадкового навантажування. Суттєвою особливістю є значний розкид значень коефіцієнта асиметрії цього навантаження. Під час спуско-підйомних операцій бурильна колона знаходиться в розтягнутому стані майже по усій довжині та піддається впливу циклічного навантаження, пов'язаного з

динамікою СПО. Під час буріння нижня частина колони (бурильні труби із ОБТ) знаходяться в стисненому стані і також піддаються впливу циклічного навантаження від роботи долота на вибої свердловини. Крім того, при бурінні з вибійними двигунами ОБТ можуть піддаватися додатковим навантаженням під час проходження криволінійних ділянок свердловин. При цьому навантажування згину призводять до виникнення різного коефіцієнта асиметрії, навіть у різних ділянках одного елемента ОБТ, залежного від того, в зону розтягу чи стиску він потрапляє. В процесі буріння дана ділянка ОБТ проходить через ділянки різної інтенсивності згину, відповідно, виникатиме значний розкид коефіцієнта асиметрії.

Особливістю роботи ЗРЗ є те, що уже в процесі згвинчування його елементи (ніпель та муфта) набуватимуть складного напруженого стану, який змінюватиметься по довжині незалежно від того одноопорним (пункт 3.1) чи двоопорним є з'єднання (пункт 3.2).

Тому виникла необхідність в оцінювання впливу зміни коефіцієнта асиметрії на втомну міцність матеріалу цих з'єднань. Аналіз наявних наукових досліджень [126–129] засвідчив, що значна кількість науковців розглядали проблему визначення ресурсу елементів бурильної колони від дії знакозмінних циклів напружень згину, що обумовлені як викривленням стовбура свердловини, так і втратою стійкості колони. Дані цикли напружень викликають багатоциклову корозійну втому, крім того бурильна колона нерідко працює в умовах значного перевантаження внаслідок затягування у жолобах, прихоплення, порушення технології проведення спуско-підйомних операцій тощо. Тож іноді сумарне напруження від дії перевантажень сягає значень границі плинності і навіть границі міцності матеріалів елементів бурильної колони. Такі перевантаження здебільшого і стають причиною їх статичного або малоциклового втомного руйнування [130-132].

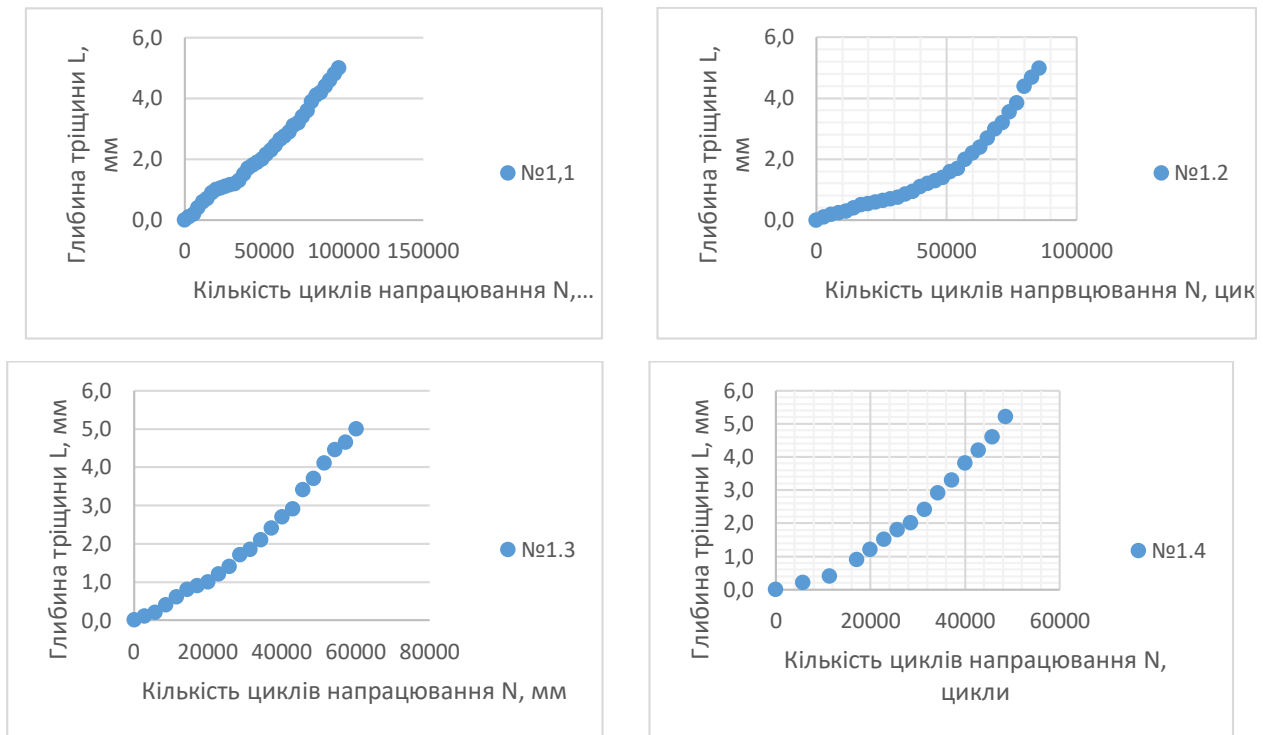
Відомо, що в процесі експлуатації бурильна колона піддається випадковому навантажуванню, яке після схематизації приводиться до закономірного, чи, у

більш загальному випадку, до блокового. При цьому втомний ресурс визначають шляхом підсумовування пошкоджень від кожного ступеня блоку навантажування [133-134].

Аналіз літературних джерел засвідчив, що більшість дослідників зосереджували увагу на впливі коефіцієнта асиметрії в межах $-1 \leq R \leq 0$. Проте, відомо, що найбільш небезпечними, з огляду на втомне руйнування, є циклічні навантаження з мінімальними напруженнями розтягу, за яких коефіцієнт асиметрії набуває значення $0 \leq R \leq 1$. Результатів таких досліджень, особливо стосовно матеріалу елементів бурильних колон, є недостатньо. Саме тому було прийнято рішення провести експериментальні дослідження впливу асиметрії навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу труб.

Дослідження проводилися у два етапи [135]. На першому етапі зразки піддавалися впливу навантажень амплітудою 0,45 мм та мінімальними навантаженнями розтягу $p_{\min} = 0,2; 0,3; 0,4$ мм що відповідає коефіцієнту асиметрії $R = 0,18; 0,25; 0,31$ для сталей 40ХН та G105.

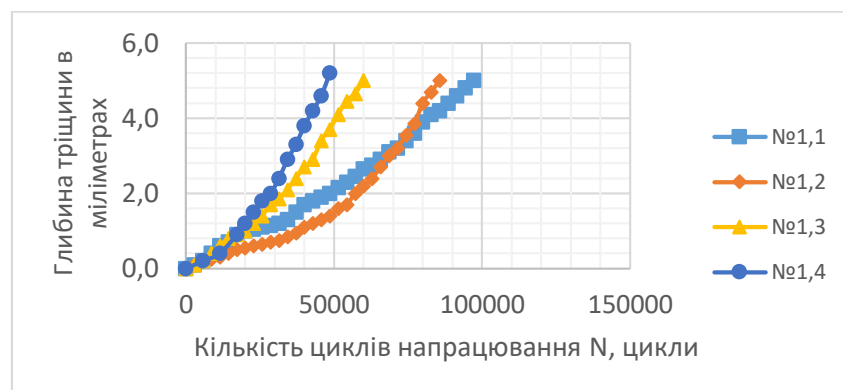
Результати наведені на графіку залежності глибини тріщини від кількості циклів напрацювання (рис. 4.3).



1.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$; 1.2 - $a=0,45$ мм, $R=0,18$; 1.3 - $a=0,45$ мм,
 $R=0,25$; 1.4 - $a=0,45$ мм, $R=0,31$;

Рисунок 4.3 – Залежності глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105

Для більш точного порівняння на (рис.4.4) наведено зведену залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювань при дії асиметрії.

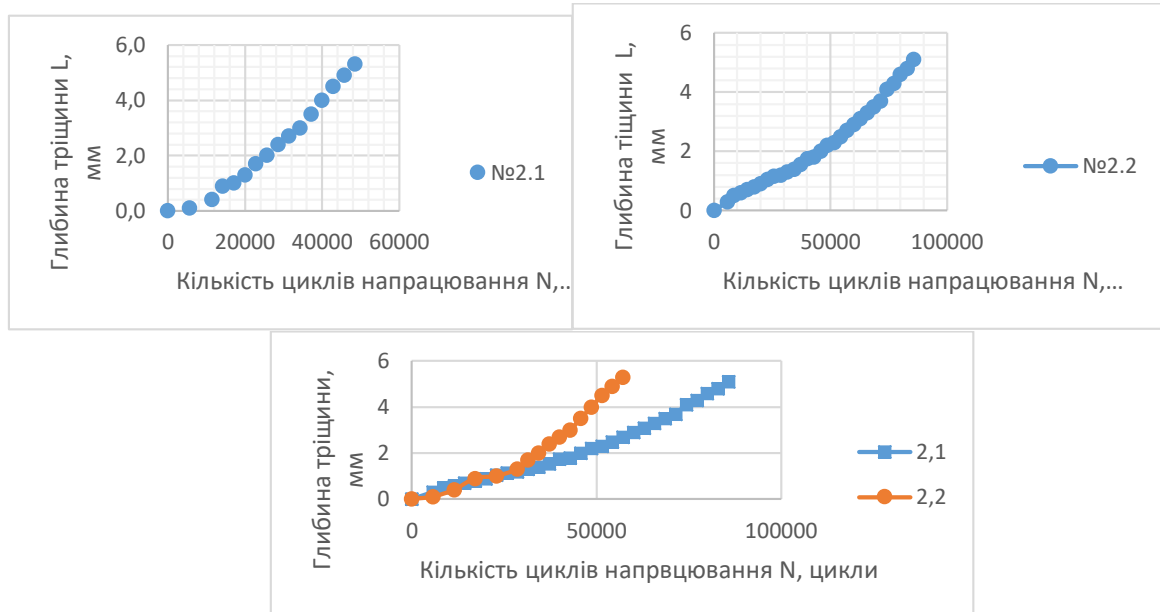


1.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$; 1.2 - $a=0,45$ мм, $R=0,18$; 1.3 - $a=0,45$ мм, $R=0,25$;
 1.4 - $a=0,45$ мм, $R=0,31$

Рисунок 4.4 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105

Як бачимо, із збільшенням асиметрії навантаження поширення тріщини пришвидшується, а отже зменшується кількість циклів напрацювання до руйнування.

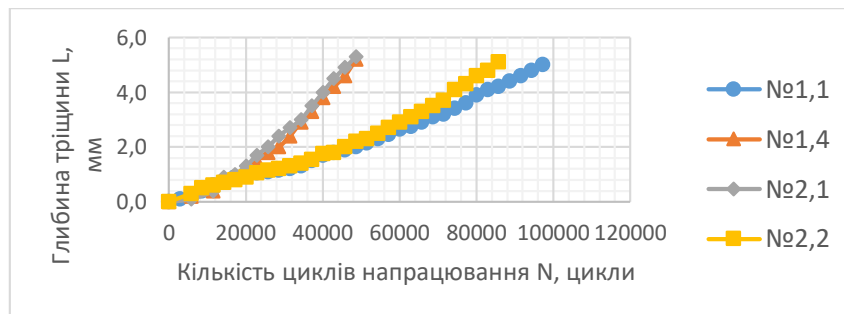
Аналогічні результати отримані для сталі 40ХН (рис.4.5).



2.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$; 2.2 - $a=0,45$ мм, $R=0,31$

Рисунок 4.5 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталі 40ХН

На (рис. 4.6) наведено залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталі 40ХН та G105.



1.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$ сталь G105; 1.4 - $a=0,45$ мм, $R=0,31$ сталь G105;

2.1 – $a=0,45$ мм, $R=0,31$ сталь 40ХН; 2.2 - $a=0,45$ мм, $R=0$ сталь 40ХН

Рисунок 4.6 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталей G105 та 40ХН

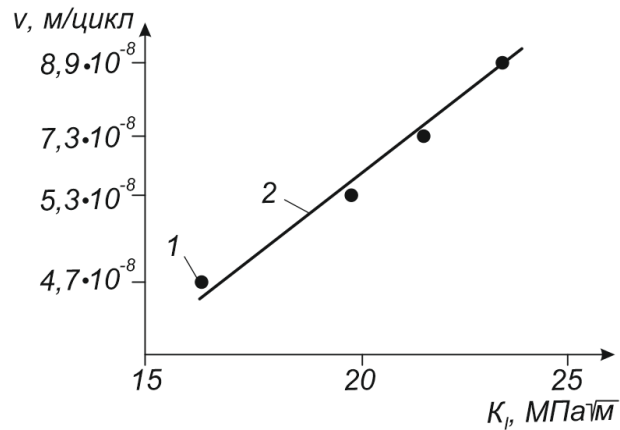
Згідно з рис. 4.6 швидкість поширення тріщини за однакових режимів навантаження для обох сталей є майже однаковою.

Таблиця 4.2 – Результати обробки експериментальних даних дослідження втомної міцності сталі G105 та 40XH

Номер п/п	Значення коефіцієнта асиметрії R	Залежність глибини тріщини від напрацювання, м	Залежність швидкості поширення тріщини від напрацювання, м/цикл	Значення коефіцієнту інтенсивності напружень K_I , МПа м ^{0,5}
Сталь G105				
1	0	$l(N) = 4,7 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 4,7 \cdot 10^{-8}$	16,2
2	0,18	$l(N) = 5,3 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 5,3 \cdot 10^{-8}$	19,8
3	0,25	$l(N) = 7,3 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 7,3 \cdot 10^{-8}$	21,6
4	0,31	$l(N) = 8,9 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 8,9 \cdot 10^{-8}$	23,4
Сталь 40XH				
8	0	$l(N) = 5,1 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 5,1 \cdot 10^{-8}$	16,2
9	0,31	$l(N) = 9,5 \cdot 10^{-5} N$	$v(N) = 9,5 \cdot 10^{-8}$	23,8

Як видно з таблиці 4.2, $v(N)$ та K_I залишаються незмінними впродовж часу руйнування окремого зразка. Це зумовлено станом стабілізації коефіцієнту інтенсивності напружень перед фронтом втомної тріщини.

Отриманий в процесі втомного дослідження всіх зразків набір значень K_I та відповідні йому величини швидкості поширення втомної тріщини $v(N)$ будуються в логарифмічній системі координат $[\lg K_I, \lg v]$. На отриманій таким чином діаграмі втомного руйнування слід провести пряму, яка апроксимує прямолінійну ділянку, та виділити на ній відрізок (рис.4.7).

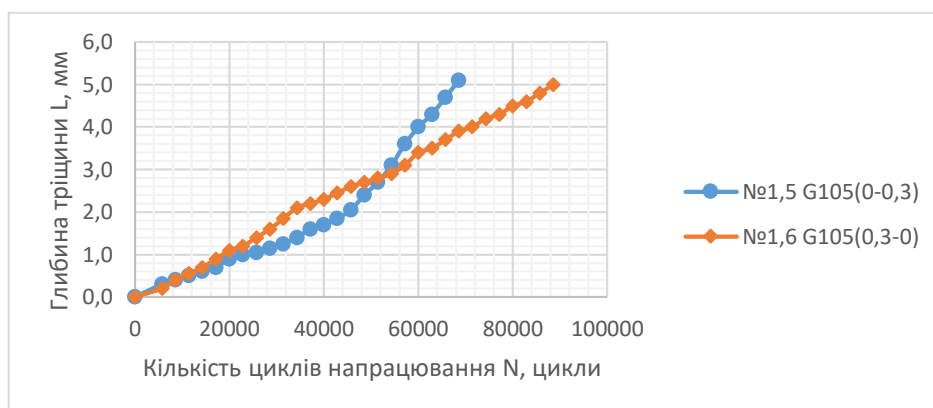


1 – експериментальні точки; 2 – апроксимуюча крива

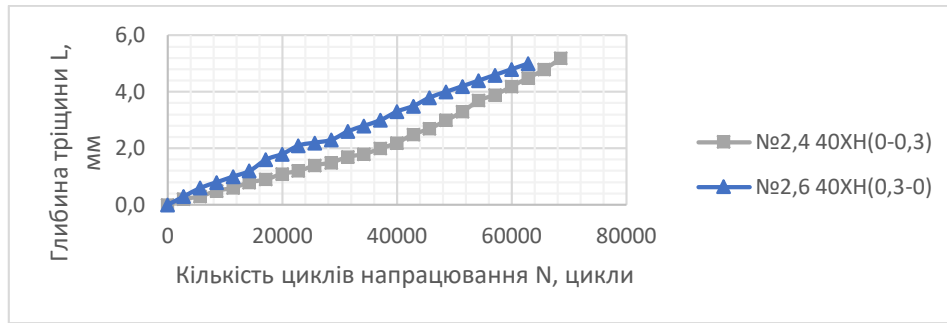
Рисунок 4.7 – Кінетична діаграма втомного руйнування зразків

Визначені за методикою [102] характеристики тріщиностійкості сталі G105 рівні: $K^* = 26,15 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$; $n = 1,73$.

На другому етапі досліджень визначено вплив двоступеневого навантаження із однаковою амплітудою та різною асиметрією навантаження. Тріщину вирощували до 2мм спочатку без асиметрії, із амплітудою 0,45, а потім продовжували із асиметрією 0,25 до 5мм і навпаки для обох досліджуваних матеріалів (рис. 4.8, 4.9, 4.10, 4.11).



а)

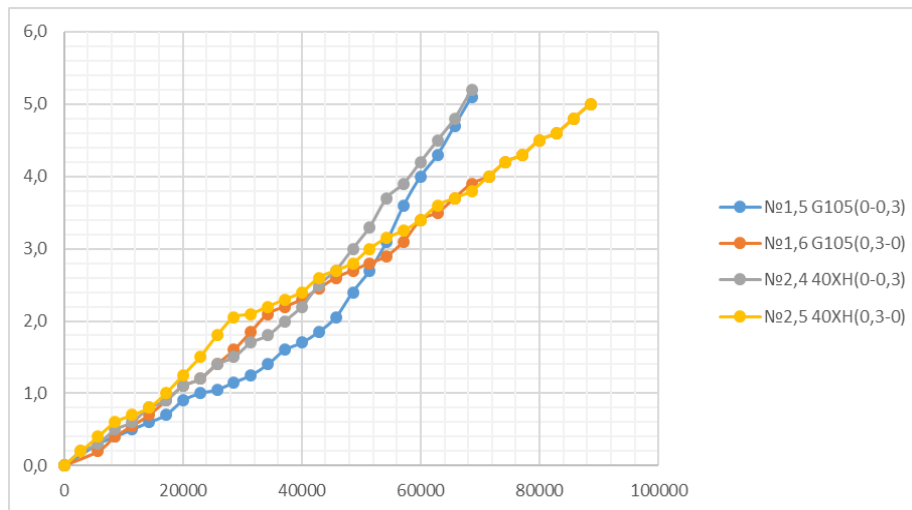


б)

1.5 – сталь G105 при $p_{\min}=0-0,3$ ($R=0-0,25$);

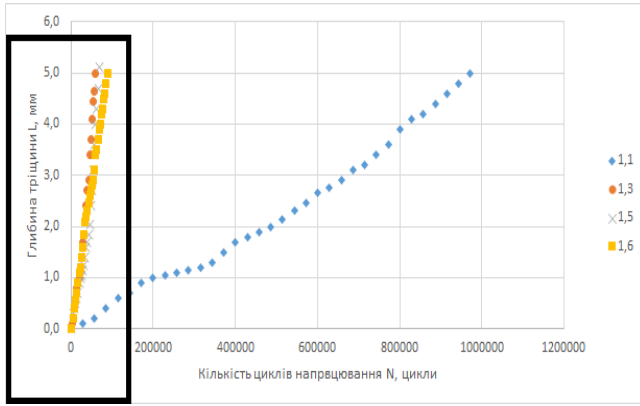
1.6 – сталь G105 при $p_{\min}=0,3-0$ ($R=0,25-0$); 2.4 – сталь 40XH при $p_{\min}=0-0,3$ ($R=0-0,25$); 2.6 – сталь 40XH при $p_{\min}=0,3-0$ ($R=0,25-0$)

Рисунок 4.8 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі G105 (а) та 40XH (б) із різною програмою двоступеневого навантаження



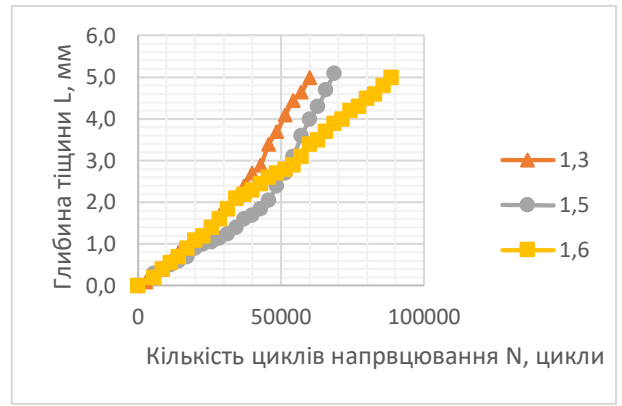
1.5 – сталь G105 при $p_{\min}=0-0,3$ ($R=0-0,25$); 1.6 – сталь G105 при $p_{\min}=0,3-0$ ($R=0,25-0$); 2.4 – сталь 40XH при $p_{\min}=0-0,3$ ($R=0-0,25$); 2.5 – сталь 40XH при $p_{\min}=0,3-0$ ($R=0,25-0$)

Рисунок 4.9 – Зведена залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напруцювання для сталі 40XH та G105 із різною програмою двоступеневого навантаження



1.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$; 1.3 – $a=0,45$ мм, $R=0,25$; 1.5 – $a=0,45$ мм, $R=0-0,25$; 1.6 – $a=0,45$ мм, $R=0,25-0$.

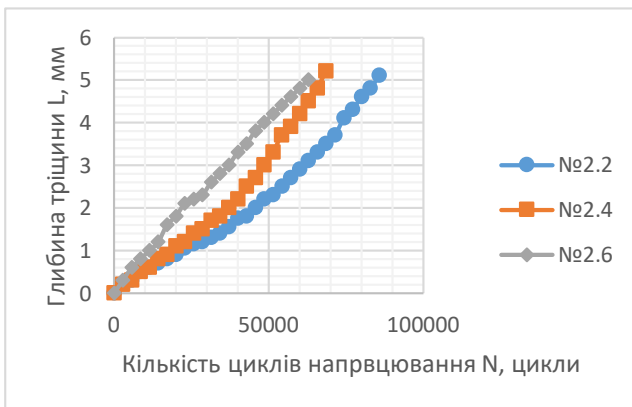
Рисунок 4.10 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталі G105 при одноступеневому і двоступеневому навантаженнях



1.3- $a=0,45$ мм, $R=0,25$; 1.5 – $a=0,45$ мм, $R=0-0,25$; 1.6 – $a=0,45$ мм, $R=0,25-0$

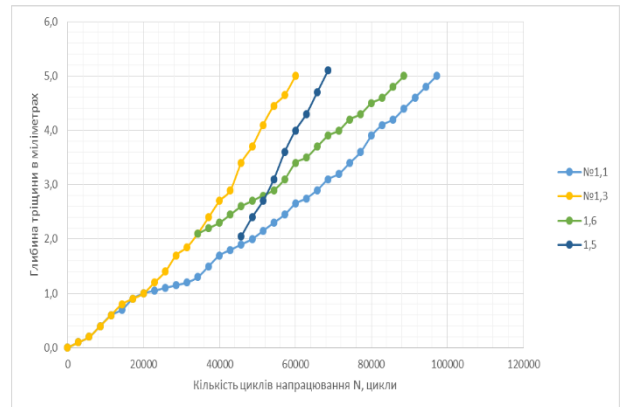
Рисунок 4.11 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталі G105 при одноступеневому і двоступеневому навантаженнях в деталізованій зоні

Зону графічних залежностей (рис. 4.10), виділену прямокутником у збільшеному виді, зображено на (рис. 4.11).



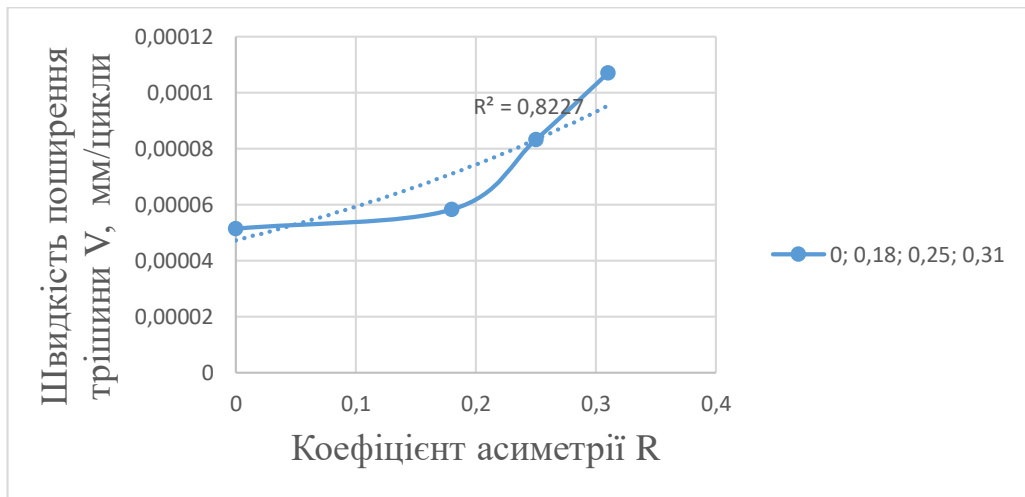
2.2 - $a=0,45$ мм, $R=0$; 2.4 - $a=0,45$ мм, $R=0-0,25$; 2.6 - $a=0,45$ мм, $R=0,25-0$.

Рисунок 4.12 – Залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання для сталі 40XN при одноступеневому і двоступеневому навантаженнях



1.1 – $a=0,45$ мм, $R=0$; 1.3 – $a=0,45$ мм, $R=0,25$; 1.5 – сталь G105 при $p_{min}=0-0,3$ ($R=0-0,25$); 1.6 – сталь G105 при $p_{min}=0,3-0$ ($R=0,25-0$);

Рисунок 4.13 – Зведена залежність глибини втомної тріщини від кількості циклів напрацювання при одноступеневому і двоступеневому навантаженнях для сталі G105



4.14 – Залежність швидкості поширення втомної тріщини від коефіцієнта асиметрії при регулярному навантаженні для сталі G105

Отже, з графічних залежностей спостерігається суттєвий вплив зміни асиметрії навантаження на поширення втомних тріщин. Зміна швидкості поширення тріщини від коефіцієнта асиметрії поводить себе нелінійно, причому її градієнт підвищується із збільшенням коефіцієнта асиметрії.

За допомогою запропонованої методики проведено експериментальні дослідження швидкості поширення тріщин у матеріалі внаслідок асиметрії навантажень за напружень розтягу та в умовах двоступеневого навантаження. Встановлено вплив асиметрії навантаження на швидкість поширення тріщини. Визначено кількість циклів до руйнування для сталі G105 при амплітуді 0,45 мм та коефіцієнті асиметрії R=0 кількість циклів до руйнування становить 97172, при R=0,18 - N=85740 цикли, при R=0,25 - N=60018 цикли, при R=0,31 відповідно N=48586. Для сталі 40ХН при амплітуді 0,45 мм та коефіцієнті асиметрії R=0 кількість циклів до руйнування становить 85741, при R=0,31 - N=48586. Із наведеного вище зроблено висновок, що із збільшенням асиметрії кількість циклів до руйнування зменшується.

Встановлено, що у випадку двоступеневого навантажування при переході від низького до високого рівня асиметрії навантажування та навпаки різниця

швидкостей поширення тріщини в порівнянні з одноступеневим навантаженням несуттєва (4.13). Це дає підстави використовувати лінійну теорію накопичення втомних пошкоджень.

4.3 Дослідження втомної міцності розробленої конструкції замкового різьбового з'єднання ОБТ

4.3.1 Прогнозування втомної довговічності замкового різьбового з'єднання ОБТ з поверхневою напівеліптичною тріщиною з використанням тривимірного моделювання

Відомо, що під час експлуатації замкових різьбових з'єднань їх руйнування відбувається у небезпечному перерізі [102]. Найбільші напруження концентруються біля перших витків різьби на ніпелі замка.

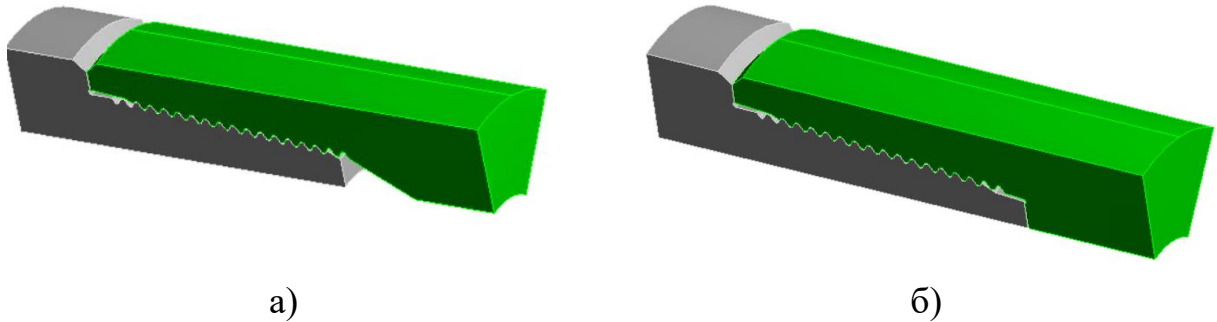
Дефекти різьбових з'єднань ніпельної та муфтової частин (пошкодження, подряпини та канавки, викришування) та знос, руйнування герметизуючих торців, пітінгова корозія) також можуть призвести до їх руйнування.

Пошкодження поверхні різьби є також небезпечним у поєднанні із іншими дефектами [102].

Розвиток втомних тріщин або дефектів викликані дією знакозмінних навантажень, корозійним середовищем або механічними пошкодженнями.

Для порівняння довговічності розробленої конструкції двоопорного ЗРЗ та традиційного одноопорного визначено коефіцієнти інтенсивності напружень (КІН) у напівеліптичній тріщині, розміщеній у небезпечному перерізі ніпеля (впадині першого повного витка).

Для цього спочатку побудовано сегменти тримірних моделей різьбових з'єднань.



а) б)
а) – одноопорне; б) – розроблене двоопорне

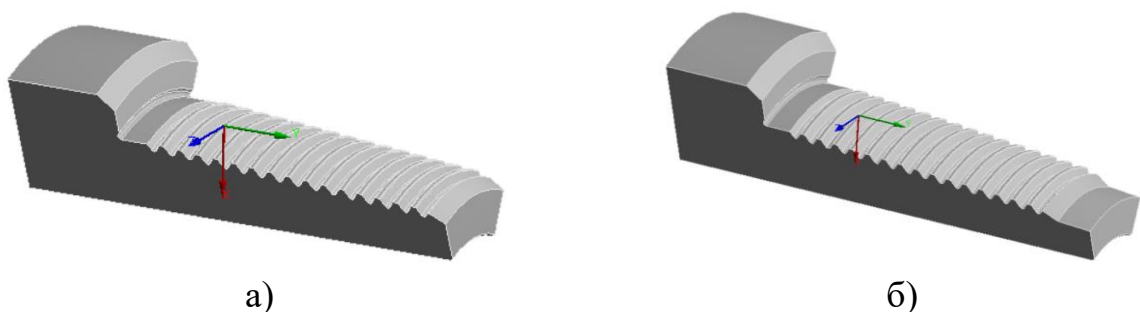
Рисунок 4.15 – Сегмент тримірної моделі різьбового з'єднання NC50

При імітаційному моделюванні враховано коефіцієнт тертя між поверхнями тертя (між витками ніпеля та муфти і їх торцями), рівним 0,1.

Оскільки модель є не цілою, а використано тільки її частину, то до вирізаних поверхонь прикладено відповідні обмеження, що дозволяють імітувати поведінку цілої моделі при заданні граничних навантажень.

Момент згвинчування задано за допомогою попереднього перекриття торців ніпеля та муфти, аналогічно тому, як описано у попередніх розділах. Також прикладено зусилля розтягу 7 тонн = 70000 Н.

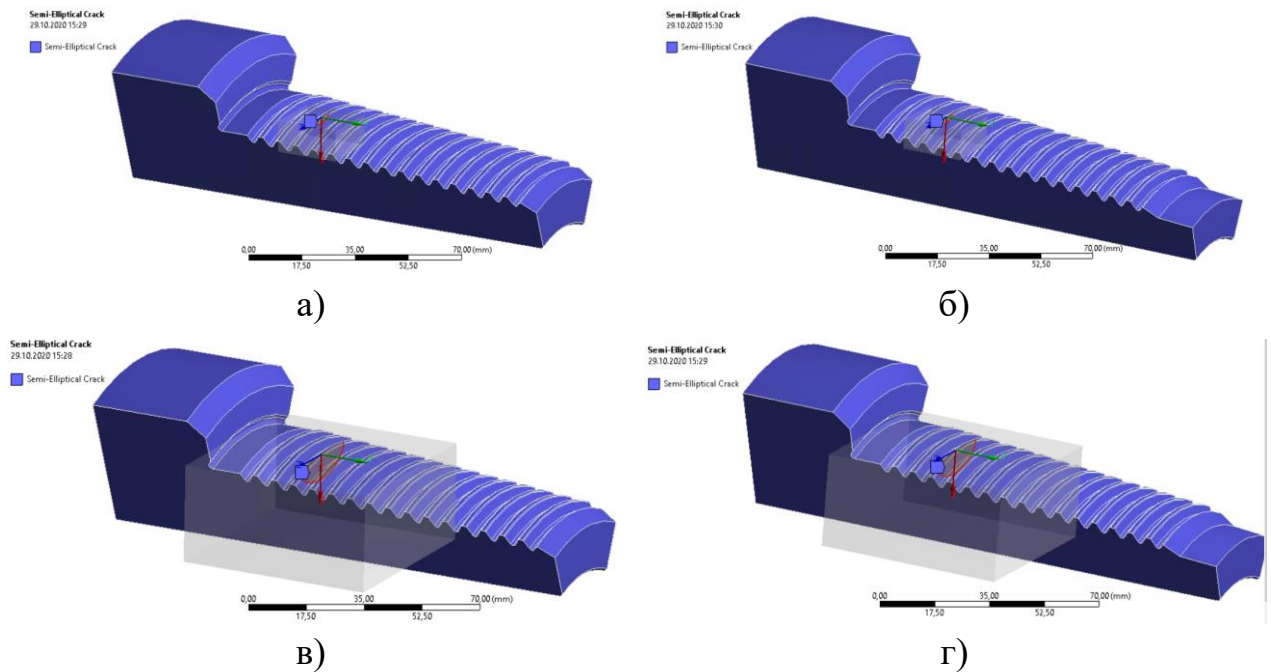
У місці розташування тріщини (у першому витку ніпеля з повним профілем) побудовано систему координат (рис. 4.16).



а) б)
а) – одноопорному; б) – двоопорному

Рисунок 4.16 – Розташування тріщини у різьбовому з'єднанні NC50

В початку цієї системи координат розміщено напівеліптичну тріщину (рис. 4.17).



а, в – одноопорна; б, г – двоопорна

Рисунок 4.17 – Розміщення тріщини на досліджуваній моделі

Під час проведення дослідження побудовано тріщини з наступними параметрами, поданими в табл. 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри напівеліптичних тріщин

Параметри тріщини	Довжина, мм	Глибина, мм
Тріщина 1	4	1
Тріщина 2	8	2
Тріщина 3	12	3
Тріщина 4	16	4
Тріщина 5	20	5
Тріщина 6	24	6

Досліджувані моделі ЗРЗ розбито на сітку кінцевих елементів (рис. 4.18).

Об'єкт «Тріщина» (Crack) дозволяє помістити напівеліптичну тріщину у вихідну сітку кінцевих елементів. Таким чином, моделювання тріщини є наступним кроком після розбивання моделі на сітку. Геометричні параметри, число кінцевих елементів по довжині та степінь згущення сітки у зоні вершини

тріщини задаються у властивостях об'єкта. Технологія використовує перехідну область для забезпечення плавної зміни розмірів елементів.

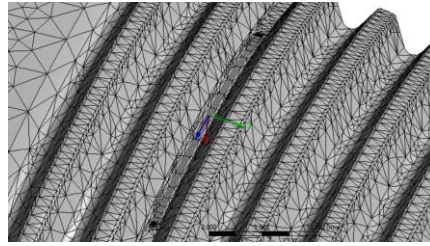


Рисунок 4.18 – Сітка кінцевих елементів із вставленою областю тріщини

Постпроцесор ANSYS дозволяє відображати результати інтегрування по контурах на графіку і у виді графічної інтерпретації на самому контурі у графічному вікні (рис. 4.19).

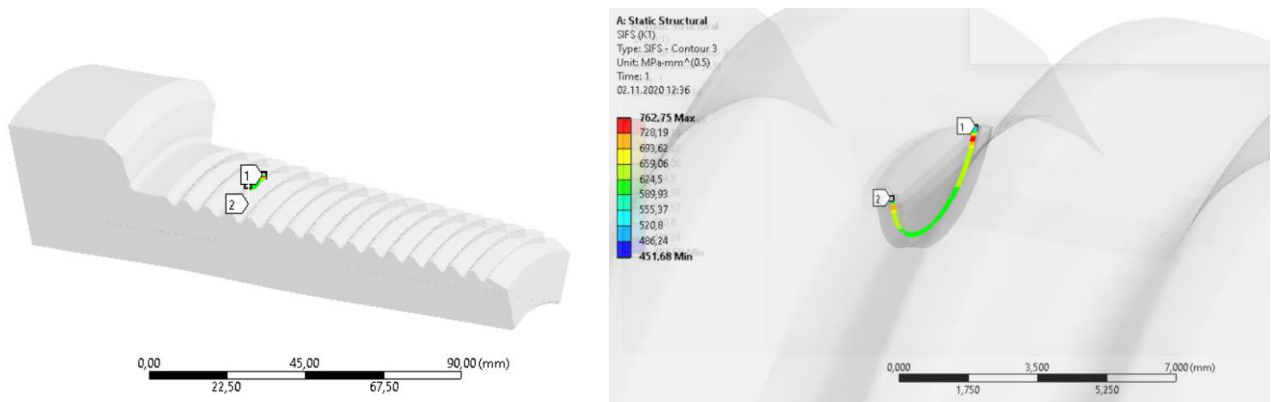


Рисунок 4.19 – Зміна значення КІН по довжині контура інтегрування

Результати проведеного дослідження наведені в таблиці 4.4

Таблиця 4.4 – Величина коефіцієнта інтенсивності напружень K_I для напівеліптичної тріщини різних розмірів

Глибина тріщини h , мм	Величина коефіцієнту інтенсивності напружень K_I , МПа·м ^{1/2} (від дії зусилля розтягу та моменту згвинчування)	
	Одноопорне з'єднання	Двоопорне з'єднання
1	26,4	14,4
2	27,1	16,9
3	27,9	20,8
4	29,1	23,5
5	30,6	26,2
6	32,3	28,7

Далі отримано залежності коефіцієнта інтенсивності напружень в результаті апроксимування значень з таблиці 4.4. Використовуючи рівняння 1.10, функціональну залежності K_I з таблиці 4.4, величини коефіцієнта пропорційності й емпіричного параметру формули П. Паріса $K^* = 26,15 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ та $n = 1,73$, розраховано втомну довговічність (у кількостях циклів навантажування), для згаданих випадків поширення напівеліптичної тріщини (таблиця 4.5).

Таблиця 4.5 – Значення розрахункової втомної довговічності

Втомна довговічність одноопорного ЗРЗ, цикли	Втомна довговічність двоопорного ЗРЗ, цикли	Відмінність (Зростання втомної довговічності), %
$43,8 \times 10^6$	$75,5 \times 10^6$	72,4

Отже, згідно отриманих результатів, втомна довговічність двоопорного ЗРЗ збільшується на 72,4 % порівняно із одноопорним.

4.3.2 Верифікація методу, що базується на основі тривимірного моделювання

Під час прогнозування довговічності елементів бурильних колон при використанні теорій механіки руйнування є визначення величини або розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень.

Метод скінчених елементів, що реалізовується у САЕ програмах, є чисельним; результати розрахунку, наприклад коефіцієнта інтенсивності напружень, суттєво залежать від форми та розмірів сітки скінчених елементів та багатьох інших параметрів. Тому варто порівняти результати отримані цим методом і широковідомим підходом, описаним у роботі [136].

Для напівеліптичних тріщин, найбільш характерних для валів, бурильних труб, штанг тощо, максимальне значення K_I визначається за формулою Аокі і Кіучі:

$$K_{I \max} = 1.12 \sigma_{\max} \sqrt{\frac{\pi h}{\sqrt{Q}}}, \quad (4.2)$$

де σ_{\max} - максимальне нормальне напруження від розтягу та згину в поперечному перерізі бурильної труби; h - поточна глибина тріщини.

Величина параметра Q визначається з рівності:

$$Q = \left(\frac{3}{8} \pi + \frac{\pi l^2}{8 h^2} \right)^2 - 0.212 \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{0.2}} \right)^2,$$

де $\sigma_{0.2}$ – границя плинності матеріалу; l – поточна напівдовжина тріщини.

Для верифікації методу, що базується на основі тривимірного моделювання величину K_I для поверхневої напівеліптичної втомної тріщини, розрахованої за формулою (4.2) порівнювали з величиною K_I , обчисленої в підрозділі 4.3.1 методом скінчених елементів.

Результати обчислень занесено до таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Результати розрахунку коефіцієнта інтенсивності напружень K_I

Глибина тріщини, мм	Напівдовжина тріщини, мм	Величина коефіцієнта інтенсивності напружень K_I , МПа·м ^{1/2}		Відхилення, %
		ф-ла Аокі та Кіучі	метод скінчених елементів	
1	2	13,71	14,7	7,22
2	4	19,38	16,9	12,8
3	6	23,74	20,8	12,4
4	8	27,41	23,5	14,3
5	10	30,65	26,2	14,5
6	12	33,61	28,7	14,6

Як бачимо з таблиці 4.6, відхилення між результатами отриманими згідно з першим і другим блоком обчислень не перевищує 15 %. Це може свідчити, що параметри сітки скінчених елементів, що генерується системами автоматизованого проєктування, є достатніми для проведення обчислень згідно з завданнями даного дисертаційного дослідження.

4.4 Експериментальні дослідження дослідних зразків двоопорних ЗРЗ

Проведено експериментальні дослідження дослідних зразків відповідно до розробленої програми і методики, поданої у пункті 2.5.

Таблиця 4.7 – Вихідні дані для експериментального дослідження

№з/п	Типорозмір	зовнішній діаметр, мм	внутрішній діаметр, мм	рекомендований при f-0,08 на двох торцях, кН*м	максимальний при f-0,08 на двох торцях, кН*м	рекомендований при f-0,08 на 1 та f-0,15 на 2 торці, кН*м	максимальний при f-0,08 на 1 та f-0,15 на 2 торці, кН*м	рекомендований при f-0,11 на 1 та f-0,11 на 2 торці, кН*м	максимальний при f-0,11 на 1 та f-0,11 на 2 торці, кН*м	Осьове розтягуюче зусилля, кН
13	SIFDS50	165,1	76,2	63,6	95,5	69,4	104,2	66,1	99,2	7007,0

Побудовано тримірну модель ніпельної частини ЗРЗ із врахуванням геометричних параметрів пазу та отвору для встановлення тензодавачів (рис. 4.20).

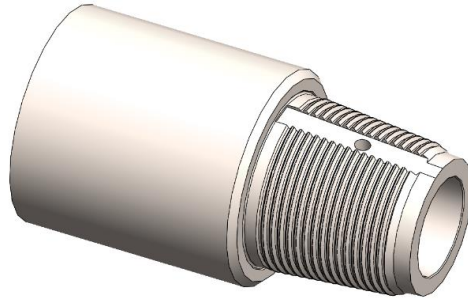


Рисунок 4.20 – Тримірна модель ніпельної частини ЗРЗ для досліджень

За допомогою методу МКЕ встановлено величини напружень у місцях встановлення тензодавачів (із врахуванням прикладеного моменту згвинчування до досліджуваного різьбового з'єднання).

Слід звернути увагу, що з'єднання досліджувалося повністю (ніпель з муфтою), проте для зручності перегляду результатів подається тільки ніпель. Результати досліджень занесено у таблицю 4.7.

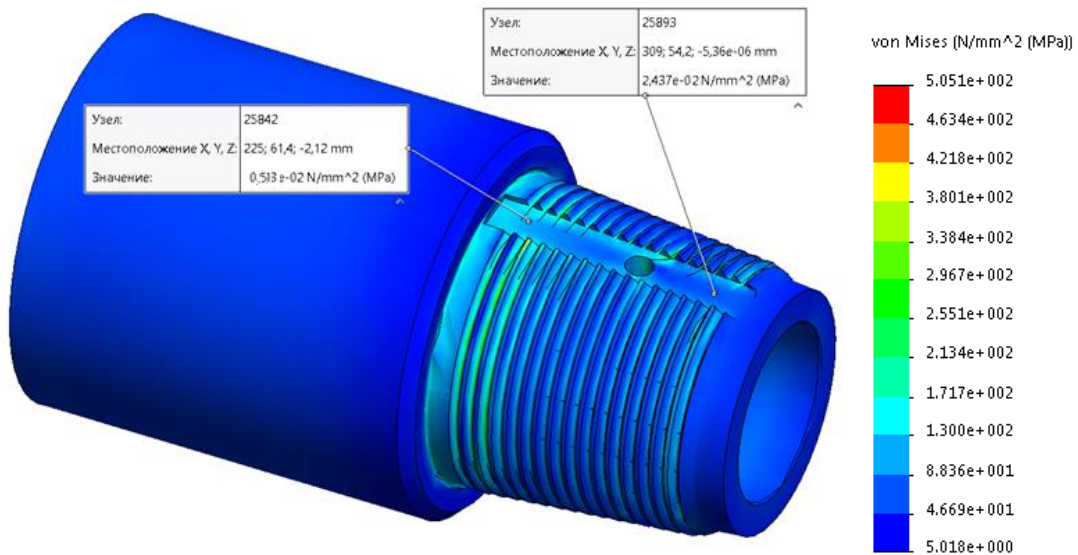


Рисунок 4.21 – Розподіл напружень на ніпельній частині ЗРЗ та їх величини у місцях встановлення тензодавачів

Відповідно до схеми на рис. 2.12 на різьбовій частині ніпеля в пазі натурного зразка ЗРЗ (рис. 4.22) наклеєно і під'єднано тензодавачі.

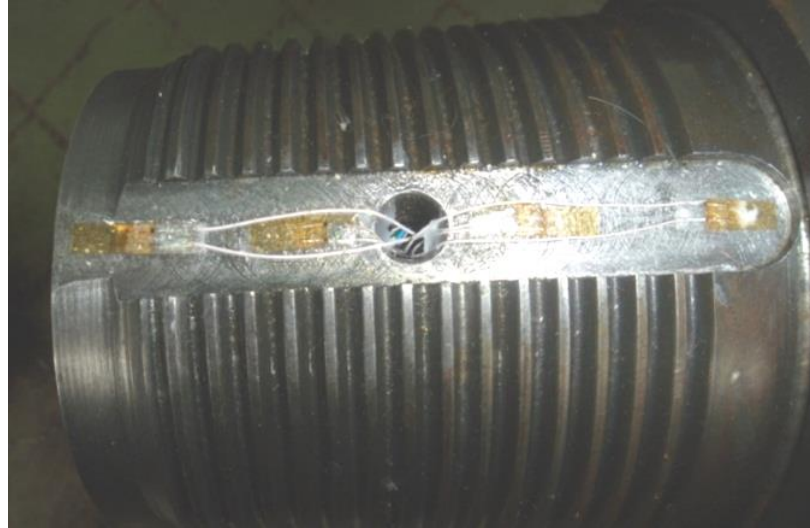


Рисунок 4.22 – Загальний вигляд ніпеля дослідного зразка з наклейними тензодавачами

Досліджуваний зразок встановлено у випробувальний стенд (рис. 4.23).



Рисунок 4.23 – Випробувальний стенду із встановленим у ньому дослідним зразком



Рисунок 4.24 – Нанесення мастильного матеріалу на поверхню різьби ніпельної та муфтової частин

На поверхню різьби ніпельної та муфтової частини нанесено мастильний матеріал (рис. 4.24) та тричі проведено цикл згвинчування-розгвинчування ЗРЗ без реєстрації показів тензодавачів.

Відтак згвинчування-розгвинчування ЗРЗ проведено із реєстрацією показів тензодавачів. Результати показів тензодавачів, особливості поведінки ЗРЗ відмічено у таблиці 4.8.

При розрахунку фактичного значення моменту згвинчування враховано довжину плеча ключа, яка становить 1,075 м.

Таблиця 4.8 – Результати досліджень

Дослідження (згвинчування)	1	2	3	4	5
Різьбове з'єднання	SIFDS50				
Матеріал різьбового з'єднання	45ХМГА				
Границя плинності матеріалу елементів ЗРЗ	918 МПа				
Рекомендована величина напружень, що допускається в з'єднанні (із врахуванням коефіцієнту запасу міцності)	612 МПа				
Наявність мастильного матеріалу					
- ніпель	+	+	+	+	+
- муфта	+	+	+	+	+
Мастильний матеріал					
Рекомендований максимальний момент згвинчування, Н·м	61000-103000				
На тримірній моделі: величина моменту згвинчування, Нм	52484	53472	56898	57879	62294
- величина напруження у місці встановлення тензодавача №1	243	307	270	261	350
- величина напруження у місці встановлення тензодавача №2	51	117	153	184	246
На натурному зразку:					
- величина зусилля на рукоятці ключа, кг	5000	5070	5455	5500	5880
- величина моменту згвинчування (із врахуванням довжини рукоятки ключа), Нм	52729	53465	56947	58000	62000
- величина напруження на тензодавачі №1	265	272	287	300	321
- величина напруження на тензодавачі №2	55	105	163	210	225
Примітки	відсутні	відсутні	відсутні	відсутні	відсутні

Відхилення між значеннями параметрів, отриманих під час теоретичних та експериментальних досліджень, знаходиться в межах 5-15%. Це підтверджує достовірність досліджень та роботоздатність даної конструкції двоопорного ЗРЗ.

Фото зроблені під час проведення експерименту (згвинчування-розгвинчування з'єднання) показано на (рис. 4.25, 4.26, 4.27)



Рисунок 4.25 – Згвинчування із навантаженням понад 5070 кг (53467 Нм)



Рисунок 4.26 – Згвинчування із навантаженням понад 5455 кг (56947 Нм)



Рисунок 4.27 – Момент розгвинчування з навантаженням понад 4900 кг (51675 Нм)

Отже, можна зробити висновки з такими припущеннями: розроблена конструкція двоопорного замкового різьбового з'єднання має певний запас міцності, що дасть змогу витримати ще більше навантаження.

Висновки до розділу 4

1. За допомогою розробленого способу імітування моменту згвинчування ОБТ, що дає можливість зберігати геометричні параметри муфти, визначено оптимальні довжини ніпельної частини додаткової опори з'єднань різьби ОБТ типу NC50 та NC55 чотирнадцяти типорозмірів. Також з метою застосування отриманих результатів при розробленні інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції виведено безрозмірний коефіцієнт (співвідношення геометричних параметрів з'єднання) та побудовано його залежність від довжини ніпельної частини додаткової опори з'єднання.

2. Експериментально досліджено кінетику втомних тріщин при циклічному деформуванні з врахуванням впливу асиметрії навантаження за напружень розтягу на швидкість поширення втомних тріщин матеріалу труб. Отримана закономірність для двох груп сталей після першого етапу навантаження довела, що із збільшенням асиметрії навантаження швидкість поширення тріщини зростає. Отримані характеристики тріщиностійкості для сталі G105 рівні: $K^* = 26,15 \text{ МПа}\sqrt{\text{м}}$ та $n = 1,73$ і можуть бути використані під час прогнозування довговічності труб. Залежність швидкості поширення тріщини від коефіцієнта асиметрії поводить себе нелінійно, причому її градієнт підвищується із збільшенням коефіцієнта асиметрії.

На другому етапі досліджували вплив двоступеневого навантаження із однаковою амплітудою та різною асиметрією навантаження. Блоки навантажень (0-0,25; 0,25-0). Спершу тріщину вирощували до 2 мм без асиметрії з амплітудою 0,9, відтак продовжували із асиметрією 0,3 до 5 мм і навпаки для обох груп сталей. Встановлено, що у випадку двоступеневого навантажування при

переході від низького до високого рівня асиметрії навантажування та навпаки різниця швидкостей поширення тріщини в порівнянні з одноступеневим навантаженням несуттєва, що дає змогу використовувати лінійну теорію накопичення втомних пошкоджень.

3. Для оцінки втомної довговічності замкових різьбових з'єднань ОБТ при складному напруженому стані використано параметри рівняння П. Паріса, отримані за результатами випробувань зразків матеріалу із застосуванням стандартної методики та отримано значення коефіцієнта інтенсивності напруження в результаті моделювання конструкції методом скінчених елементів. Шляхом розрахунку отримано значення довговічності для одноопорного $N=43,8 \times 10^6$ циклів та розробленого двоопорного $N=75,5 \times 10^6$ циклів замкового різьбового з'єднання. Порівняння результатів вказує на більшу довговічності двоопорного ЗРЗ (72,4 %).

Порівняння значень коефіцієнта інтенсивності напружень перед фронтом напівеліптичної втомної тріщини, визначеної за формулою Аокі і Кіучі, з аналогічними величинами, отриманими за методом скінчених елементів показало похибку, що не перевищує 15 %. Це свідчить про успішну верифікацію вигляду та розмірів сітки скінчених елементів на розроблених моделях і можливість їх використання для прогнозування втомної довговічності.

4. Досліджено розроблену конструкцію двоопорного замкового різьбового з'єднання. Згідно отриманих результатів експерименту ця конструкція може витримувати понад 1,5 рази більше навантаження згвинчування порівняно із традиційною конструкцією. Результати експериментальних досліджень підтверджують проведені теоретичні дослідження.

ВИСНОВКИ

На основі виконаних теоретичних і експериментальних досліджень вирішено науково-практичну задачу, яка полягає у підвищенні втомної міцності двоопорних замкових різьбових з'єднань елементів бурильної колони шляхом розроблення їх нових конструкцій з врахуванням напружено-деформованого стану та впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу на тріщиностійкість матеріалу труб, а саме:

1. Проведений огляд існуючих одноопорних конструкцій різьбових з'єднань елементів бурильної колони підтвердив їх недосконалість для спорудження глибоких свердловин із складним профілем. Для таких умов починають використовувати їх двоопорні конструкції. Проаналізовано існуючі методики розрахунку моменту згвинчування різьбових з'єднань та встановлено, що жодна з них не може бути застосована для двоопорних замкових різьбових з'єднань. Обґрунтовано необхідність вдосконалення існуючих двоопорних конструкцій замкових різьбових з'єднань з детальною оцінкою їх напружено-деформованого стану та довговічності для підвищення їх втомної міцності.

2. Сформовано комплекс методик для: оцінки тріщиностійкості матеріалу бурильних труб з врахуванням впливу асиметрії циклічного навантаження за напружень розтягу; імітаційного параметричного моделювання із обґрунтуванням використання осиметричної моделі ЗРЗ ОБТ; розрахунку рекомендованого та максимального моменту згвинчування двоопорного ЗРЗ ОБТ, згідно якої встановлено, що рекомендований момент згвинчування для двоопорного з'єднання порівняно із одноопорним збільшується на 48,58% для з'єднань з розвантажувальною канавкою та на 46,61% для з'єднань без розвантажувальної канавки; проведення експериментальних досліджень натурного взірця розробленого двоопорного ЗРЗ ОБТ.

3. Дослідження напружено-деформованого стану одноопорного та двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ показали, що розподіл напружень по впадинах витків різьби є рівномірнішим у двоопорного з'єднання,

причому величина напружень у першій впадині витка різьби ніпеля є на 15% меншою, а у останній впадині – більшою на 55%. Величини напружень по впадинах середніх витків різьби є також вищими на 35%, що, в свою чергу, позитивно вплине на тривалість експлуатації такого з'єднання при дії знакозмінних навантажень. Встановлено, що критичні значення напружень у такому з'єднанні спостерігаються у зоні додаткового опорного торця. Для їх зменшення запропоновано та досліджено три різні варіанти його виконання та встановлено найкращий – скос торця ніпеля з оптимальним кутом 0,3 градуси. Удосконалено модель для автоматизованого проектування конструкцій двоопорних ЗРЗ ОБТ, особливістю якої є можливість зберігати геометричні параметри муфти та визначати оптимальні довжини ніпельної частини додаткової опори з'єднань різьби ОБТ типу NC50 та NC55. Встановлено залежність виведеного безрозмірного коефіцієнта уніфікації від довжини ніпельної частини додаткової опори з'єднання з метою розроблення інших типорозмірів різьб аналогічної конструкції. Для зменшення впливу точності виготовлення різьбового з'єднання з сотих до десятих міліметра запропоновано використання пружних елементів та встановлено оптимальні значення їх геометричних параметрів.

4. В результаті проведення експериментальних досліджень поширення швидкості тріщин у матеріалі труб при дії асиметрії навантаження за напружень розтягу в умовах одноступеневого та двоступеневого навантаження визначено кількість циклів до руйнування для сталі G105 та 40XH. Встановлено, що із збільшенням коефіцієнта асиметрії кількість циклів до руйнування зменшується. Зміна швидкості поширення тріщини від коефіцієнта асиметрії є нелінійною, причому її градієнт підвищується із збільшенні коефіцієнта асиметрії. Побудовано кінетичну діаграму втомного руйнування та отримано характеристики тріщиностійкості, які можуть бути використані при прогнозуванні довговічності елементів бурильних колон. Встановлено, що у випадку двоступеневого навантажування при переході від низького до високого

рівня асиметрії навантажування та навпаки різниця швидкостей поширення тріщини в порівнянні з одноступеневим навантаженням несуттєва. Це дає змогу використовувати лінійну теорію накопичення втомних пошкоджень. Використовуючи положення механіки руйнування та МКЕ встановлено, що довговічність двоопорного з'єднання є на 72,4 % вищою за довговічність одноопорного. Проведено верифікацію результатів отриманих за допомогою методу кінцевих елементів та аналітично за формулою Аокі і Кіучі. Встановлено, що відмінність між ними становить не більше 15 %.

5. Результати експериментальних досліджень розробленої конструкції та методики розрахунку моменту згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання підтверджують проведені теоретичні дослідження. Отримано патенти на корисну модель розроблених конструкцій двоопорного замкового різьбового з'єднання ОБТ. Розроблені конструкції та методика розрахунку моменту згвинчування впроваджені у ДП "Завод обважнених бурильних та ведучих труб".

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Геологія_нафти_і_газу – [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.logos.biz.ua/proj/naftogaz/pdf/0017-0024.pdf> 4 (дата звернення: 12.07.2018).
2. Енергетична стратегія України до 2030 р.: Постанова Кабінету Міністрів України від 15.03.2006 №145-р // zakon1.rada.gov.ua.
3. Коцкулич Я. С., Кочкодан Я. М. Буріння нафтових і газових свердловин: Підручник. Коломия ВПТ “Вік”, 1999. 504 с.
4. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны. М.: Недра, 1979. 207 с.
5. Лачинян Л. А., Угаров С. А. Конструирование, расчет и эксплуатация бурильных геологоразведочных труб и их соединений. М.: Недра, 1975. 230 с.
6. Саркисов Г. М., Никитин О. Я. Диаграммы предельных нагрузок для бурильных труб. *Нефтяное хозяйство*. 1974. № 12. С. 13-14.
7. Работа бурильной колонны в скважине / Б. З. Султанов, Е. И. Ишемгужин, Н. Х. Шаммасов, В. Н. Сорокин. М.: Недра, 1973. 216 с.
8. Визначення навантаженості бурильних труб в колоні при спуско-підіймальних операціях/ Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Івасів [та ін.]. Доповіді міжнародної науково-технічної конференції ROM-2000. Івано-Франківськ, 2000. С. 301-308.
9. Сароян А. Е. Теория и практика работы бурильной колонны. М.: Недра, 1990. 263 с.
10. Циклические нагрузки на верхний конец бурильной колонны при спуско-подъемных операциях / А. А. Головин, В. Ф. Оловяшников, С. М. Рябихина [и др.]. Куйбышев: Гипровостокнефть, Нефтепромысловые трубы, 1977. 54 с.
11. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В. В. Панасюка]. К.: Наук. думка, 1988. Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / під ред. В. І. Похмурського, Є. І. Крижанівського.

Львів-Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г. В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. 1193 с.

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

13. Буріння свердловин у 5 т. / М. А. Мислюк, І. Й. Рибчич, Р. С. Яремійчук. К.: Інтерпрес ЛТД, 2002. .Т.1. 2002. 367 с.: іл., табл.

14. Щербюк Н. Д., Газанчан Ю. И., Барышников А. И. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений. *Нефтяная промышленность*. Обзорная информация. Сер. Бурение. М.: ВНИИОЭНГ. 1986. Вып. 2. 59 с.

15. Северинчик Н. А. Машины и оборудование для бурения скважин. М.: Недра. 1986. 368 с.

16. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении. М.: Недра, 1979. 231 с.

17. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И. О малоцикловом усталостном разрушении бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1984. №12. С. 26-29.

18. Козаченко Н. И. Вопросы надежности бурильных колонн. Обзор. техн. и технол. геол. развед. работ; орг. производства. М.: ВИЭМС, 1978. 37 с.

19. Дубленич Ю. В., Круглов В. Д., Хлебников Н. М. Опыт ликвидации сложных прихватов с помощью механизма ГУМ-162. *Нефтяная и газовая промышленность*. 1984. №1. С. 26-27.

20. Джафаров К. И., Симонянц Л. Е. Исследование закономерностей малоциклового усталости бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1987. №11. С. 50 – 53.

21. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И., Андрианов И. И. Влияние режима нагружения на усталостную прочность бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1985. №3. С. 51 – 54, 57.

22. Северинчик Н. А., Копей Б. В. Коррозионно-усталостная прочность бурильных труб и способы ее повышения. *Тематические научно-технические обзоры*. М.: ВНИИОЭНГ, 1977.

23. Копей Б. В. Исследование скоростей развития трещин коррозионной усталости в высокопрочных бурильных трубах. *Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности*. 1981. №1. С. 5–7.

24. Северинчик Н. А., Копей Б. В., Пелех В. Г., Пришляк А. М. Исследование коррозионно-усталостной прочности резьбовых соединений бурильных замков. РНТС, ВНИИОЭНГ, сер. Машины и нефтяное оборудование, 1975. №12. С. 11 –13.

25. Копей Б. В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ. *Коррозия и охрана окружающей среды*. 1993. №4. С. 7-9.

26. Крыжановский Е. И. Влияние бурового раствора на выносливость замковых соединений. *Физико-химическая механика материалов*. 1977. № 3. С. 99-101.

27. Казанцев А. Г., кахадзе М. Ж., Семин В. И., Газанчан Ю. И. Напряженно-деформированное состояние и циклическая прочность замковых резьбовых соединений бурильных труб. *Строительство нефт. и газ. скв. на суше и на море*. 2003. №6. С. 28-32

28. 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.

29. Отчет ВНИИТ нефть «Анализ эксплуатации и долговечности бурильных трубна предприятиях объединений «Укрнефть» и «Белорусьнефть»

30. Джус А. П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2011. 180 с.

31. Sikal A., Boulet J., Menand S., Sellami H. Drill Pipe Stress and Cumulative Fatigue Analysis in Complex Wells Drilling: New Approach in Fatigue Optimization. *SPE (Society of Petroleum Engineers) Annual Technical and exhibition held in Denver, Colorado, USA, 21-24 September 2008*. 17p.

Т 33. 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.

у 34. Нечайкина Л., Рудин Ю. В. Бурильные колонны – проблемы и решения. В зеркале мировой прессы. *Бурение и нефть*. 2006. №3. С. 43 – 44.

h 35. 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.

. 36. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс. докт. техн. наук.: 05.05.12. Москва, 1990. 480 с.

М 37. Карпаш О. М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец: 05.15.07 / Карпаш Олег Михайлович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1996. 47 с.

у 38. 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.

n

V

P

39. Анализ аварийности при бурении: веб-сайт. URL: <http://www.drillings.ru/av-analiz> (дата звернення: 01.02.2013).
40. Карпаш О. М., Крижанівський Є. І., Криничний П. Я., Мигаль І. Г., Рибчич І. Й., Зінчак Я. М. Неруйнівний контроль труб нафтового сортаменту. Івано-Франківськ, 2001. 380 с.
41. 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.
42. Копей Б. В., Сизоненко А. В. Атлас зламів елементів бурильної колони. Івано-Франківськ, 2014. 58 с.
43. Дубленич Ю.В. Анализ разрушений замковых резьб утяжеленных бурильных труб / Ю.В. Дубленич, И.А. Ниронович, А.Я. Кесельман // ЭИ Машины и нефтяное оборудование. – М., 1986, вып. 2. – С. 10-12.
44. Баграмов Р.А. Буровые машины и механизмы. М.: Недра, 1988.
45. Михайлюк В. В. Підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.05.12 "Машины нафтової і газової промисловості" / В. В. Михайлюк ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2013. 19 с. : іл., рис. 15-16.
46. ГОСТ Р 56349-2015 (ISO 10424-2:2007). Трубы бурильные и другие элементы бурильных колонн в нефтяной и газовой промышленности. Часть 2. 2015. 63 ст.
47. ГОСТ 5286-75. Замки для бурильных труб. Государственный стандарт Союза ССР. Москва. 1978. 27 с.
48. ГОСТ Р 50864-96. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Москва. 1996. 15 с.
49. API- 7G-2. Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits. 2003. 30p.

50. Бурильные трубы: без права на разрыв / С. И. Билан, А. П. Быков, А. В. Емельянов. *Бурение и нефть*. 2010. №9. С. 38-39.

51. Каталог продукции компании ТМК Премиум [Электронный ресурс] – Режим доступа: https://tmk-premium.tmk-group.ru/prem_zam_tds (дата звернения: 25.03.2020).

52. Каталог труб и услуг по трубной продукции компании DRILCO – [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.slb.com/-/media/files/smith/catalogs/tubulars-tubular-services-catalog.ashx> (дата звернения: 25.03.2020).

53. Каталог продукции компании Sumitomo Metals [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.tubular.nssmc.com/ru/product-services/octg/connection/list> (дата звернения: 25.03.2020).

54. Каталог продукции компании NOV® GrantPrideco [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.nov.com/products/drill-pipe> (дата звернения: 25.03.2020).

55. Лачинян Л. А. Медведев А. К. Отсоединительный переходник. <https://edrid.ru/rid/218.016.35b6.html>. (дата звернения: 22.06.2020).

56. Резьбовое соединение бурильных труб : МПК E21B 17/042. №20131477559/03 ; заявл. 28.10.2013 ; опубл. 27.04.2015, Бюл. № 7.

57. Туктаров Д. Х., Корчагин П. Н., Охотников А. Б. ООО «Смит Продакшн Технолоджи». Пути оптимизации гидравлики бурения глубоких скважин. *Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело»*. 2011. №1.

58. Chandler R. B, Muradov A., Jellison M. J. et al. 2007. Drill Faster, Deeper and Further with Ultra-High Torque, Third Generation Double-Shoulder Connections. SPE/IADC Drilling Conference, Amsterdam, The Netherlands, 20-22 February, 14

59. Лачинян Л. А. Работа бурильной колонны / 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1992. 212 с.

60. Threaded joint for steel pipe. Патент № WO2015105054A1.. <https://patents.google.com/patent/WO2015105054A1/en> (дата звернення: 25.06.2020).

61. Ultra high torque double shoulder tool joint. Int. CI. F16L 25/00. № 5,908,212, US005908212A ; 01.06.1999.

62. High efficiency drill pipe. Int. CI. F16L 25/00. № 6, 244,631 US00RE39869E. 09.10.2007.

63. Multipurpose double abutment sealed connection. Int. CI. F16L/00, E21B17/042, WO 2016/059103 A1. 28.01.2003.

64. Чернилевский Д.В. Детали машин и основы конструирования: учебник для вузов. 2–е изд., испр. и доп. М.: Машиностроение. 2012. 672 с.

65. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. 368 с.

66. Северинчик Н. А., Копей Б. В. Коррозионно-усталостная прочность бурильных труб и способы ее повышения. *Тематические научно-технические обзоры*. М.: ВНИИОЭНГ, 1977.

67. Крыжановский Е. И. Исследование усталостной прочности замковых резьбовых соединений бурильных труб: дисс. канд. техн. наук: 05.04.07 “Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности”. Москва, 1980. 171 с.

68. Олейник Н. В. Выносливость деталей машин. К.: Техника, 1979. 200 с.

69. Погорецкий Р. Г., Северинчик Н. А., Пришляк А. М. Методика натуральных испытаний бурильных труб на коррозионную усталость. *Физико-химическая механика материалов*. 1971. № 2. С. 20-23.

70. Методика испытаний на коррозионную усталость резьбовых соединений УБТ и других объектов нефтепромыслового оборудования / В.И. Похмурский, Н.М. Пришляк , Е.И. Крыжановский и др. *РНТС*. Сер. Машины и нефтяное оборудование. М.: ВНИИОЭНГ. 1978. № 2. С. 17-21.

71. Установка для испытаний на усталость и коррозионную усталость крупногабаритных валов / Г. В. Карпенко, Р. Г. Погорельский, Г. Н. Филимонов и др. *Физико-химическая механика материалов*. 1973. № 2. С. 84-88.

72. А.с. 1820287 СССР. Установка усталостных испытаний с многочастотным приложением нагрузки / Е. И. Крыжановский, И. М. Рыхлевич, А. Д. Джус Бюл. № 21. 1993. 3 с.

73. Коррозионная среда для лабораторных испытаний бурильных труб на усталость / Ю. М. Матвеев, Н. А. Северинчик, Б. В. Копей и др. *РНТС. Сер. Коррозия и защита в нефтегазовой промышленности*. М., ВНИИОЭНГ. 1976. Вып. 7. С. 18-20.

74. Пришляк А. М. Исследование выносливости бурильных труб и некоторые методы повышения их работоспособности: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец: 05.04.07 "Машины и агрегаты нефтяной и газовой промышленности". Московский институт нефтехимической и газовой промышленности им. И.М. Губкина. Москва, 1976. 19 с.

75. Ивасив В. М. Обеспечение надежности резьбовых соединений бурильных труб по условию прочности: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец. 05.02.02 "Машиноведение и детали машин". Одесский политехнический институт. Одесса, 1981. 19 с.

76. Почтенный Е. К. Кинетическая теория механической усталости и ее приложения. Минск: Наука и техника, 1973. 213 с.

77. Крижанівський Є., Копей Б. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань. *Розвідка та розробка нафтових і газових свердловин*. 1996. Вип. 33. С. 3-30.

78. Дунин-Барковский И. В., Смирнов Н. В. Теория вероятностей и математическая статистика в технике (общая часть). М.: Гостехиздат, 1955. 356 с.

79. Гусейн-Заде М. А. Методы математической статистики в нефтяной и газовой промышленности. М.: Недра. 1979. 377 с.

80. Ивасив В. Расчет усталостной прочности резьбовых соединений бурильных труб с учетом рассеяния их долговечности. *Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-та разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб*. 1978. Вып. 10. С. 18-21.

81. Определение периодов дефектоскопии элементов бурильной колонны / В. И. Похмурский, Е. И. Крыжановский, В. М. Ивасив и др.: Тез. докл. III Всесоюзной конфер. по динамике, прочности и надежности нефтепромыслового оборудования. Баку, 1983. С. 54-55.

82. Механіка руйнування і міцність матеріалів: довідн. посібник / під заг. ред. В. В. Панасюка. К.: Наук. думка, 1988. Т. 10: Міцність та довговічність нафтогазового обладнання / під ред. В.І. Похмурського, Є.І. Крижанівського. Львів - Івано-Франківськ: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України; Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, 2006. 1193 с.

83. Артим В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. канд. техн. наук: 05.05.12. Івано-Франківськ, 2000. 150 с.

84. Paris P., Erdogan F. A Critical Analysis of Crack Propagation Laws. *Journal of Basic Engineering*, 1963. Vol. 85. No. 4. P. 528-534. DOI:10.1115/1.3656900.

85. Почтенный Е. К. Метод анализа полуметрических напряжений. *Вестник машиностроения*. 1975. № 10. С. 6-8.

86. Почтенный Е. К., Стайченко Е. С. Исследование циклической прочности сталей 45 и 40Х в условиях совместного действия циклического изгиба и статического кручения. *Проблемы прочности*. 1973. № 8. С. 114-116.

87. Пришляк И. Е., Дубленич Ю. В., Ивасив В. М. Влияние асимметрии цикла нагружения на кинетику усталостного повреждения материала бурильных труб. Укр.ГИПРОНИИнефть. *Разведка и бурение на нефть и газ тр.*, 1978. Вып. 22. С. 62-64.

88. Керимзаде А. С., Ахмедов Б. М., Аскеров Б. М.. Перспективы совершенствования расчета на циклическую прочность деталей нефтепромыслового оборудования. Баку: АЗИНМАШ. ОНТИ, Труды. Конструкторско-экспериментальные и научно-исследовательские работы в области нефтепромыслового оборудования и инструмента, 1965, вып. 3.

89. Северинчик Н. А., Лудчак Е.В. Защита от коррозии при асимметричном циклическом нагружении. *Коррозия и защита*. 1979. № 11.

90. Кудрявцев И. В., Тимонин В. М.. Усталостная прочность крупных резьбовых соединений при несимметричном изгибе. Прочность материалов и конструкций. К.: Наукова думка, 1975. С. 104-114.

91. Вандышев В. П. Сопротивление усталости при нестационарных режимах нагружения с пиковыми перегрузками и оценка повреждений: автореф. дисс. канд. тех. наук: спец. 01.02.06 "Динамика, прочность и надежность машин, приборов и аппаратов". Государственный научно-исследовательский институт машиноведения. Москва, 1973. 19 с.

92. Klesnil M., Lukas. Vpliv asimetričnyho cyklu na rozvoj v narovych trhlinaх. *Útržizensvi*. 1973, z.23, №1, P. 34-40.

93. Карпаш О. М., Івасів В. М., Вісков О. В. До визначення оптимальних періодів неруйнівного контролю бурильних труб. *Методи та прилади контролю якості*. 1997. № 1. С. 13-14.

94. Artym V. I., Faflei O. Y., Mykhailiuk V. V., Semenchuk F. 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. №1, vol.2. P. 47-57.

95. Івасів В. М. Методи та засоби управління бурильною колонною для забезпечення її надійності: автореф. дис. На здобуття наук. Ступеня д-ра техн. наук: спец. 05.05.12 ; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 1999. 31 с.

96. Круман Б. Б. Расчеты при эксплуатации скважин штанговыми насосами. М.: Недра. 1980. 319 с.
97. Vaisberg O. et al. Fatigue of Drillstring: State of the Art. Oil & Gas Science and Technology – Revue De L Institut Francais Du Petrole, 2002. Vol. 57. No.1. P.7-37.
98. David Roylance. Fatigue. Department of Materials Science and Engineering Massachusetts Institute of Technology Cambridge, 1 May 2001, 10p.
99. Nierenberg W. A., Peterson M. N. A. Drillstring Failure Analyses. National Science Foundation National Ocean Sediment: Technical report No.14. 1983. 177p.
100. Ленковський Т. М. Метод оцінювання циклічної тріщиностійкості сталей за поперечного зсуву: дис... канд. техн. наук: 01.02.04. Тернопіль, 2015. 145 с.
101. B. M. Salihu Stress analysis of drillstring threaded connections. Doctor of Philosophy. Cranfield University 2011. 346p.
102. Трубы бурильные. Руководство по эксплуатации. ООО «Научно-исследовательский институт разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб» 2019 г. 241с.
103. Lallia Belkacem, Nouredine Abdelbaki, Mohamed Gaceb, Elahmoun Bouali, Hedjaj Ahmed, Mourad Bettayeb. Tensile and Torsional Loads Stress Distribution Along the Drill String for Deep Wells. 2nd International Congress on Energy Efficiency and Energy Related Materials (ENEFM2014), Springer Proceedings in Energy, 2015. P. 567-580. DOI: 10.1007/978-3-319-16901-9_70.
104. Чудик І. І., Токарук В. В., Щуцький В. І. Удосконалений підхід до проектування і вибору конструкції бурильної колони з врахуванням енергоефективності. Молодий вчений. 2017. № 3. С. 764-769.
105. Микитишин С. И., Левицкий М. О. Методика исследования распространения усталостных трещин в призматических образцах при постоянном коэффициенте интенсивности напряжения. Методы и средства

оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Сб. научн. тр.: Киев: Наукова думка, 1980. С. 226-228.

106. Підвищення ресурсу штангової колони при видобутку парафіністих нафт: дис... канд. техн. наук: 05.05.12 / Копей Володимир Богданович; Івано-Франківський національний технічний ун-т нафти і газу. Івано-Франківськ, 2004. 175 арк.: іл. - арк. 158-167

107. Барышников А. И. Повышение прочности и долговечности замковых резьбовых соединений буровой колонны. Дис. доктора технических наук. М., 1998

108. Почтман Ю.М. Методы и модели многокритериальной оптимизации конструкций: учеб. Пособие. Дп.: ДГУ, 1984. 132 с.

109. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. изд., перераб. и доп. М.: Наука, 1976. 278 с.

110. Кривошеев И. А. Хохлова Ю. А., Завьялов Р. А. «Черный ящик» как основа решателя задач оптимизации ГТД. *Молодой ученый*. В 2 т. Т. 1. 2011. №10 (33). С. 76–81.

111. Дьячков Ю. А., Семёнов А. А., Генералова А. А. Прикладная оптимизация в проектировании колесных машин: Учебное пособие. М.: Мир науки, 2016. 210 с.

112. Дьячков Ю. А., Торопцев И. П. Моделирование технических систем. Лабораторный практикум. Пенза: ПГУ, 2012. 112 с.

113. ТМК різьби. Инстр. по експл..pdf. стр.13.

114. Биргер И. А., Шорр Б. Д., Йосилевич Г. Б. Расчеты на прочность деталей машин: справочник. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.

115. Доценко А.И., Буяновский И.А. Основы триботехники: Учебник. М.: Инфра-М, 2014.

116. Zhu Xiaohua, Zhang Zhi. 2017. Design of an ultra-high torque double shoulder drill-pipe tool joint for extended reach wells. *Natural Gas Industry*. В 4 374–381 (файл ‘1-S2.0).

117. Di Qin-feng, Chen Feng, Wang Wen-chang, Wang Ming-jie, Zhao Yu-dong, Yuan Peng-bin, Zhou Yong-qi. 2012 Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint. *Shiyou Xuebao /Acta Petrolei Sinica*. 33(5):871-877.

118. Yu Wang, Bairu Xia, Zhiqiao Wang, and Chong Chai. 2016. Model of a new joint thread for a drilling tool and its stress analysis used in a slim borehole. *Mechanical. Sciences*. 7, 189–200 (файл ms-1)

119. ТУ 26-12-775-90. Трубы бурильные утяжеленные. Технические условия, 2005. 51с.

120. Артим В. І., Фафлей О.Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з’єднань бурильних труб на їх напружено-деформований стан. *Розвідка та розробка нафти. і газ. родовищ*. 2017. № 4(65). С. 77-87.

121. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Аналіз сучасних конструкцій замкових з’єднань обважнених бурильних труб. *Нафтогазова енергетика*. 2017. № 2(28). С. 22-30.

122. Артим В. І., Фафлей О. Я., Михайлюк В. В., Дейнега Р. О. Дослідження напружено-деформованого стану двоопорних замкових з’єднань бурильних труб. *Молодий вчений*. 2017. №11 (51). С. 1043-1047.

123. Лачинян, Л. А. Резьбовое соединение бурильных труб: патент RU 2521123 С2 Российская Федерация: МПК (2006.01) E21B 17/042 №121505/03. <http://www.freepatent.ru/patents/2521123>

124. Mykhailiuk V. V., Artym V. I., Faflei O. Y., Deineha R. O., Yurych A. R. Improvement of the operational efficiency of double shoulder tool joint of drill collars. *East European Scientific Journal*. 2019. № 51(5). С. 40-48.

125. Solidworks. Retrieved from <http://help.solidworks.com>.

126. Крыжановский Е. И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин :дисс. докт. техн. наук: 05.05.12. Москва, 1990. 480 с.

127. Івасів В. М. Методи та засобиуправління бурильною колоною для забезпеченняїїнадійності: автореф. дис. на здобуття наук. ступенядокт. техн. наук : спец. 05.05.12. Івано-Франківськ, 1999. 31с.

128. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И. О малоцикловом усталостном разрушении бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1984. №12. С. 26 – 29.

129. Джафаров К. И., Симонянц Л. Е. Исследование закономерностей малоцикловой усталости бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1987. №11. С. 50 – 53.

130. Симонянц Л. Е., Джафаров К. И., Андрианов И. И. Влияние режима нагружения на усталостную прочность бурильных труб. *Азербайджанское нефтяное хозяйство*. 1985. №3, С. 51 – 54, 57.

131. Осип Г. С., Падавалов Ю. А., Папировский В. Л. Некоторые вопросы аварийности бурильных труб. Экспресс-информ. ВНИИОЭНГ. Сер. «Машинынефтяноеоборудование». 1984. Вып. 10. С. 12–15.

132. Schijve J. The accumulation of fatigue damage in aircraft materials and structures. AGARDograph. 1972. No. 157.

133. Артım В. І. Підвищення експлуатаційної надійності трубних і штангових колон для буріння та видобування нафти і газу: дис. докт. техн. наук: 05.05.12 «Машини нафтової та газової промисловості». Івано-Франківськ, 2010. 281 с.

134. 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.

135. Фафлей О. Я. Дослідження впливу асиметричного навантаження на кінетику втомних тріщин. *Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ.* 2018. № 1(66). С. 44-52.

136. Aoki M., Kiuchi A. Brittle fracture strength of notched round bar under axial load. *Adv. Fract. Res.: Proc. 6th Int. Conf. Fract., New Delhi, 1984. Vol. 2. Oxford etc.: Pergamon Press, 1984. P. 1439–1446.*

ДОДАТОК А – Список публікацій здобувача

Закордонні видання

1. Mykhailiuk V. V., Artym V. I., Faflei O. Y., Deineha R. O., Yurch A. R. Improvement of the operational efficiency of double shoulder tool joint of drill collars. *East European Scientific Journal*. 2019. № 51(5). С. 40-48.

Фахові видання України

2. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Дослідження впливу конструктивних елементів двоопорних замкових з'єднань бурильних труб на їх напружено-деформований стан. *Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ*. 2017. № 4(65). С. 77-87.

3. Артим В. І., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Аналіз сучасних конструкцій замкових з'єднань обважнених бурильних труб. *Нафтогаз. енергетика*. 2017. № 2(28). С. 22-30.

4. Фафлей О. Я. Дослідження впливу асиметричного навантаження на кінетику втомних тріщин. *Розвідка та розробка нафт. і газ. родовищ*. 2018. № 1(66). С. 44-52.

Патенти

5. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125921 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201800265 ; заявл. 09.01.2018 ; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. 4 с.

6. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125922 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201800266 ; заявл. 09.01.2018 ; опубл. 25.05.2018, Бюл. № 10. 4 с.

7. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 125915 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201713152 ; заявл. 29.12.2017 ; опубл. 11.06.2018, Бюл. № 11. 4 с.

8. Двоопорне замкове з'єднання бурильних труб : патент 137086 Україна : МПК E21B 17/042, E21B 17/02. № u 201907819 ; заявл. 10.07.2019 ; опубл. 25.09.2019, Бюл. № 18. 4 с.

Матеріали конференцій

9. Артим В. І., Фафлей О. Я., Семенчук А. В. Удосконалення методів розрахунку довговічності елементів бурильної колони при глибокому бурінні. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції *«Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій»* присвяченої 55-річчю заснування ТНТУ та 170 - річчю з дня народження Івана Пулюя, 19–21 травня 2015 р., Тернопіль, С. 66-68.

10. Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В. Кінцево-елементний аналіз двоопорних замкових з'єднань бурильних труб. Матеріали II Міжнародної науково-технічної інтернет-конференції *«Інноваційний розвиток гірничодобувної галузі»*. Кривий Ріг: ДВНЗ Криворізький національний університет, 2017. С. 313.

11. Фафлей О. Я., Фафлей І. Я., Харламов Б. В. Експериментальні дослідження впливу розтягуючого асиметричного навантаження на швидкість поширення втомних тріщин. Матеріали Міжнародної науково-технічної конференції *«Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні»*, секція *«системний аналіз і синтез процесів у металургії та машинобудуванні»*, 27 – 29 березня 2018 р. Дніпро, С.117-118.

12. Артим В. І., Фафлей О. Я., Петрик І. Я., Фафлей І. Я. Проектування двоопорних замкових з'єднань бурильних труб. Матеріали II Міжнародної науково-технічної конференції *«Машини, обладнання і матеріали для нарощування вітчизняного видобутку нафти і газу PGE – 2018»*, 24-27 квітня 2018р. Івано-Франківськ. С.182-185.

13. Артим В. І., Дейнега Р. О., Михайлюк В. В., Фафлей О. Я. Імітаційне моделювання двоопорного замкового з'єднання обважненої бурильної труби. Матеріали науково-практичного семінару *«Графічна освіта у закладах вищої освіти: стан та перспективи»*, 19-21 вересня 2018 р., м. Івано-Франківськ. С. 76-78.

14. Михайлюк В. В., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Юрич А. Р., Семенчук А. В. Аналіз способів зменшення впливу зносу та точності виготовлення двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб. Collection of scientific papers «ΛΟΓΟΣ» with Proceedings of the International Scientific and Practical Conference «*Problems and prospects of implementation of innovative research results*», December 13, 2019. Valletta, Republic of Malta: European Scientific Platform NGO. P. 58-64.

15. Михайлюк В. В., Фафлей О. Я., Дейнега Р. О., Юрич Л. Р., Семенчук А. В. Підвищення експлуатаційних характеристик замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб. Papers of participants of the International Multidisciplinary Scientific and Practical Conference «*The results of scientific mind's development: 2019*», Seoul (South Korea), December 22, 2019. P. 98-104.

**ДОДАТОК Б – Патенти на корисні моделі двоопорних замкових з'єднань
бурильних труб**









УКРАЇНА



ПАТЕНТ

НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

№ 137086

ДВООПОРНЕ ЗАМКОВЕ З'ЄДНАННЯ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі **25.09.2019.**

Заступник Міністра розвитку економіки, торгівлі та сільського господарства України

Д.О. Романович



ДОДАТОК В – Сертифікат якості

Дочернее предприятие «Завод утяжеленных бурильных и вдующих труб»
ул. Комарова, 2, г. Сумы, УКРАИНА,

Сертифікат качества № 2231

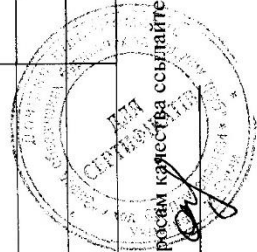
Дата выписки сертификата 15.05.2018 г.

Наименование продукции: образцы двухпорной резьбы

Обозначение	Заводской Номер	Длина, мм	Плавка №	Марка стали	Механические свойства					Соответствие чертежу		
					предел текучести, МПа	временное сопротивление, МПа	работа удара, КВ, Дж	относительное удлинение, %	НВ			
NC 50 со скосом 0,25 ° и канавкой 0,8 мм (ниппель)	02167	124,5	5901	45ХГМА	924	1011	60	61	24	304	306	соответствует
NC 50 со скосом 0,25 ° (ниппель)	08586	124,5	6901	45ХГМА	907	1026	76	74	19	304	307	соответствует
NC 50 с канавкой 0,8 мм (ниппель)	07175	124,5	6707	45ХГМА	918	1034	72	46	20	305	310	соответствует
NC 50 без скоса (муфта)	07175/1	124,67	6707	45ХГМА	918	1034	72	46	20	305	310	соответствует

При переписке по вопросам качества обращайтесь на заводской номер трубы

Начальник ОТК



ДОДАТОК Г – Акт випробування дослідного зразка

ЗАТВЕРДЖЕНО

Начальник ремонтно-виробничої бази
(Долинський підрозділ)

Бік Володимир Євгенович



(підпис)

(розшифровка підпису)

АКТ

випробувань дослідного зразка

ДВООПОРНЕ РІЗЬБОВЕ ЗАМКОВЕ З'ЄДНАННЯ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

Комісія у складі:

голови

Завідувач, професор кафедри будівництва,
доктор технічних наук

Артим Володимир Іванович

членів комісії:

Майстер електро-ремонтного цеху РВБ
Старший науковий співробітник НГЕіЕ
Асистент кафедри будівництва
Доцент кафедри нафтогазових
машин та обладнання
Асистент кафедри нафтогазових
машин та обладнання

Новак Мирослав Ігорович

Ногач Микола Миколайович

Фафлей Олег Ярославович

Михайлюк Василь Володимирович

Дейнега Руслан Олександрович

працювала з 23.07.2018 р. по 25.07.2018 р. над випробуванням двоопорного замкового
різьбового з'єднання обважнених бурильних труб з різьбою NC 50.

Випробування проведені на Бориславській центральній базі виробничого обслуговування
РВБ (Долинський підрозділ)

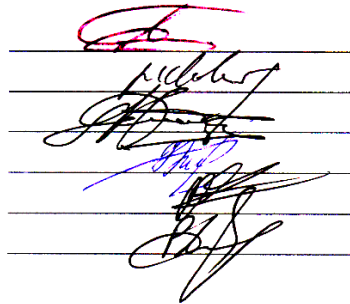
1. Мета випробувань: Перевірка роботоздатності конструкції двоопорного замкового
різьбового з'єднання ОБТ з різьбою NC 50.

2. Результати випробувань: Конструкція пройшла всі стадії випробувань згідно розроблених методик. Результати випробувань розробленої конструкції двоопорного замкового різьбового з'єднання підтверджують проведені теоретичні дослідження.

3. Висновки комісії: Конструкцію двоопорного різьбового замкового з'єднання обважнених бурильних труб пройшла випробування успішно та може бути рекомендована до впровадження на виробництві.

Голова комісії

Члени комісії:



В.І Артим

М.І. Новак

М.М. Ногач

О.Я Фафлей

В.В. Михайлюк

Р.О. Дейнега

ДОДАТОК Д – Акт про впровадження констукцій двоопорного замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб

“ЗАТВЕРДЖУЮ”

Заступник директора з виробництва

ДП "ЗАВОД ОБВАЖНЕНИХ
БУРИЛЬНИХ ТА ВЕДУЧИХ ТРУБ"



В.І. Моняков

_____ Вересня _____ 2019 р.

АКТ

про впровадження конструкції двоопорного замкового різьбового з'єднання
обважнених бурильних труб

Розроблені та запатентовані конструкції двоопорних замкових різьбових з'єднань (№125921; №125922; №126215) обважнених бурильних труб впроваджені у виробництво у дочірньому підприємстві "ЗАВОД ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТА ВЕДУЧИХ ТРУБ".

Розробники:

доктор технічних наук, професор

_____ В. І. Артим

канд. техн. наук, доцент кафедри

нафтогазових машин та обладнання

_____ В.В. Михайлюк

асистент кафедри нафтогазових

машин та обладнання

_____ Р.О. Дейнега

асистент кафедри будівництва

_____ О.Я. Фафлей

**ДОДАТОК Е – Акт про впровадження методики визначення
рекомендованого та максимального моменту згвинчування для
двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб**

“ЗАТВЕРДЖУЮ”



Заступник директора з виробництва
ДП "ЗАВОД ОБВАЖНЕНИХ
БУРИЛЬНИХ ТА ВЕДУЧИХ ТРУБ"

В.І. Моняков

„ 10 ” Вересня 2019 р.

АКТ

про впровадження методики визначення рекомендованого та максимального
моменту згвинчування для двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених
бурильних труб

Розроблена методика визначення рекомендованого та максимального
моменту згвинчування для двоопорних замкових різьбових з'єднань обважнених
бурильних труб використовується дочірнім підприємством "ЗАВОД
ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТА ВЕДУЧИХ ТРУБ".

Розробники:

доктор технічних наук, професор

_____ В. І. Артим

канд. техн. наук, доцент кафедри
нафтогазових машин та обладнання

_____ В.В. Михайлюк

асистент кафедри нафтогазових
машин та обладнання

_____ Р.О. Дейнега

асистент кафедри будівництва

_____ О.Я. Фафлей

ДОДАТОК Ж – Інструкція з розрахунку моментів згвичування двоопорних різьбових з'єднань обважнених бурильних труб

“ЗАТВЕРДЖУЮ”



Заступник директора з виробництва
ДП "ЗАВОД ОБВАЖНЕНИХ
БУРИЛЬНИХ ТА ВЕДУЧИХ ТРУБ"
В.І. Моняков
" 10 " вересня 2019 р.

ІНСТРУКЦІЯ З РОЗРАХУНКУ МОМЕНТІВ ЗГВИНЧУВАННЯ ДВООПОРНИХ ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ (керівний документ)



Проректор з наукової
роботи ІФНТУНГ
І. І. Чудик
" " 201__ р.

Інструкцію склали:
Артим В.І., Дейнега Р.О.,
Фафлей О.Я., Михайлюк В.В.

Івано-Франківськ
2019

З М І С Т

ВСТУП	159
1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ.....	160
2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ, ПОНЯТТЯ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ.....	161
3 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ ДВООПОРНИХ ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ	164
4 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ	167
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	171

ВСТУП

Різьбові з'єднання – відповідальні вузли, які визначають міцність і надійність всієї конструкції колони бурильних труб. Прикладання недостатнього моменту згвинчування або перезатягування різьбового з'єднання призведе до його руйнування.

У світовій практиці під час спорудження свердловин використовують стандарт API 7G -2 – настанови щодо проектування і режимів експлуатації елементів бурової колони [1]. Проте, сьогодні широкого розповсюдження набувають двоопорні різьбові замкові з'єднання бурильних труб, які мають конструктивні відмінності від одноопорних з'єднань. Відповідно неможливим стає використання існуючих методик [1] розрахунку моментів.

У цій інструкції наведено методичку та приклад розрахунку рекомендованого і максимального моментів для двоопорних різьбових з'єднань об'єднаних бурильних труб, основу на методиці, вказаній у [1].

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

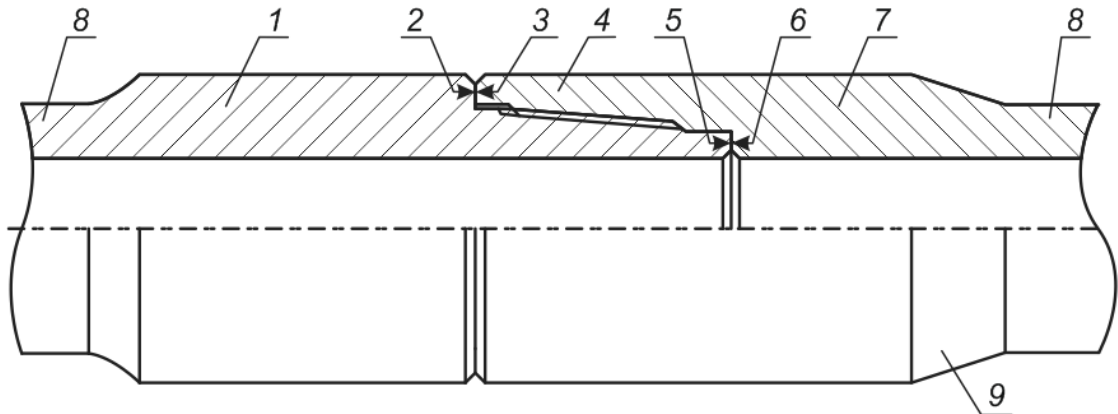
1.1 Інструкція призначена для виконання розрахунку моментів згвинчування двоопорних замкових з'єднань обважнених бурильних труб.

1.2 Розрахунки повинні виконуватись перед спуском обважнених бурильних труб у свердловину.

1.3 В інструкції наведені основні технічні дані про двоопорні замкові різьбові з'єднання обважнених бурильних труб, стандарт який регламентує їх розміри, теоретичні положення розрахунку рекомендованого і максимального моментів згвинчування двоопорних замкових різьбових з'єднань та приклад розрахунку.

2 ТЕРМІНИ, ВИЗНАЧЕННЯ, ПОНЯТТЯ, ПОЗНАЧЕННЯ ТА СКОРОЧЕННЯ

2.1 Найменування конструктивних елементів двоопорного замкового різьбового з'єднання наведені на рис. 2.1.



1 – ніпель; 2 – опорний уступ ніпеля; 3 – опорний торець муфти;
 4 – замкова різьба; 5 – опорний торець ніпеля; 6 – опорний уступ муфти;
 7 – муфта; 8 – хвостовики ніпеля і муфти; 9 – конічний заплечник під елеватор; 10 – розпізнавальний пояс

Рисунок 2.1 – Схема двоопорного замкового з'єднання

2.2 В цій інструкції використовуються наступні стандарти:

2.2.1 ГОСТ 28487-90 [2];

2.2.2 ТУ 26-12-775-90 [3].

У таблиці 2.1 наведено розмірності параметрів, що використовуються під час розрахунку, згідно API та у системі SI.

Таблиця 2.1– Параметри, що використовуються при розрахунку з'єднання

Параметр	Позначення	Розмірність	
		згідно API	у системі СІ
Навантаження на розтяг	P	lbs	Н
Границя текучості матеріалу	Y_m	psi	Па
Площа поперечного перерізу з'єднання	A	sq. in	м ²
Рекомендований момент згвинчування	T	ft-lbs	Н· м
Допустиме напруження в з'єднанні	S	psi	Па
Крок різьби	p	in	м
Коефіцієнт тертя	f	–	-
Середній радіус контактної поверхні торців "муфта-ніпель"	R_s	in	м
Середній радіус різьби	R_t	in	м
Середній радіус контактної поверхні додаткових торців "муфта-ніпель"	R_{s1}	in	м
Половина кута профілю різьби	θ	°	°
Довжина конуса ніпеля	Lpc	in	м
Середній діаметр різьби у основній площині	C	in	м
Конусність різьби	tpr	in/ft	–
Зовнішній діаметр з'єднання	OD	in	м
Діаметр циліндричної проточки	Qc	in	м
Внутрішній діаметр з'єднання	ID	in	м
Зовнішній діаметр додаткового упорного торця ніпеля	QN	in	м
Діаметр розвантажувальної канавки	DRG	in	м
Висота вихідного трикутника різьби	H	in	м
Зріз западини різьби	Srs	in	м

На рис. 2.2 наведено розрахункову схему двоопорного замкового з'єднання обважнених бурильних труб.

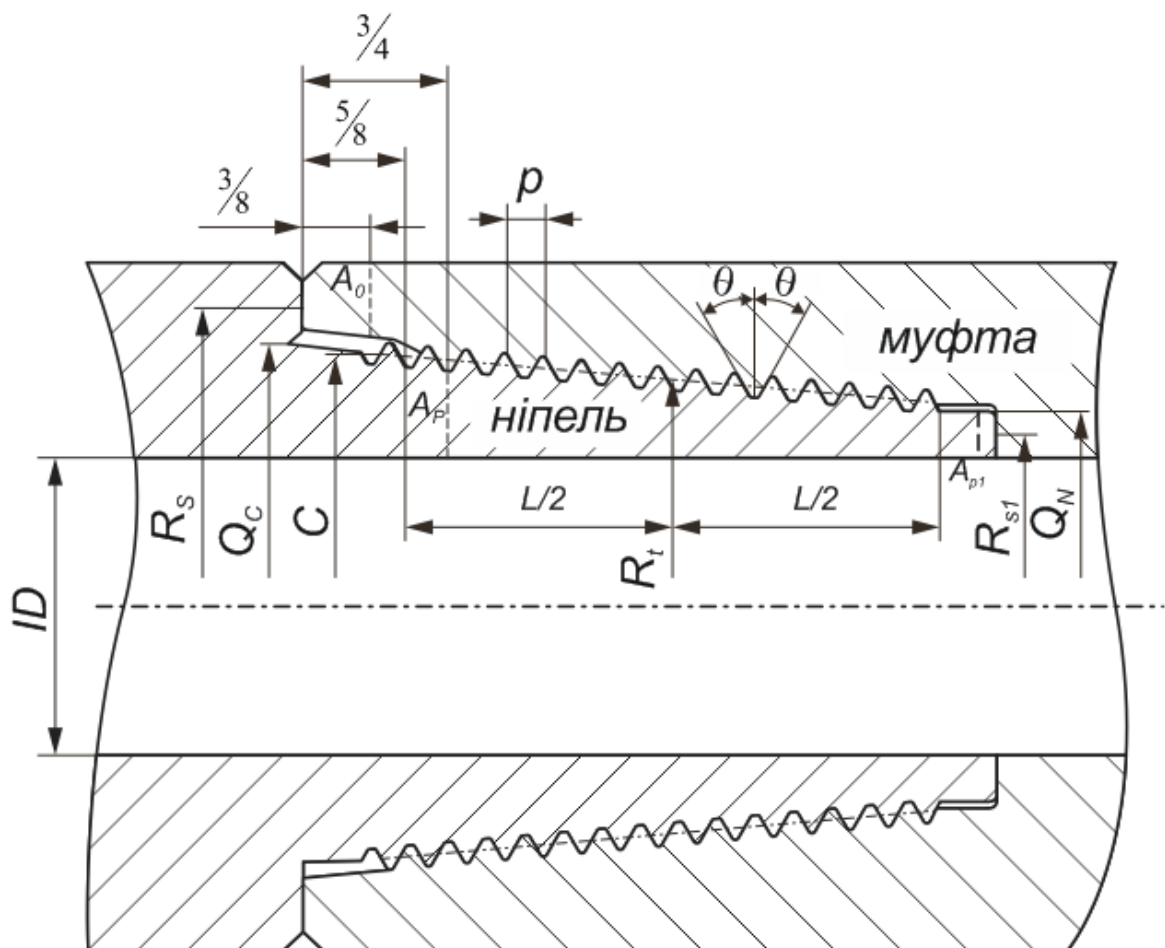


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема двоопорного з'єднання

3 ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ РОЗРАХУНКУ МОМЕНТУ ЗГВИНЧУВАННЯ ДВООПОРНИХ ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБВАЖНЕНИХ БУРИЛЬНИХ ТРУБ

Допустиме навантаження на розтяг визначається за формулою:

$$P = Y_m \times A, \quad (1)$$

де Y_m – границя текучості матеріалу, psi;

A – площа поперечного перерізу з'єднання, sq. in.

Рекомендований момент згвинчування T (ft-lbs) двоопорного замкового різьбового з'єднання визначається за формулою:

– за наявності розвантажувальної канавки:

$$T = \frac{SA}{12} p \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA}{12} p^1 \cdot R_{s1} f_1 \quad (2)$$

Для розрахунку Ap використовуємо формулу (9).

– за відсутності розвантажувальної канавки:

$$T = \frac{SA}{12} p \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA}{12} p^1 \cdot R_{s1} f_1 \quad (3)$$

Для розрахунку Ap використовуємо формулу (8).

– розрахунок по площі муфти:

$$T = \frac{SA}{12} b \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA}{12} p^1 \cdot R_{s1} f_1 \quad (4)$$

Для розрахунку A_b використовуємо формулу (11).

де S – допустиме напруження, що виникає у з'єднанні, psi

$(S = \frac{Y}{k})$, де k – коефіцієнт запасу міцності для двоопорного замкового

з'єднання обважнених бурильних труб ($k=1,5$ – для роторного способу буріння; $k=1,4$ – для буріння за допомогою вибійних двигунів);

p – крок різьби, in;

f – коефіцієнт тертя на бічних поверхнях витків різьби й основному опорному торці ніпеля та муфти, $f=0,08\dots0\dots0,10$;

f_1 – коефіцієнт тертя на додатковому опорному торці ніпеля та муфти, $f=0,08\dots0,15$ (з урахуванням підвищення контактного тиску) [4, 5].

Θ – половина кута профілю різьби, °;

R_s – середній радіус контактної поверхні основної опори (опорного уступу ніпеля та опорного торця муфти), in;

R_t – середній радіус різьби, in:

$$R_t = \frac{C + \left[C - \left(L_{pc} - 0.625 \right) \times tpr \times \frac{1}{12} \right]}{4} \quad (5)$$

де L_{pc} – довжина конуса ніпеля, in;

C – середній діаметр різьби в основній площині, in;

tpr – конусність різьби, in/ft;

$$R_s = 1/4 (OD + Q_c) \quad (6)$$

$$R_{s1} = 1/4 (ID + Q_N) \quad (7)$$

де OD – зовнішній діаметр з'єднання, in;

Q_c – діаметр циліндричної проточки, in,

ID – внутрішній діаметр з'єднання, in;

Q_N – зовнішній діаметр додаткової опори (опорного торця ніпеля), in.

A – площа поперечного перерізу A_b (муфти) або A_p (ніпеля) (у розрахунках приймається менше значення A_b або A_p), sq. in,

де

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(C - B)^2 - ID^2 \right] \text{— без розвантажувальної канавки,} \quad (8)$$

або

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[D_{RG}^2 - ID^2 \right] \text{— с розвантажувальною канавкою} \quad (9)$$

де D_{RG} — діаметр розвантажувальної канавки, in.

$$B = 2 \left(\frac{H}{2} - S_{rs} \right) + tpr \times \frac{1}{8} \times \frac{1}{12} \quad (10)$$

H — висота вихідного трикутника різьба, in,

S_{rs} — зріз западини різьби, in,

$$A_b = \frac{\pi}{4} \left[OD^2 - (Q_c - E)^2 \right] \quad (11)$$

де $E = tpr x^{3/8} \times x^{1/12}$

Площа поперечного перерізу додаткової опори (опорного торця ніпеля), sq. in

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[Q_N^2 - ID^2 \right] \quad (12)$$

Для розрахунку максимального моменту T_y (ft-lbs) згвинчування двоопорного з'єднання використовується наступна формула:

$$T_y = \frac{Y_m A_p}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{Y_m A_{p1}}{12} \cdot R_{s1} f_1 \quad (13)$$

4 ПРИКЛАД РОЗРАХУНКУ

Для розрахунку вибрано двоопорне з'єднання з типом різьби NC 50 (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 – Вихідні дані

Параметр	SI		API	
	OD	0,165	м	6,500
ID	0,0762	м	3,000	in
Lpc	0,1246	м	4,908	In
Qc	0,1349	м	5,313	In
tpr	2		2,000	in/ft
C	0,128	м	5,042	In
H	0,005487	м	0,216	in
Srs	0,000965	м	0,038	in
f	0,08		0,08	
S	612	МПа	88763	psi
P	0,00635	м	0,250	in
cosΘ (cos30°)	0,866		0,866	
Dsrg	0,12045	м	4,74212	in

Таблиця 5.1 – Вхідні змінні величини дані для розрахунку

Змінні величини			Двоопорне з'єднання
Позначення	Найменування	Розмірність	
k	Коефіцієнт запасу міцності	–	1,5
Y_m	Границя текучості матеріалу	psi (МПа)	133144(918)
S	Рекомендована величина напружень, що допускається в з'єднанні $S = \frac{Y_m}{k}$	psi (МПа)	88763(612)
f	Коефіцієнт тертя*	–	0,08...0,1...0,15

* Величину коефіцієнту тертя рекомендовано приймати:

- для основного опорного торця рівною 0,08;
- для додаткового опорного торця рівною 0,1.

Рекомендований момент згвинчування двоопорного замкового різьбового з'єднання визначається за формулою:

– з розвантажувальною канавкою:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{SA}{12} p \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA}{12} p l \cdot R_{s1} f_1 = \\
 &= \frac{88763 \cdot 10,588}{12} \left(\frac{0,250}{2 \cdot 3,14} + \frac{2,342 \cdot 0,08}{0,866} + 2,953 \cdot 0,08 \right) + \\
 &+ \frac{88763 \cdot 6,285}{12} \cdot 1,781 \cdot 0,15 = 50984,39 \text{ft} \cdot \text{lbs} = 69,13 \text{kH} \cdot \text{м},
 \end{aligned}$$

– без розвантажувальної канавки:

$$\begin{aligned}
 T &= \frac{SA}{12} p \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{SA}{12} p l \cdot R_{s1} f_1 = \\
 &= \frac{88763 \cdot 11,642}{12} \left(\frac{0,250}{2 \cdot 3,14} + \frac{2,342 \cdot 0,08}{0,866} + 2,953 \cdot 0,08 \right) + \\
 &+ \frac{88763 \cdot 6,285}{12} \cdot 1,781 \cdot 0,15 = 54823,34 \text{ft} \cdot \text{lbs} = 74,33 \text{kH} \cdot \text{м},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 R_t &= \frac{C + \left[C - \left(L_{pc} - 0.625 \right) \times tpr \times \frac{1}{12} \right]}{4} = \\
 &= \frac{5,042 + \left[5,042 - \left(4,908 - 0.625 \right) \times 2 \times \frac{1}{12} \right]}{4} = 2,342 \text{in},
 \end{aligned}$$

$$R_s = 1/4 (OD + Q_c) = 1/4 (6,500 + 5,313) = 2,953, \text{ in}$$

$$R_{s1} = 1/4 (ID + Q_N) = 1/4 (3,000 + 4,124) = 1,781, \text{ in}$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(C - B)^2 - ID^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[(5,042 - 0,1608)^2 - 3,000^2 \right] = 11,642 \text{ in}$$

– без розвантажувальної канавки,

або

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[D_{RG}^2 - ID^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[4,742^2 - 3,000^2 \right] = 10,588 \text{ in}$$

– з розвантажувальною канавкою

$$B = 2 \left(\frac{H}{2} - S_{rs} \right) + tpr \times \frac{1}{8} \times \frac{1}{12} = 2 \left(\frac{0,216}{2} - 0,038 \right) + 2,000 \times \frac{1}{8} \times \frac{1}{12} = 0,161$$

$$A_b = \frac{\pi}{4} \left[OD^2 - (Q_c - E)^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[6,500^2 - \left(5,313 - \frac{2,000 \times 3}{96} \right)^2 \right] = 11,535 \text{ in}$$

Площа поперечного перерізу додаткового торця ніпеля, sq. In

$$A_{p1} = \frac{\pi}{4} \left[Q_N^2 - ID^2 \right] = \frac{3,14}{4} \left[4,124^2 - 3,000^2 \right] = 6,285 \text{ in},$$

Для розрахунку максимального моменту згинчування двоопорного з'єднання використаємо наступну формулу:

$$T_y = \frac{Y_m A_p}{12} \left(\frac{p}{2\pi} + \frac{R_t f}{\cos \theta} + R_s f \right) + \frac{Y_m A_{p1}}{12} \cdot R_{s1} f_1$$

Результати проведеного розрахунку наведені у таблиці 5.2 при різних граничних величинах коефіцієнту тертя на основному та додатковому опорних торцях.

Таблиця 5.2 - Результати розрахунку

Змінні величини		Моментизгвинчування з'єднання, кН·м	
позначення	параметри	з	без
		розвантажувальною канавкою	розвантажувальної канавки
Т рекомендований	$f=0,08; f_1=0,08$	61,27	66,47
Т максимальний	$S = 88763 \text{ psi}$ (612 МПа)	91,91	99,71
Т рекомендований	$f=0,08; f_1=0,15$	69,13	74,34
Т максимальний	$S = 88763 \text{ psi}$ (612 МПа)	103,69	111,51

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. API- 7G-2. Recommended Practice for Drill Stem Design and Operating Limits. –2003. – 30р.
- 2.ГОСТ 28487-90. Резьба коническая замковая для элементов бурильных колонн. Профиль, размеры, технические требования, 1996, 13 ст.
- 3.ТУ 26-12-775-90. Трубы бурильные утяжеленные. Технические условия, 2005. – 51с.
4. http://tribology.site/index/trenie_skozhenija/0-18
- 5.Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения /И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. - М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.