

На правах рукопису

Джус Андрій Петрович

УДК 622.24.053

**ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ІНДИКАТОРАМИ ВТОМИ**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

Дисертація

на здобуття наукового ступеня

кандидата технічних наук

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом.
Вчений секретар спеціалізованої вченої ради Д 20.057.04
6.04.2011р.

Пилипів М.В.
Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор

Лисканич М.В.

Івано-Франківськ – 2011



d 400

ЗМІСТ

ВСТУП 5

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ 10

- 1.1. Умови роботи бурильної колони.....10
- 1.2. Аналіз аварійності бурильних колон14
- 1.3. Аналіз методів індикації накопичення втомних пошкоджень.....20
- 1.4. Методи оцінки навантаженості елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах24
- 1.5. Висновки до розділу 1.....33

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕЛІ НАПРУЖЕНО- ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ 34

- 2.1. Навантаженість індикаторів втоми та їх напружений стан в згвинченому замковому різьбовому з'єднанні.....34
- 2.2. Оцінка впливу умов монтажу індикаторів в замкових різьбових з'єднаннях на рівень сприйняття ними навантажень.....47
- 2.3. Оцінка впливу конструктивних особливостей індикаторів на їх напружений стан в зоні концентратора.....53
- 2.4. Висновки до розділу 2.....58

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ В ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ 60

- 3.1. Дослідження напруженого стану моделей індикаторів під час монтажу різьбових з'єднань..... 60
- 3.2. Дослідження впливу зовнішніх навантажень на напружений

стан моделей індикаторів.....	78
3.3. Експериментальна оцінка адекватності математичної моделі індикаторів та досліджуваного в них напруженого стану.....	85
3.4. Висновки до розділу 3.....	99

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ БЕЗ ЇХ ЗАКРІПЛЕННЯ У ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ 102

4.1. Вплив асиметрії навантаження на характеристики втомного руйнування замкових різьбових з'єднань з індикаторами втоми.....	102
4.2. Обґрунтування методики випробування на втому індикаторів без їх закріплення в контрольованих різьбових з'єднаннях бурильної колони.....	112
4.3. Дослідження втомних характеристик індикаторів втоми для замкових різьбових з'єднань.....	121
4.4. Висновки до розділу 4.....	129

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА НАВАНТАЖЕНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ..... 131

5.1. Аналітична оцінка навантаженості елементів низу бурильної колони в експлуатаційних умовах.....	131
5.2. Методика використання індикаторів втоми з метою пришвидшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень.....	139
5.3. Експериментально-промислова перевірка результатів досліджень.....	148
5.4. Висновки до розділу 5.....	157

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	158
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	161
ДОДАТКИ.....	176

ВСТУП

Актуальність теми. Проблеми, пов'язані з надійною експлуатацією бурильних колон у процесі спорудження свердловин, зумовлені постійним збільшенням глибин та ускладненням умов їх проведення. Важливе значення в ринкових умовах мають також економічні показники, які змушують виробників до раціонального використання наявних матеріальних ресурсів. Ефективним резервом зменшення матеріальних витрат у процесі буріння свердловин є раціональна експлуатація бурильної колони, що забезпечує, з одного боку, безаварійну її роботу, а, з іншого, – найповніше використання закладеного в її конструкцію ресурсу. Проблема забезпечення надійної експлуатації бурильної колони залишається актуальною, оскільки показники надійності суттєво залежать не лише від конструкції і технології виготовлення елементів колони, але й від діючих навантажень. Рівень навантажень, що діють на елементи бурильної колони у свердловині, визначається станом стовбура свердловини, інтенсивністю його викривлення, властивостями пробурюваних порід, режимом буріння тощо. Особливої актуальності проблема набуває в складних геологічних та технічних умовах буріння. Окремим випадком може бути проходження елементами низу бурильної колони ділянок викривлення свердловин.

Здійснення прогностичної оцінки довговічності бурильної колони безпосередньо пов'язане з визначенням кількісних характеристик експлуатаційного навантаження на різьбові з'єднання при бурінні свердловини. Раціональним способом вирішення цієї проблеми є розроблення технічних засобів – індикаторів втоми – та методики їх застосування.

Таким чином, обґрунтування методики та розроблення засобів для оцінювання навантаженості елементів низу бурильної колони з метою прогнозування їх довговічності є актуальним завданням, а його розв'язання забезпечить безаварійну роботу колони з більш повним використанням закладеного у ній ресурсу.

Мета і задачі дослідження. Мета дисертаційної роботи полягає у забезпеченні надійної експлуатації різьбових з'єднань бурильних труб в складних геологічних і технічних умовах буріння нафтових і газових свердловин шляхом оцінки їх навантаженості і прогнозування довговічності за допомогою індикаторів втоми.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Створити комп'ютерну модель контактуючих з ніпелем замкового різьбового з'єднання індикаторів для оцінки їх напружено-деформованого стану.

2. Уточнити залежності впливу конструктивних параметрів та умов кріплення індикаторів у різьбовому з'єднанні на їх напружено-деформований стан під дією зовнішніх силових чинників.

3. Розробити різьбові з'єднання обважнених бурильних труб з удосконаленими конструкціями індикаторів втоми.

4. Обґрунтувати методику визначення параметрів кривих втоми індикаторів під час їх випробовування за умов, що відповідають закріпленню у відповідних замкових різьбових з'єднаннях.

5. Розробити методику пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб і прогнозування їх довговічності в конкретних умовах проводки свердловини за допомогою індикаторів втоми.

6. Здійснити експериментально-промислову перевірку результатів досліджень.

Об'єктом досліджень є різьбові з'єднання бурильної колони, що містять індикатори втоми.

Предметом досліджень є напружено-деформований стан індикаторів замкових різьбових з'єднань та особливості накопичення в них втомних пошкоджень.

Методи досліджень. При розроблянні комп'ютерної моделі індикатора втоми різьбових з'єднань бурильної колони застосовано методи диференціального та інтегрального числення, а також методи математичного моделювання, які реалізовані у пакетах прикладних програм. У дослідженнях напруженого

стану індикаторів застосовано методи і положення теорії тонких циліндричних оболонок та теорії лінійної механіки руйнування. Для підтвердження адекватності отриманих результатів на стендових установках та в експлуатаційних умовах застосовано експериментальні методи.

Положення, що виносяться на захист:

1. Оцінка напружено-деформованого стану індикатора у залежності від його конструктивних особливостей, умов монтажу в контрольованому замковому різьбовому з'єднанні та рівня навантаженості бурильної колони з використанням програмних продуктів на базі методу скінченних елементів.

2. Особливості оцінки навантаженості замкових різьбових з'єднань бурильної колони і прогнозування їх довговічності за допомогою індикаторів втомних у процесі буріння нафтових і газових свердловин.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень одержано такі основні наукові результати:

- вперше розроблено тривимірну комп'ютерну модель індикатора для моделювання впливу конструктивних особливостей індикатора на його напружено-деформований стан у залежності від умов згвинчування та навантажування замкових різьбових з'єднань;

- дістала подальший розвиток методика оцінки закономірностей контактної взаємодії пари індикатор – ніпель різьбового з'єднання, що уможливило встановлення умов стабілізації номінальних напружень в індикаторі на рівні напружень у небезпечному перерізі замкового різьбового з'єднання;

- встановлено закономірності впливу рівня асиметрії навантаження на процес накопичення втомних пошкоджень індикаторів, що дозволило обґрунтувати методику проведення їх втомних випробувань у стендових умовах без замкового різьбового з'єднання;

- обґрунтовано метод пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань бурильних труб у промислових умовах і прогнозування їх довговічності за допомогою індикаторів.

Практичне значення отриманих результатів:

– розроблено удосконалену конструкцію індикаторів втоми для замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб діаметром 146, 178, 203 мм та визначені їх втомні характеристики;

– розроблено обладнання для проведення втомних випробувань індикаторів втоми без їх закріплення в замкових різьбових з'єднаннях, що дало змогу мінімізувати затрати на визначення їх втомних характеристик;

– розроблено методику пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб у промислових умовах та прогнозування їх довговічності за допомогою індикаторів втоми, що забезпечило швидкість контролю ступеня їх втомного пошкодження.

Особистий внесок здобувача:

– проведено аналіз методів визначення експлуатаційних навантажень на елементи низу бурильної колони [73];

– досліджено вплив параметрів зони контакту індикатора втоми з ніпелем різьбового з'єднання на напружений стан індикатора [63, 66];

– запропоновано методику визначення геометричних параметрів концентратора напружень індикаторів втоми [62, 67];

– удосконалено математичну модель індикатора втоми різьбового з'єднання на ділянках контакту з контрольованим елементом [68];

– розроблено конструкцію різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми, виконаний з урахуванням удосконалень математичної моделі [90];

– здійснено експериментальну перевірку достовірності результатів теоретичних досліджень напружено-деформованого стану індикаторів втоми [70];

– досліджено вплив асиметрії навантаження на характеристики втомного руйнування індикаторів втоми [27];

– запропоновано методику визначення експлуатаційних навантажень з метою прогнозування ресурсу роботи низу бурильної колони [26, 69].

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на: науково-технічній конференції професорсько-

викладацького складу ІФНТУНГ (Івано-Франківськ, 2001 р.); II міжнародній науково-практичній конференції “Динаміка наукових досліджень 2003” (Дніпропетровськ, 2003 р.); II міжнародній науковій конференції “Сучасні проблеми механіки та математики” (Львів, 2008 р.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 11 наукових публікаціях, з яких 7 – статті у фахових виданнях України.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, додатків, списку використаних літературних джерел. Повний обсяг дисертації складає 197 сторінок, у тому числі 66 рисунків та 2 таблиці у тексті, 24 рисунки окремо на 19 сторінках, 139 найменувань використаних літературних джерел на 15 сторінках, 2 додатки на 22 сторінках.

РОЗДІЛ 1

ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

1.1. Умови роботи бурильної колони

Бурильна колона за умовами і характером роботи є відновлюваною механіко-гідравлічною системою з послідовним з'єднанням елементів, відмова кожного з яких призводить до відмови всієї системи, а в ряді випадків і до аварійної ситуації. Аварії з різними елементами бурильної колони пов'язані із значною втратою виробничого часу в бурінні, тому ефективність процесу буріння нафтових і газових свердловин у великій мірі залежить від надійності її роботи [54].

Основна функція бурильної колони – передача енергії від джерела до долота з метою руйнування гірської породи. У процесі роторного буріння вона передає долоту механічну енергію обертання ротора, при турбінному бурінні підводить гідравлічну енергію бурових насосів турбобура, який перетворює її в механічну енергію обертання долота, при електробурінні енергія підводиться до електробура, що монтується в нижній частині колони і перетворюється в механічну енергію обертання долота. Бурильна колона виконує також ряд важливих функцій: забезпечує подачу бурового розчину на вибій свердловини, створює осьове навантаження на долото, сприймає реактивний момент вибійного двигуна, передає крутний момент долоту, служить для підвіски вибійних двигунів [88].

Бурильна колона впливає на характер взаємодії долота із вибоєм свердловини і тим самим на механіку руйнування породи. Ускладнення умов буріння, пов'язане з гірничо-геологічними особливостями, збільшенням глибини свердловини обумовлюють ряд вимог до бурильної колони, забезпечення яких пов'язане з фізико-механічними особливостями матеріалу труб, конструкцією їх з'єднань, а також технологією виготовлення [92].

Надійність бурильної колони залежить від різноманітності і складності діючих навантажень, якісна і кількісна оцінка яких вимагає теоретичних і експериментальних досліджень. Деякі із навантажень, як постійні, так і змінні, пов'язані з обертанням колони, вивчені достатньо повно. Але різноманітність змінних і динамічних навантажень, особливо в передвибійній зоні, у багатьох випадках призводить до невизначеності оцінки діючих навантажень, що ускладнює вибір режимних параметрів для руйнування гірських порід [122].

Бурильна колона складається з ряду рознімних і нерознімних ланок, число яких збільшується по мірі поглиблення вибою. Ланки, що виконують однакові функції, називаються елементами бурильної колони. Зазвичай бурильна колона складається із обважнених труб, встановлюваних безпосередньо над долотом чи турбобуром (електробуром), зібраних у свічки бурильних труб, число яких визначається глибиною свердловини, ведучої труби, яка міститься в верхній частині бурильної колони, і перехідників, число яких і місце знаходження залежить від різноманітності застосовуваних різьб і частоти їх чергування в колоні.

Умови, в яких працюють елементи бурильної колони при бурінні свердловин різними способами, різко відрізняються одні від одних. Найважчі умови для роботи бурильної колони створюються при роторному бурінні [2]. У такому випадку бурильна колона, що з'єднує долото з механізмами приводу, встановленими на поверхні, є пустотілим приводним валом великої довжини при обмежених поперечних розмірах, який працює без проміжних опор. Цей вал передає енергію, необхідну долоту для ефективного руйнування розбурюваних порід і на подолання опору тертя колони в рідині зі стінкою свердловини. При цьому вал знаходиться в складному напруженому стані від дії різноманітних навантажень, які за природою є статичними і динамічними, а за характером постійними і змінними. При роторному бурінні на колону діють наступні навантаження [54]:

1) осьове зусилля розтягу від власної ваги колони і перепаду тиску на долоті; додаткові зусилля розтягу при роботах, пов'язаних з ліквідацією аварій;

- 2) осьове зусилля стиску, створюване частиною ваги колони і гідростатичним тиском;
- 3) зусилля згину, що виникають на викривлених ділянках свердловини, а також при згині колони в процесі її обертання;
- 4) крутний момент, необхідний для обертання колони;
- 5) гідравлічний тиск бурового розчину;
- 6) сила тертя бурильної колони по стінці свердловини;
- 7) динамічні зусилля при спуско-підймальних операціях;
- 8) динамічні зусилля, що виникають при перекочуванні шарошок долота по рельєфному вибою;
- 9) додаткові осьові навантаження при затяжках і посадках колони;
- 10) осьові і поперечні навантаження, що виникають при бурінні з плавучих засобів.

За літературними даними [2] найбільші напруження в колоні виникають саме при роторному способі буріння. Під дією крутного моменту бурильна колона приймає форму просторової спіралі. Так як величини осьових навантажень і сил опору при руйнуванні породи на вибої нестали, крутний момент також змінюється. Колона при бурінні міняє свою довжину: скорочується при підвищенні крутного моменту в результаті скручування труб і приймає початкову довжину при його пониженні. Іншими словами, колона володіє властивістю автоматичного реверсування, долото при збільшенні крутного моменту в результаті скорочення довжини колони від скручування втрачає контакт з вибоєм і потім, внаслідок зменшення крутного моменту, розкручуючись, опускається на вибій. Таким чином, бурильну колону можна розглядати як довгу пружину, що має великий крок і підкоряється законам її деформації.

Хоча бурильна колона, на перший погляд, є простим механізмом, але в результаті складності визначення дійсних навантажень, що діють на окремі її ділянки як вала зі значним співвідношенням довжини і діаметру, неможливо визначити напруження вздовж колони з достатньою точністю [21]. У більшості

випадків поломки бурильних труб є наслідком втоми металу, викликаного дією змінних навантажень [82].

Відсутність тривалого обертання і пов'язаних з ним змінних напружень при бурінні вибійними двигунами значно полегшує умови роботи бурильної колони і, як наслідок, має місце різке скорочення поломок її елементів [123]. Але і при цих способах буріння виникають поздовжні коливання колони внаслідок перекочування зубців шарошок долота, особливо при розбурюванні міцних порід, а також у результаті пульсації тиску промивальної рідини від роботи поршневого насоса. Ці вібрації викликають в колоні змінні напруження і, відповідно, призводять до втомного руйнування труб [114].

Напруження розтягу досягають найбільших значень при динамічних навантаженнях (різке гальмування, посадка з ударом колони на ротор, різкий початок підйому колони тощо).

На руйнування деталей від втоми матеріалу великий вплив має корозійне середовище (промивальна рідина).

Вивченню умов роботи нарізних труб нафтового сортаменту, характеру і причин відмов елементів трубних колон, розробці нових конструкцій труб присвячено багато праць вітчизняних та зарубіжних вчених, [39, 41, 45, 48, 75, 91, 92, 110, 121]. Найвідоміші роботи С. Ф. Білика, Ю. В. Дубленича, В. М. Івасіва, Б. В. Копея, Є. І. Крижанівського, М. В. Лисканича, Д. Ю. Мочернюка, Г. М. Саркісова, О. Є. Сарояна, Б. О. Чернова, Н. Д. Щербюка, М. Я. Янишівського та ін.

Більшість дослідників вказують, що відмови труб та інших елементів від дії статичних навантажень відбуваються досить рідко. Основною ж причиною, що призводить до руйнування різьбових з'єднань і труб, є циклічні навантаження [43]. Однак спектр циклічних навантажень на трубні колони надзвичайно різноманітний, а точний облік їх практично неможливий. Тому розрахунок колон на витривалість, за аналогією з підходом, що використовується в машинобудуванні, проводять не за всім комплексом навантажень, а тільки за найтривалішим навантаженням, повторюваність якого

за час роботи виробу складає не менше 10^3 циклів. Для бурильної колони в якості такого навантаження приймають знакозмінний згинальний момент [115].

1.2. Аналіз аварійності бурильних колон

Аварії з бурильними колонами досить часто порушують нормальний процес проводки свердловини. Затрати на ліквідацію аварій з трубами призводять до збільшення загальної вартості спорудження свердловини [114].

Найбільша кількість аварій з бурильною колоною припадає зазвичай на роторний спосіб буріння, що підтверджує проведений аналіз наявної промислової інформації підприємств ВАТ “Укрнафта” та ДК “Укргазвидобування” за період з 1988 року до 1992 року.

Провівши статистичний аналіз аварій, що трапилися на свердловинах, можна констатувати факт значного відсотку аварій саме з елементами бурильної колони (рис. 1.1, 1.2).

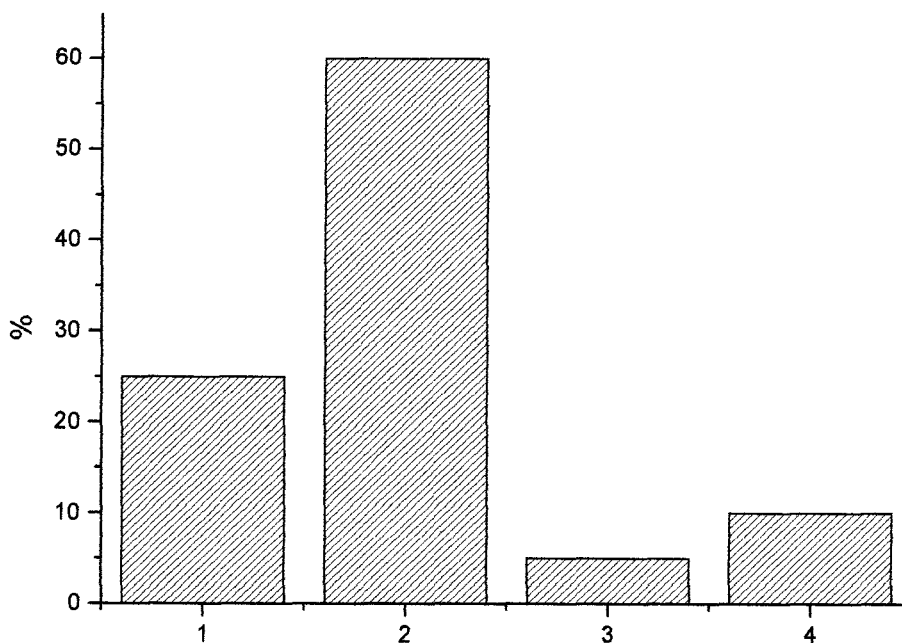


Рис. 1.1. Розподіл аварій по ВАТ “Укрнафта”:

1 – руйнування елементів бурильної колони; 2 – прихоплення трубних колон; 3 – падіння предметів у свердловину; 4 – інші аварії.

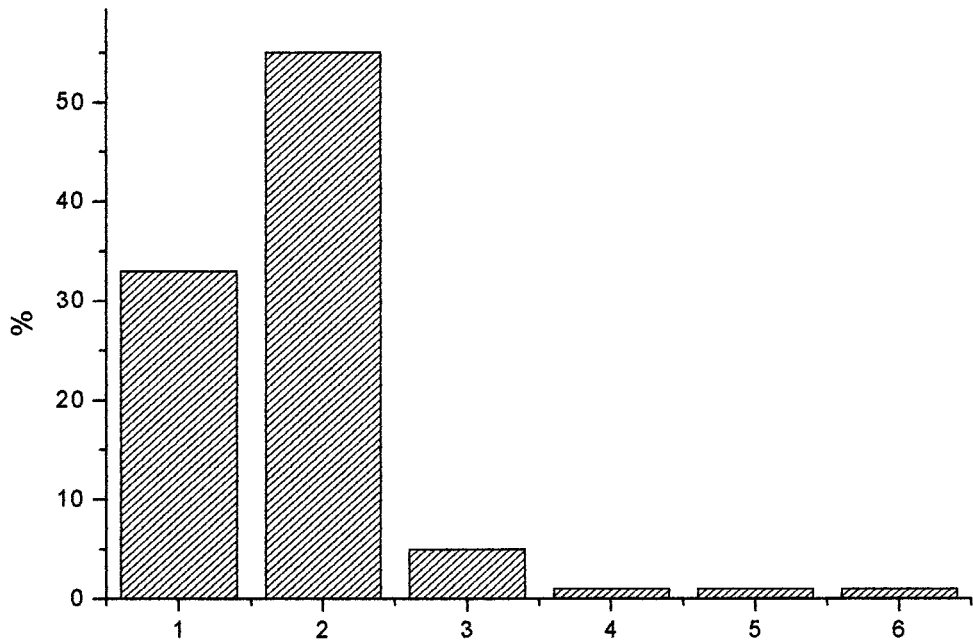


Рис. 1.2. Розподіл аварій по ДК “Укргазвидобування”:

- 1 – аварії з елементами бурильної колони; 2 – прихоплення трубних колон;
 3 – аварії з породоруйнівним інструментом; 4 – аварії з обсадними
 колонами; 5 – невдале цементування; 6 – інші аварії.

Аналіз аварійних руйнувань елементів бурильних колон показав, що найбільш розповсюдженими причинами є:

- 1) втома металу;
- 2) корозійна втома;
- 3) порушення умов експлуатації;
- 4) застосування труб, що не відповідають проекту спорудження свердловини.

Поглиблено проаналізувавши аварії з елементами бурильної колони, було отримано результати, подані на рис. 1.3. Вони з достатньою точністю корелюються з відомими результатами [17, 29, 41, 82, 121].

Як вже зазначалося, причиною більшості аварій з елементами бурильної колони є втома металу. При роботі бурильної колони в свердловині діє ряд чинників, які сприяють виникненню та розвитку втомних тріщин. Зародження

втомних тріщин відбувається в так званих фокусах зламу, роль яких відіграють різноманітні концентратори напружень. Найбільшим концентратором напружень, безпосередньо пов'язаним з конструкцією бурильної колони, є різьба, впадини якої служать місцем зародження втомних тріщин [48].

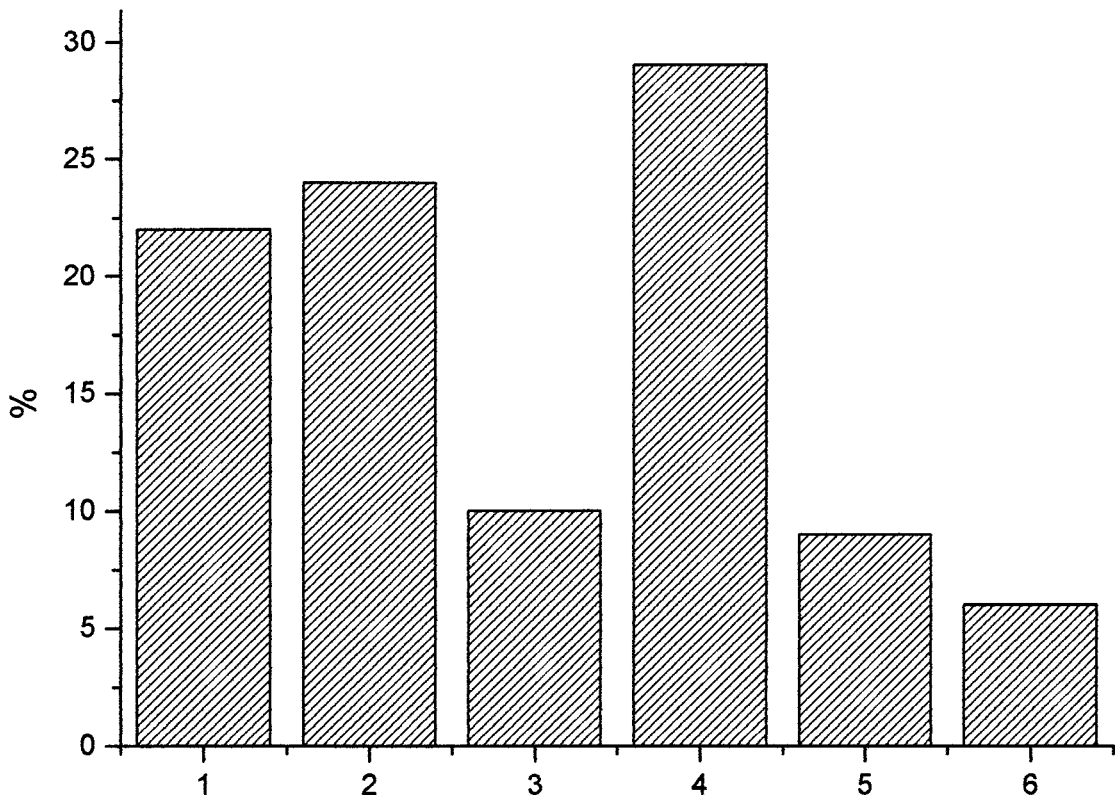


Рис. 1.3. Об'єднані статистичні дані аналізу аварій з бурильними колонами:

- 1 – поломки по трубній різьбі; 2 – поломки по замковій різьбі;
 3 – зрив замкової різьби; 4 – поломки по тілу труби; 5 – поломки по зварному шву; 6 – інші аварії.

Також слід відзначити, що ступінь впливу концентраторів напруження на втомну міцність бурильних труб підвищується з підвищенням міцності використовуваних сталей [40]. Дещо інші особливості характерні за умов корозійної втоми [44, 48].

З ростом глибини буріння частота втомних поломок бурильних колон збільшується як при роторному, так і при турбінному способі буріння. Це, в

певній мірі, можна пояснити збільшенням довжини колони і підвищеним рівнем вібрації, зумовленим збільшенням твердості порід [48, 121].

На виникнення втомних поломок елементів бурильної колони значно впливає викривлення стовбура свердловини. При бурінні похило-скерованих свердловин на родовищах Старий Самбір і Долина були відмічені поломки бурильних труб і замків через 150-250 годин роботи [121].

Визначимо, яким чином впливає глибина буріння на частоту поломок бурильної колони. Для якісної оцінки і характеристики відмов стальних бурильних труб в об'єднанні "Укрнафта" побудуємо графічну залежність (рис. 1.4) коефіцієнта частоти відмов бурильної колони

$$\varphi = \frac{N_{0.1k}}{N_{заг}} 100\%, \quad (1.1)$$

де $N_{0.1k}$ – кількість відмов бурильної колони на кожні 10% коефіцієнта глибини;

$N_{заг}$ – загальна кількість відмов бурильної колони,

від коефіцієнта глибини

$$K = \frac{H_n}{H_g} 100\%, \quad (1.2)$$

де H_n – глибина поломки, м;

H_g – вибій свердловини, м.

Графічну залежність отримано в результаті математичної обробки статистичних даних на ЕОМ методом найменших квадратів з допомогою програми "Origin". Результати розрахунків наведено в таблиці 1.1.

За результатами аналізу можна зробити висновок про значну кількість аварій саме в нижній частині колони, про що вже згадувалось вище.

В загальній проблемі пониження аварійності бурильних труб в глибоких і надглибоких свердловинах найбільш важливими є наступні завдання [39, 41, 45, 48, 56, 110, 121]:

d 400

- 1) розроблення надійних методів оцінки необхідних параметрів і засобів їх контролю;
- 2) створення і застосування засобів підвищення довговічності бурильної колони.

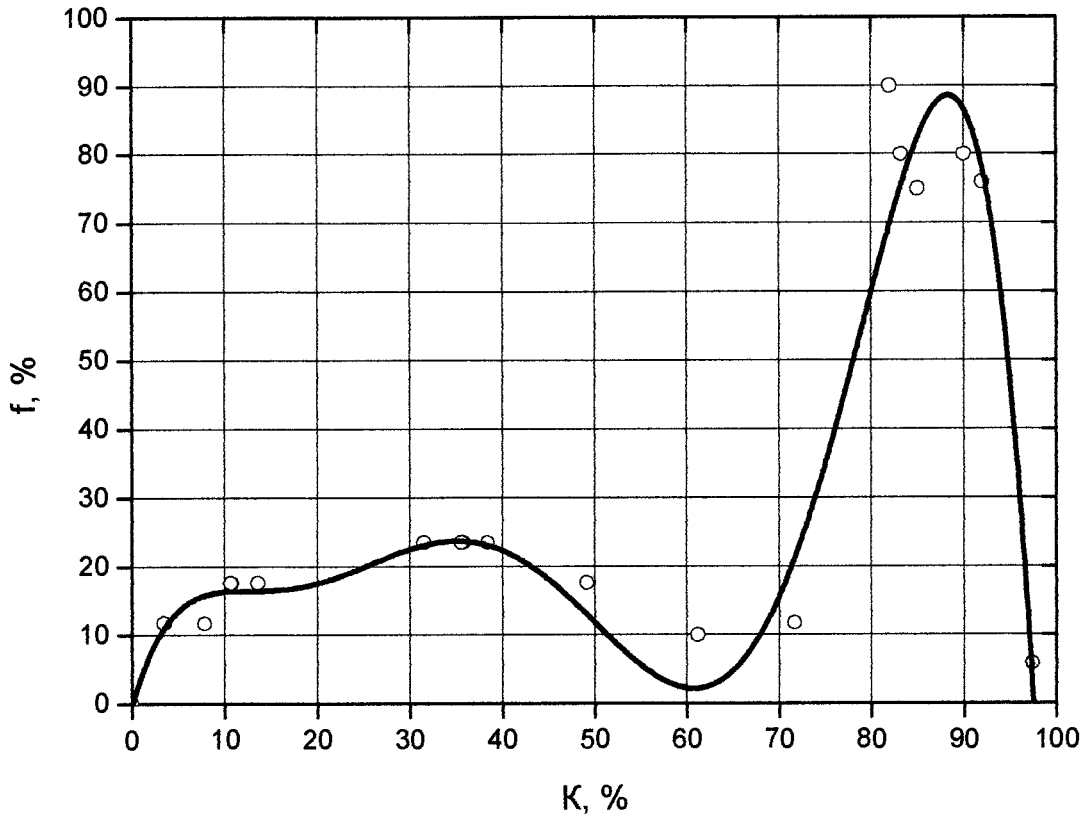


Рис. 1.4. Залежність коефіцієнта частоти відмов бурильної колони f від коефіцієнта глибини K

При вивченні умов, за яких можливо попередити появу недопустимих динамічних навантажень та пов'язаних з ними процесів тертя і зносу, на розроблення засобів захисту від зносу і руйнування елементів системи направлені зусилля багатьох дослідницьких та виробничих організацій.

Однак, за будь-яких обставин, питання визначення діючих на елементи бурильної колони навантажень є визначальним для підвищення надійності бурильної колони.

Значення коефіцієнтів глибини поломки К і частоти відмов бурильної
колони ϕ

№ свердловини	Значення коефіцієнтів, %	
	К	ϕ
2 Монастирчанська	4,5	12,0
87 Тимофіївська	7,9	11,8
135 Березівська	10,1	18,1
54 Чутівська	13,0	18,2
39 Мало-Девицька	31,7	23,2
509 Бугруватівська	36,0	23,1
54 Східна Полтава	38,2	23,4
507 Семенцівська	49,2	18,2
88 Тимофіївська	62,1	10,0
106 Ново-українська	72,6	11,6
701 Західно-Шебелинська	82,0	90,0
104 Кулічхінська	82,8	80,0
54 Східна Полтава	84,0	75,3
135 Великі Бубни	90,0	80,1
340 Яблунівська	92,0	77,3
202 Опішнянська	98,3	5,2

1.3. Аналіз методів індикації накопичення втомних пошкоджень

Одним із шляхів попередження аварійності є оцінка стану елементів колони і прогнозування їх довговічності.

Зважаючи на дію на бурильну колону широкого спектру циклічних навантажень, визначення розрахунковим методом довговічності її елементів за ними є практично неможливим. Як вже зазначалося, розрахунок на витривалість бурильних колон проводиться не за всім комплексом навантажень, а тільки за найбільш тривалодіючим навантаженням. Це призводить до недостатньої точності визначення довговічності і викликає необхідність розробки нових методів, які б дозволяли встановлення рівня втомного пошкодження і, тим самим, залишкового ресурсу конструктивних елементів [56]. Найбільш перспективними і прийнятними у цьому випадку методами контролю є неруйнівні методи [41]. Вони дозволяють перевірити стан виробу без порушення його цілісності і придатності до використання. Усі існуючі засоби неруйнівного контролю призначені для виявлення дефектів, що приводять до порушення суцільності матеріалу виробу; контролю геометричних параметрів виробів; оцінки структури матеріалу виробу; оцінки фізико-хімічних властивостей матеріалу виробу. Контроль із застосуванням приладів базується на отриманні інформації у вигляді електричних, світлових, звукових і інших сигналів про якість виробів при взаємодії їх з фізичними полями (електричними, магнітними, акустичними і іншими) і (або) речовинами.

Залежно від принципу роботи контролюючих засобів, усі відомі методи неруйнівного контролю поділяються на: 1) акустичні, 2) капілярні, 3) магнітні, 4) оптичні, 5) радіаційні, 6) радіохвильові, 7) теплові, 8) електричні і 9) електромагнітні [77]. У дефектоскопії для контролю металів найчастіше застосовують візуально-оптичні, капілярні, магнітні, акустичні методи.

Візуально-оптичний метод є основним контролюючим методом у дефектоскопічних процесах. Візуально контролюються як вихідні матеріали, так і наявність дефектів, отриманих в процесі виготовлення і експлуатації виробів:

залишкову деформацію, поверхневу пористість, значні тріщини, подрізи, риски, ерозійні і корозійні ураження. Однак можливості візуального методу є обмеженими. Розширити його можливості дозволяють оптичні прилади. Візуальний контроль із застосуванням оптичних приладів називається візуально-оптичним або просто оптичним. Він призначений для виявлення різноманітних поверхневих дефектів матеріалу виробу. Застосування цього методу дає змогу контролювати втомні процеси у лабораторних умовах. Використання його в експлуатаційних умовах, особливо для контролю різьбових з'єднань, є недоцільним через громіздкість підготовчих робіт і вартість використовуваних засобів контролю [13, 98].

Капілярні методи неруйнівного контролю призначені для виявлення поверхневих дефектів, невидимих неозброєним оком. Вони базуються на використанні капілярних властивостей рідин. Цими методами виявляють дефекти шляхом утворення індикаторних рисунків з високим оптичним контрастом і шириною ліній, що перевищує ширину розкриття дефекту. При контролі на деталь наносять спеціальну рідину, яка під дією капілярних сил змочує і заповнює порожнини поверхневих дефектів. Дефекти виявляються знаходженням залишків попередньо видаленої з поверхні металу рідини шляхом нанесення проявника. Він поглинає рідину, що залишилася у порожнинах дефектів, утворюючи індикаторний рисунок [77].

Магнітні методи контролю базуються на реєстрації магнітних полів розсіювання, що виникають над дефектами, або на визначенні магнітних властивостей контрольованого виробу. Магнітні методи контролю класифікуються за способами реєстрації магнітних полів розсіювання або визначення магнітних властивостей контрольованих виробів. Магнітопорошковий є одним з найбільш розповсюджених методів виявлення дефектів. Для даного методу характерні такі переваги: висока чутливість, простота контролю, можливість перевірки різноманітних за формою і розмірами деталей на одному і тому ж дефектоскопі, можливість контролю окремих деталей конструкції, порівняно висока продуктивність контролю. Цей метод

поряд із перевагами має той же недолік, що і попередні методи. А саме – можливість виявлення дефекту без встановлення його характеристики.

За допомогою акустичних методів у виробках виготовлених практично з будь-яких матеріалів можна виявляти поверхневі і внутрішні дефекти, такі як: втрата суцільності, неоднорідність структури, враження міжкристалітною корозією, дефекти зварювання та ін. Акустичні методи дозволяють вимірювати геометричні параметри, наприклад, товщину при односторонньому доступі до виробу, а також фізико-механічні властивості матеріалів без їх руйнування. На даний час ці методи з успіхом використовуються саме для вивчення кінетики початкової стадії руйнування виробів при втомних випробуваннях [77].

Важливою перевагою акустичних методів є можливість їх використання для контролю елементів конструкцій в експлуатаційних умовах. До переваг контролю акустичними методами відносяться також:

- 1) висока чутливість, що дозволяє виявляти дрібні дефекти;
- 2) велика проникаюча здатність, що дозволяє виявляти внутрішні дефекти у великогабаритних виробках;
- 3) можливість визначення місця і розмірів дефектів;
- 4) практично миттєва індикація дефектів;
- 5) можливість контролю при односторонньому доступі до виробу;
- 6) простота і висока продуктивність контролю.

До недоліків акустичних методів відноситься необхідність розробки спеціальних методик контролю окремих типів деталей, необхідність порівняно високої чистоти обробки поверхні контрольованих об'єктів і наявність мертвих зон, що знижують ефективність контролю.

Незважаючи на ці недоліки, акустичні методи контролю набули найбільшого розповсюдження, як найбільш універсальні, високопродуктивні і технологічні методи [41].

Саме на акустичних методах контролю базується робота технічних засобів, що найбільш широко застосовуються в галузі, таких як: стаціонарні установки «Карпати», «Ротор», «УКТ», «БУР» [77], пересувні лабораторії ПДУ-

ІМ, ПКДЛ, ПЛНК, переносні установки «Зонд» та окремі прилади (товщиноміри, засоби вимірювання фізико-механічних характеристик труб). Всі вони призначені для виявлення дефектів у гладкій частині труб і в різьбових з'єднаннях, вимірювання товщини стінки, сортування труб за групами міцності.

На даний час поряд із методами неруйнівного контролю отримала розвиток і інша група неруйнівних методів, яка базується на використанні засобів оцінки залишкового ресурсу, що є індивідуальними індикаторами втомних пошкоджень [73].

З існуючих джерел відомі індикатори втомних пошкоджень, які за конструктивними та технологічними особливостями можна поділити на:

- 1) індикатори, виготовлені гальванічним нанесенням плівки міді [138];
- 2) індикатори, виготовлені із константанової фольги [46, 103];
- 3) фольгові індикатори «свідки» [18];
- 4) індикатори, виготовлені із матеріалу самої конструкції [16, 55].

У першому випадку для індикації пропонується використовувати покриття міді, нанесені на поверхні зразків гальванічним шляхом. Процес індикації базується на явищі зміни забарвлення, появи плям на поверхні обмідненої ділянки, внаслідок сприйняття зразком циклічних навантажень. Цей метод був широко досліджений Окубо [138], який запропонував конкретні шляхи його реалізації.

У другому випадку індикатори втомного пошкодження виконуються у вигляді тензорезисторів з константанової фольги. Їх принцип дії базується на зміні питомого електричного опору металів під дією циклічних навантажень. Застосування цього методу вимагає наявності постійного або періодичного зв'язку з індикаторами з метою вимірювання їх електричного опору.

Прикладами індикаторів “свідків” є індикатори, виготовлені із металевої фольги, яка має однаковий з матеріалом досліджуваного зразка коефіцієнт лінійного розширення. Індикація відбувається шляхом руйнування індикатора за рахунок його низької границі витривалості. Вони є досить простими, але застосування їх у нашому випадку є недоцільним через наявність можливості їх

корозійного і механічного пошкодження [46].

Індикатори, виготовлені із матеріалу самої конструкції, виконують свою функцію за рахунок підбору втомних характеристик індикатора і конструкції шляхом вибору геометричних параметрів індикатора. Поява втомного пошкодження елементу визначається шляхом руйнування індикатора. Однією із переваг у даному випадку є те, що індикатор і конструкція зазначають дії одних і тих самих факторів, які впливають на їх втомну міцність. Відносно простою є і методика застосування даного методу [55].

У кожному із розглянутих випадків використання індикаторів можливе у двох режимах. Першим є варіант використання індикатора як такого, що супроводжує контрольований об'єкт протягом всього періоду роботи і своїм станом передбачає руйнування останнього [118]. Другим варіантом використання індикаторів є зняття з їх допомогою даних про рівень навантаженості супроводжуваних елементів, з використанням яких розраховується їх залишковий ресурс [36]. Саме цей варіант є більш доцільним при прогнозуванні довговічності елементів бурильної колони.

1.4. Методи оцінки навантаженості елементів бурильної колони в експлуатаційних умовах

Прогнозування довговічності неможливе без встановлення рівня навантаженості.

З робіт багатьох дослідників [39, 41, 45, 48, 56, 110, 121] можна зробити висновок, що відмови бурильної колони під дією постійних навантажень трапляються досить рідко. Основною причиною відмов є пошкодження від втоми внаслідок дії змінних циклічних навантажень. Існуючі способи визначення кількісних характеристик цих навантажень містять у собі ряд об'єктивних та суб'єктивних чинників, які впливають на точність визначення рівня та характеру навантажень у такій мірі, що призводить у практиці буріння до ситуацій, коли показники довговічності елементів колони за критеріями

міцності визначають не з урахуванням імовірнісних величин навантажень, а за статистичними даними аварійності, пов'язаними з втомним руйнуванням елементів колони [105].

Промислові дослідження свідчать про те, що, в більшості випадків, навантаження є випадковими процесами (величинами), тому найкраще дійсну картину навантаження відображають методи, засновані на концепціях статистичної динаміки. Тому бурильна колона повинна розглядатися як стаціонарна або нестаціонарна система, на вході якої діють випадкові процеси зовнішніх динамічних або кінематичних збурень. Вихідним буде шуканий процес навантаження ділянок колони.

При цьому можливі два методи визначення статистичних характеристик вихідних процесів навантаження.

При першому, аналітичному, методі задаються вхідні випадкові процеси, залежні від варіанту роботи і параметрів колони, що відомі на ранніх стадіях проектування свердловин і уточнюються, виходячи з технічних можливостей існуючих приладів, у процесі спорудження свердловини. Для того, щоб отримати розв'язки, використовують спрощені розрахункові схеми. Найбільш проста і тому розповсюджена розрахункова схема бурильної колони при визначенні її динамічних навантажень, що обумовлюються коливаннями колони, складається з двох або більше стрижнів, з'єднаних пружним елементом, або з системи дискретних мас, які з'єднані пружними та демпфуючими ланками [92]. Зовнішні силові збурення розглядаються як стаціонарні випадкові процеси. Число дискретних мас повинно відповідати числу бурильних труб в колоні. Визначення імовірнісних характеристик вібрацій колони спрощується при зменшенні числа пружних ланок, але це призводить до збільшення дисперсії біжучого значення навантаження. Ще більше ускладнень виникає в тих випадках, коли рух бурильної колони описується нелінійними диференціальними рівняннями, так як більшість рівнянь цього виду не має загального розв'язку і, крім того, нелінійність унеможливує застосування принципу суперпозиції. В зв'язку з цим, використовуються спеціальні аналітичні методи, які діляться на

локальні і нелокальні, що значно утруднює розв'язок рівнянь із збільшенням їх порядку [92].

Реальний процес навантаження колони є багатокomпонентним [60]. Деякі компоненти навантажень на елементи бурильної колони, наприклад, змінні згинальні, теоретичним способом розраховують з точністю, достатньою для практики визначення їх показників втомної міцності, але при умові закладання в алгоритм розрахунку виміряних параметрів стовбура свердловини, близьких до реальних. Використання аналітичних методів, наприклад, при визначенні динамічних складових навантажень, що діють на бурильну колону, через ще не подолані труднощі методичного характеру та відсутність до недавнього часу на бурових підприємствах дешевої високопродуктивної обчислювальної техніки, не отримало широкого застосування.

Другий метод базується на визначенні параметрів навантаження, діючого на елементи колони, за експериментальними даними з використанням певних методик та технічних засобів [73]. Залежно від принципу роботи технічних засобів, експериментальний метод поділяється на два напрямки.

Перший напрямок забезпечується використанням тензодавачів, вібродавачів, які фіксують історію навантаження елементу бурильної колони. Опрацьовуючи отриману інформацію із застосуванням спеціалізованих процесорів або універсальних ЕОМ, визначають кількісні параметри навантаження. Багато робіт присвячено цим дослідженням [25], але в ході їх проведення так і не було розроблено недорогої, надійної апаратури, з допомогою якої можна було б записувати історію навантаження в елементах компоновки низу бурильної колони протягом тривалого часу спорудження свердловини. Розроблена апаратура і існуючі методики дозволяють отримати достатні реалізації коливальних коливань колони тільки на усті свердловини, за якими можна визначити закони розподілу параметрів динамічних навантажень, проаналізувати їх залежність від компоновки всієї колони, режимів буріння, способу буріння, типу породоруйнівного інструменту тощо. Але за такими записами вібрацій важко гарантувати точність визначення рівня динамічного

навантаження на елементи низу бурильної колони, де вони особливо небезпечні.

Другий напрямок визначення параметрів навантаження елементів колони реалізується за допомогою індикаторів накопичення втомних пошкоджень, що працюють за принципом фізичної аналогії [15, 16]. До них належать різноманітні давачі, що встановлюються в найбільш відповідальних елементах колони – різьбових з'єднаннях і деформуються разом з ними.

У процесі навантаження в індикаторах накопичуються втомні пошкодження, які фіксуються візуально, або непрямим методом, наприклад, за виміром омичного опору в індикаторі [16]. Індикатори таруються на режимах навантаження, що імітують умови експлуатації різьбових з'єднань бурильних труб. Накопичення втомних пошкоджень в індикаторі проходить під дією тих самих випадкових змінних навантажень, що і в різьбовому з'єднанні, а процеси накопичення і розвитку втомних пошкоджень в індикаторі і різьбовому з'єднанні мають однакову природу. Границя витривалості індикатора задається не більшою границі витривалості з'єднання, а обмежена довговічність індикаторів повинна бути значно меншою, ніж обмежена довговічність різьбових з'єднань.

Питання розробки таких індикаторів піднімалися в роботах Є. І. Крижанівського, В. М. Івасіва, Ю. В. Дубленича, М. В. Лисканича, М. Я. Янишівського. Ними розроблено цілий ряд конструкцій індикаторів, в більшості із яких є спільна особливість, яка полягає в необхідності експлуатації різьбового з'єднання разом з індикатором до поломки останнього, що може складати значний період часу, а саме 800...1200 годин [55, 56]. При цьому, використання індикаторів втоми не дозволяє оперативно оцінити діюче на елементи бурильної колони навантаження під час буріння свердловини на ділянках викривлення довжиною 50...100 м. Для оцінки залишкового ресурсу різьбових з'єднань необхідною умовою є наявність кривих втоми індикаторів, отриманих при випробуванні індикаторів разом з контрольованими з'єднаннями в стендових умовах. А це вимагає наявності спеціальних установок і значних затрат.

Щодо самих індикаторів в томи, то вони переважно виконуються у вигляді циліндричного елемента певної конфігурації, який встановлюється в різьбовому з'єднанні – в середині ніпельної частини. Для сприйняття навантажень, що діють на різьбове з'єднання, індикатори виготовляють такими, що контактують з внутрішньою поверхнею ніпеля. В окремих конструкціях індикатор можна розглядати як циліндричну оболонку, яка по всій своїй довжині контактує з ніпелем [5]. В цьому випадку, якщо розглядати різьбове з'єднання і індикатор як єдине ціле, заздалегідь можна передбачити, що індикатор деформуватиметься аналогічно внутрішній поверхні ніпеля. При дії на нього зовнішнього згинального навантаження, рівень напружень в індикаторі буде нижчим, ніж у небезпечному перерізі різьбового з'єднання. Поясненням цьому є механізм розподілу напружень у циліндричних тілах при їх згині (рис. 1.5).

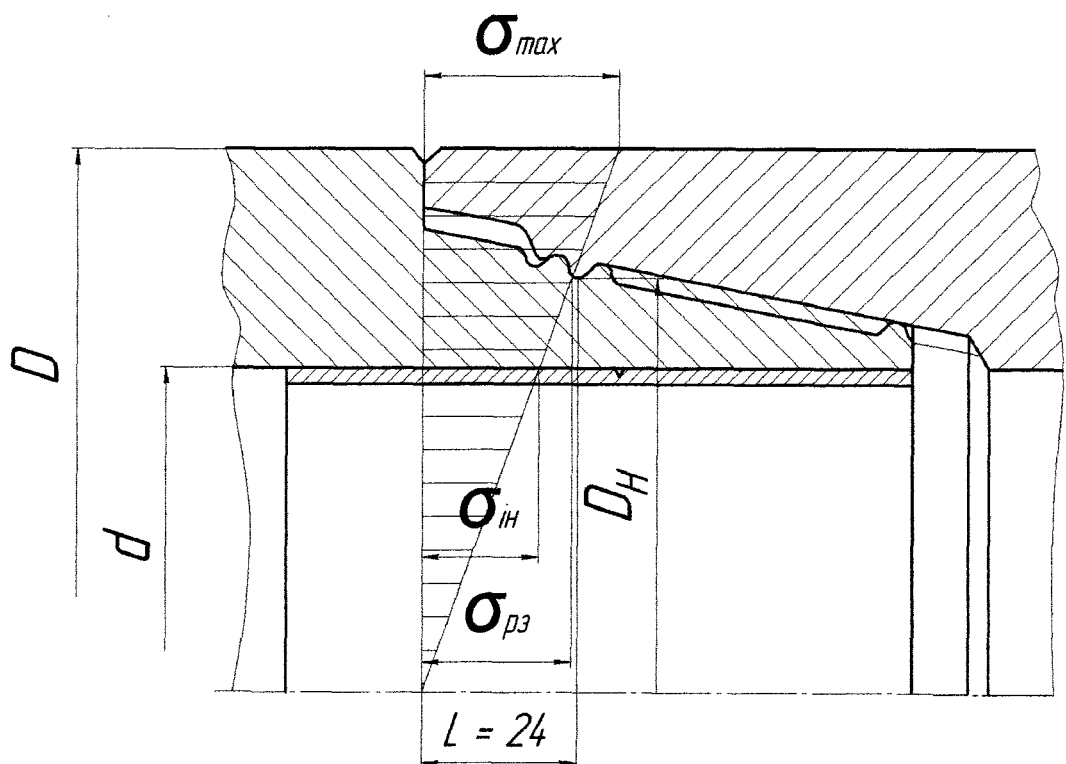


Рис. 1.5. Розподіл напружень в різьбовому з'єднанні при дії згинального навантаження

Саме така картина розподілу напружень присутня в конструкції різьбового з'єднання з індикатором згідно з [8]. В даній конструкції присутні ніпель, муфта з різьбовою ділянкою і індикатор накопичення втомних пошкоджень, виконаний у вигляді тонкостінного циліндра з кільцевою виточкою, яка є концентратором напружень. Між зовнішньою поверхнею індикатора і внутрішньою поверхнею ніпеля існує зазор, завдяки чому індикатор легко вставляється в ніпель і виймається з нього після розбирання різьбового з'єднання для оцінки його втомного пошкодження.

Під час згвинчування різьбового з'єднання ніпель зазнає радіальної деформації в зоні різьбової ділянки, яка при визначеному зазорі забезпечує обтиснення ніпелем зовнішньої поверхні індикатора. Завдяки цьому забезпечується можливість сприйняття індикатором навантажень, що діють на різьбове з'єднання. Для наближення умов роботи індикатора до умов роботи контрольованих витків різьбового з'єднання порожнина між індикатором і ніпелем заповнюється мастилом, що застосовується при згвинчуванні з'єднання.

При роботі такого різьбового з'єднання номінальні напруження в поперечних перерізах тонкостінного циліндра індикатора в зоні кільцевої виточки при згвинчуванні різьбового з'єднання набагато менші, ніж напруження в небезпечному перерізі з'єднання. Напруження від зовнішніх згинальних навантажень відповідають напруженням на внутрішній поверхні ніпеля, які, залежно від типорозміру з'єднання, до двох разів менші, ніж напруження, що виникають на дні профілю витка різьби, тобто в тій зоні небезпечного перерізу різьби де зароджуються втомні тріщини. Поперечні розміри тонкостінного циліндра індикатора не дозволяють виконати концентратор напружень з параметрами, які б забезпечували випередження втомного руйнування індикатора, що є необхідною умовою ефективного контролю за станом різьбових з'єднань бурильних труб.

Існує також конструкція вдосконаленого різьбового з'єднання бурильних труб [81], в якому індикатор виконаний у вигляді товстостінного кільця з кільцевою виточкою, жорстко з'єданого з тонкостінною оболонкою, яка

відносно внутрішньої поверхні ніпеля встановлюється з зазором, більшим 1 мм (рис. 1.6). Товстостінне кільце з кільцевою виточкою виконується як одна деталь з тонкостінною оболонкою за умови їх виготовлення з однакового матеріалу. Дана конструкція забезпечує рівень напруженого стану у кільцевій виточці товстостінного кільця більший, ніж рівень напружень на дні профілю різьби в небезпечному перерізі з'єднання. Це досягається завдяки тому, що в тонкостінній оболонці під дією зовнішніх навантажень, які передаються через жорстко з'єднане з нею товстостінне кільце, виникають не тільки деформації, подібні до деформацій балки, але й деформації, пов'язані зі спотворенням форми її поперечних перерізів. Вони мають можливість реалізовуватися завдяки відсутності контакту оболонки з ніпелем, який би перешкоджав їй деформуватися в поперечному напрямі. Вказані деформації тонкостінної оболонки помножують в поперечних перерізах товстостінного кільця напружений стан [58].

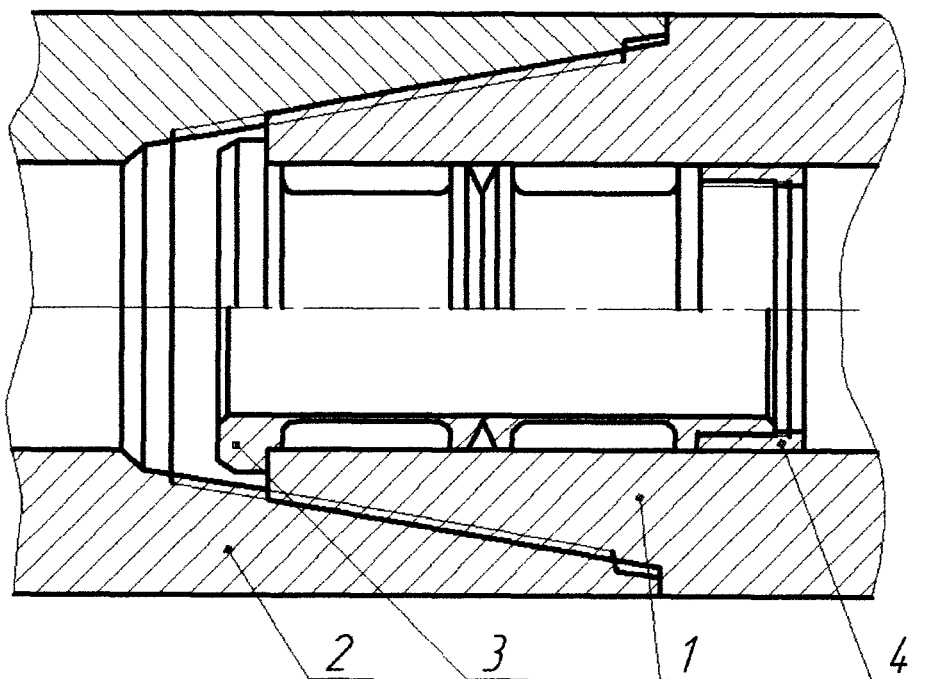


Рис. 1.6. Схема встановлення індикатора в різьбовому з'єднанні:
1 – муфтова частина; 2 – ніпельна частина; 3 – індикатор; 4 – монтажна втулка.

В процесі роботи різьбове з'єднання бурильних труб, а разом з ним і товстостінне кільце сприймають зовнішні навантаження, що виникають під час буріння свердловин і при спуско-підймальних операціях. Під дією цих навантажень в товстостінному кільці розвивається втомна тріщина, яка призводить до його руйнування. При підйомі бурильних труб із свердловини індикатор накопичення втомних пошкоджень візуально оглядається. Руйнування товстостінного кільця вказує на певний ступінь пошкодження різьбового з'єднання.

Для даної конструкції індикатора експериментально встановлено залежність розподілу напружень по довжині. На рис. 1.7 наведено залежності, які отримані для різної товщини тонкостінної оболонки при наявності зазору Δ між поверхнями оболонки і ніпеля та відсутності його.

Під дією прикладених до різьбових з'єднань навантажень, за умови наявності зазору між поверхнями оболонки і ніпеля, в поперечних перерізах кільцевої виточки товстостінного кільця нормальні осьові напруження значно вищі, ніж при відсутності вказаного зазору. Причому, чим більш тонкостінна оболонка, тим ця різниця більша. Параметри кільцевої виточки товстостінного кільця та залежність пошкоджень індикатора і різьбового з'єднання бурильних труб встановлювались при їх спільних випробуваннях в стендових умовах [89].

Слід також відмітити, що напружений стан індикаторів при встановленні в контрольованому різьбовому з'єднанні визначається тільки експериментально. А виконання індикаторів втомних складних конструкцій унеможливорює встановлення картини їх напруженого стану з необхідною точністю. Відсутні також пояснення впливу умов монтажу індикаторів втомних на їх напружений стан в зоні концентратора напружень.

Узагальнюючи вищевикладене, можна сформулювати наступну мету роботи: забезпечення надійної експлуатації різьбових з'єднань бурильних труб в складних геологічних і технічних умовах буріння нафтових і газових свердловин шляхом оцінки їх навантаженості і прогнозування довговічності за допомогою індикаторів втомних.

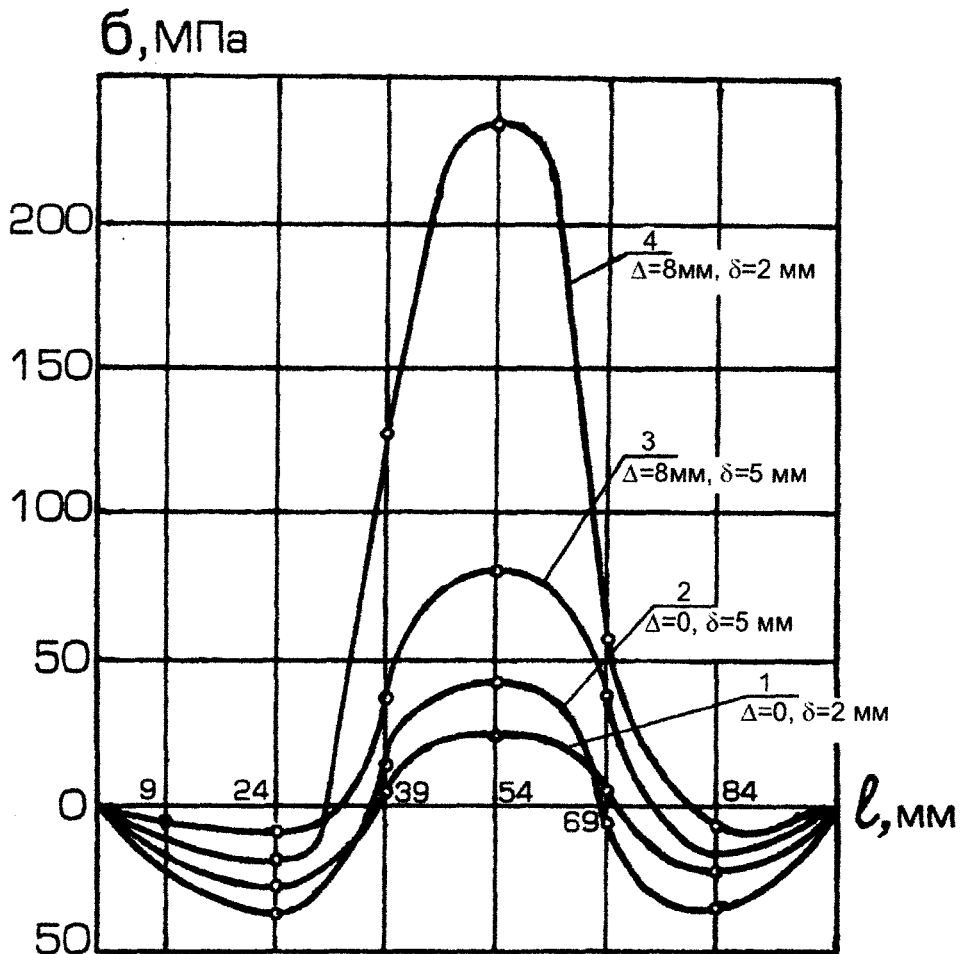


Рис. 1.7. Розподіл осьових напружень по довжині індикатора

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Створити комп'ютерну модель контактуючих з ніпелем замкового різьбового з'єднання індикаторів для оцінки їх напружено-деформованого стану.

2. Уточнити залежності впливу конструктивних параметрів та умов кріплення індикаторів у різьбовому з'єднанні на їх напружено-деформований стан під дією зовнішніх силових чинників.

3. Розробити різьбові з'єднання обважнених бурильних труб з удосконаленими конструкціями індикаторів втомі.

4. Обґрунтувати методику визначення параметрів кривих втоми індикаторів під час їх випробовування за умов, що відповідають закріпленню у відповідних замкових різьбових з'єднаннях.

5. Розробити методику пришвидщеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб і прогнозування їх довговічності в конкретних умовах проводки свердловини за допомогою індикаторів втоми.

6. Здійснити експериментально-промислову перевірку результатів досліджень.

1.5. Висновки до розділу 1

1. Визначення діючих в свердловині на елементи бурильної колони навантажень, зумовлених в кожному конкретному випадку станом стовбура свердловини, інтенсивністю його викривлення, властивостями порід, режимом буріння та іншими чинниками, є визначальним для забезпечення її надійної експлуатації.

2. Ефективність різноманітних методів визначення залишкового ресурсу різьбових з'єднань в свердловині залежить в першу чергу від точності визначення величини діючих навантажень і характеру накопичення втомних пошкоджень. Зважаючи на це, найдоцільніше є використання індикаторів втоми для зняття з їх допомогою даних про рівень навантаженості супроводжуючих елементів – різьбових з'єднань обважнених бурильних труб.

3. Для отримання з допомогою індикаторів втоми достовірної інформації про рівень навантаженості супроводжуючих елементів, необхідно поглибити дослідження, направлені на вивчення напруженого стану індикаторів втоми, встановлених в контрольовані ними різьбові з'єднання, під дією експлуатаційних чинників та забезпечити на достатньому теоретичному та

експериментальному рівні обґрунтування удосконалених методів визначення втомних характеристик індикаторів і застосування їх у промислових умовах.

РОЗДІЛ 2

ОБГРУНТУВАННЯ МОДЕЛІ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ

2.1. Навантаженість індикаторів втоми та їх напружений стан в згиненому замковому різьбовому з'єднанні

Широкого використання в практиці досліджень напружено-деформованого стану різноманітних конструкцій зазнали пакети прикладних програм на базі методу скінченних елементів.

Провівши аналіз можливостей програмних продуктів, створених з використанням скінченно-елементної теорії, було виділено ряд особливостей, які вимагають окремої уваги.

Першою і такою, що потребує значних затрат, є необхідність експериментальної перевірки правильності результатів, отриманих з використанням програмних продуктів. Підтвердження результатів, отримане навіть на якомусь проміжному етапі досліджень, буде свідченням правильності постановки задачі та її належного відображення на мові програмного продукту.

Другою особливістю є складність напруженого стану об'єктів із декількох елементів, що утворюють цілісну конструкцію після взаємної деформації окремих із них, якою є конструкція різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми.

Зважаючи на наведені особливості, необхідним є детальне вивчення картини напруженого стану різьбового з'єднання та дослідження шляхів спрощення задачі, яка б передбачала аналіз напруженого стану тільки конструкцій індикаторів втоми.

Вивченням картини напруженого стану різьбових з'єднань займалося багато науковців [37, 38, 75, 110]. Значну увагу окремо замковим різьбовим з'єднанням обважнених бурильних труб було приділено такими авторами як

Є. І. Крижанівський, В. М. Івасів, М. В. Лисканич, Ю. В. Дубленич, Н. Д. Щербюк, Н. В. Якубовський та ін. [39, 48, 56, 115].

В роботі [115] наведені результати досліджень, отримані для замкових різьбових з'єднань З–147 ОБТ діаметром 178 мм, як при дії тільки моменту згинчування, так і при поєднанні із силою розтягу.

У зв'язку із переважаючою дією на замкові різьбові з'єднання ОБТ такого зовнішнього чинника як згинальний момент, дія сили розтягу є менш важливою. Тому, як вже зазначалось, логічним буде дослідження напруженого стану з'єднання згвинченого з оптимальним моментом.

Важливим чинником, що впливає на напружений стан елементів з'єднання, є натяг і відхилення конусності різі. В роботі [115] отримано результати для різьбових з'єднань, які виконані із різними натягами і відхиленнями конусності. На основі їх порівняння зроблено висновок, що при збільшенні точності виготовлення в 1,5-2 рази напружений стан досить стабільний і в загальному випадку має вигляд, як на рис. 2.1.

Аналізуючи отримані результати, можна відзначити, що внаслідок упору і позацентрового прикладання навантаження ніпель деформується, згинаючись в шийці і в площині на відстані 45-50 мм від упорного уступу. Якщо величину осьових напружень, що виникають в поздовжній канавці і на внутрішній поверхні ніпеля, відкласти від відповідних поверхонь, то напруження в канавці – це парабола (на $\frac{2}{3}$ довжини різьби) $y^2 = 2px$, а напруження на внутрішній поверхні ніпеля – має вигляд кривої.

З рисунку також видно, якої форми набуває ніпельна частина різьбового з'єднання. З питань взаємодії ніпельної частини і індикатора втомі дуже важливими є зони максимального зменшення внутрішнього діаметра ніпеля.

Також за картиною напруженого стану ніпельної частини, поданою на рис. 2.1, можна говорити про достовірність результатів, наведених у попередньому розділі на рис. 1.7. Насамперед це стосується варіантів 1 та 2 (відсутність зазору між індикатором та ніпелем). У цьому випадку індикатор набуває форми внутрішньої поверхні ніпельної частини з'єднання.

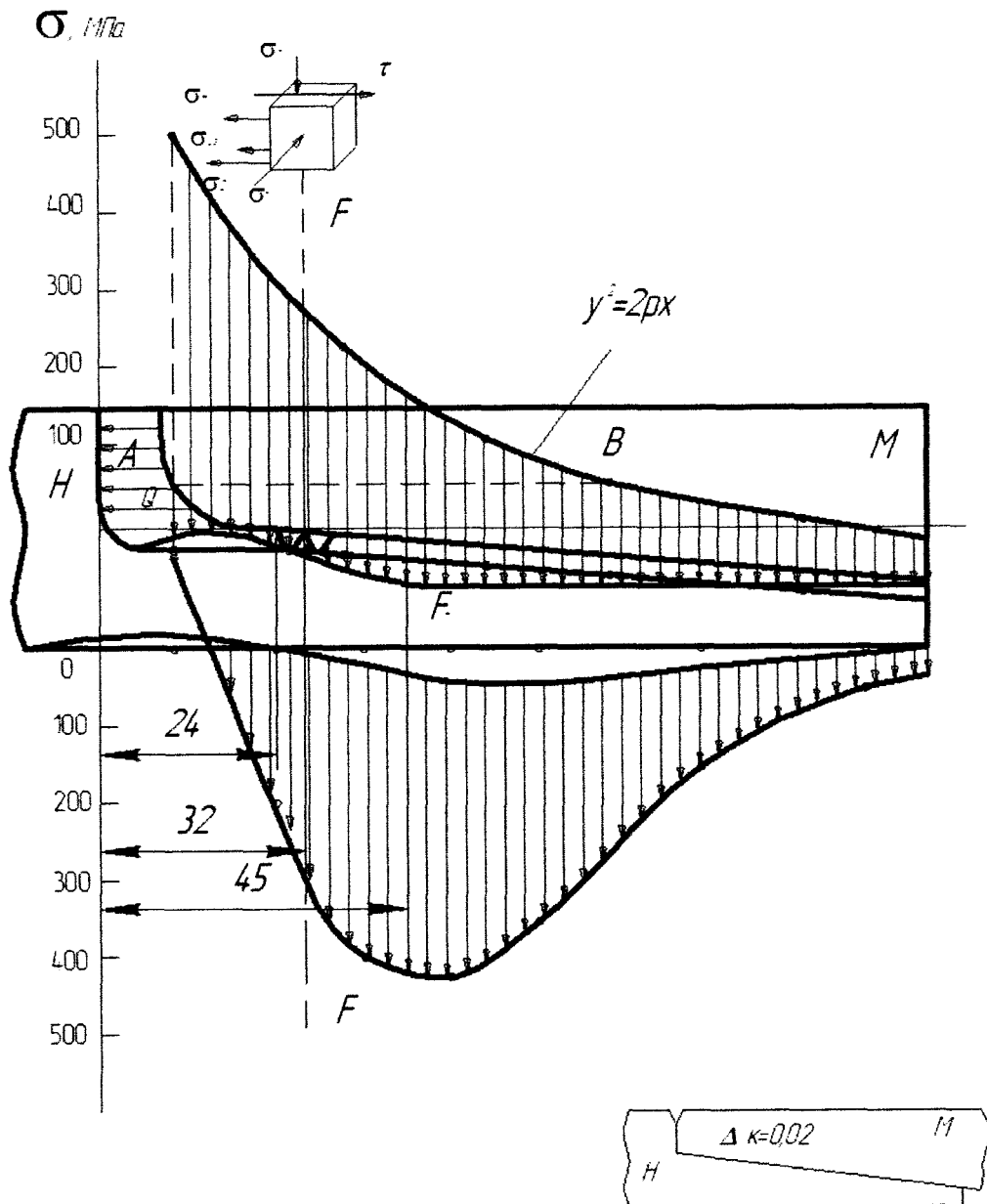


Рис. 2.1. Схема розподілу нормальних осьових напружень вздовж-згвинчування в канавці різьби та на внутрішній поверхні ніпеля

Для варіантів 3 і 4 зона максимальної деформації відповідає ділянці, на якій індикатор контактує із ніпельною частиною. Ширина цієї ділянки є незначною і з певним наближенням можна вважати, що на ній деформація ніпеля є рівномірною. Тобто індикатор, внаслідок обтискання його ніпелем, в зоні контакту зазнає дії розподіленого навантаження.

Таким чином, спрощення задачі проектування індикатора втомивдосконаленої конструкції можливе шляхом розгляду безпосередньо індикаторів, дія на яких ніпельної частини з'єднання замінюється розподіленим навантаженням на певній ділянці.

Дію розподіленого навантаження на індикатор можна задати як у числовому вигляді, так і шляхом надання відповідного переміщення в зоні дії навантаження у напрямку його дії.

Але для реалізації першого і другого варіантів необхідним є визначення діючого навантаження, або зумовленої ним деформації.

Теоретичним шляхом можна отримати результат, аналогічно як для випадку посадок деталей вал-втулка з натягом. Але, зважаючи на повторюваність процесів згвичування різьбових з'єднань під час спуско-підіймальних операцій, можливі певні неточності в розрахунках, зумовлені мікродеформаціями поверхневих шарів контактуючих деталей [63].

Отже, перевагу необхідно віддати експериментальному шляху визначення навантаження, що діє на індикатор у згвинченому замковому різьбовому з'єднанні.

З цією метою, виготовлено замкове різьбове з'єднання з дотриманням рекомендацій щодо точності. Для моделювання ділянки індикатора, контактуючої із ніпелем, виготовлено і встановлено в ніпельну частину кільце з товщиною і шириною, що відповідають параметрам ділянки контакту. При цьому також дотримано вимог стосовно точності виготовлення згаданих деталей в зонах їх контакту.

В подальшому саме кільце і стало джерелом отримання необхідної інформації. На внутрішню поверхню кільця було наклеєно тензодавачі (рис. 2.2), з допомогою яких встановлена величина напружень, що виникають на ній, і отримано можливість визначення навантажень, на зовнішній поверхні кільця, тобто в зоні контакту ніпеля і індикатора.

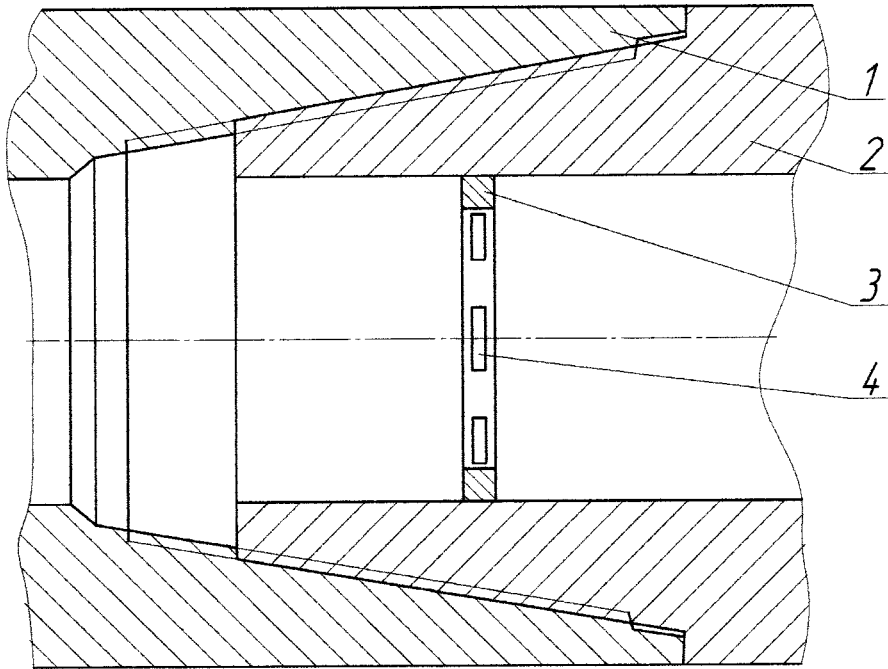


Рис. 2.2. Схема встановлення кільця:

1 – муфтова частина; 2 – ніпельна частина; 3 – кільце; 4 – тензодавач.

Визначення навантаження проведено за двома можливими варіантами. Згідно з першим варіантом, за традиційним методом контактний тиск p приводить до виникнення нормальних радіальних σ_r і колових σ_t напружень в деталях (рис. 2.3). В охоплюючій деталі найбільші колові напруження розтягу виникають на внутрішній поверхні. В охоплюваній деталі, якою в даному випадку є кільце, найбільші колові напруження стиску також виникають біля внутрішньої поверхні. Саме вони визначені шляхом тензометрування і можуть бути виражені як [14]

$$\sigma_t = p \frac{2 \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}, \quad (2.1)$$

де d_1 – внутрішній діаметр охоплюваної деталі;

d – зовнішній діаметр охоплюваної деталі.

З даного виразу контактний тиск при відомих колових напруженнях

$$p = \sigma_t \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{2 \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}. \quad (2.2)$$

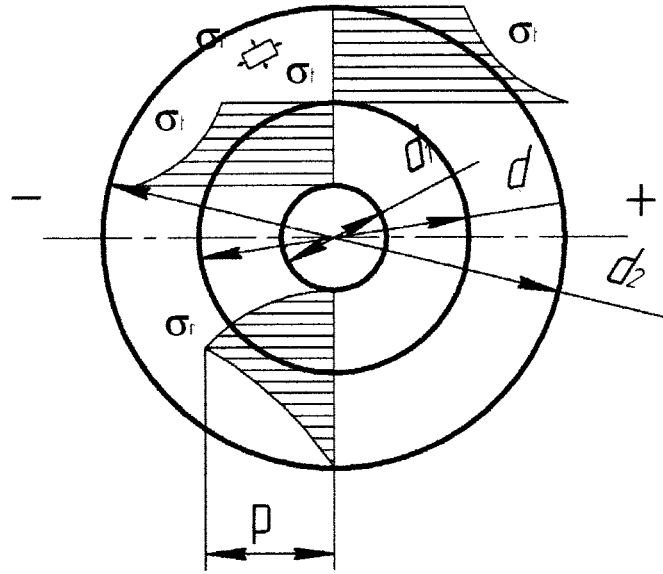


Рис. 2.3. Розподіл напружень в деталях з'єднання з натягом

Другим варіантом є застосування програмних продуктів на базі скінченно-елементного аналізу. Кільце із заданими розмірами було прийнято за модель індикатора, на яку діє по зовнішній поверхні розподілене навантаження. Картина його напруженого стану показана на рис. 2.4. Напруженнями, що підлягають дослідженню, є колові напруження в зоні наклеювання тензодавачів, тобто на внутрішній поверхні, де вони набувають максимальних значень. З метою встановлення навантаження, що зумовлює виникнення напружень, визначених при тензометруванні, було побудовано графік залежності колових напружень від діючого навантаження. Для цього, виходячи з існуючих можливостей Cosmos Works, до кільця прикладене навантаження з заданим кроком і для цих навантажень встановлено величини відповідних напружень.

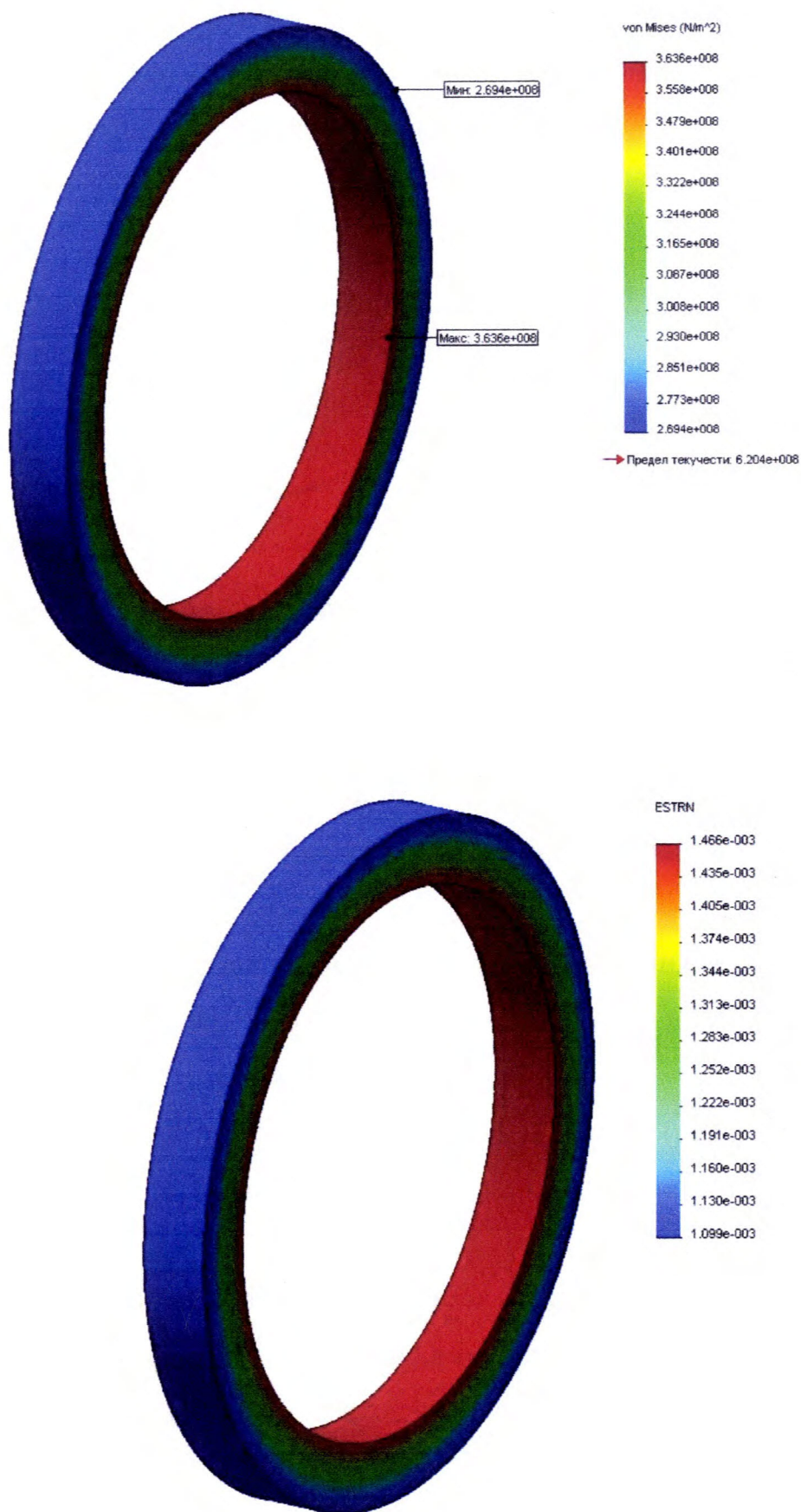


Рис. 2.4. Результати аналізу напружено-деформованого стану кільця в програмному середовищі Cosmos Works

За результатами досліджень (рис. 2.5), встановлено, що напруження зумовлені дією навантаження, величина якого відповідає отриманій розрахунковими методами опору матеріалів.

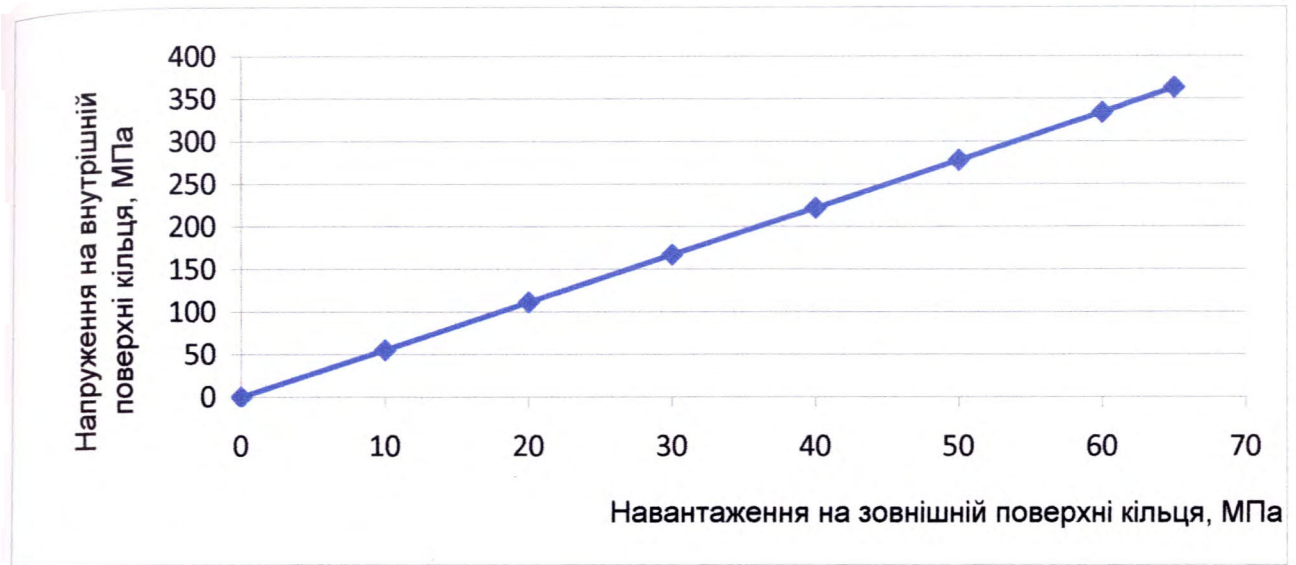


Рис. 2.5. Залежність напруження на внутрішній поверхні кільця від навантаження на його зовнішній поверхні

На наступному етапі при створенні моделі індикатора необхідно дослідити вплив його конструктивних особливостей на напружений стан під час монтажу в замковому різьбовому з'єднанні.

Беручи до уваги конструкцію індикатора в томи (рис. 1.6), дослідимо вплив зон контакту індикатора з ніпелем на напружений стан в перерізах концентратора напружень.

Так як зони контакту індикатора з ніпелем по його довжині з'єднані між собою тонкостінними оболонками, можна говорити про певну подібність даної конструкції індикатора до оболонки, підкріпленої кільцями жорсткості.

За іншим аналогом конструкцію індикатора можна розглядати як тонкостінну оболонку, на яку діє розподілене навантаження на певних ділянках по його довжині. Найпростішим окремим випадком може бути напружений

стан циліндричної оболонки під дією рівномірно розподіленого навантаження по круговому перерізі (рис. 2.6).

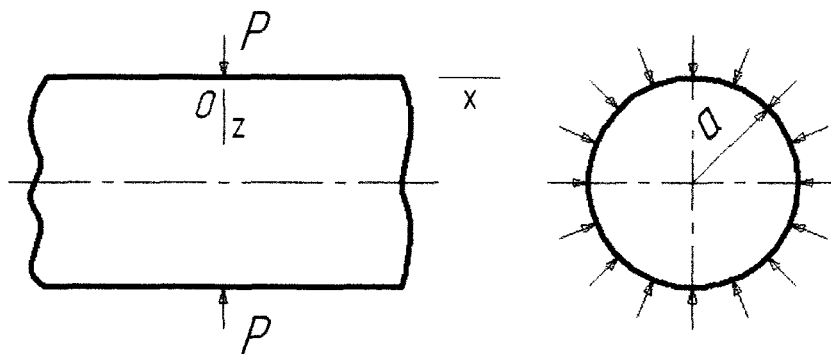


Рис. 2.6. Схема навантаження циліндричної оболонки

Якщо навантаження прикладене досить далеко від торців циліндра, то для кожної половини оболонки можна застосувати наступний розв'язок [102]:

$$\omega = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D} [\beta M_0 (\sin \beta x - \cos \beta x) - Q_0 \cos \beta x], \quad (2.3)$$

де M_0 – згинаючий момент;

Q_0 – перерізуюча сила;

D – жорсткість оболонки при згині, яка визначається як $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$;

E – модуль пружності;

μ – коефіцієнт Пуассона;

h – товщина оболонки;

β – числовий коефіцієнт, який визначається як $\beta = \sqrt[4]{\frac{Eh}{4a^2 D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\mu^2)}{a^2 h^2}}$;

a – радіус кривизни оболонки.

З міркувань симетрії в даному випадку приймаємо, що $Q_0 = -P/2$, де P – навантаження, рівномірно розподілене по коловому перерізі. Тому права частина рівняння (2.3) набуде вигляду:

$$\omega = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D} \left[\beta M_0 (\sin \beta x - \cos \beta x) + \frac{P}{2} \cos \beta x \right], \quad (2.4)$$

причому x відкладається від того поперечного перерізу, в якому прикладене навантаження.

Щоб визначити момент M_0 , який входить в (2.4), скористаємось виразом для обчислення нахилу поверхні оболонки при $x=0$ [102]. В нашому випадку три існуючі симетрії цей нахил набуває значення, рівного нулю. Тому

$$2\beta M_0 - \frac{P}{2} = 0, \quad (2.5)$$

звідки

$$M_0 = \frac{P}{4\beta}. \quad (2.6)$$

Підставляючи (2.6) у вираз (2.4) і прийнявши також позначення

$$\left. \begin{aligned} \varphi(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x + \sin \beta x), \\ \psi(\beta x) &= e^{-\beta x} (\cos \beta x - \sin \beta x), \\ \theta(\beta x) &= e^{-\beta x} \cos \beta x, \\ \zeta(\beta x) &= e^{-\beta x} \sin \beta x \end{aligned} \right\},$$

визначаємо прогин оболонки

$$\omega = \frac{P e^{-\beta x}}{8\beta^3 D} (\sin \beta x + \cos \beta x) = \frac{P}{8\beta^3 D} \varphi(\beta x), \quad (2.7)$$

диференціювання якого дає:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\omega}{dx} &= -2\beta \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} \sin \beta x = -\frac{P}{4\beta^3 D} \zeta(\beta x), \\ \frac{d^2\omega}{dx^2} &= 2\beta^2 \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} (\sin \beta x - \cos \beta x) = -\frac{P}{4\beta D} \psi(\beta x), \\ \frac{d^3\omega}{dx^3} &= 4\beta^3 \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} \cos \beta x = \frac{P}{2D} \theta(\beta x) \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

Приймаючи, що

$$M_x = -D \frac{d^2\omega}{dx^2}, \quad Q_x = -D \frac{d^3\omega}{dx^3}, \quad (2.9)$$

отримуємо для згинаючого моменту і перерізуючої сили наступні вирази:

$$M_x = \frac{P}{4\beta} \psi(\beta x); \quad Q_x = -\frac{P}{2} \theta(\beta x). \quad (2.10)$$

Отримані результати відображені на графіку (рис. 2.7).

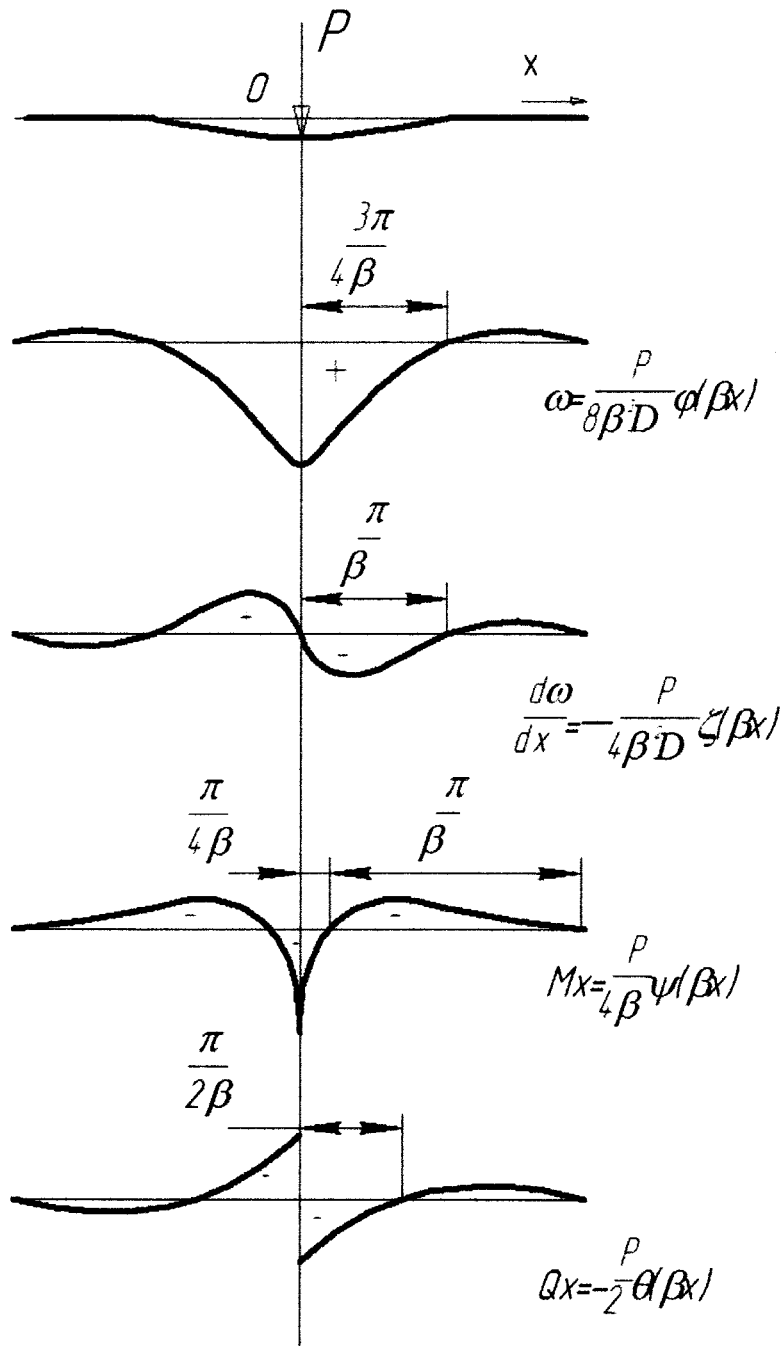


Рис. 2.7. Результати аналізу напруженого стану циліндричної оболонки

Як бачимо, максимальний прогин виникає в перерізі дії навантаження, максимальний момент також виникає в точці його прикладання. Отже, всі величини, що визначають згин оболонки, є малими при $x > \pi/\beta$. Це свідчить про

те, що згин має місцевий характер і що оболонка довжиною $l = 2\pi / \beta$, навантажена посередині, має картину напруженого стану, аналогічну довгій оболонці.

Отже, вплив навантаження з віддаленням від зони дії зменшується і практично нівелюється на відстанях, співрозмірних із довжинами тонкостінних оболонок індикаторів втоми.

Ще одним моментом, що зумовлює сумніви щодо правильності спрощень, є заміна дії ніпеля розподіленим навантаженням в зоні контакту у поєднанні із обмеженнями переміщень в певному напрямку. Тому на першому етапі запропонована модель використовується тільки при дослідженнях напруженого стану індикаторів при згвинчуванні замкового різьбового з'єднання з оптимальним моментом без дії інших зовнішніх навантажень.

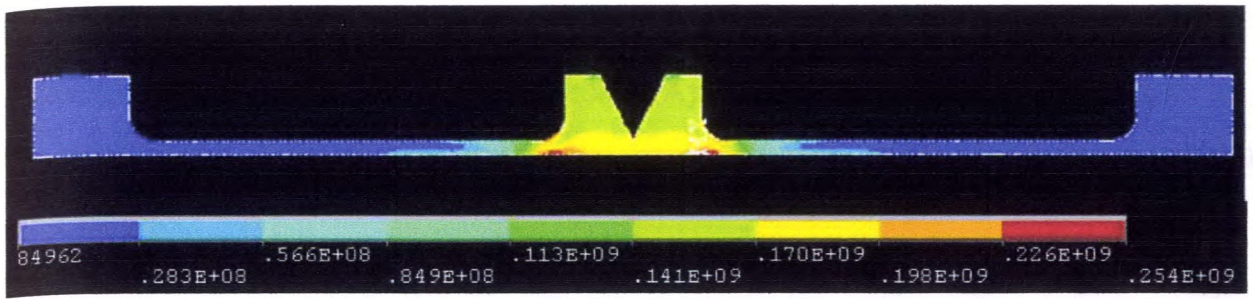
Таким чином, запропоновано спрощену модель індикатора та виконано аналіз напружено-деформованого стану індикатора з використанням методу скінчених елементів у програмному середовищі ANSYS. При цьому дію ніпеля на індикатор втоми замінено відповідним розподіленим навантаженням у поєднанні із обмеженнями переміщення.

Результатами аналізу є розподіл еквівалентних напружень за Мізесом, який відображає картину напруженого стану індикатора та осьових напружень, особливо в зоні, близькій до товстостінного кільця з кільцевою виточкою. Якраз ці результати наведені на рис. 2.8.

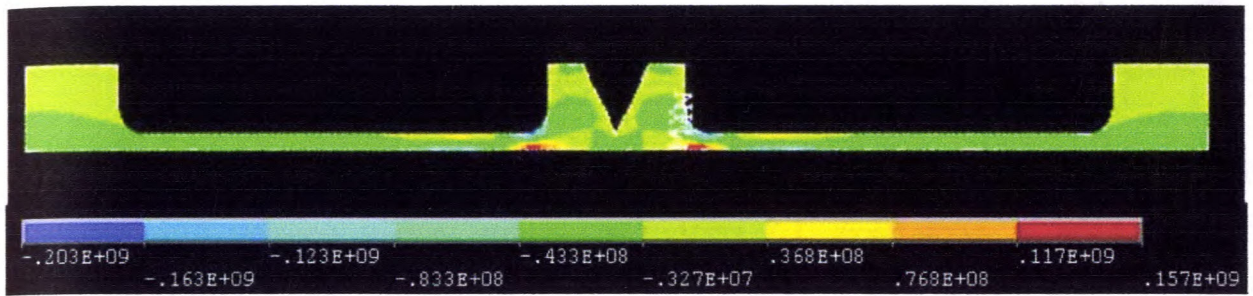
Для порівняння результатів, отриманих при дослідженні напруженого стану індикатора аналогічної конструкції шляхом тензотрування, із загальної картини напруженого стану виділено розподіл напружень по внутрішній поверхні і подано його у графічному вигляді. Такі графіки побудовані як для еквівалентних напружень, так і для осьових. Дуже важливим, з метою порівняння, є розподіл осьових напружень (рис. 2.9).

Порівнюючи їх із напруженнями, що виникають на внутрішній поверхні індикатора, розміщеного в ніпелі із зазором в зоні тонкостінної оболонки,

можна відмітити їх збіжність на окремих ділянках і значну відмінність у зоні кільцевої виточки.



а)



б)

Рис. 2.8. Напружено-деформований стан індикатора з використанням методу скінченних елементів у програмному середовищі ANSYS:

а) – еквівалентні напруження за Мізесом; б) – осьові напруження.

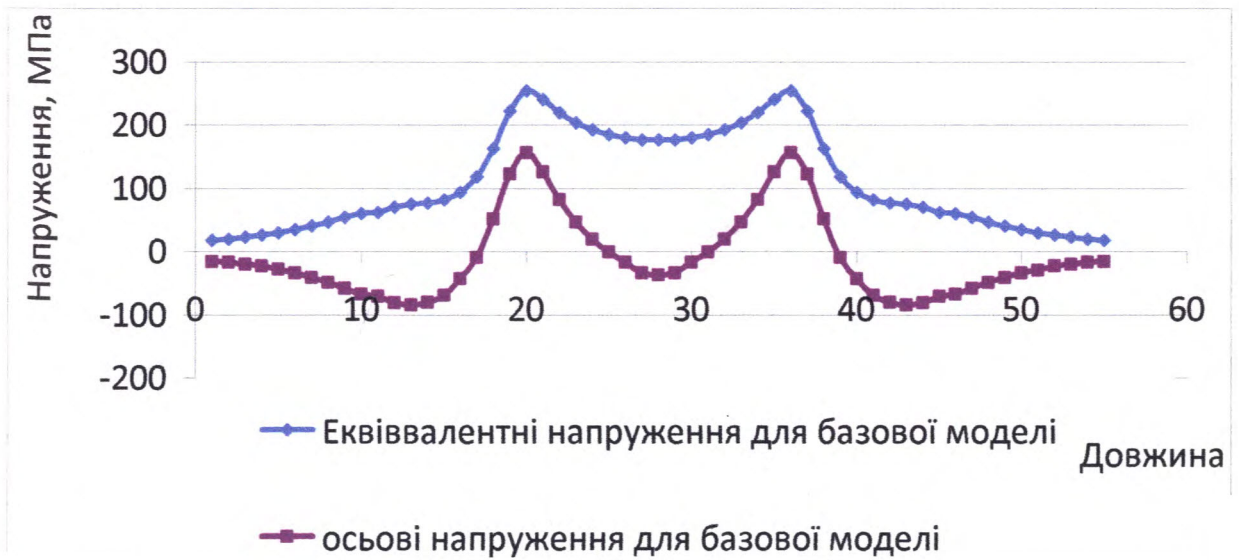


Рис. 2.9. Розподіл напружень на внутрішній поверхні індикатора

Ця відмінність змушує намітити шляхи вдосконалення конструкції.

Перш за все потребує детального вивчення питання впливу взаємодії кільця, в якому виконано концентратор, із ніпелем на сприйняття концентратором зовнішніх навантажень. Іншою проблемою є реалізація товстостінною оболонкою функції помножувача напружень, що виникають в концентраторі. Детальному розгляду цих питань і присвячені подальші дослідження.

2.2. Оцінка впливу умов монтажу індикаторів в замкових різьбових з'єднаннях на рівень сприйняття ними навантажень

У згвинченому різьбовому з'єднанні індикатор втомив, виконаний згідно [81] і підданий попередньому аналізу в пункті 2.1, контактує із внутрішньою поверхнею ніпеля через товстостінне кільце, у якому виконаний концентратор напружень. З метою сприйняття навантажень у певному діапазоні, товстостінне кільце виконане з такими розмірами, що при згвинчуванні різьбового з'єднання, ніпель, зазнаючи радіальної деформації, обтискає його і утворює при цьому з'єднання з натягом (ніпель - товстостінне кільце). Згідно із [55] умови контакту індикатора є дослідженими і встановлено їх оптимальний варіант.

На даному етапі досліджень звернемо увагу на виконання своїх функцій концентратором напружень, а саме, V-подібною виточкою, виконаною у товстостінному кільці. В конструкцію індикатора концентратор напружень введений з метою доведення номінальних напружень до максимального рівня. Виконання концентратора напружень у товстостінному кільці, яке утворює з внутрішньою поверхнею ніпеля пресову посадку, вимагає детального вивчення механізму впливу цієї посадки на рівень напружень в перерізах зони концентратора. Прикладом небезпідставності таких міркувань може служити механізм, що реалізується у різьбових з'єднаннях із стабілізуючим конічним пояском. Згідно з [115], таке конструктивне рішення приводить до підвищення втомної міцності з'єднання приблизно на 40%. Це свідчить про те, що,

знаходячись у аналогічних умовах, індикатор зазнає підвищення втомної міцності, а отже звуження діапазону сприйняття зовнішніх навантажень за межі тих, які спонукають втомні пошкодження у різьбовому з'єднанні бурильних труб. Для підтвердження попередніх висновків проведемо ряд аналітичних досліджень.

Аналогічно, як і при вивченні згину циліндричних оболонок [101], виділимо із індикатора [81] елементарну смужку малої ширини (рис. 2.10). В районі товстостінного кільця її можна з певними припущеннями розглядати як напівплощину з тріщиною, а взаємодію індикатора з ніпелем моделювати накладкою. В такому випадку ми маємо задачу, в якій розглядається взаємодія напівплощини із накладкою, а саме її вплив на коефіцієнт інтенсивності напружень біля вершини тріщини, яку містить півплощина (рис. 2.11).

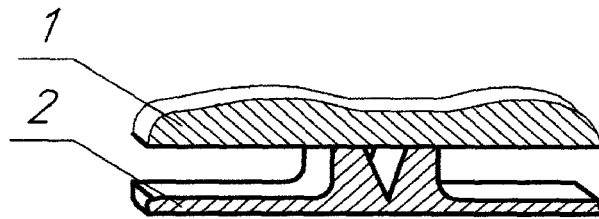


Рис. 2.10. Елементарна смужка виділена із індикатора та ніпеля:

1 – ніпель; 2 – індикатор.

Розглянемо напівплощину, яка характеризується сталими величинами G , E , μ (модулем пружності підчас зсуву, модулем пружності підчас розтягу і коефіцієнтом Пуассона відповідно) і містить тріщину довжиною $2l$, перпендикулярну границі. Напівплощина вздовж межі $y = 0$ підкріплена щільно з'єднаною з нею пружною накладкою висотою h з характеристиками G_s , E_s , μ_s . Таку накладку можна розглядати як пружну тонку пластину, позбавлену

згинальної жорсткості [1]. Вважаємо, що бічна поверхня накладки при цьому вільна від напружень.

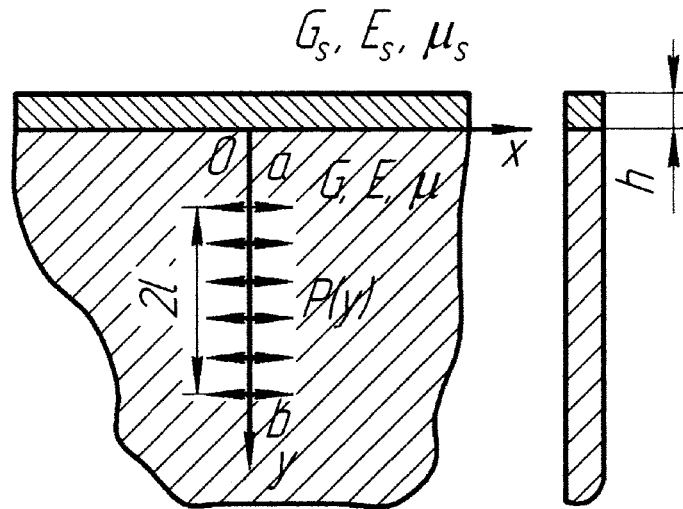


Рис. 2.11. Розрахункова схема для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень у вершинах тріщини:

a, b – координати вершин тріщини; $2l$ – довжина тріщини.

Внаслідок прийнятих припущень

$$\sigma_{yy}^{(s)}(x,0) = 0; \quad \sigma_{xx}^{(s)}(x,0) = 0. \quad (2.11)$$

Напівплощина навантажена рівномірно розподіленими зусиллями σ_x^∞ . Тріщина в напівплощині вільна від навантажень. Необхідно дати кількісну оцінку концентрації інтенсивності поля напружень біля вершини крайової тріщини, що взаємодіє з накладкою.

Розв'язок поставленої задачі можна представити як суперпозицію двох задач – задачі про напівплощину з накладкою без тріщини і задачі про напівплощину з накладкою і тріщиною, яка навантажена внутрішнім (відомим з першої задачі) тиском. Розв'язок першої відомий [1]. Зупинимось на розв'язку задачі про пружну рівновагу ізотропної, підсиленої накладкою, напівплощини з прикорйовою тріщиною (рис. 2.11). Зовнішніми навантаженнями у напівплощині будуть лише зусилля розтягу інтенсивності $p(y)$, прикладені до бічних поверхонь тріщини. Необхідно знайти величини коефіцієнтів інтенсивності

напружень біля вершини тріщини, на поверхні розділу накладки з напівплощиною залежно від фізико-механічних властивостей матеріалів, що складають композицію.

Граничні умови задачі наступні:

$$\varepsilon_x = \varepsilon_x^{(s)} \text{ при } y = 0. \quad (2.12)$$

При $x = 0$:

$$\tau_{xy}^{(s)}(0, y) = 0, \quad -h < y < 0, \quad \tau_{xy}(0, y) = 0, \quad 0 < y < \infty; \quad (2.13)$$

$$\sigma_{yy}(0, y) = p(y), \quad a < y < b, \quad u^{(s)}(0, y) = 0, \quad -h < y < 0, \quad (2.14)$$

де $\tau_{xy}^{(s)}, \tau_{xy}, \sigma_{yy}$ – компоненти тензора напружень;

$u^{(s)}$ – компонента вектора переміщень;

ε_x – відносна деформація в напрямку осі Ox .

Рівняння рівноваги підкріплюючого елемента при $y = 0$ [1] набуде вигляду:

$$\eta_* \frac{d\sigma_{xx}}{dx} + h\tau_{xy}^{(s)} = 0, \quad (2.15)$$

де $\eta_* = E_s F_s / E$ (F_s – площа поперечного перерізу накладки).

Розв'язок задачі плоскої теорії пружності в переміщеннях такий:

$$\begin{aligned} u(x, y) &= \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \{A_1 + A_2 [y + (\chi + 1)/2\alpha]\} e^{-\alpha y} \sin(\alpha x) d\alpha + \\ &+ \frac{2}{\pi} \int_0^\infty B(u) u^{-1} [(\chi + 1)/2 + ux] e^{-ux} \cos(yu) du; \\ v(x, y) &= \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \{A_1 + A_2 [y + (\chi + 1)/2\alpha]\} e^{-\alpha y} \cos(\alpha x) d\alpha - \\ &- \frac{2}{\pi} \int_0^\infty B(u) u^{-1} [(\chi + 1)/2 + ux] e^{-ux} \sin(yu) du, \end{aligned} \quad (2.16)$$

де $\chi = (3 - \mu)/(1 + \mu)$ – для умов загально напруженого стану;

$\chi = 3 - 4\mu$ – для плоскої деформації;

μ – коефіцієнт Пуассона.

Відповідні компоненти тензора напружень визначаються на основі закону Гука. Виконавши граничні умови (2.11)-(2.13), виразимо невідомі A_j ($j=1,2$) через функцію $B(u)$. Тоді на основі граничної умови (2.14) дістанемо дуальне інтегральне рівняння відносно невідомої функції $B(u)$, яке із введенням функції $c(t)$ співвідношенням

$$B(u) = \frac{2}{\chi + 1} \int_a^b c(t) \sin(ut) dt \quad (2.17)$$

зведеться до сингулярного інтегрального рівняння

$$\frac{1}{\pi} \int_a^b \frac{c(t) dt}{t - y} - \frac{1}{\pi} \int_a^b \left[\frac{1}{t + y} + K(y, t) \right] c(t) dt = 0,25(1 + \chi) p(y) / (\pi G)$$

$$y \in [a, b] \quad (2.18)$$

Тут ядро $K(y, t)$ визначається формулою

$$K(y, t) = 2 \int \alpha \left[t + \frac{(y\alpha - 2)(ht + 2\eta)}{2\eta x + h} \right] e^{-\alpha(y+t)} d\alpha, \quad (2.19)$$

де $\eta = G_s / G$, G_s і G – модуль пружності під час зсуву відповідно у накладці та напівплощині.

Рівняння (2.18) являє собою сингулярне інтегральне рівняння з ядром типу Коші. Розв'язок його можна отримати за допомогою числових методів [80]. При розв'язуванні рівняння (2.18) використовували метод механічних квадратур, у відповідності з яким воно замінювалось дискретним аналогом алгебраїчних рівнянь, причому число інтерполяційних точок вибирали так, щоб наступне збільшення їх кількості не впливало на кінцевий результат. Випадок крайової тріщини імітувався умовою рівності нулю коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині, що вийшла на край напівплощини. На основі даних чисельних розв'язків рівняння (2.18) встановлена зміна значень коефіцієнтів інтенсивності напружень у вершині крайової тріщини для деяких конкретних композицій (тріщина – абсолютно жорсткий край, $\eta = 10$, $\eta = 0,1$, тріщина – вільний край, рис. 2.12). Саме варіант тріщина – абсолютно жорсткий край в певній мірі реалізований в індикаторі, запропонованому в [81]. А згідно з рис. 2.12

зменшення жорсткості накладки веде до збільшення коефіцієнта інтенсивності напружень.

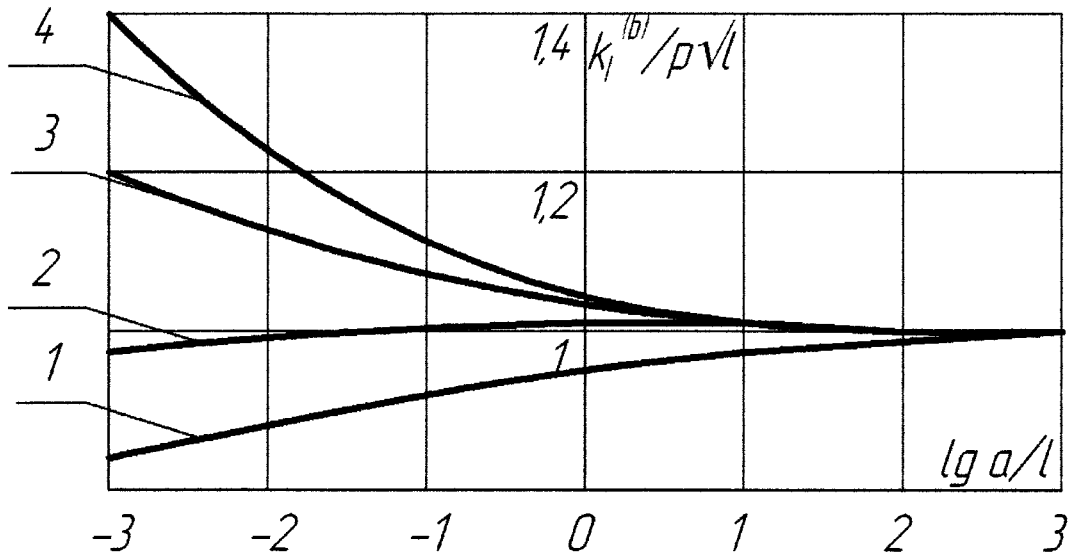


Рис. 2.12. Залежності коефіцієнта інтенсивності напружень для різних композицій:

1 – тріщина – абсолютно жорсткий край; 2 – $\eta = 10$;

3 – $\eta = 0,1$; 4 – тріщина – вільний край.

Як видно із отриманих результатів, можна стверджувати, що виконання концентратора напружень у товстостінному кільці, яке зазнає впливу ніпеля як охоплюючої деталі, приводить до значного зменшення коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині концентратора. При відсутності пресової посадки за інших рівних умов коефіцієнт інтенсивності напружень зростає приблизно в 4 рази. З цього випливає висновок про необхідність внесення конструктивних змін під час конструювання концентратора напружень в індикаторі з метою сприйняття розширеного діапазону спектру зовнішніх навантажень на елементи бурильної колони.

2.3. Оцінка впливу конструктивних особливостей індикаторів на їх напружений стан у зоні концентратора

Як вже зазначалося в пункті 2.1, другим питанням, яке потребує детального вивчення, є виконання тонкостінною оболонкою функції помножувача напружень, що виникають в концентраторі.

В тому ж пункті 2.1 здійснено аналіз напружено-деформованого стану тонкостінної циліндричної оболонки під дією розподіленого навантаження, результати якого подані в графічному вигляді на рис. 2.7. При цьому важливими є зони, дуже близькі до зони дії навантаження. Вони характеризуються значними деформаціями, зумовленими дією перерізуючих сил і згинальних моментів.

Характерною для індикатора особливістю є навантаження циліндричної оболонки на певній ділянці. В межах цієї ділянки розташований концентратор у вигляді кільцевої виточки. Вплив оболонки на напружений стан в зоні концентратора нівелюється за рахунок виконання останнього в товстостінному кільці зі значними розмірами у порівнянні із оболонкою. Іншою причиною також є взаємодія кільця із внутрішньою поверхнею ніпеля, вагомість якої встановлена у попередньому пункті.

Таким чином, потрібно здійснити спроби зменшення впливу дії охоплюючої деталі та підсилення помножуючої дії циліндричної оболонки.

Одночасним вирішенням цих питань може бути винесення концентратора за межі товстостінного кільця, що контактує із ніпелем. Один із варіантів конструкції, що враховує згадані особливості, наведений на рис. 2.13.

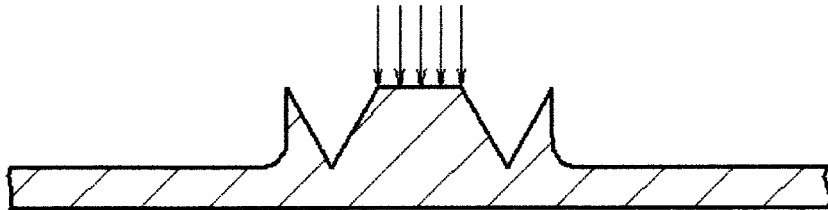


Рис. 2.13. Схема варіантної конструкції індикатора

Такий варіант усуває вплив охоплюючої дії ніпеля на виконання концентратором своїх функцій та збільшує помножуючу дію циліндричної оболонки. Однак у даному випадку деформація циліндричної оболонки приводитиме до закриття V-подібної виточки і, тим самим, до зменшення, а не збільшення напружень у зоні, близькій до концентратора. Про це свідчать результати скінченноелементного аналізу запропонованої конструкції, які наведені на рис. 2.14.

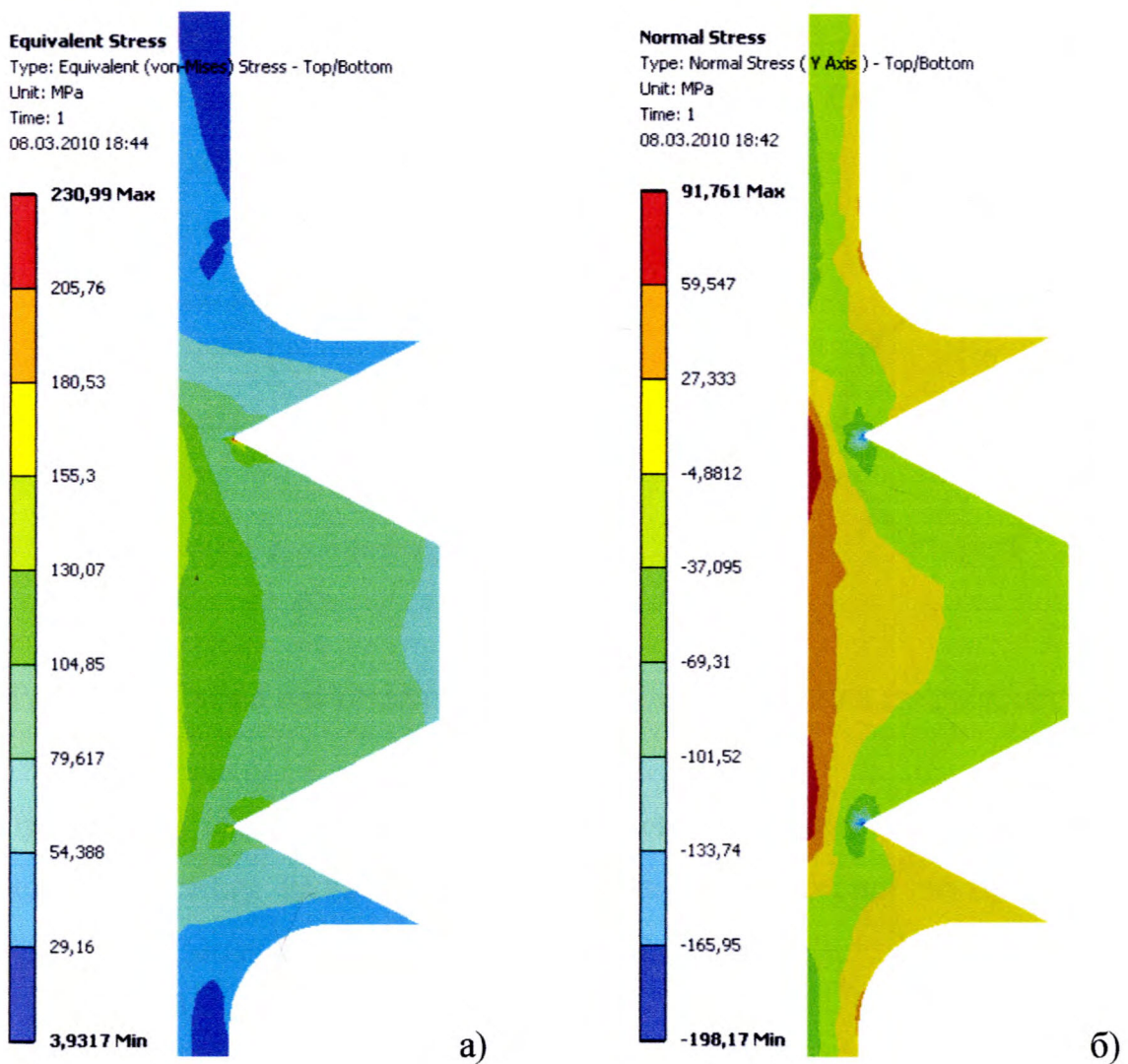


Рис. 2.14. Результати скінченноелементного аналізу індикатора:

а) – еквивалентні напруження; б) – осьові напруження.

Добитися збільшення напружень в зоні концентратора можна було б шляхом розташування його в такій зоні оболонки, в якій би забезпечувалось його розкриття.

Беручи до уваги незначні за розмірами зони впливу навантаження на циліндричну оболонку, виконання концентратора із встановленими параметрами [55] є малоефективним.

У зв'язку із цим доцільно було б добитися збільшення довжини ефективних з точки зору помноження напружень зон тонкостінної оболонки. Для такого випадку важливим є результат, отриманий внаслідок дії на циліндричну оболонку розподіленого навантаження у двох перерізах, розташованих на незначній відстані один від одного. Схему, яка ілюструє висловлене припущення, зображено на рис. 2.15.

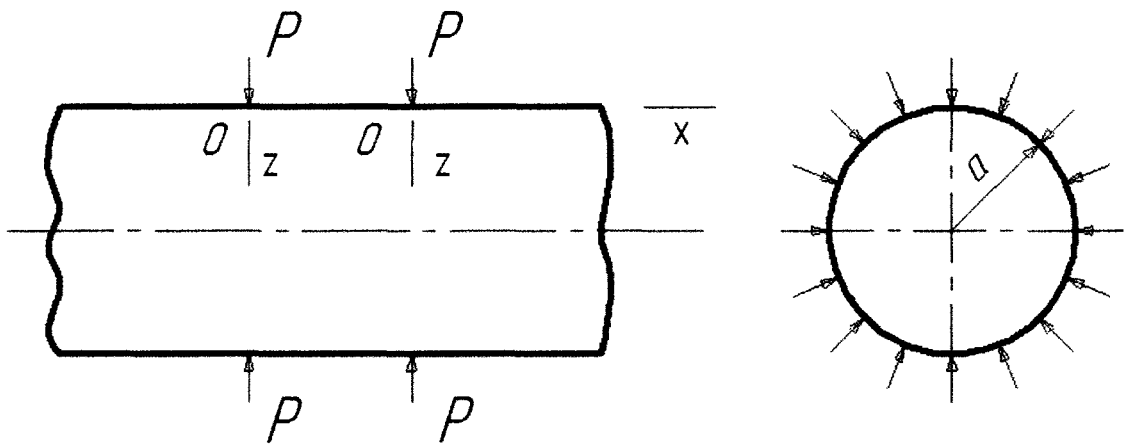


Рис. 2.15. Схема навантаження циліндричної оболонки по двох перерізах

При цьому, навіть не розв'язуючи задачі по встановленню напружено-деформованого стану циліндричної оболонки навантаженої згідно вказаної схеми (рис. 2.16), можна зобразити епюру, наведену нижче.



Рис. 2.16. Епюра прогинів циліндричної оболонки, навантаженої по двох перерізах

Залежно від відстані між зонами дії навантаження, картина напружено-деформованого стану між ними міняється. Але так чи інакше можна встановити певну оптимальну відстань між зонами дії навантаження, яка б дала можливість розташувати між ними концентратор з необхідними параметрами та добитися при цьому, умовно кажучи, його розкриття. Це забезпечить виникнення попередніх напружень розтягу, зумовлених взаємодією індикатора із ніпельною частиною замкового з'єднання.

З метою підтвердження правильності припущення, висловленого вище, проведено моделювання циліндричної оболонки навантаженої згідно зі схемою, наведеною на рис. 2.15, і порівняння її напружено-деформованого стану при різних відстанях між зонами дії навантаження. Область досліджень обмежувалась з однієї сторони можливістю виконання концентратора, а з іншої – областю дії крайового ефекту в циліндричній оболонці.

Отримані результати наведені на рис. 2.17. На рисунку подано три варіанти, які ілюструють напружений стан у порядку зменшення відстані між зонами дії навантаження.

Характерними для всіх випадків є зони виникнення максимальних напружень, які співпадають із площинами дії навантаження. Перерізи по середині між площинами характеризуються порівняно нижчим рівнем напружень. Однак загальна картина відповідає тій, що прогнозувалася (рис. 2.16), особливо при найменшій відстані між площинами дії навантаження.

Таким чином, наші припущення є повністю підтвердженими, а результати є такими, що можуть бути використані при розробці математичної моделі індикаторів втоми, а також бути прикладом при проектуванні конструкції різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми, здатний досить точно відтворювати картину напруженого стану контрольованого з'єднання.

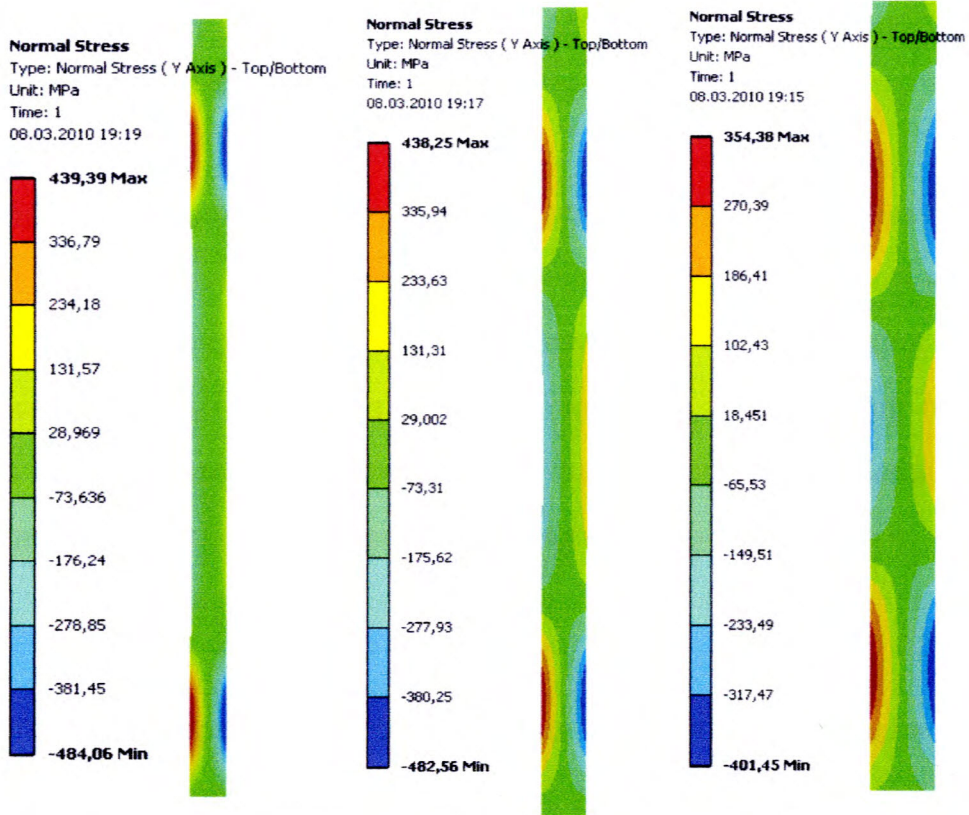


Рис. 2.17. Розподіл напружень в циліндричній оболонці при різних відстанях між зонами дії розподіленого навантаження

2.4. Висновки до розділу 2

1. Отримано картину напружено-деформованого стану базової моделі індикатора втоми з використанням скінченно-елементного аналізу виконаного в програмному середовищі ANSYS, спираючись на яку встановлено необхідність детального вивчення питання впливу взаємодії індикатора, а саме кільця в якому виконано концентратор, із ніпелем на сприйняття концентратором зовнішніх навантажень, та можливості використання тонкостінної оболонки як помножувача напружень індикатора втоми.

2. Проведено аналіз впливу охоплюючої деталі (ніпеля) на напружений стан індикатора в зоні концентратора напружень та встановлено, що виконання концентратора в товстостінному кільці, яке зазнає впливу ніпеля, приводить до

значного зменшення коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині концентратора при дії зовнішніх навантажень.

3. Запропоновано зменшити вплив охоплюючої деталі на напружений стан в зоні концентратора індикатора і одночасно підсилити помножуючу дію циліндричної оболонки на його формування за рахунок винесення концентратора за межі зони контакту індикатора з ніпелем при одночасному врахуванні особливостей формування напружено-деформованого стану циліндричної оболонки рівномірно навантаженої по колу в двох паралельних площинах.

4. Створено передумови розроблення математичної моделі індикатора втомі, яка б забезпечувала виконання своїх функцій концентратором напружень і виникнення при цьому в небезпечному перерізі індикатора напружень характерних напруженому стану небезпечного перерізу самого з'єднання.

РОЗДІЛ 3

НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ В ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ

3.1. Дослідження напруженого стану моделей індикаторів під час монтажу різьбових з'єднань

Дослідження, що проводились у попередньому розділі роботи, супроводжувались припущеннями і спрощеннями при формуванні розрахункових схем моделей. Отримані при цьому результати дають пояснення на певні питання і формують напрямок подальших досліджень та вдосконалень.

Однак існують питання, вичерпної відповіді на які вони не дають. У зв'язку з цим, виникає необхідність продовження досліджень вже з більш повним відтворення реальних умов експлуатації різьбових з'єднань, що містять засоби контролю їх пошкодженості.

В розділі 2, за результатами досліджень поданими в [63], прийнято, що при взаємодії з ніпелем індикатор втоми контактує з ним поверхнями по обидві сторони від кільцевої виточки, тобто підлягає осесиметричному розподіленому навантаженню.

В реальних умовах ніпель різьбового з'єднання зазнає деформації, величина якої по довжині різі міняється. Таким чином, для відтворення напружено-деформованого стану індикаторів під час згвинчування конкретних типорозмірів замкових з'єднань необхідно дослідити деформації внутрішньої поверхні ніпеля з'єднання по всій його довжині.

В роботі [65] описано дослідження, які дали можливість побудувати криві, наведені на рис. 3.1. Вони отримані для замкових різьбових з'єднань різних типорозмірів при прикладанні моментів згвинчування, вказаних на рисунку. Як бачимо, для кривих 1, 5 і 6 присутні ділянки, на яких деформації

дещо стабілізуються, але більшість ділянок внутрішньої поверхні ніпеля по своїй довжині зазнають різних деформацій.

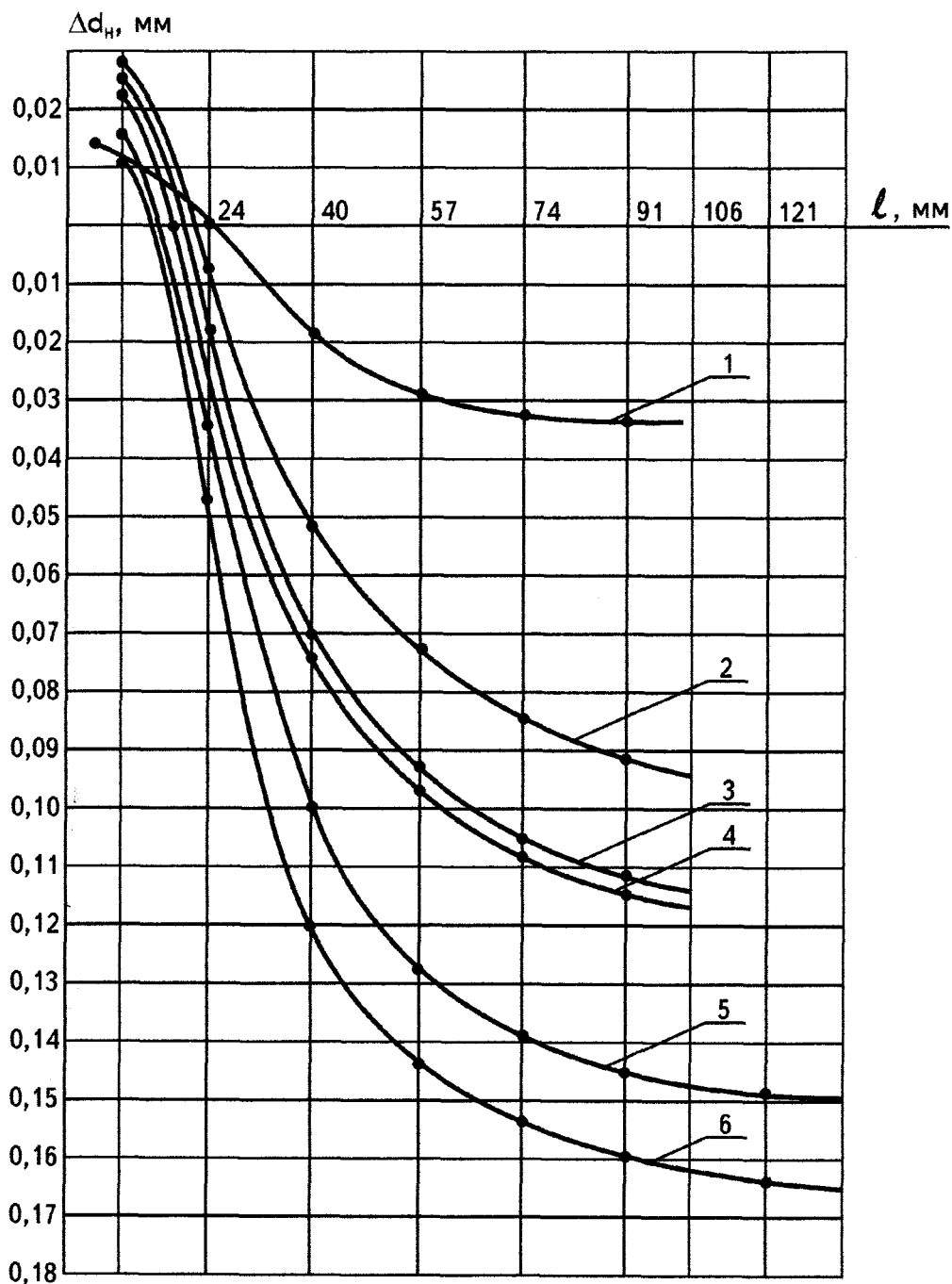


Рис. 3.1. Деформація внутрішньої поверхні ніпеля замкового різьбового з'єднання ОБТ по його довжині:

1, 2, 3, 4 – з'єднання 3 - 121 при згинчуванні $M_{кр}$, рівним відповідно 5, 10, 15, 18 кНм; 5 – 3 - 147 при $M_{кр} = 30$ кНм; 6 – 3 - 171 при $M_{кр} = 50$ кНм.

Величина деформацій міняється в досить вузькому діапазоні, але навіть за таких умов контакт ніпеля з встановленим в ньому індикатором втоми може бути різним. Причиною цього є виконання деталей, що утворюють з'єднання, з різними параметрами натягу. Таким чином, при встановленні індикатора в ніпель із зазором, який після згвинчування різьбового з'єднання забезпечує малі натяги, може реалізуватися картина присутності контакту в парі індикатор – ніпель по один бік концентратора напружень. Цей випадок може мати позитивний ефект з точки зору виконання своїх функцій концентратором напружень у вигляді кільцевої виточки. Однак можливий і інший варіант, а саме, реалізації пресової посадки по двох площинах і, тим самим, виключення з дії концентратора напружень у відповідності до варіанту, розглянутого в підрозділі 2.2. Крім згаданих вище варіантів, можливі і певні перехідні випадки.

З метою врахування в процесі моделювання індикаторів реальних умов згвинчування різьбових з'єднань, за картиною деформації внутрішньої поверхні ніпеля, наведеною на рис. 3.1, побудована спрощена модель різьбового з'єднання. В цій моделі основну увагу приділялось формі внутрішньої поверхні ніпеля, з якою контактує індикатор втоми. Поміщаючи в замкове з'єднання індикатори втоми, виконані з різними параметрами спряжуваних поверхонь, нами змодельовані розглянуті вище варіанти і отримані результати, наведені на рис. 3.2, 3.3, 3.4.

Згідно з рис. 3.2, отримано дійсно позитивний результат за умови контакту індикатора по одну сторону від концентратора напружень. Він підтверджується виникненням в концентраторі значно більших напружень, ніж на внутрішній поверхні індикатора в цьому перерізі. В даному випадку присутнє, умовно кажучи, відкриття, а не закриття концентратора. Це зумовлено не тільки відсутністю контакту по одну сторону від концентратора, але й провертанням частини товстостінного кільця в сторону від концентратора. Причиною цього є нерівномірна деформація внутрішньої поверхні ніпеля, яка є визначальною при формуванні напружено-деформованого стану індикатора.

Беручи до уваги отримані результати, нами зроблено перевірку напруженого стану індикатора, в якому площина контакту знаходилась зі сторони більшої основи конуса ніпеля відносно концентратора. В такому випадку отримано підтвердження версії про закриття концентратора (рис. 3.3).

Якщо ж натяг в парі індикатор – ніпель після згвинчення з'єднання досить великий, отримуємо картину деформації товстостінного кільця як єдиного цілого, тобто без концентратора напружень, про що свідчить відсутність зони підвищення напружень навколо концентратора (рис. 3.4).

Таким чином, встановлено суттєву залежність напруженого стану індикатора, саме в перерізах концентратора, від такого експлуатаційного параметра, як натяг в парі індикатор – ніпель після згвинчування різьбового з'єднання.

За результатами досліджень, розглянутих в даному пункті, запропоновані зміни конструкції індикатора з метою стабілізації напруженого стану в перерізах концентратора напружень. Цього вдалося частково досягнути шляхом свідомого усунення контакту індикатора з ніпелем по одну сторону від концентратора. Як підтверджено дослідженнями (рис. 3.3), контакт потрібно усунути зі сторони більшої основи конуса ніпеля відносно концентратора.

Конструкція такого індикатора (рис. 3.5) запатентована [90].

Розглядаючи в подальшому такий варіант конструкції і продовжуючи моделювання, виявлено залежність напруженого стану індикатора від місця розташування зони контакту пари індикатор – ніпель. Розташовуючи зону контакту на ділянці різкого збільшення деформації ніпеля, тобто на відстані 45 – 55 мм від більшої основи конуса замкових різьбових з'єднань, відмічено виникнення осьових напружень в зоні концентратора, більших за величиною, ніж при її розташуванні на ділянках стабілізації деформації (рис. 3.6, 3.7).

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

10.01.2010 19:10

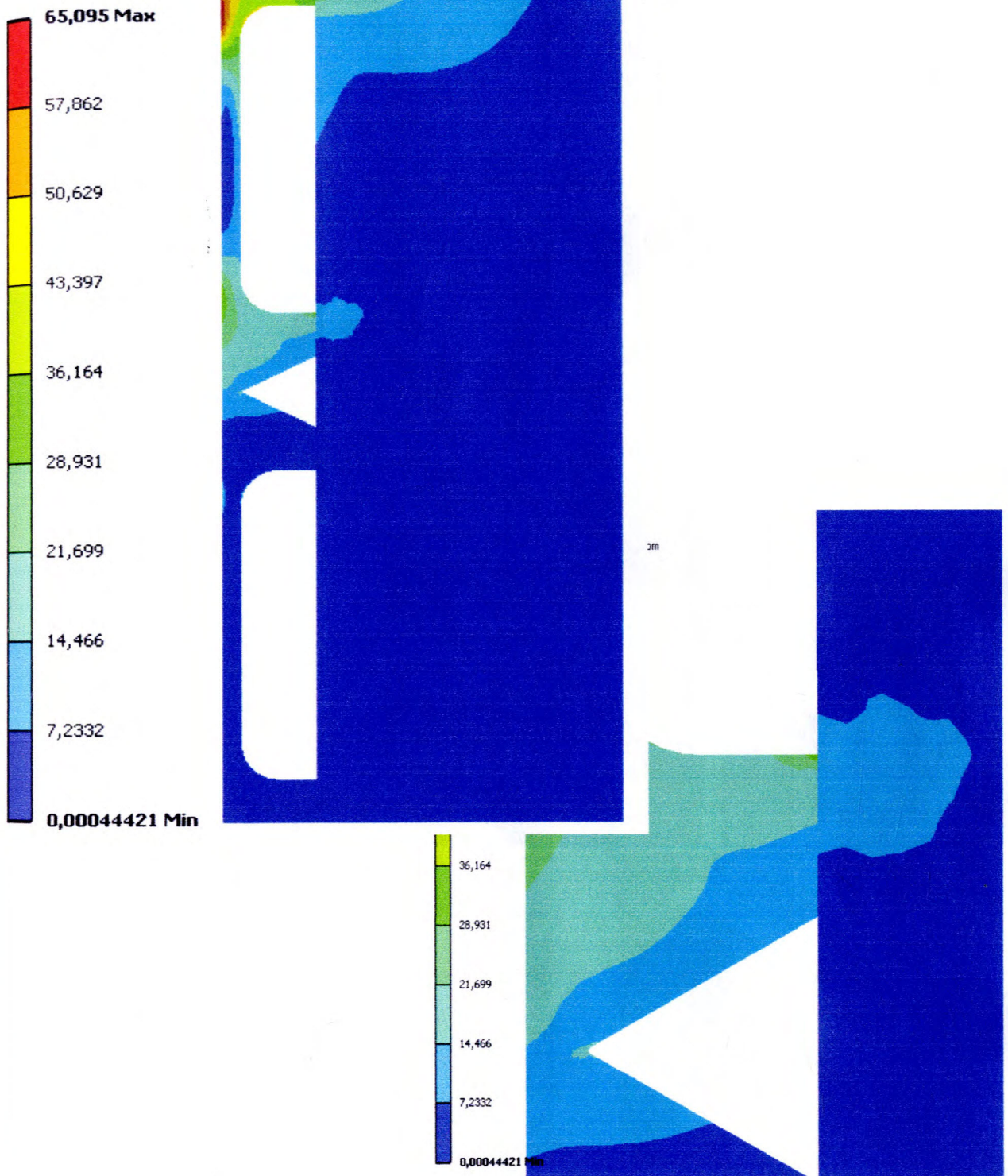


Рис. 3.2. Індикатор з площиною контакту пари індикатор – ніпель, розташованою між меншою основою конуса замкового різьбового з'єднання і концентратором напружень індикатора

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

10.01.2010 19:37

96,998 Max

86,22

75,443

64,665

53,888

43,11

32,333

21,555

10,778

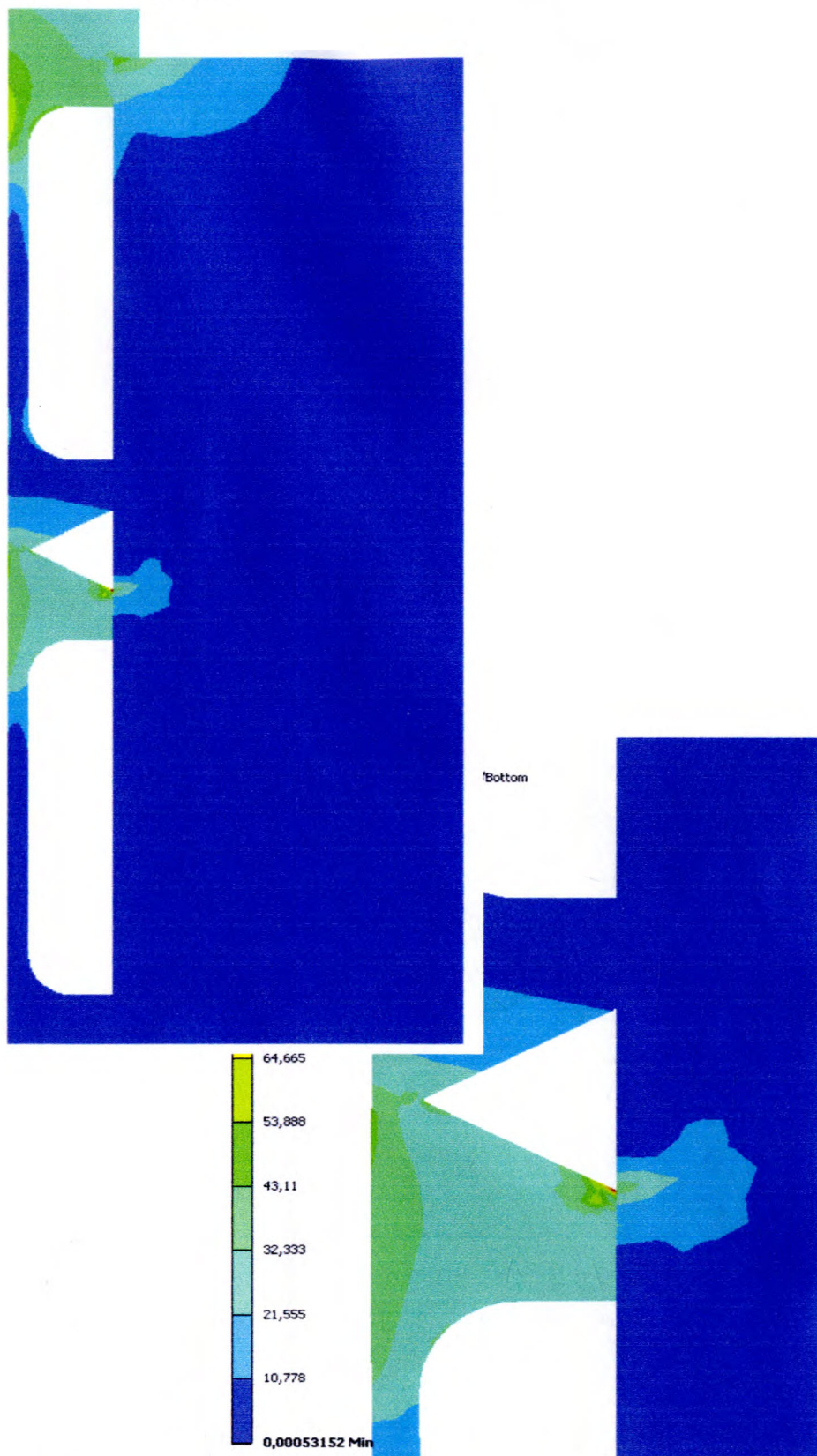
0,00053152 Min

Рис. 3.3. Індикатор з площиною контакту пари індикатор – ніпель, розташованою між концентратором напружень і більшою основою конуса замкового різьбового з'єднання

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

10.01.2010 21:10

245,63 Max

218,34

191,05

163,75

136,46

109,17

81,878

54,586

27,294

0,0014623 Min

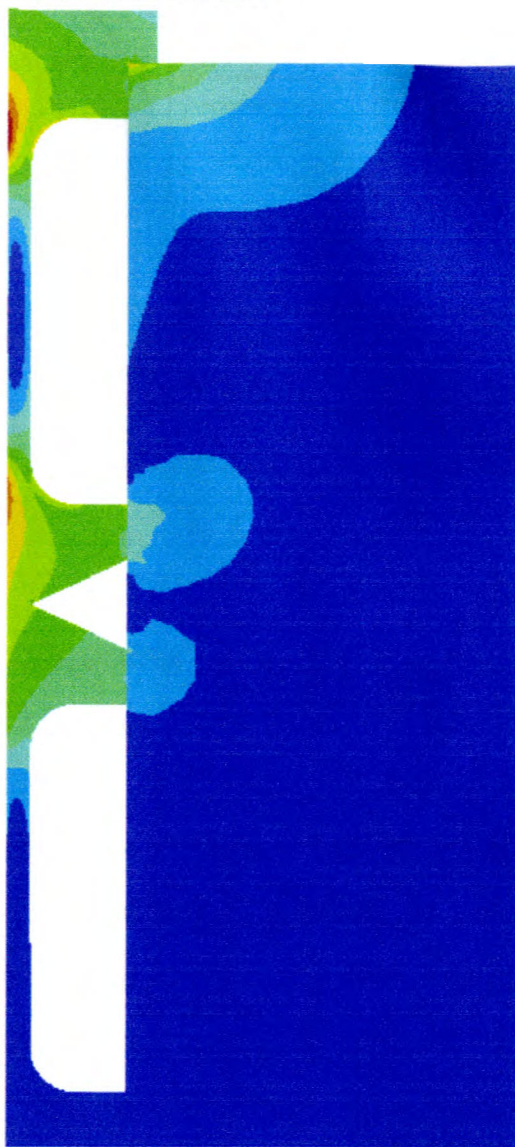
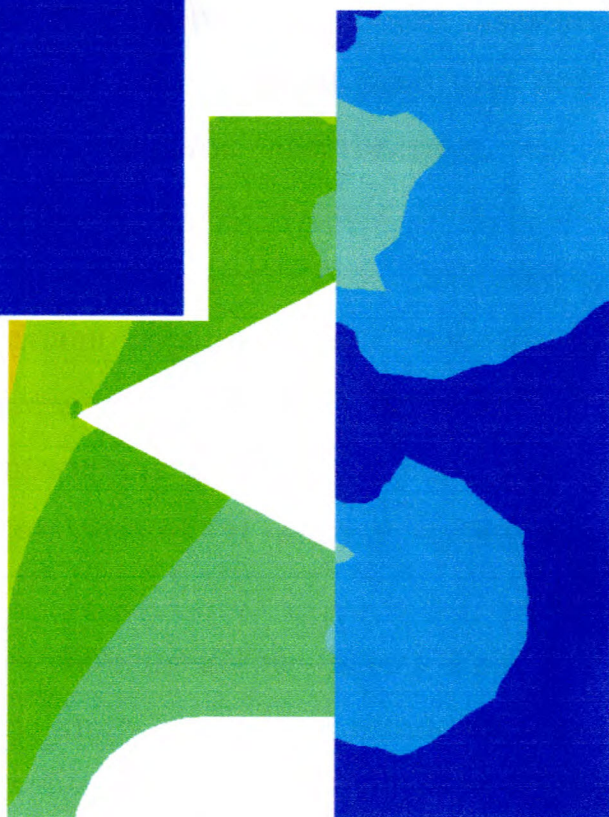
163,75
136,46
109,17
81,878
54,586
27,294
0,0014623 Min

Рис. 3.4. Індикатор з площинами контакту пари індикатор – ніпель по обидві сторони його концентратора напружень

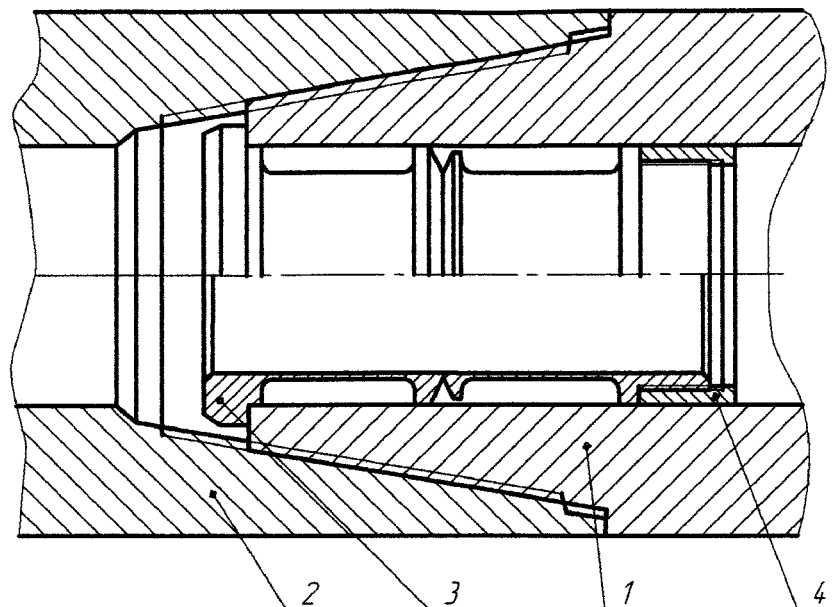


Рис. 3.5. Різьбове з'єднання з індикатором вдосконаленої конструкції:

1 – муфтова частина; 2 – ніпельна частина; 3 – індикатор; 4 – монтажна втулка.

Однак, зважаючи, що деформація внутрішньої поверхні ніпеля залежить від моменту, з яким згвинчується з'єднання, а також від форм поверхонь його елементів, які в свою чергу зумовлені як точністю виготовлення, так і особливостями згвинчування, постає завдання вдосконалення конструкції індикаторів втоми. При цьому слід врахувати результати досліджень, проведених в розділі 2 даної роботи, та вплив експлуатаційних чинників на картину напружено-деформованого стану елементів різьбового з'єднання.

При вдосконаленні конструкції індикаторів різьбових з'єднань слід керуватися наступними вимогами, які випливають із аналізу проведених досліджень:

1. Необхідність забезпечення контакту пари індикатор – ніпель в зоні, яка б давала стабільні результати напруженого стану індикатора втоми під дією моменту згвинчування;

2. Забезпечення, при дотриманні попередньої умови, виникнення в індикаторі, а саме, в зоні концентратора, напружень, що відповідають рівню

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

10.01.2010 21:30

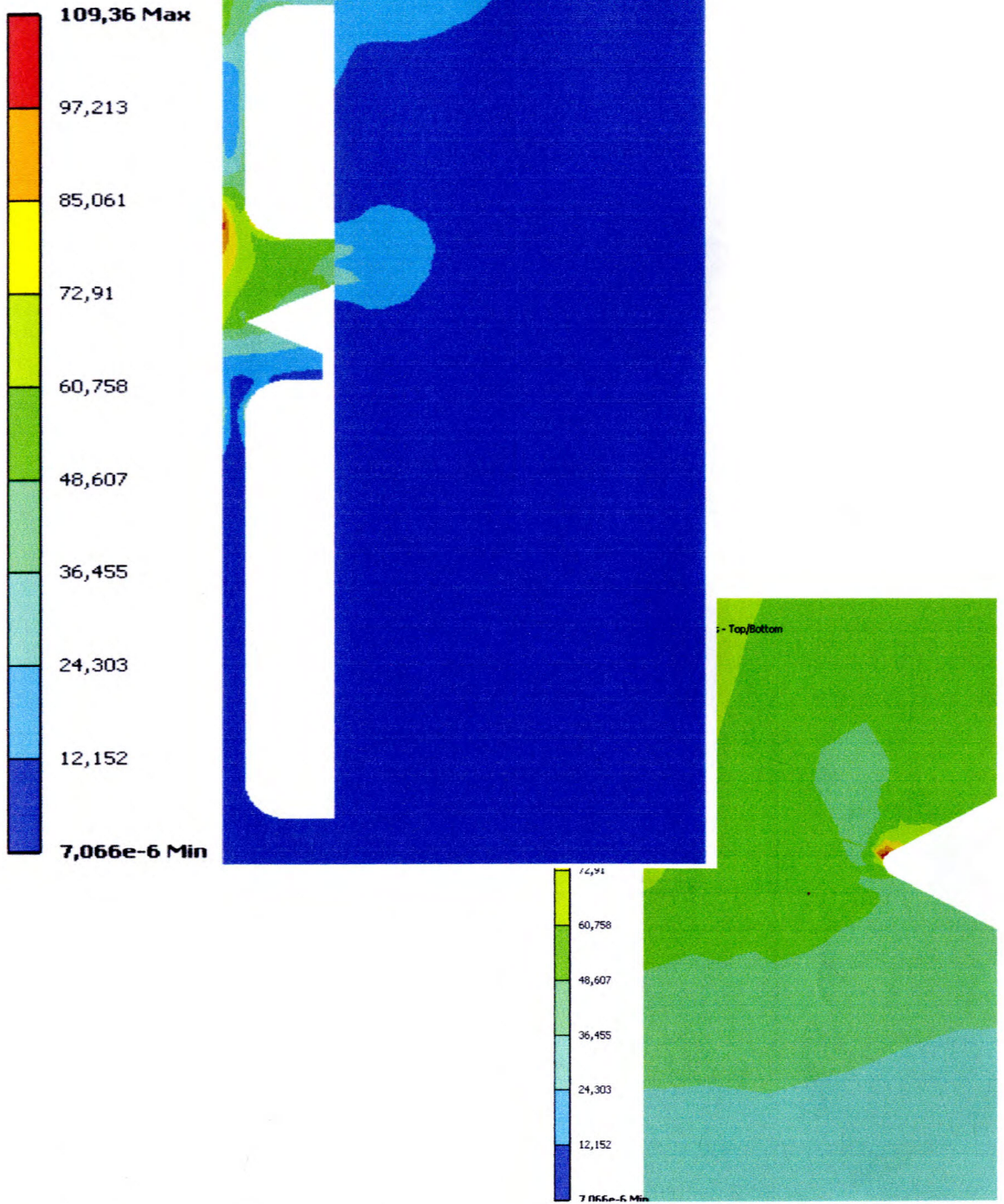


Рис. 3.6. Напружений стан різьбового з'єднання з індикатором вдосконаленої конструкції, в якому концентратор напружень розташований на відстані 40 мм від меншої основи конуса ніпеля

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

10.01.2010 21:40

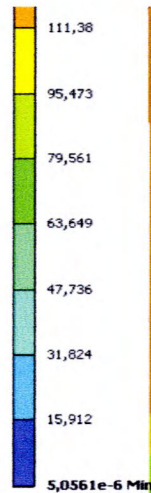
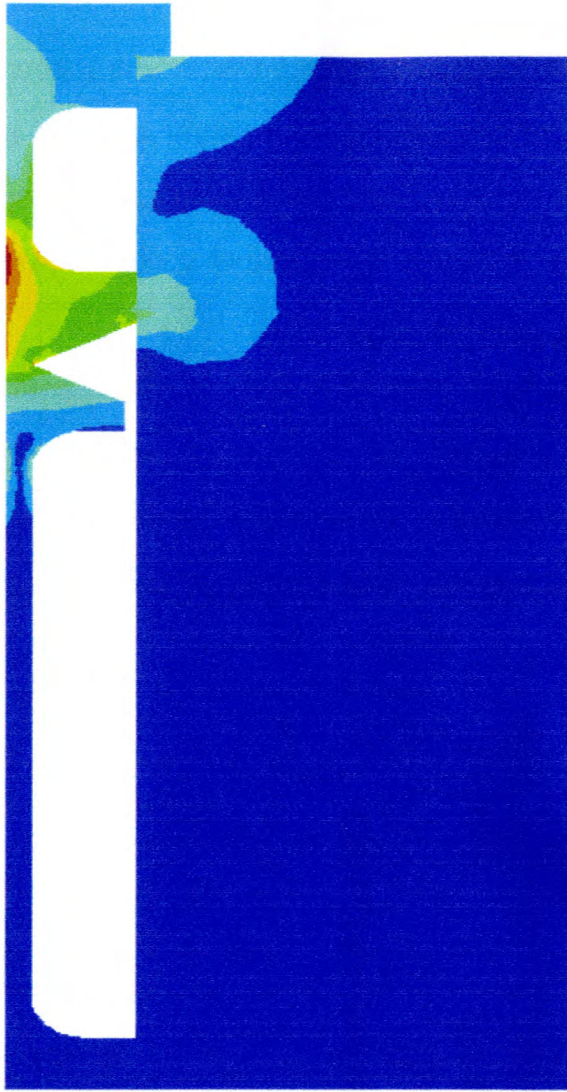
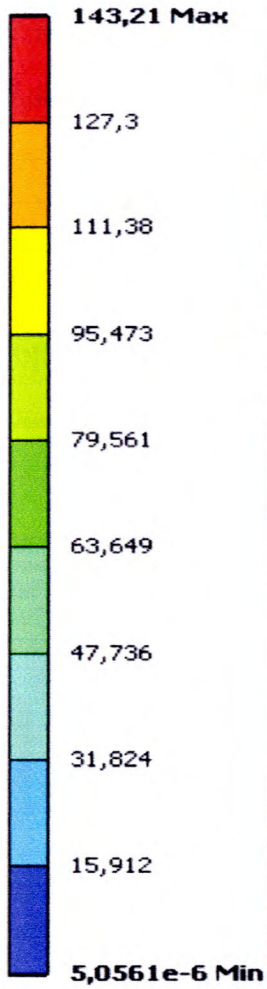


Рис. 3.7. Напружений стан різьбового з'єднання з індикатором вдосконаленої конструкції, в якому концентратор напружень розташований на відстані 30 мм від меншої основи конуса ніпеля

середніх напружень в небезпечному перерізі контрольованого різьбового з'єднання;

3. Гарантування можливості сприйняття індикатором втоми зовнішніх змінних навантажень на тому ж рівні, що і руйнівні для різьбового з'єднання. Тобто, забезпечення виникнення напружень від дії згинальних навантажень на бурильну колону, однакових як в індикаторі, так і в небезпечному перерізі різьбового з'єднання.

Виходячи з перелічених вимог, розроблений базовий варіант конструкції індикатора, яка враховує результати всіх попередніх досліджень і відповідає сформульованим вимогам. В запропонованій конструкції індикатора зона концентратора напружень має вигляд, наведений на рис. 3.8.

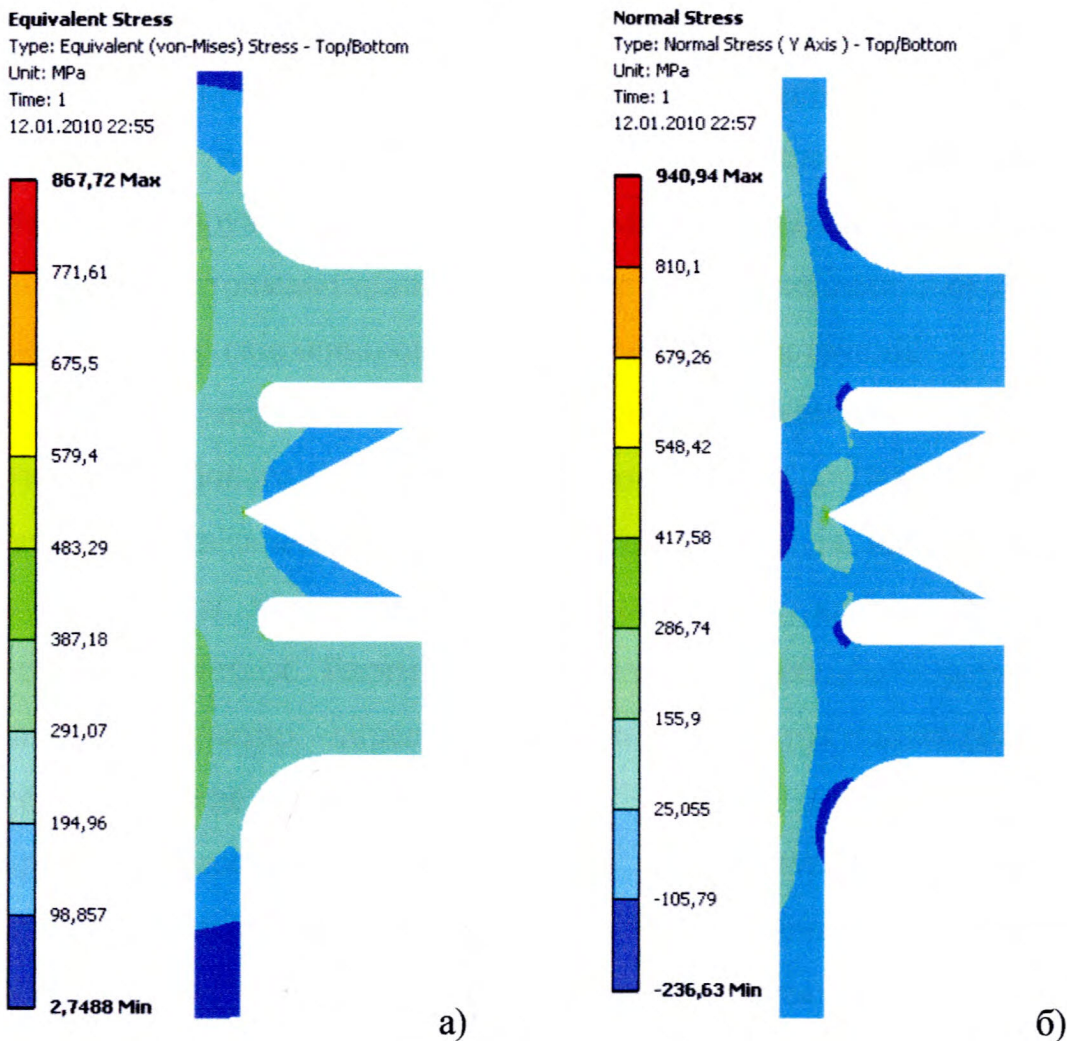


Рис. 3.8. Напружений стан в зоні навколо концентратора напружень вдосконаленої конструкції індикатора втоми:

а) – еквівалентні напруження; б) – осьові напруження.

В цій конструкції враховано результати досліджень деформованого стану оболонки при дії на неї розподіленого навантаження в двох близьких між собою паралельних площинах (п. 2.3). Також взято до уваги результати досліджень впливу умов монтажу індикаторів в замковому різьбовому з'єднанні на рівень сприйняття ними діючих навантажень (п. 2.2).

Крім перелічених досліджень також враховано рекомендації, описані в [67], при встановленні параметрів безпосередньо концентратора напружень.

Під час перевірки дотримання поставлених до вдосконаленої конструкції індикатора вимог, звернемо увагу на перше питання, суть якого у визначенні оптимального розташування зони контакту індикатор – ніпель. Як видно із рис. 3.1 та результатів досліджень, наведених в [66], згідно із якими запропоновані рекомендації по вибору місця зони контакту, перевірці слід піддати варіанти розташування її на ділянці від торця ніпеля до перерізу, розташованого на відстані 50 мм від нього. Розміщаючи зону близьку до концентратора напружень вдосконаленої моделі індикатора в різних перерізах згаданої ділянки, отримано цілий ряд результатів з використанням програмних продуктів на основі скінченно-елементного аналізу конструкцій.

Результати першого етапу досліджень отримані для випадку згвинчування різьбового з'єднання 3-121 з моментом $M_{згв}=18$ кН·м. Аналізуючи їх, можна зробити висновок, що рівень напружень із наближенням зони контакту до торця ніпеля дещо збільшується, але картина їх розподілу практично не міняється. Таким чином, можна рекомендувати розташовувати зону контакту індикатор – ніпель з врахуванням конструктивних особливостей індикатора ближче до торця ніпеля.

Другою вимогою для моделі, що перевіряється, є досягнення в безпечному перерізі індикатора напружень того ж рівня, що і в небезпечному перерізі різьбового з'єднання в результаті його згвинчування.

Визначальним при формуванні напруженого стану індикатора, поміщеного в замковому різьбовому з'єднанні, є навантаження, з яким різьбове з'єднання діє на нього внаслідок радіальної деформації внутрішньої поверхні

ніпеля. Величина діючого навантаження залежить як від конструктивних, так і експлуатаційних чинників. Що стосується конструктивного чинника, то він визначається параметрами зон контакту індикатора до встановлення його в ніпелі. Свого часу авторами [8] встановлено діапазон, в межах якого повинен знаходитися зазор між індикатором і ніпелем до моменту згвинчування різьбового з'єднання. Таке співвідношення визначалося з умов забезпечення монтажу і сприйняття зовнішніх навантажень. Щодо рівня напружень, які виникають при цьому в індикаторі втоми, то таких досліджень на той час не велося, а якщо і були певні спроби, то вони супроводжувались визначенням напружень тільки на внутрішній поверхні індикатора. Тепер завдяки скінченно-елементному аналізу можна визначити напружений стан індикатора в його поперечному перерізі, встановити залежності напружень в зоні близькій до концентратора від величини зазору в парі індикатор – ніпель при певних моментах згвинчування. Проведення досліджень при різних моментах згвинчування дасть декілька залежностей, що є зрозумілим, виходячи із результатів, наведених на рис. 3.1. З огляду на те, що саме момент згвинчування замкового з'єднання є тим самим експлуатаційним чинником, визначаючим рівень діючого зовнішнього навантаження на індикатор, постає необхідність встановлення впливу значення моменту згвинчування для конкретного типорозміру різьбового з'єднання.

Зважаючи на те, що діапазон оптимальних моментів згвинчування визначається з умов міцності замкових різьбових з'єднань [115], дослідимо вплив зазору в парі індикатор – ніпель на напружений стан в перерізах зони, близької до концентратора напружень, при оптимальних моментах згвинчування.

При використанні програмного продукту ANSYS нами досліджено запропоновану конструкцію індикатора для випадків виконання її з різними за величиною зовнішніми діаметрами контактуючої поверхні. В результаті отримано напружений стан індикаторів, наведений на рис. 3.9 – 3.12, і

побудовано залежності напружень в зоні концентратора від величини зазору
 для замкового різьбового з'єднання 3-121 (рис. 3.13).

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

11.01.2010 21:08

404,46 Max

359,6

314,75

269,89

225,03

180,18

135,32

90,466

45,61

0,75399 Min



ress

t (von-Mises) Stress - Top/Bottom

08

ак

269,89

225,03

180,18

135,32

90,466

45,61

0,75399 Min

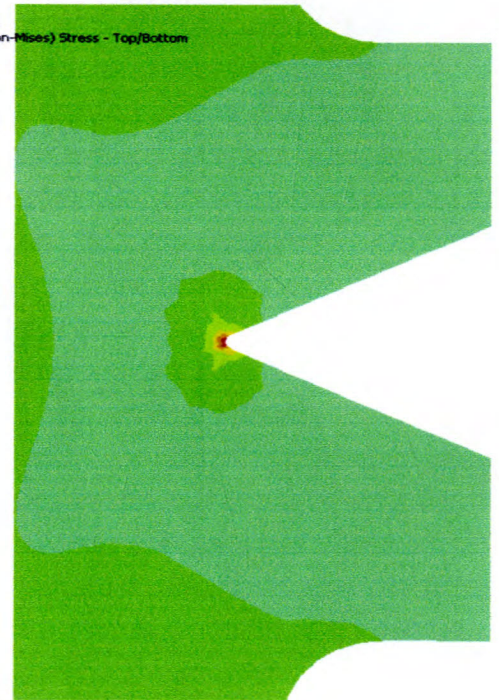


Рис. 3.9. Напружений стан індикатора, встановленого в різьбове з'єднання

3-121 із зазором 0,02 мм

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

11.01.2010 20:51

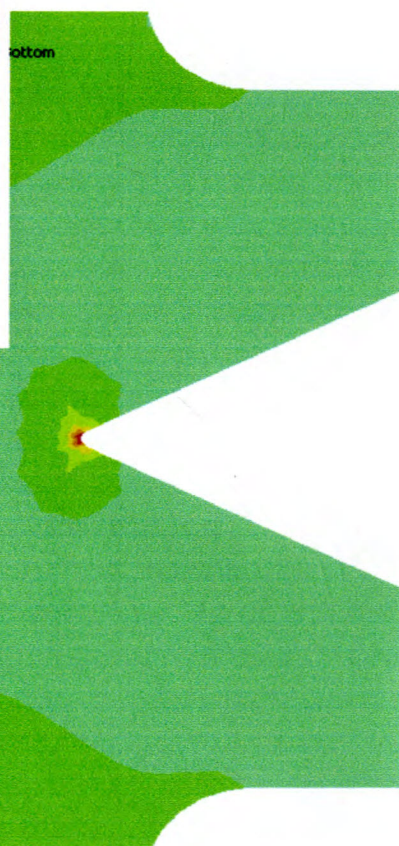
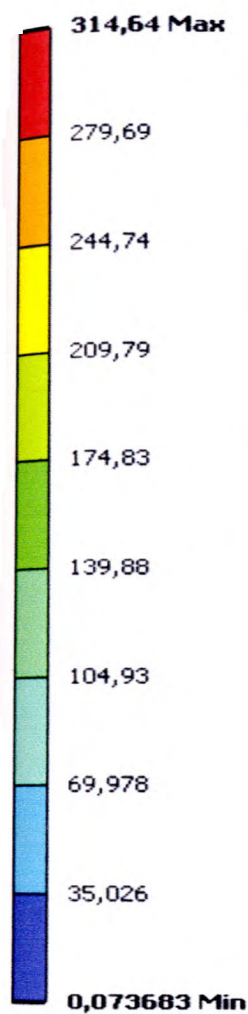


Рис. 3.10. Напружений стан індикатора, встановленого в різьбове з'єднання

3-121 із зазором 0,04 мм

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

11.01.2010 20:32

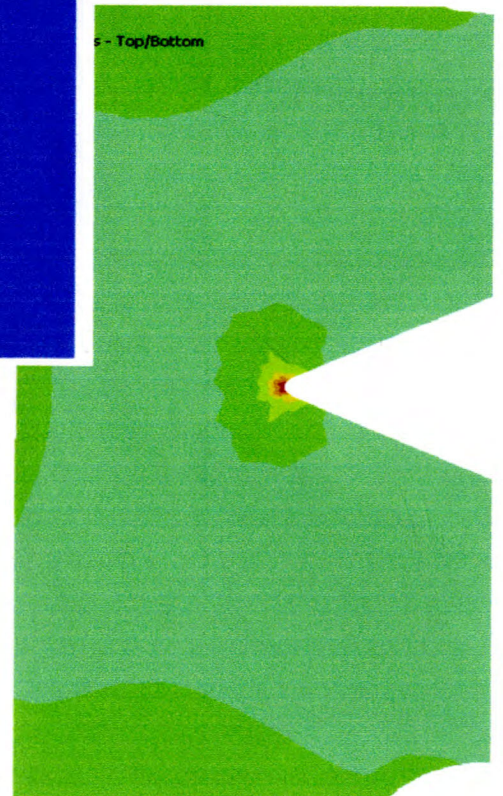
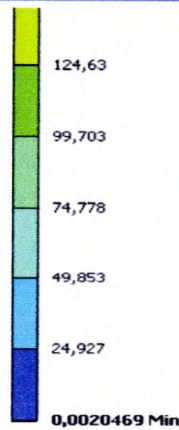
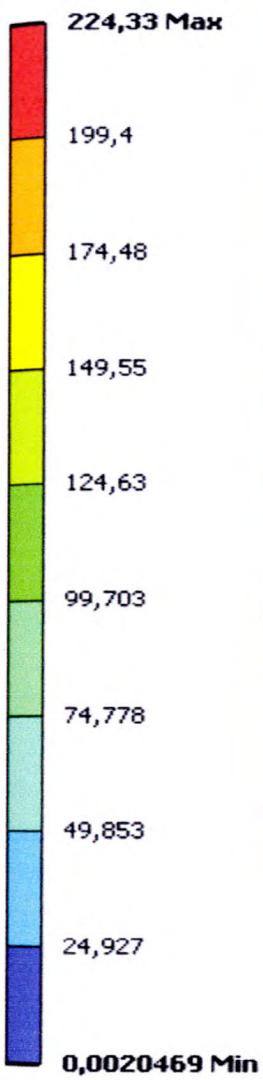


Рис. 3.11. Напружений стан індикатора, встановленого в різьбове з'єднання 3-121 із зазором 0,06 мм

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

Time: 1

11.01.2010 20:36

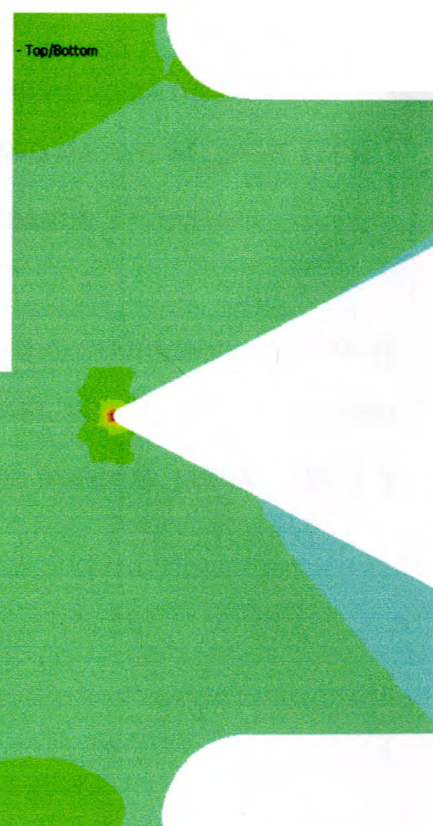
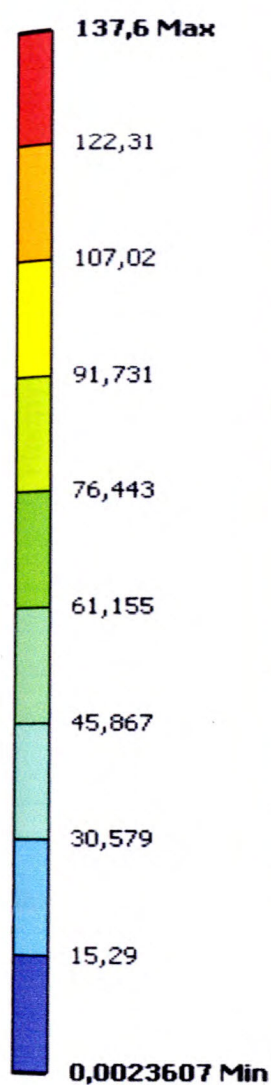


Рис. 3.12. Напружений стан індикатора, встановленого в різьбове з'єднання З-121 із зазором 0,08 мм

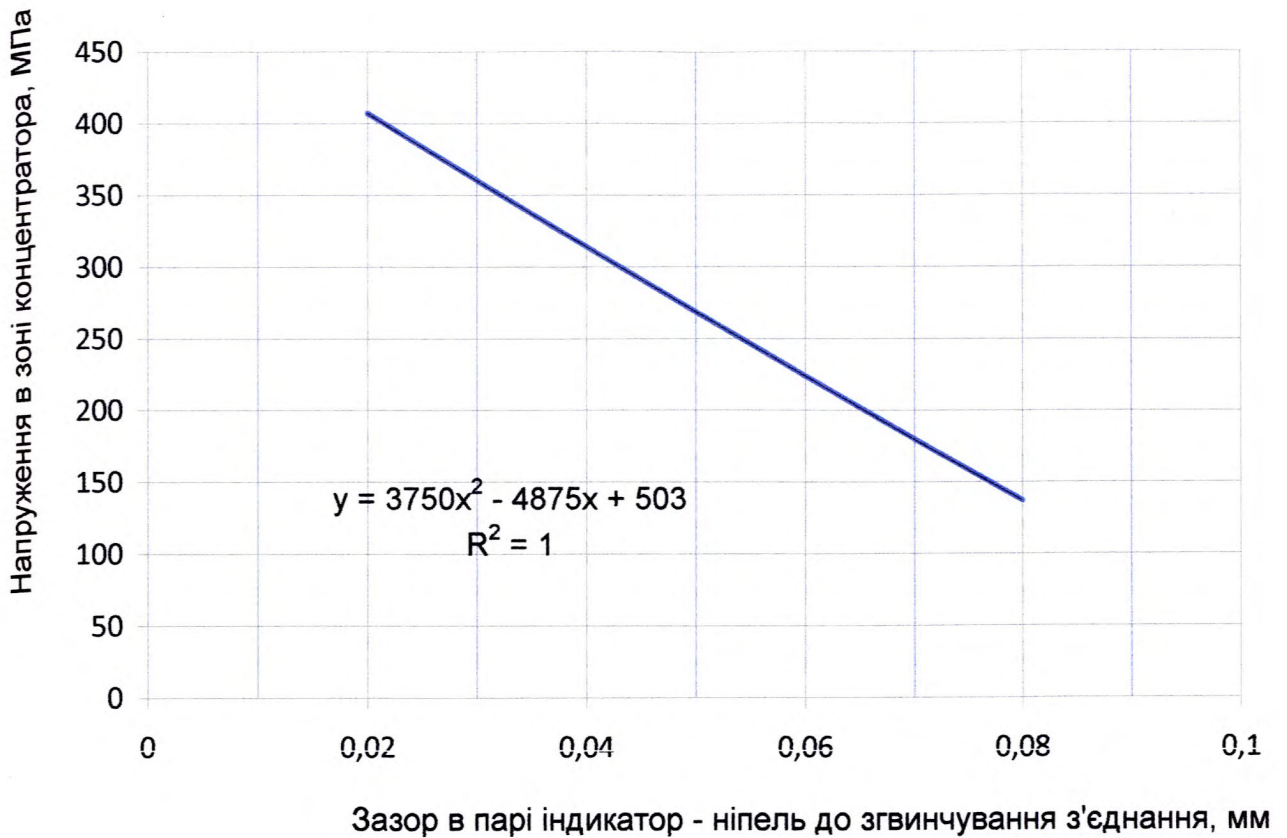


Рис. 3.13. Залежність напружень в зоні концентратора індикатора, який встановлений в різьбове з'єднання 3-121, згвинчене з моментом $M_{згв}=18$ кН·м, від зазору в парі ніпель – індикатор до згвинчування з'єднання

Отримані результати дають змогу встановити необхідну величину зазору в парі індикатор – ніпель до моменту згвинчування різьбового з'єднання з метою досягнення середніх напружень в індикаторі того ж рівня, що і у небезпечному перерізі з'єднання.

3.2. Дослідження впливу зовнішніх навантажень на напружений стан моделей індикаторів

На наступному етапі дослідимо сприйняття індикатором втоми зовнішніх змінних навантажень разом із контрольованим різьбовим з'єднанням. Необхідним при цьому є виникнення однакового рівня напружень в перерізах концентратора напружень індикатора і небезпечному перерізі контрольованого замкового різьбового з'єднання.

На попередніх етапах роботи досліджено вплив різноманітних факторів на напружений стан індикаторів втоми. Ці дослідження стосувалися індикаторів розміщених в ніпельній частині різьбових з'єднань згвинчених з оптимальним моментом, тобто при дії на них тільки постійних навантажень. Однак запропоновану математичну модель можна використати і при дослідженнях за умов дії на індикатор змінних зовнішніх навантажень (п. 2.2). Проведемо такі дослідження із індикаторами, які містять ділянку, зображену на рис. 3.8, і є вже частково вивченими. Виконаємо їх на математичній моделі із застосуванням вже згадуваних вище програмних продуктів, що базуються на скінченно-елементному аналізі конструкцій.

При здійсненні перших спроб в даному напрямку нами використовувався такий програмний продукт як Cosmos Works із встановленням його на ПЕОМ з посередніми, як на даний час, характеристиками. Тому дослідженню піддавались тільки індикатори втоми, в яких взаємодія з ніпелем моделювалась дією розподіленого радіального навантаження на поверхнях контакту, а для згинального моменту – прикладанням змінного симетричного відносно осі симетрії осьового навантаження. При чому, до однієї поверхні контакту прикладалось навантаження із знаком протилежним, ніж до другої (рис. 3.14).

На першому етапі не ставились вимоги до точності отриманих результатів, а тільки перевірявся механізм сприйняття індикатором втоми зовнішніх згинальних навантажень у поєднанні із обтискаючими, які зумовлені

дією деформованої частини ніпеля. В результаті отримано картину напружено-деформованого стану індикатора, наведену на рис. 3.15.

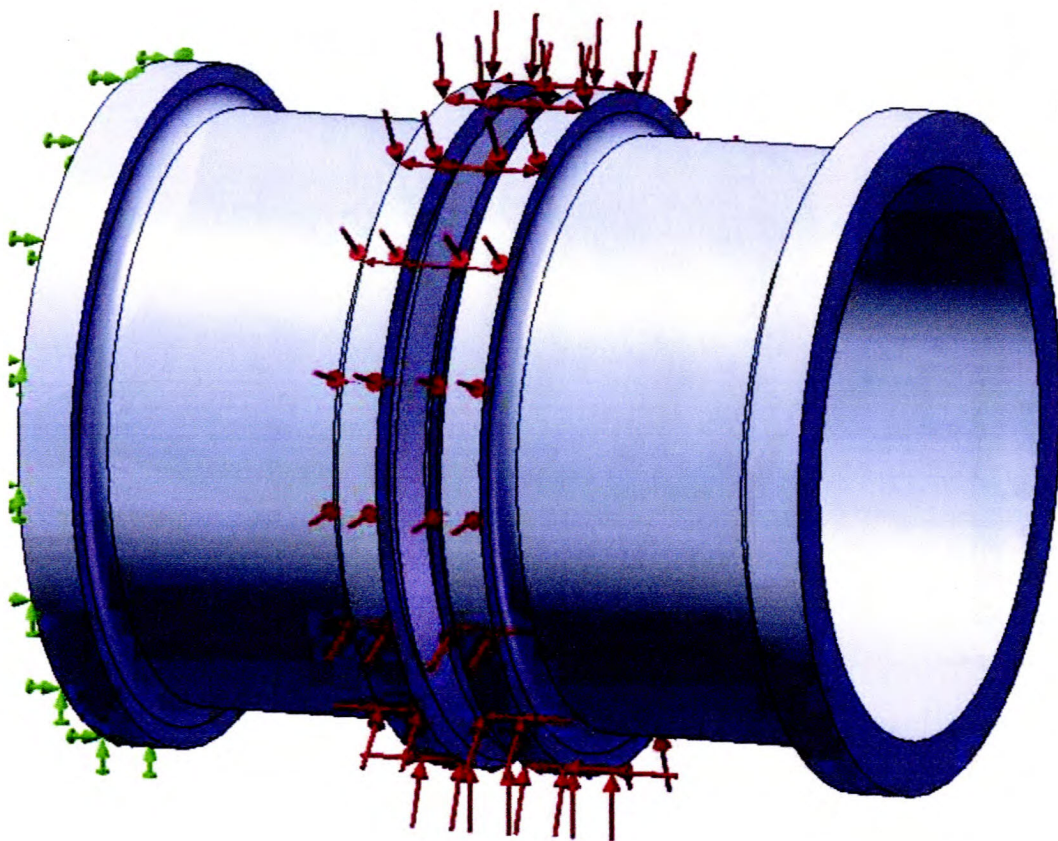
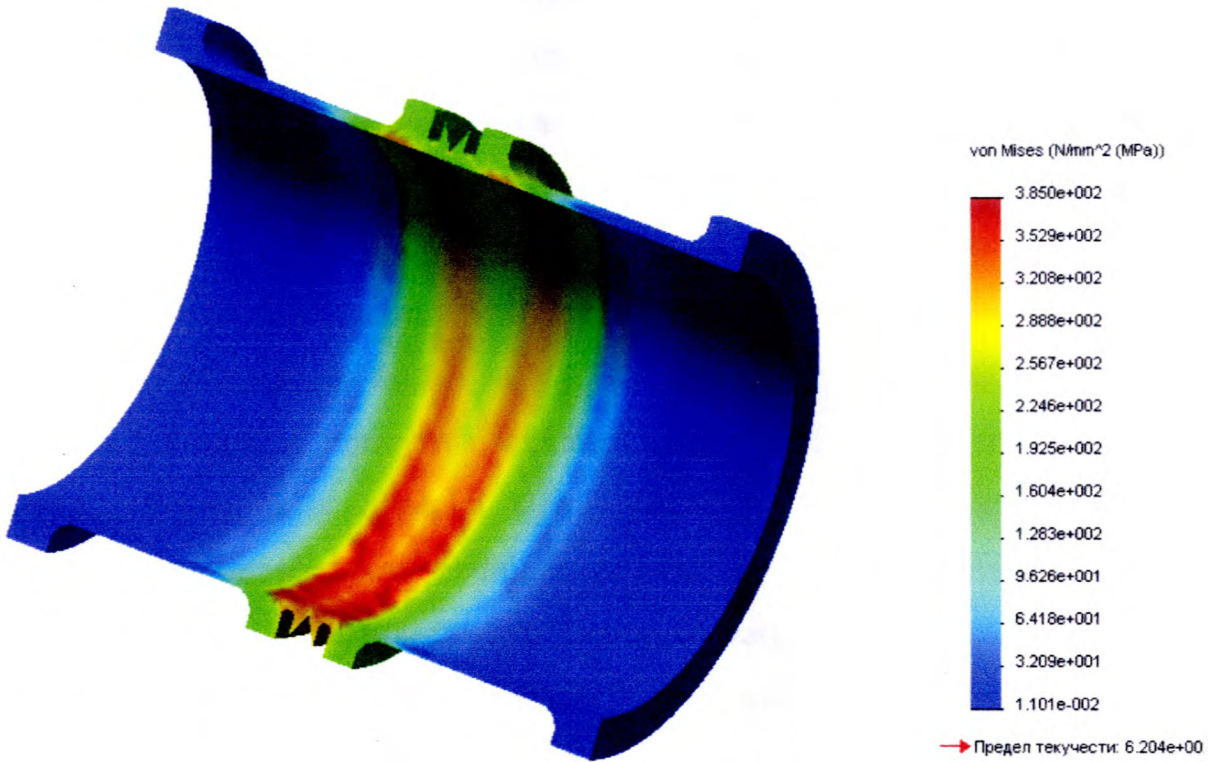
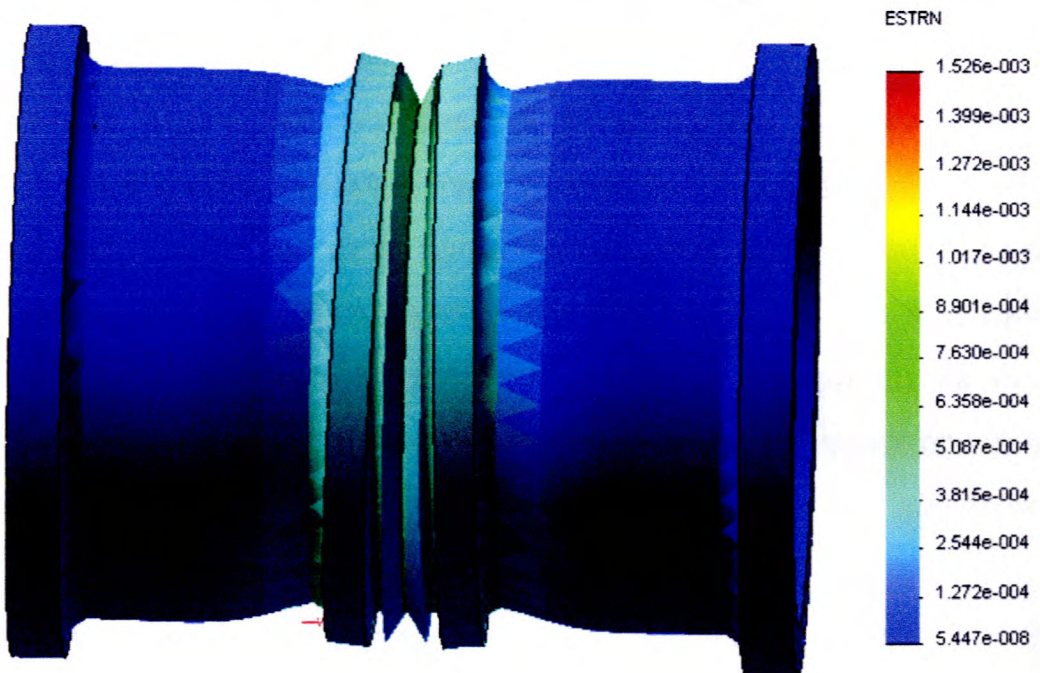


Рис. 3.14. Схема прикладання навантажень на індикатор

При аналізі результатів можна відмітити ряд особливостей. Ділянка індикатора між двома поверхнями, що контактують з ніпелем, від дії охоплюючої деталі набуває випуклої форми. Така особливість вносить свої корективи при сприйнятті згинального навантаження. В зоні індикатора, яка за звичайних умов згину мала б зазнавати розтягу, спостерігається зменшення напружень розтягу. В цей же час діаметрально протилежна сторона індикатора зазнає ще більшого вишучування згаданої вище ділянки і тим самим збільшення напружень розтягу в зоні концентратора напружень. Таким чином, відбувається дзеркальне відображення напруженого стану внутрішньої поверхні ніпеля контрольованого з'єднання, зумовленого дією згинального навантаження.



а)



б)

Рис. 3.15. Напружено-деформований стан індикатора:

а) – еквівалентні напруження; б) – деформації.

Для отримання детальної інформації про напружений стан індикатора при згинанні ділянки ОБТ, що містить замкове різьбове з'єднання, необхідним є створення моделі даної ділянки разом з індикатором з врахуванням деформованого стану ніпеля, аналогічно як у пункті 3.1. Піддаючи таку модель згинальним навантаженням, отримуємо можливість для порівняння напружень згину, виникаючих в небезпечному перерізі індикатора і з'єднання. Стосовно індикатора, то можна отримати дійсну картину його напруженого стану і оцінити рівень напружень, які виникають в його перерізах. Відносно ніпеля та муфти в цьому випадку присутня спрощена модель і рівень згинальних напружень в небезпечному перерізі з'єднання за результатами скінченно-елементного аналізу з необхідною точністю не може бути встановленим. Тому, для такого порівняння слід скористатися картиною напружено-деформованого стану, отриманою шляхом тензометрування відповідних елементів з'єднання при дії згинального навантаження.

Повертаючись до визначення напружень згину, які виникають в індикаторі втомі, піддамо модель з'єднання згинальному навантаженню моментом $M_{зг} = 18 \text{ кНм}$.

Звертаючи увагу на особливості прикладання навантаження при моделюванні замкового різьбового з'єднання під дією згинального навантаження, нами розглянуто не плоску модель осесиметричної конструкції, як на попередніх етапах моделювання в середовищі ANSYS, а її тривимірну версію. Для порівняння напруженого стану індикатора при дії на різьбове з'єднання згинального навантаження з напруженим станом індикатора при його відсутності, зафіксовано картину для з'єднання, на яке не діє згинальне навантаження (рис. 3.16).

Для детальнішої оцінки впливу дії згинального навантаження на напружений стан індикатора також виділено картину розподілу осьових напружень і наведено її на рис. 3.17.

Як видно із порівняння еквівалентних напружень по Мізесу на внутрішній поверхні індикатора при згині в різних напрямках (рис. 3.18), напруження згину при дії моменту $M_{зг} = 18 \text{ кН}\cdot\text{м}$ становлять близько 30 МПа.

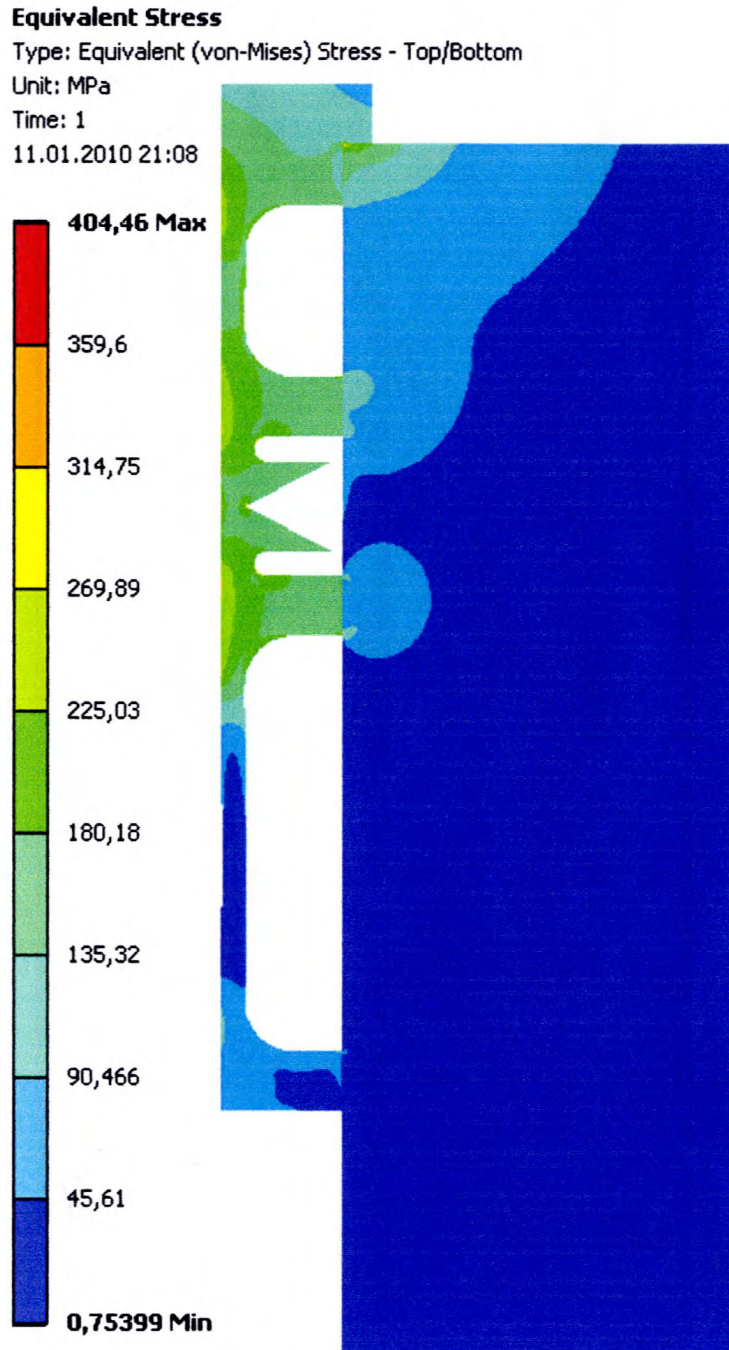


Рис. 3.16. Напружений стан індикатора в згиненому різьбовому з'єднанні 3-121 (еквівалентні напруження)

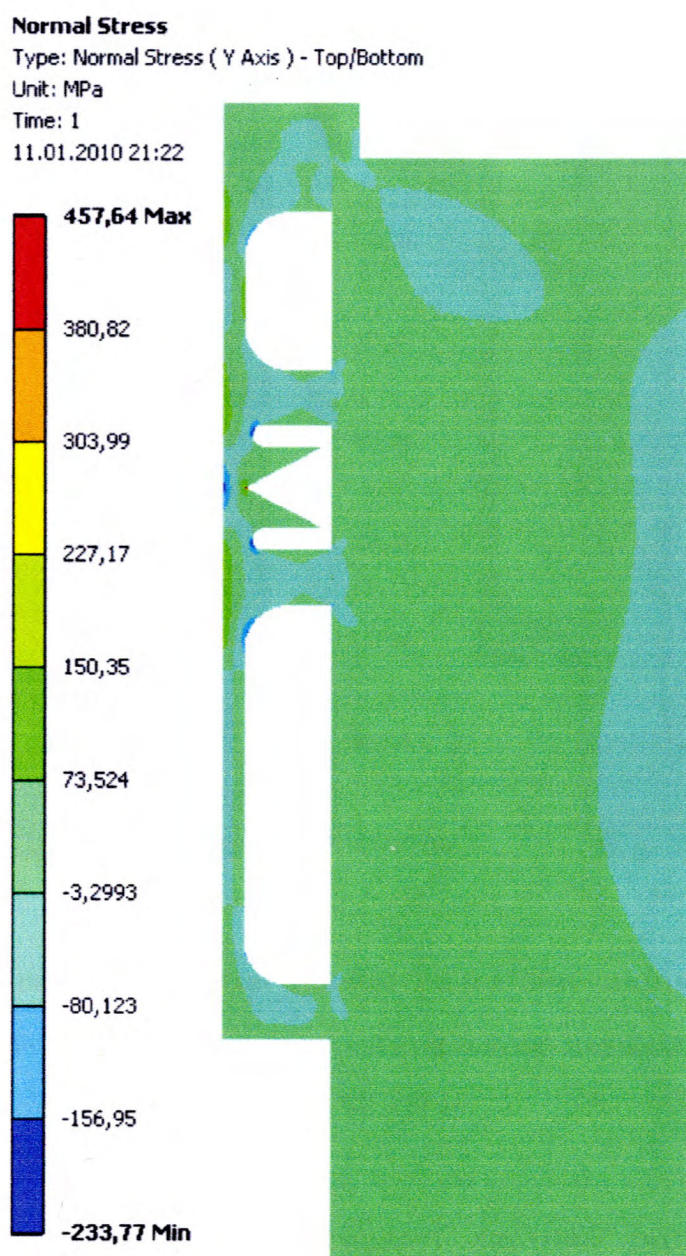


Рис. 3.17. Напружений стан індикатора в згинченому різьбовому з'єднанні (осьові напруження)

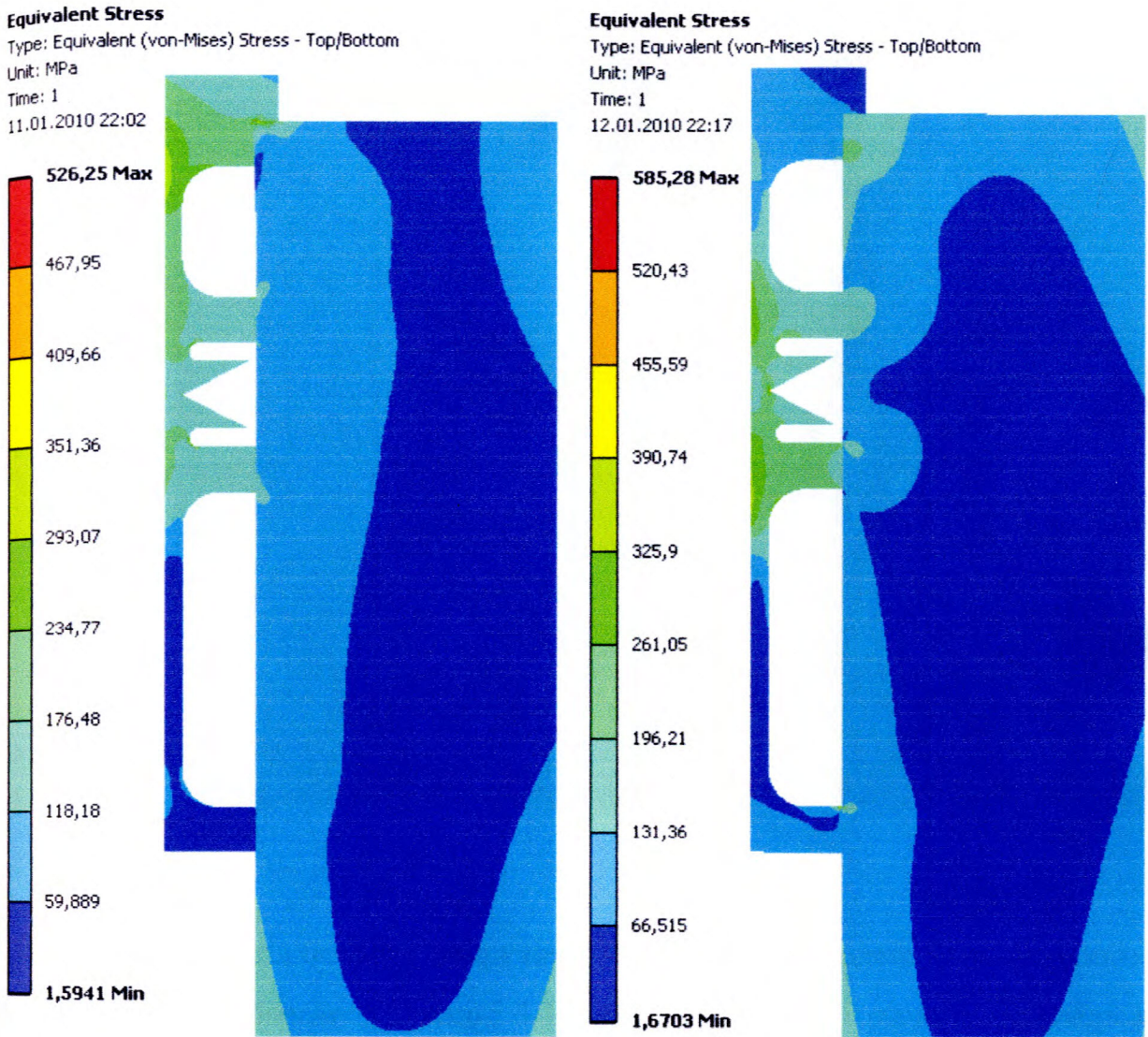


Рис. 3.18. Напружений стан індикатора в згинченому різьбовому з'єднанні 3-121 при дії на нього згинального навантаження

$$M_{зг} = 18 \text{ кНм}$$

Для глибокого аналізу нами наведена картина розподілу осьових напружень з вказанням їх величин в околі вершини концентратора (рис. 3.19), а саме на відстані 1,8 мм від внутрішньої поверхні індикатора при товщині перемички під концентратором 2,3 мм. При цьому зафіксовано відповідно напруження рівні 73 та 143 МПа.

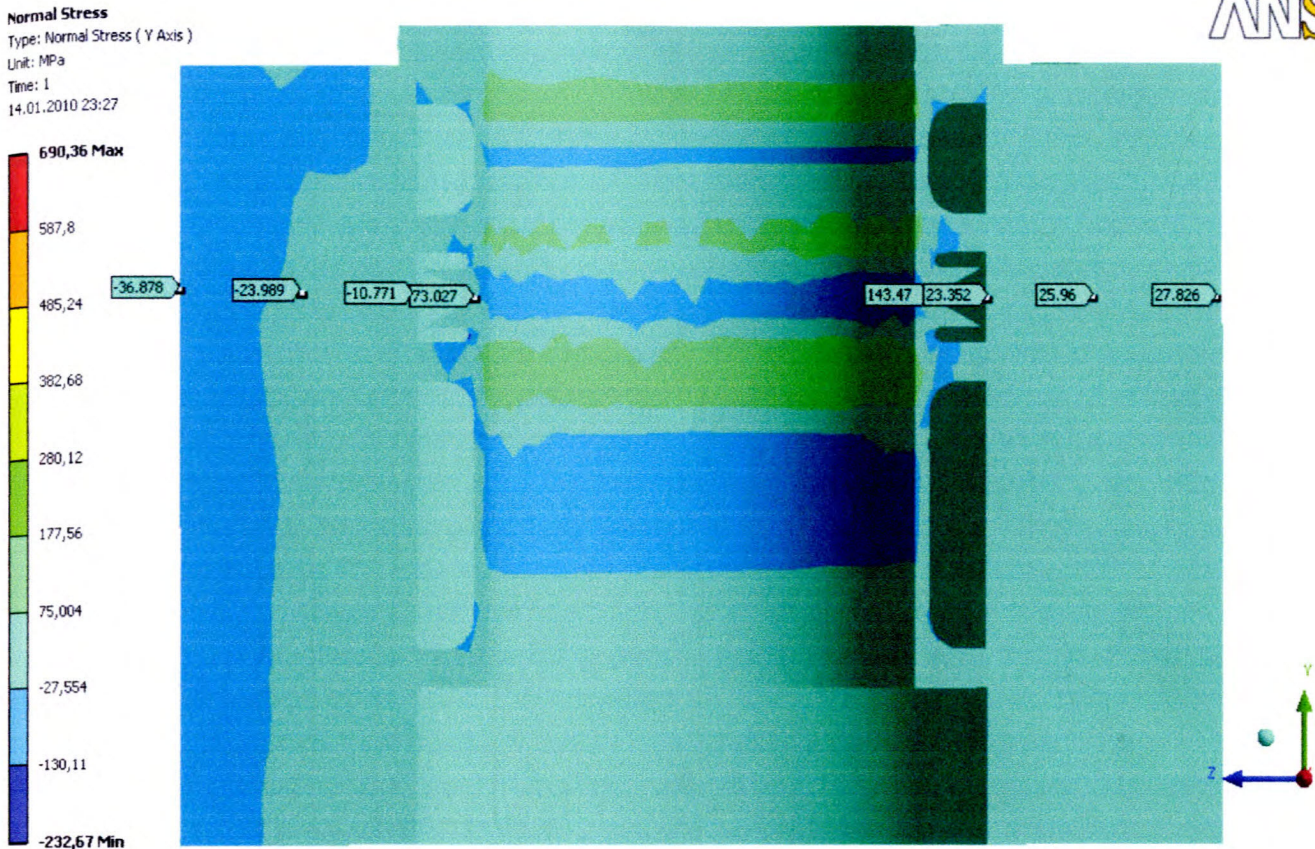


Рис. 3.19. Розподіл осьових напружень у тривимірній моделі встановленого у згинчену різьбову з'єднанні 3-121 індикатора від дії на нього згинального навантаження $M_{зг} = 18 \text{ кН}\cdot\text{м}$

Таким чином, підсумовуючи отримані результати аналітичних досліджень, проведених із замковим різьбовим з'єднанням 3-121, можна стверджувати, що запропонована модель індикатора втомі здатна у повній мірі сприймати дію експлуатаційних навантажень на тому ж рівні, що і контрольоване ним з'єднання.

3.3. Експериментальна оцінка адекватності математичної моделі індикаторів та досліджуваного в них напруженого стану

На попередніх етапах роботи нами виконано ряд теоретичних досліджень, результати яких потребують експериментальної перевірки. Експериментальним дослідженням слід піддати як різьбові з'єднання ОБТ, що містять індикатори втоми, так і з'єднання без них. При дослідженнях слід встановити:

1. Картину напружено-деформованого стану ніпельної частини з'єднання при згвинчуванні його елементів з оптимальним моментом;
2. Залежність напружень згину в з'єднанні, а саме в його небезпечному перерізі від діючих згинальних навантажень;
3. Напружено-деформований стан індикатора вдосконаленої конструкції, встановленого в ніпельну частину різьбового з'єднання, згвинченого з оптимальним моментом;
4. Залежність напружень згину в індикаторі від зовнішнього згинального навантаження, що діє на бурильну колону.

Для дослідження напружено-деформованого стану замкового різьбового з'єднання та індикатора втоми, встановленого в ньому, виготовлено зразок замка з різьбою 3-121. Матеріалом заготовок слугували частини ОБТ діаметром 146 і 203 мм. Після чорнової обробки внутрішньої поверхні заготовок нарізались замкові різьби, проточувались внутрішні діаметри до необхідних чистових розмірів і зразок попередньо згвинчувався. Після згвинчування проточувався до номінальних розмірів. Перед випробуваннями зразок розгвинчувався і різьба старанно прочищалася, контролювалася за допомогою накладних приладів і покривалась мастилом. Згвинчування замкового різьбового з'єднання проводилось з оптимальним моментом. В цілому зразок виготовлявся з параметрами, які в подальшому дозволяли проводити втомні випробування. Ескіз зразка з основними розмірами наведений на рис. 3.20, а його загальний вигляд в монтажному вузлі – на рис. 3.21.

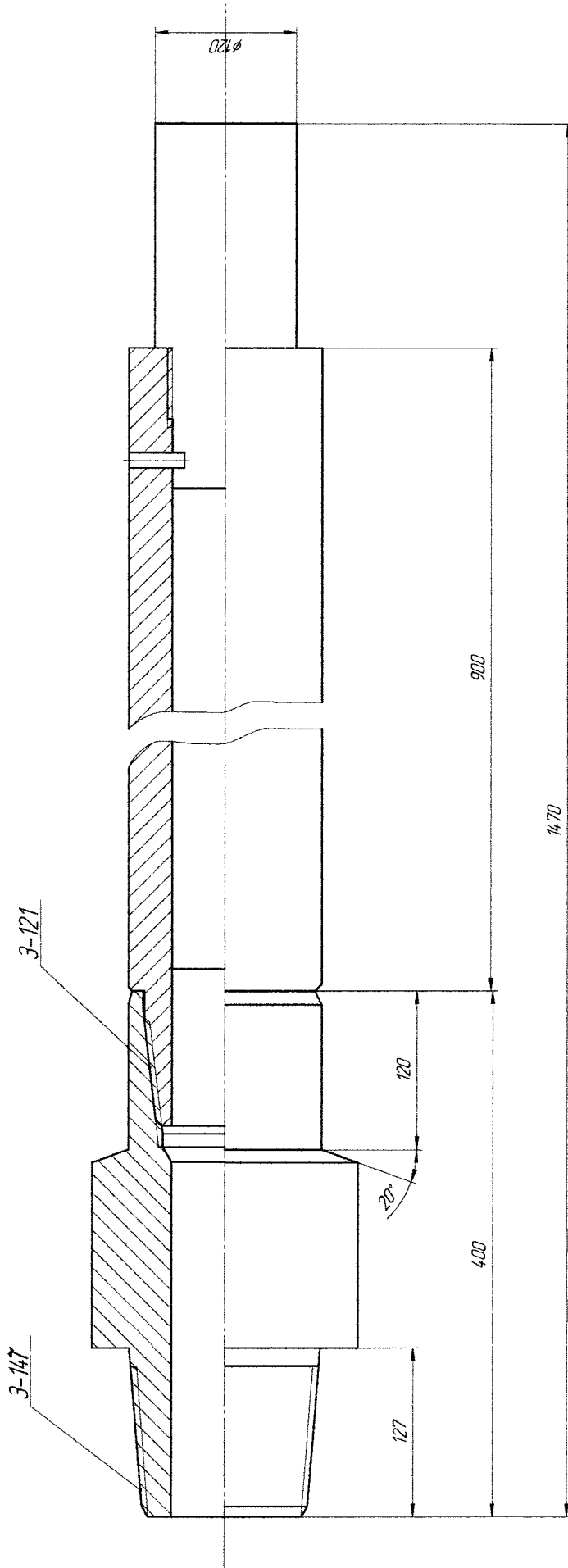


Рис. 3.20. Ескіз зразка для випробування замкової різьби 3-121 при закріпленні в монтажному вузлі із різьбою 3-147.

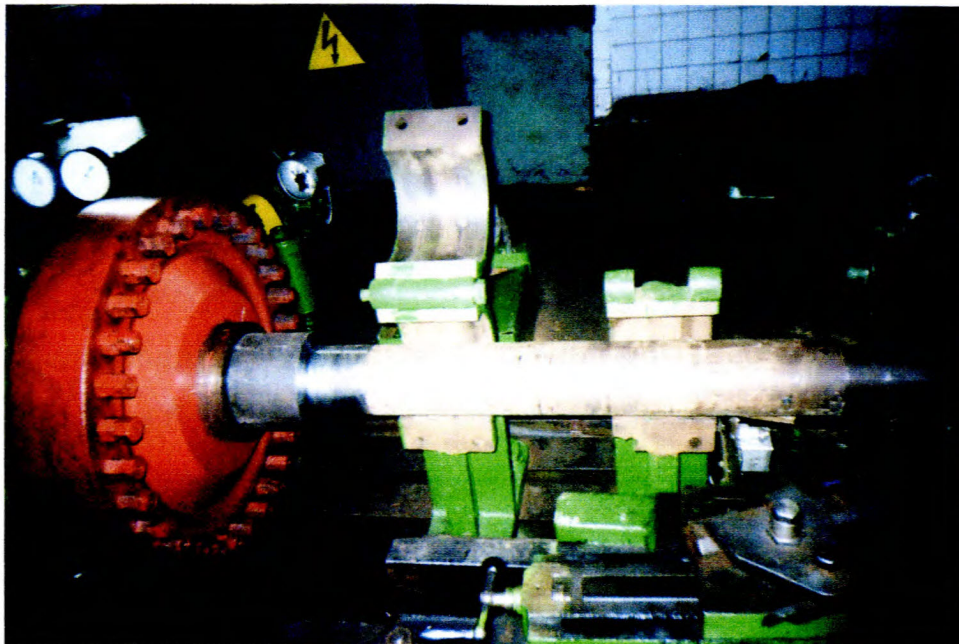


Рис. 3.21. Загальний вигляд зразка замкової різьби 3-121 в монтажному вузлі

Для отримання картини напружено-деформованого стану елементів з'єднання на ніпельній частині різьби виконувалась спеціальна канавка вздовж твірної конуса різьби з шириною 12 мм і глибиною, більшою на 1 мм, ніж висота профілю різьби (рис. 3.22, 3.23).



Рис. 3.22. Ніпельна частина замкової різьби 3-121 зразка для випробування.

Як вимірвальний елемент використовувались тензодавачі типу 2ПКБ-100ГБ ГОСТ 21616-76 з базою 10 мм, кількість яких на одному з'єднанні становила 10...11 штук. Давачі наклеювались на внутрішній поверхні ніпельної частини в осьовому і перпендикулярному до осі напрямках та в спеціальній поздовжній канавці ніпеля (рис. 3.23).

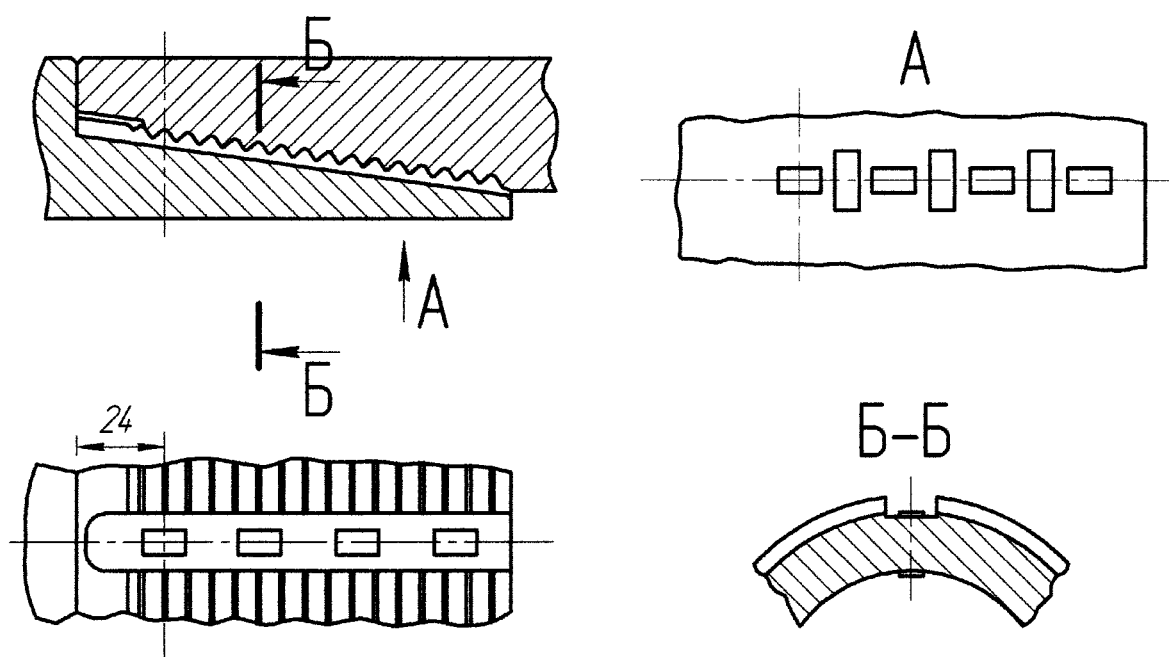


Рис. 3.23. Схема розташування тензодавачів для дослідження напружень в замковому різьбовому з'єднанні ОБТ

Орієнтування тензодавачів за осями симетрії дає змогу визначити осьові σ_o і колові σ_t напруження за законом Гука для плоского напруженого стану

$$\sigma_o = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\varepsilon_o + \mu\varepsilon_t); \quad (3.1)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} \cdot (\varepsilon_t + \mu\varepsilon_o), \quad (3.2)$$

де E – модуль пружності матеріалу;

μ – коефіцієнт Пуассона;

ε_o – відносна деформація тензодавачів розташованих в осьовому напрямку;

ε_t – відносна деформація тензодавачів розташованих в коловому напрямку.

Для стабілізації величин деформацій, що фіксуються тензодавачами, різьбові з'єднання перед експериментом згвинчувались декілька разів з моментом, близьким до оптимального, із застосуванням мастила.

Для реєстрації зміни напруги, зумовленої деформацією тензодавачів, використовували аналого-цифровий перетворювач з шістьма каналами вимірювань. Використання ПЕОМ з програмним забезпеченням Power Graph дало можливість запису фіксованих значень напруги впродовж всього часу експерименту. За їх зміною визначалась відносна деформація.

Для відтворення напружено-деформованого стану індикатора втоми, поміщеного в ніпельній частині згвинченого з'єднання, на внутрішній поверхні індикатора, аналогічно як і на внутрішній поверхні ніпеля, наклеювались тензодавачі. Загальний вигляд і поздовжній переріз індикатора втоми запропонованої конструкції із схемою розташування тензодавачів наведені відповідно на рис. 3.24 і 3.25.

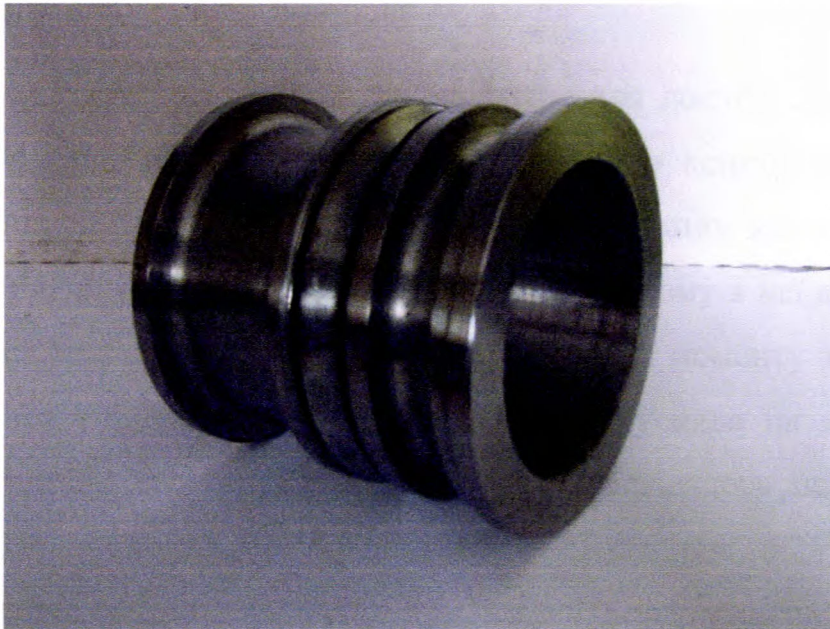


Рис. 3.24. Загальний вигляд індикатора втоми замкового різьбового з'єднання 3-121

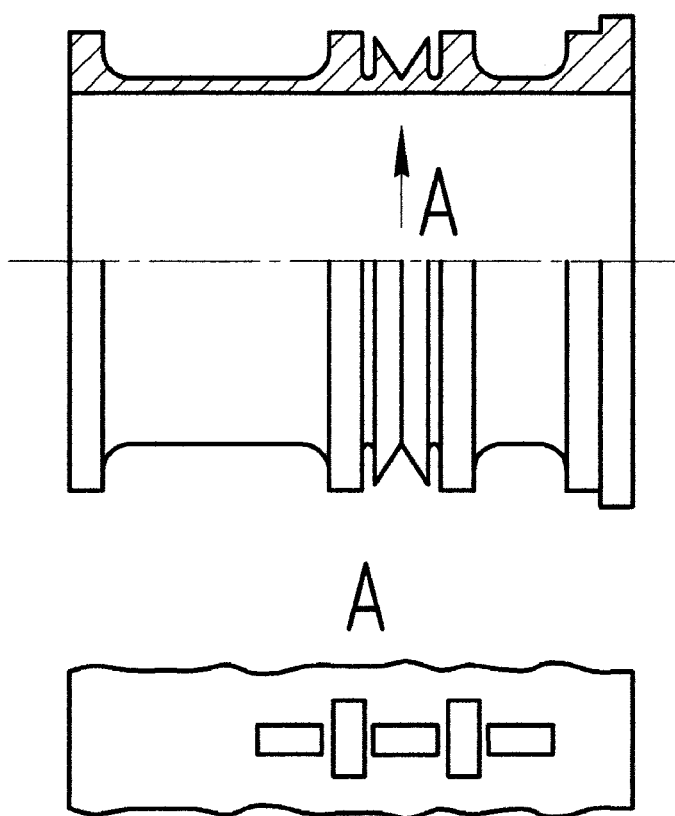


Рис. 3.25. Схема розташування тензодавачів для дослідження напружень в індикаторі

Після проведення підготовчих робіт зразок для дослідження різьбового з'єднання за допомогою спеціально введеної в його конструкцію замкової різьби 3-147 (рис. 3.20) піддавався закріпленню. Спочатку кріпилась частина зразка, яка містила внутрішню різьбу 3-121. В подальшому в неї вгвинчувалась ніпельна частина зразка з прикладанням оптимального моменту згвинчування, який створювався універсальним ключем УМК-1. Зусилля на важелі ключа створювалось талевою системою кран-балки і контролювалось динамометром з максимальною величиною вимірювань, рівною 30 кН (рис. 3.26). При цьому фіксувались величини зміни напруги, зумовленої деформацією тензодавачів, які кріпились на ніпельній частині зразка.

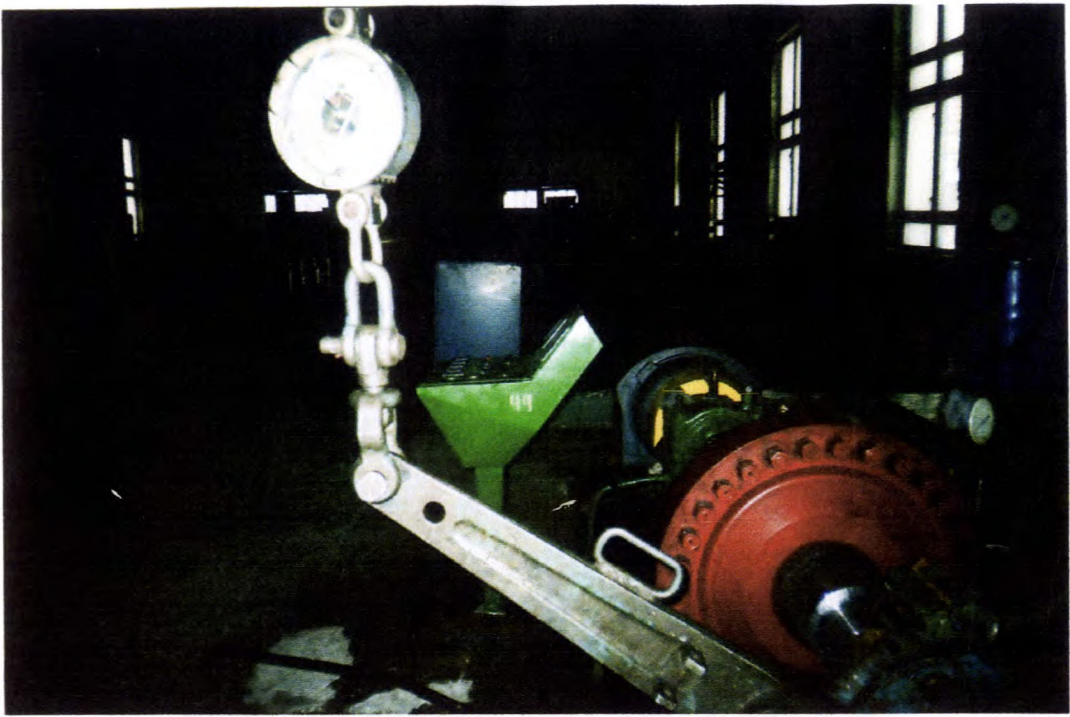


Рис. 3.26. Закріплення досліджуваного зразка різьбового з'єднання 3-121 з контролем моменту згвинчування

В результаті отримано картину напружено-деформованого стану ніпельної частини, що відповідає зображеній на рис. 2.1. Напруження, визначене за допомогою тензодавача, розташованого в небезпечному перерізі ніпеля (на відстані 24 мм від більшої основи конуса), при згвинчуванні різьбового з'єднання з моментом $M_{згв} = 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$ становить 220 МПа.

Після цього з'єднання було навантажене згинальним моментом. Згинання здійснювалось за допомогою тієї ж талевої системи шляхом з'єднання її через динамометр із зразком (рис. 3.27). Прикладання згинального навантаження до зразка здійснювалось поетапно і фіксувались покази приладів з наступним обчисленням напружень, зумовлених дією згинальних навантажень. Результати даного етапу досліджень подані на рис. 3.28.

Серед отриманих результатів виділено залежність напружень згину в небезпечному перерізі замкового різьбового з'єднання 3-121, згвинченого з моментом $M_{згв} = 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$, від згинальних навантажень (рис. 3.29).



Рис. 3.27. Згин досліджуваного зразка різьбового з'єднання 3-121 з контролюванням згинального навантаження

Для відтворення картини напружено-деформованого стану індикатора втоми, поміщеного в ніпельній частині з'єднання, дослідження проводились також у два етапи. На першому етапі досліджено вплив моменту згвинчування різьбового з'єднання 3-121 на напружений стан індикатора втоми. Контролю підлягали зони, близькі до концентратора напружень, відповідно до схеми, поданої на рис. 3.25. Давачі, розміщені в коловому напрямку, давали інформацію про створюване в парі ніпель-індикатор навантаження, зумовлене деформацією внутрішньої поверхні ніпеля. Інші давачі відображали середній рівень осьових напружень в зонах, близьких до зон взаємодії індикатора з ніпелем.

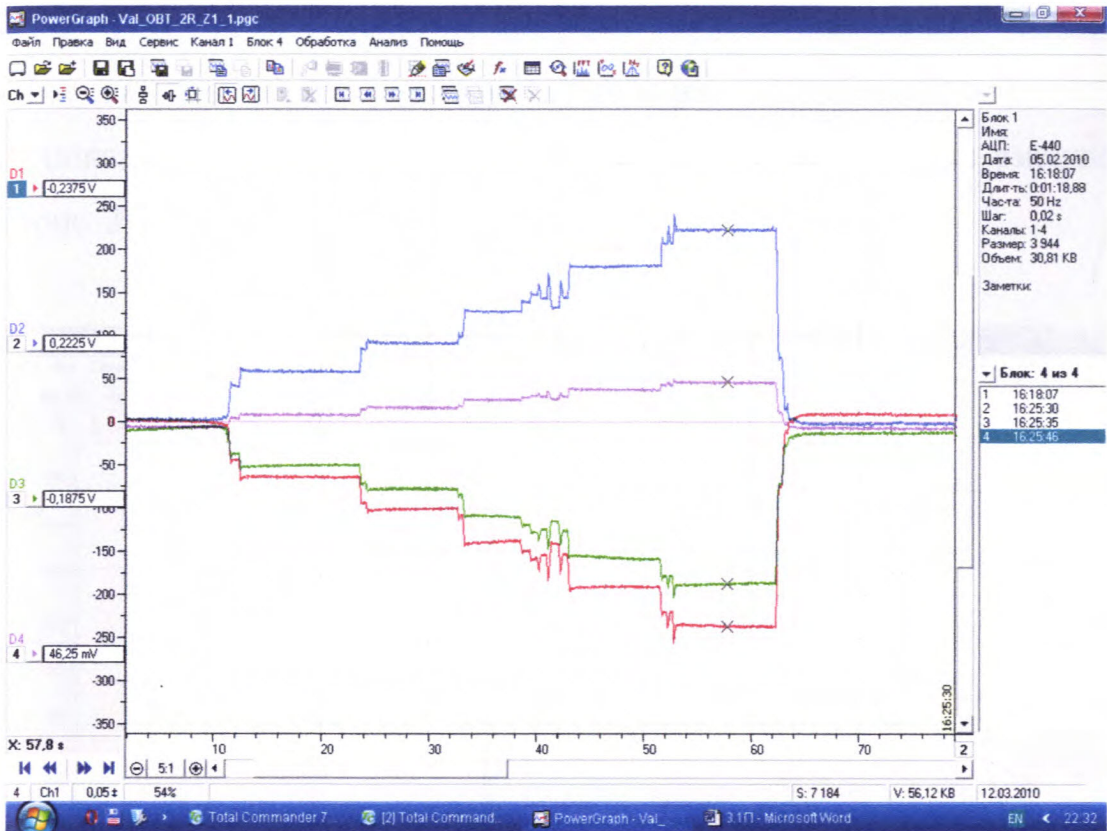


Рис. 3.28. Дослідження залежності осьових напружень згвинченого замкового різьбового з'єднання 3-121 від згинальних навантажень при $M_{зг}^{\max} = 17,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$ (давач, розташований в небезпечному перерізі ніпеля, зображено червоним кольором)

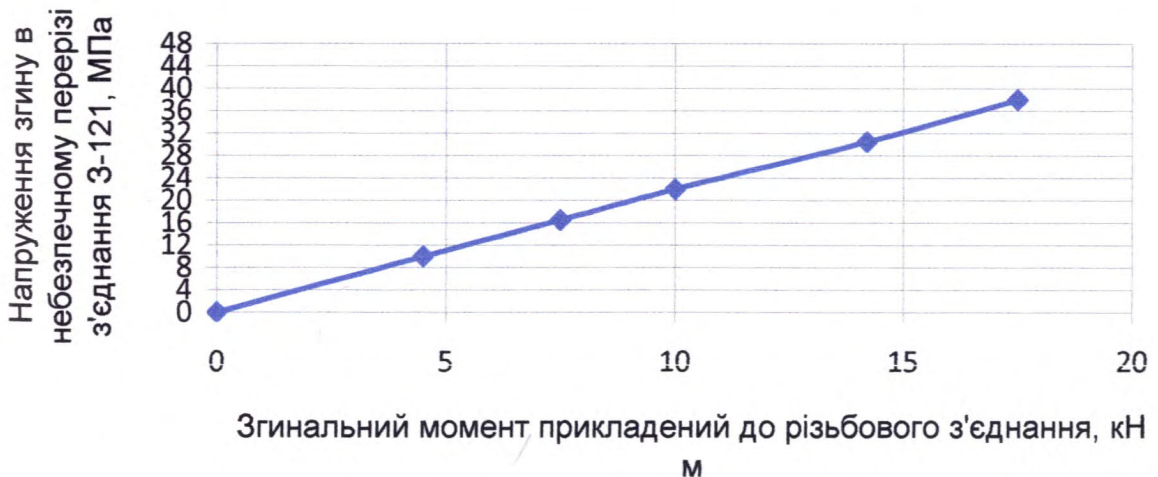


Рис. 3.29. Залежність осьових напружень згину в небезпечному перерізі з'єднання 3-121, згвинченого з моментом $M_{згв} = 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$, від згинальних навантажень

При дослідженнях один із датчиків колових деформацій (ближче до меншої основи конуса), був підключений до каналу з дільником напруги. Таким чином, покази, що виводились по цьому каналу на екран, були зменшеними вдвічі (рис. 3.30).

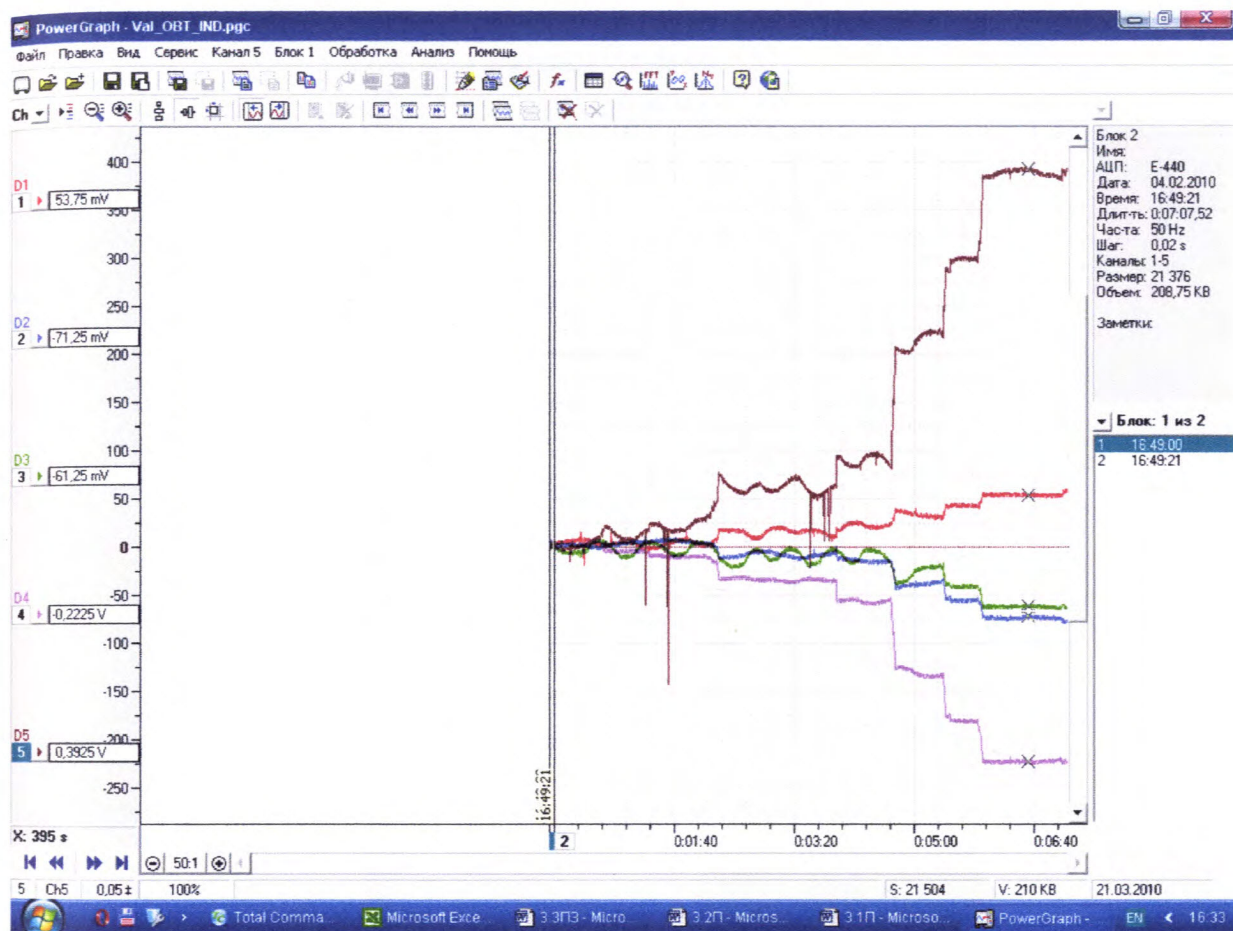


Рис. 3.30. Дослідження напруженого стану індикатора втомив, встановленого в замковому різьбовому з'єднанні 3-121, залежно від моменту згвинчування з'єднання при $M_{згв}^{max} = 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$:

1 – датчик осьової деформації під концентратором напружень; 2,3 – датчики осьових деформацій; 4, 5 – датчики колових деформацій.

За результатами досліджень напруженого стану індикатора встановлено, що колові напруження в перерізах, що зазнають дії охоплюючої деталі – ніпеля, рівні відповідно 186 і 169 МПа (в напрямку від меншої основи конуса). Якщо

розглянути картину, отриману для аналогічних умов в програмному середовищі ANSYS (рис 3.31), то згідно з нею середні величини колових напружень у відповідних перерізах відрізняються відповідно на 1,2 і 10,7 МПа. Таким чином, нами зафіксована розбіжність між результатами, отриманими двома шляхами в межах 6,3 %.

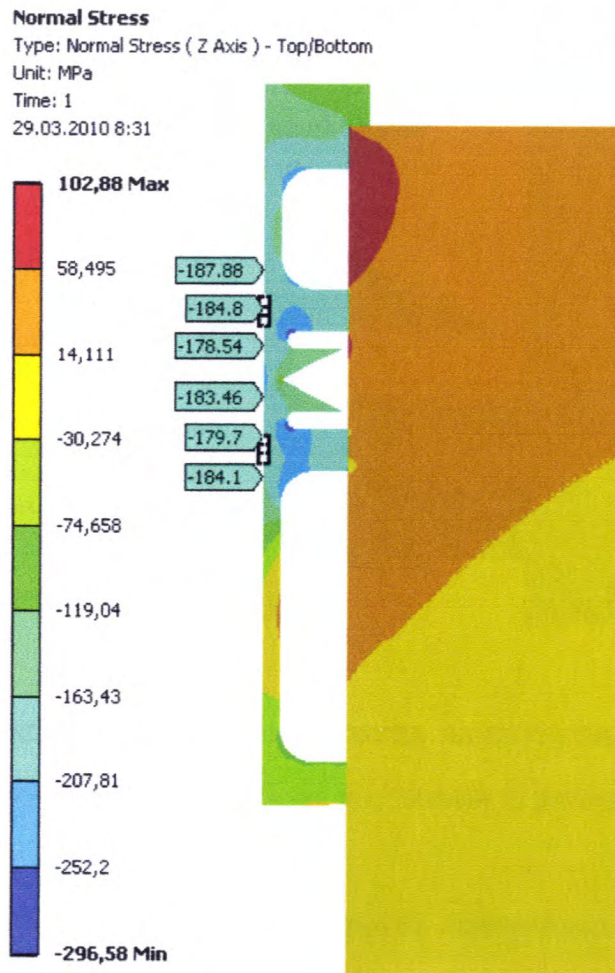


Рис. 3.31. Розподіл колових напружень на внутрішній поверхні індикатора, встановленого в різьбове з'єднання із зазором 0,02 мм

Аналізуючи результати, отримані давачем, розташованим під концентратором напружень та за межами зон контакту індикатора і ніпеля, необхідно взяти до уваги картину напруженого стану індикатора, отриману для його моделі. Для розподілу осьових напружень характерною є суттєва зміна рівня напружень на ділянках малої довжини (рис 3.32).

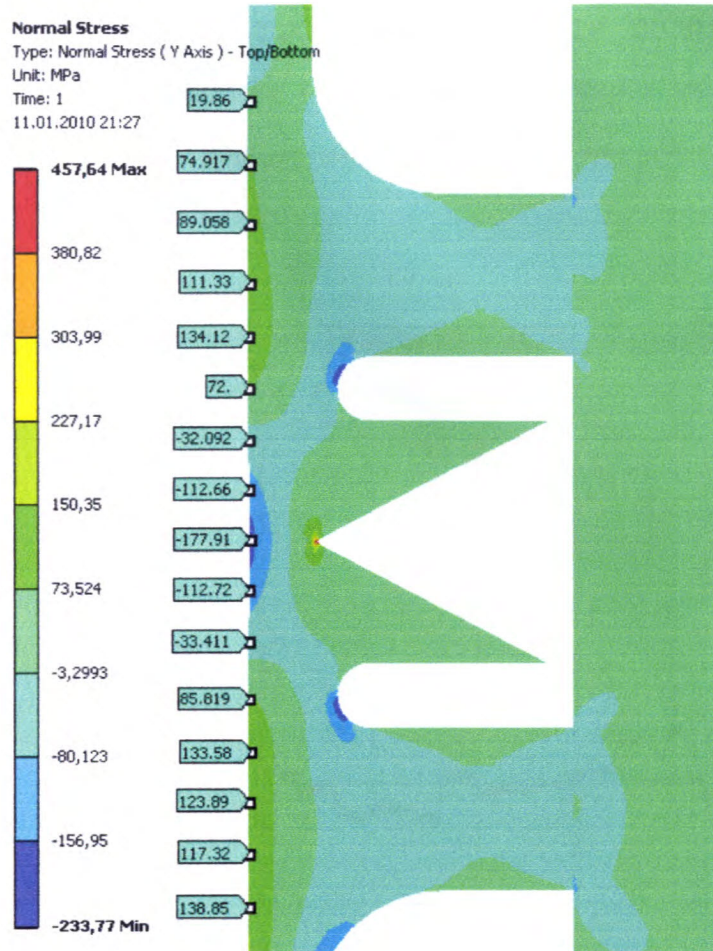


Рис. 3.32. Розподіл осьових напружень на внутрішній поверхні індикатора, встановленого в різьбове з'єднання із зазором 0,02 мм

Так, виділивши зону під концентратором напружень, співрозмірну із базовою довжиною використовуваних тензодавачів, можна говорити про зміну напружень від +72 до -178 МПа. Тому, зважаючи на усереднене значення деформації, отримане за допомогою тензодавача, для оцінки точності результатів необхідно брати до уваги усереднену величину напружень на даній ділянці, зафіксовану на відповідній внутрішній поверхні моделі індикатора. Визначивши середній рівень напружень на довжині 10 мм в зоні під концентратором, згідно з картиною напруженого стану моделі індикатора, було зафіксовано збіжність результатів з відхиленням в 6,7 %.

При дослідженні сприйняття індикаторами втоми згинальних навантажень особливу увагу приділено зоні під концентратором напружень.

Результати згину зразка фіксувалися в чотирьох його положеннях у двох взаємоперпендикулярних площинах (тобто, по колу через кожні 90°). Зміна напруги для тензодавача у цих положеннях зразка від навантаження наведена на рис. 3.33.

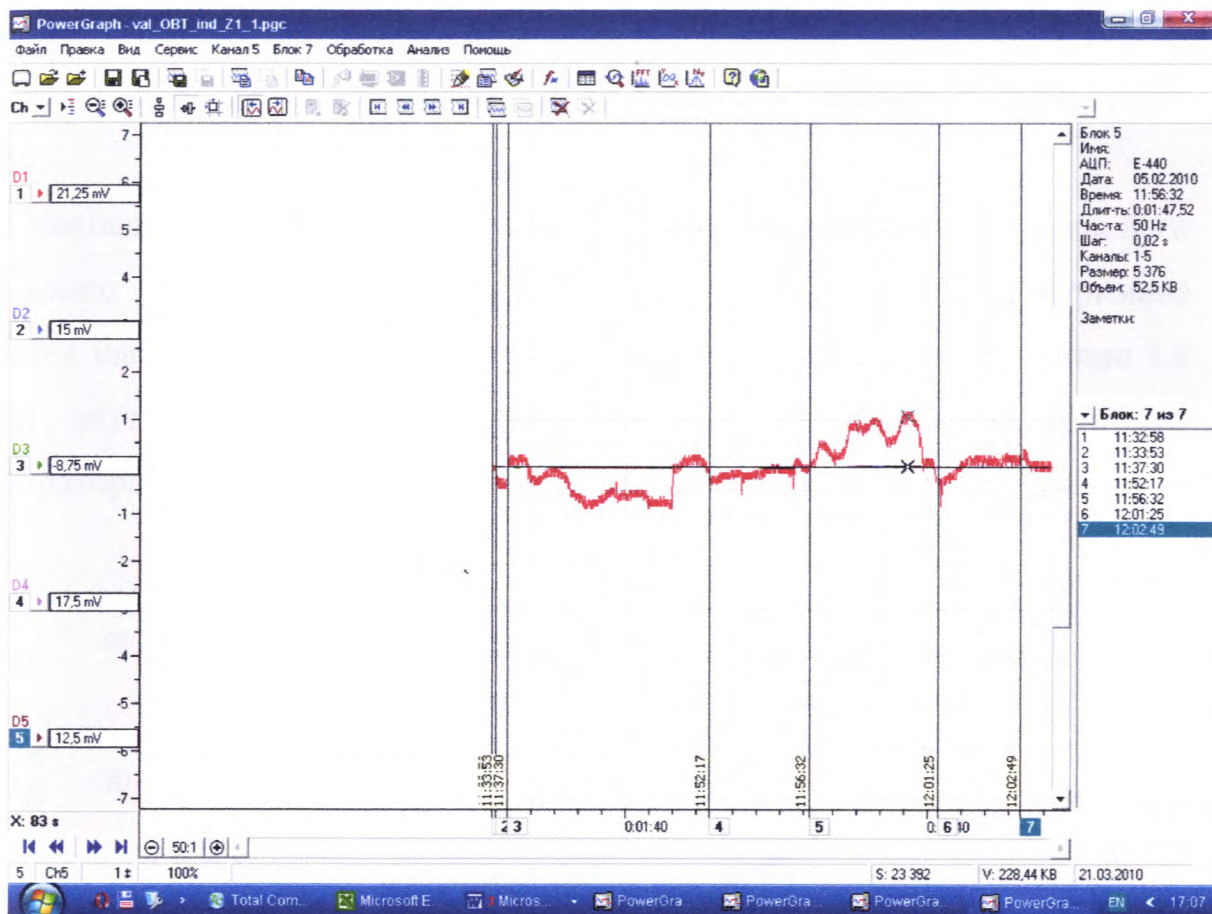


Рис. 3.33. Дослідження напруженого стану індикатора втоми, встановленого в замковому різьбовому з'єднанні 3-121, в залежності від моменту згину

Як бачимо, сприйняття індикатором згинальних навантажень є очевидним. При встановленні рівня напружень згину на контрольованій ділянці необхідним є, аналогічно як і на попередньому етапі, визначення їх усередненої величини в контрольованій зоні. Виділивши величину напружень в контрольованій зоні на моделі індикатора за умови дії згинального навантаження $M_{зг} = 18 \text{ кН}\cdot\text{м}$, встановлено їх середню величину, рівну $9,12 \text{ МПа}$.

Згідно з експериментальними дослідженнями шляхом тензометрування при аналогічному згинальному навантаженні отримано величину напружень 8,83 МПа. Це свідчить про наявність відхилення результатів у 3,3 %.

Таким чином, за результатами експериментальних досліджень можна стверджувати про достовірність результатів досліджень напруженого стану індикатора втоми, встановленого в різьбовому з'єднанні, під дією зовнішніх навантажень, проведених на його моделі за допомогою скінченно-елементного аналізу.

Провівши за допомогою тієї ж моделі індикатора втоми дослідження його напруженого стану залежно від рівня згинальних навантажень, отримана залежність напружень згину в небезпечному перерізі індикатора, на відстані 1,8 мм від внутрішньої поверхні індикатора при товщині перемички під концентратором 2,3 мм, від згинального навантаження на різьбове з'єднання.

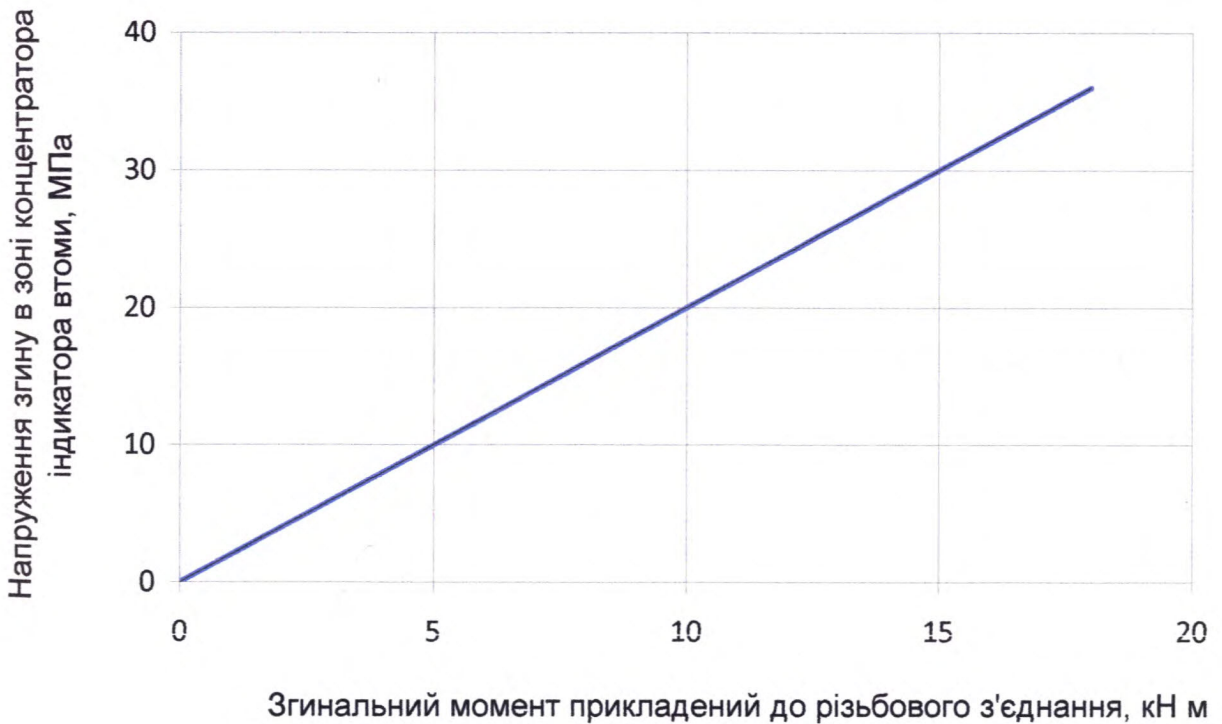


Рис. 3.33. Залежність напружень згину індикатора втоми, встановленого в замковому різьбовому з'єднанні 3-121 і згвинченому з моментом $M_{згв} = 15$ кН·м, від моменту згину

Результати описаних вище досліджень та аналогічно проведених для обважнених бурильних труб діаметром 178 та 203 мм і їх індикаторів втоми, апроксимуються наступними залежностями:

$$\text{для ОБТ діаметром 146 мм} \quad \sigma_{ind}^{32} = 1,946 M_{3P3}^{32}; \quad (3.3)$$

$$\text{для ОБТ діаметром 178 мм} \quad \sigma_{ind}^{32} = 1,076 M_{3P3}^{32}; \quad (3.4)$$

$$\text{для ОБТ діаметром 203 мм} \quad \sigma_{ind}^{32} = 0,717 M_{3P3}^{32}, \quad (3.5)$$

де M_{3P3}^{32} – згинальний момент прикладений до різьбового з'єднання, кН·м;

σ_{ind}^{32} – напруження згину в зоні концентратора індикатора втоми, МПа.

3.4. Висновки до розділу 3

1. В результаті проведених досліджень встановлено розподіл напружень в перерізі концентратора напружень індикатора, вмонтованого в різьбовому з'єднанні згвинченому з оптимальним моментом, та залежності його від зазору в парі індикатор – ніпель до моменту монтажу з'єднання.

2. Встановлено, що під дією зовнішніх згинальних навантажень на елементи бурильної колони в концентраторі напружень запропонованої конструкції індикаторів виникають напруження згину на рівні напружень в небезпечному перерізі контрольованого різьбового з'єднання.

3. В результаті експериментальних досліджень підтверджено точність результатів теоретичних досліджень та достовірність оцінки напружено-деформованого стану індикаторів втоми замкових різьбових з'єднань з використанням програмних продуктів на базі методу скінченних елементів.

4. На основі проведених теоретичних та аналітичних досліджень розроблено різьбове з'єднання, що містить індикатор втоми, конструкція якого з

достатньою точністю відтворює картину напруженого стану небезпечного перерізу різьбового з'єднання за умови дії зовнішніх силових чинників.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА ОЦІНКИ ПОКАЗНИКІВ ВТОМНОГО РУЙНУВАННЯ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ БЕЗ ЇХ ЗАКРІПЛЕННЯ У ЗАМКОВИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАННЯХ

4.1. Вплив асиметрії навантаження на характеристики втомного руйнування замкових різьбових з'єднань з індикаторами втоми

Елементи бурильної колони в процесі експлуатації зазнають впливу асиметричного навантаження. Рівень асиметрії навантаження для різних перерізів колони є різним. Це зумовлено зміною величини розтягуючого навантаження вздовж бурильної колони. Основна частина бурильної колони у свердловині перебуває у розтягнутому стані, наявні перерізи, які називають нейтральними, а також стиснута частина, обумовлена необхідністю створення навантаження на породоруйнівний інструмент. Ця стиснута частина комплектується обважненими бурильними трубами (ОБТ), довговічність яких визначається довговічністю різьбових з'єднань [115].

У практиці розрахунково-експериментального прогнозування довговічності елементів бурильної колони використовується особливість їх руйнування під дією асиметричного навантаження, яка полягає в тому, що кут нахилу кривої втоми та кількість циклів до точки її перегину в статистичному плані не залежить від коефіцієнта асиметрії, однак відомі дослідження, результати яких відрізняються від прийнятих.

Так, відомі результати втомних випробувань гладких зразків із сталі 40ХН при симетричному та віднульовому циклах навантаження, в яких було відмічено зміну кута нахилу апроксимуючої лінії кривої втоми [39]. Зміна кута нахилу апроксимуючої лінії також відмічена іншим автором при дослідженні корозійної втоми різьбових з'єднань геологорозвідувальних бурильних труб [50].

Саме в таких умовах асиметрії відбувається експлуатація замкових різьбових з'єднань і індикаторів. Зважаючи на це, важливим є дослідження впливу асиметрії навантаження на довговічність як різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, так і індикаторів втоми.

Кожен асиметричний цикл зміни напружень можна розглядати як сукупність із двох складових: сталого або середнього напруження циклу

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (4.1)$$

і змінного напруження з амплітудою

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}, \quad (4.2)$$

де σ_{\max} – максимальне напруження циклу;

σ_{\min} – мінімальне напруження циклу.

Відношення $\frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = r$ характеризує ступінь асиметрії циклу і має назву коефіцієнта асиметрії.

Асиметрія навантаження різьбових з'єднань і індикаторів зумовлена існуванням середніх напружень циклу, що виникають внаслідок дії моменту згвинчування.

Загалом, залежність між середнім напруженням циклу і відповідними величинами максимальних змінних напружень подають у вигляді діаграм. Діаграма граничних напружень може бути побудована в координатах максимальні напруження σ_{\max} – середні напруження циклу σ_m або амплітуди напружень σ_a – середні напруження циклу. Така діаграма складається із двох ліній: перша відповідає границі витривалості, друга – границі плинності, часто умовній [95]. Експериментальна побудова таких діаграм є складним завданням навіть для дослідних зразків малих розмірів. Тому зрозумілими є спроби побудови цих залежностей теоретичним шляхом. Багатьма авторами запропоновано різноманітні залежності між граничною амплітудою і середнім напруженням циклу.

Так, якщо позначити через ξ відносну величину граничної амплітуди ($\xi = \sigma_a / \sigma_{-1}$), а через m – відносну величину середнього напруження циклу ($m = \sigma_m / \sigma_{-1}$), пропозиції різних авторів, згідно [51], можуть бути виражені наступним чином: залежність Гудмана $\xi = 1 - \frac{m\sigma_{-1}}{\sigma_B}$; залежність Гербера $\xi = 1 - \left(\frac{m\sigma_{-1}}{\sigma_B}\right)^2$; залежність Біргера $\xi = \sqrt{1 - \frac{m\sigma_{-1}}{\sigma_B}}$; залежність Одінга $\xi = \frac{m}{2} + \sqrt{\frac{m^2}{4} + 1}$. Ці залежності тією чи іншою мірою відповідають дослідним результатам, які відносяться до області середніх напружень розтягу, і так само, як і експериментальні, фіксують зниження величини граничної амплітуди з ростом середніх напружень розтягу.

Провівши детальний аналіз літературних джерел [76, 84, 85], нами взято до уваги результати досліджень різних матеріалів, які наведені на рис. 4.1, а саме діаграми граничних напружень в координатах σ_a – σ_m (діаграма Хейя). Серед діаграм присутня і діаграма для матеріалу з якого виготовляються ОБТ (виділена лінія).

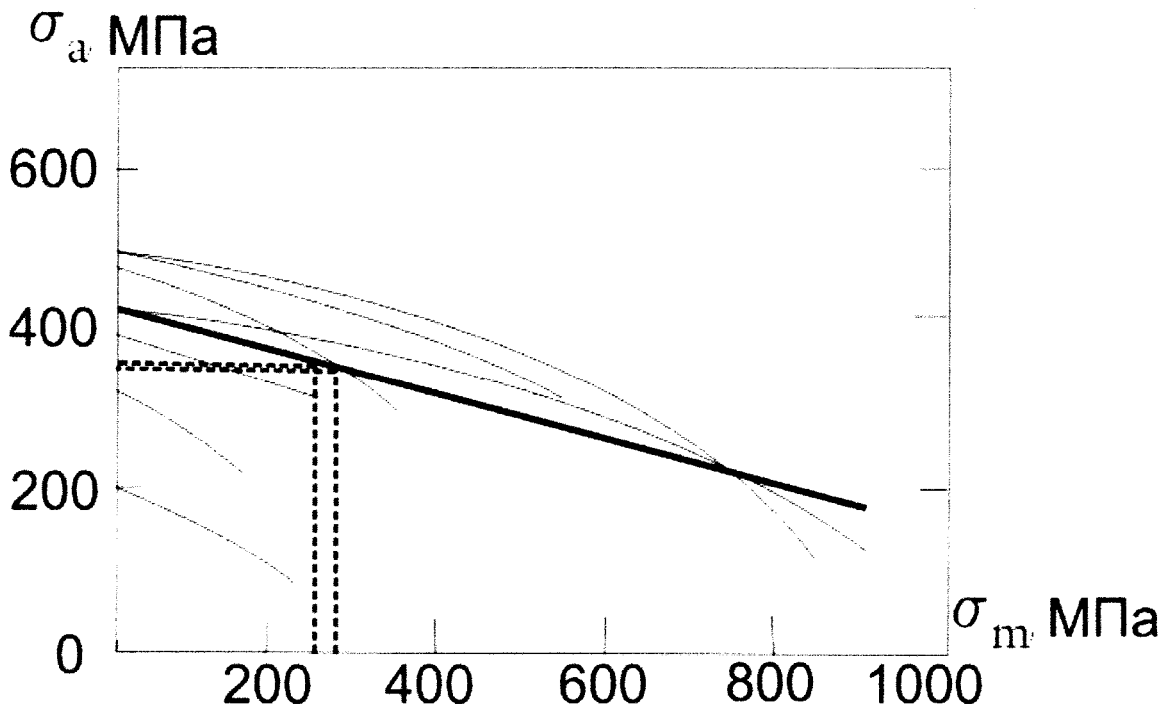


Рис. 4.1. Діаграми граничних напружень в координатах σ_a – σ_m (діаграми Хейя): виділена лінія – для сталі 40ХН2МА.

Оцінюють чутливість границі витривалості гладких зразків до асиметрії циклу навантаження, зазвичай, коефіцієнтом ψ_σ , який характеризує відносну зміну границі витривалості матеріалу при переході від симетричного циклу навантажування до віднульового [96]:

$$\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (4.3)$$

де σ_0 – границя витривалості (розмах напружень) при віднульовому циклі навантажування.

З ростом міцнісних характеристик сталей зростає коефіцієнт ψ_σ , який може бути визначений за наступною кореляційною формулою [42]:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B, \quad (4.4)$$

де σ_B – границя міцності, МПа

У відповідності до даного виразу коефіцієнт ψ_σ матеріалу міняється від 0,1 при $\sigma_B = 400$ МПа до 0,3 при $\sigma_B = 1400$ МПа. На величину ψ_σ впливають стан матеріалу, поверхневе зміцнення, умови випробування та ряд інших чинників, що не враховуються залежністю (4.4). Так, коефіцієнт ψ_σ вуглецевих сталей становить 0,1...0,2, легованих – 0,2...0,3 [95]. Із збільшенням середніх напружень розтягу коефіцієнт ψ_σ також збільшується [33].

За наявності макротріщин умова їх нерозповсюдження при циклічному навантажуванні визначається пороговим коефіцієнтом інтенсивності напружень (КІН). В індикаторах втоми, які використовують в замкових різьбах бурильних труб, згідно з [62] радіус кривизни профілю дна концентратора напружень виконується меншим критичної величини 0,1...0,6 мм залежно від марки сталі. Для таких випадків згідно з дослідженнями Кудрявцева [53] встановлено, що при радіусах кривизни, менших критичних величин, появляються тріщини, які не розвиваються, і існують дві границі витривалості, які визначаються за критеріями появи перших макроскопічних тріщин і кінцевого руйнування. Границя витривалості за критерієм руйнування вважається такою, що не залежить від радіуса кривизни в концентраторі, тобто залишається постійною із зменшенням його величини нижче критичної. Границя витривалості при цьому

визначається з відомої умови нерозвитку тріщини лінійної механіки руйнування [42]

$$\Delta K_{ef} \leq \Delta K_{th}, \quad (4.5)$$

де ΔK_{ef} – ефективна величина коефіцієнта інтенсивності напружень;

ΔK_{th} – порогова величина коефіцієнта інтенсивності напружень.

Саме порогова величина коефіцієнта інтенсивності напружень ΔK_{th} використана в [67] при визначення згинального моменту необхідного для досягнення границі витривалості індикаторів втоми з кривизною профілю дна концентратора напружень, меншою критичної.

Вплив асиметрії циклу навантажування на порогову величину КІН описується з допомогою різних співвідношень [127, 128]. З них універсальним є співвідношення, запропоноване Клеснілом і Лукашем [134]:

$$(\Delta K_{th})_R = (\Delta K_{th})_{R=0} (1 - R)^\nu, \quad (4.6)$$

де ν – постійна матеріалу.

Дослідження сталей, проведені переважно при $R \geq 0$, показали, що $\nu = 0,7 \dots 1,0$ [128, 134]. Результати досліджень, проведених з різними сталями при додатних і від'ємних величинах R , свідчать про те, що залежність (4.6) розповсюджується і на область від'ємних величин R . При цьому для більшості сталей різної міцності ($\sigma_T = 250 \dots 800$ МПа) $\nu = 0,6 \dots 0,8$ і практично не залежить від міцності матеріалу.

Аналогічно (4.3) введемо коефіцієнт ψ_σ^{mp} , який характеризуватиме чутливість границі витривалості матеріалу з тріщиною до асиметрії циклу навантажування. В рамках лінійної механіки руйнування границя витривалості, що відповідає пороговому напруженню σ_{th} , визначається із співвідношення [53]

$$\Delta \sigma_{th} = \Delta K_{th} / \sqrt{\pi l} \cdot Y(l), \quad (4.7)$$

де $Y(l)$ – поправочна функція, що залежить від розмірів тіла і тріщини, а також від способу навантажування. Із виразів (4.6) і (4.7) отримаємо

$$\psi_\sigma^{mp} = 2^\nu - 1. \quad (4.8)$$

Приймаючи для сталей $\nu = 0,6 \dots 0,8$, з (4.8) маємо $\psi_{\sigma}^{mp} = 0,5 \dots 0,7$. Оскільки величина ν практично не залежить від міцнісних характеристик сталі, на основі (4.8) такий же висновок справедливий і для ψ_{σ}^{mp} .

Порівняння наведених для сталей величин ψ_{σ}^{mp} і ψ_{σ} показує наступне. По-перше, чутливість границі витривалості зразків з макротріщинами до асиметрії циклу навантажування значно вища, ніж гладких зразків. По-друге, коефіцієнт ψ_{σ}^{mp} зразків з макротріщинами практично не залежить від міцнісних характеристик сталі, в той же час як для гладких зразків він зростає зі збільшенням міцності.

У відповідності з прийнятими міркуваннями про стабільність втомного руйнування, границя витривалості гладких зразків визначається умовою нерозповсюдження мікротріщин, поява яких внаслідок неоднорідності структури полікристалічних матеріалів можлива при напруженнях, нижчих границі витривалості [35, 47]. Для ряду сталей протяжність таких мікротріщин складає 0,01 мм [104]. Розвиток малих тріщин характеризується наступними особливостями: пороговий КІН для них, зазвичай, нижчий у порівнянні з коефіцієнтом для довгих тріщин [87]. Особливості кінетики коротких тріщин, швидше всього, є однією із причин, що призводить до відмінності в чутливості границі витривалості гладких зразків і з макротріщинами до асиметрії циклу навантажування.

Тепер для визначення характеристик опору втомному руйнуванню матеріалів з позиції механіки руйнування [104, 119] застосовується модель тіла з ефективною тріщиною, що прогнозує прискорений розвиток малих тріщин і добре корелюється з експериментальними даними [119].

Слід відмітити, що моделі, які використовують в якості критерію руйнування тільки КІН, не дозволяють враховувати вплив суттєвих параметрів на розвиток малих тріщин. Це пояснюється поданням в лінійній механіці руйнування розподілів напружень і деформацій у вершині тріщини за допомогою наближених розв'язків, які містять тільки сингулярні члени.

Аналітичні методи визначення границі витривалості тіл з малими тріщинами, які базуються на повному розв'язку для компонентів тензора напружень, розглянуті в [30]. З врахуванням впливу регулярних членів на розмір пластичної зони у вершині тріщини і гіпотези про сталість розміру цієї зони для нерозповсюджуваних при циклічному навантажуванні тріщин довільної довжини отримано вираз, за яким визначимо границю витривалості гладких зразків:

$$\sigma_R = \sigma_{fc} \left[\pi \cdot l \cdot \left(\frac{\sigma_{fc}}{K_{th}} \right)^2 + (1 - \mu + \mu^2) \right]^{-0.5}, \quad (4.9)$$

де σ_{fc} – циклічна границя плинності (для різних сталей $\sigma_{fc} = 0,7\sigma_T$);

μ – коефіцієнт Пуассона.

Вираз (4.9) дає кінцеву величину σ_R при $l \rightarrow 0$, що добре корелюється з експериментальними результатами для зразків з малими тріщинами і гладких при наявності в них тріщин, довжина яких співрозмірна із структурним параметром матеріалу [30].

На основі розв'язків поданих в [30], проаналізовано вплив асиметрії циклу навантажування на границю витривалості матеріалів. Отримані розрахункові залежності для ψ_{σ}^{mp} , які дозволяють встановити вплив окремих характеристик матеріалу на чутливість границі витривалості до асиметрії циклу навантажування.

Стосовно розмаху граничних напружень $\Delta\sigma_R$ у випадку довільного коефіцієнта асиметрії циклу навантажування формулу (4.9) можна подати у вигляді

$$\Delta\sigma_R = 2\sigma_{fc} \left[\pi \cdot l \cdot \left(\frac{2\sigma_{fc}}{\Delta K_{th}} \right)^2 + (1 - \mu + \mu^2) \right]^{-0.5}, \quad (4.10)$$

записаному для циклічної зони пластичності, розмірність якої пропорційна $(\Delta K / 2\sigma_T)^2$. Для довгих тріщин вираз (4.10) прийме вигляд (4.7).

Записавши (4.10) для симетричного і віднульового циклів навантажування і прийнявши залежність ΔK_{th} від R у вигляді (4.6), по аналогії з

(4.3) знайдемо вираз для ψ_{σ}^{mp} з метою спрощення і приведення його до зручного для подальших розрахунків вигляду приймемо $\sigma_{fc} = 0,7\sigma_T$ і $\mu = 0,3$. У випадку використання максимального порогового КІН, який відповідає симетричному циклу навантажування,

$$\psi_{\sigma}^{mp} = \sqrt{\frac{2^{2\nu}l + 0,5(K_{th}/\sigma_T)^2}{l + 0,5(K_{th}/\sigma_T)^2}} - 1. \quad (4.11)$$

Відповідно для розмаху порогового КІН, що відповідає віднульовому циклу навантажування,

$$\psi_{\sigma}^{mp} = \sqrt{\frac{l + 0,5(\Delta K_{th}/2\sigma_T)^2}{2^{-2\nu}l + 0,5(\Delta K_{th}/2\sigma_T)^2}} - 1. \quad (4.12)$$

Із співвідношень (4.11 і 4.12) випливає, що чутливість границі витривалості матеріалу до асиметрії циклу навантажування залежить від наступних чинників: розміру тріщини l , границі плинності σ_T і порогового КІН ΔK_{th} , а також від величини ν . Із цих виразів також випливає залежність границі витривалості матеріалу від середніх напружень, яка фіксується тільки при $l \neq 0$ і $\nu \neq 0$. Якщо величини l і ν рівні нулю, то $\psi_{\sigma}^{mp} = 0$. Для великих тріщин вирази (4.11 і 4.12) приймають вигляд (4.8).

Аналізуючи ці ж вирази слід відмітити, що зміна параметрів, які входять в них, по різному впливає на ψ_{σ}^{mp} . Так з ростом l , σ_T і ν величина ψ_{σ}^{mp} повинна зростати, а зі збільшенням порогового КІН – спадати.

Розглядаючи вплив окремих параметрів на коефіцієнт ψ_{σ}^{mp} та виконуючи цей аналіз стосовно сталей, для яких $(K_{th})_{R=1} = 4 \dots 6 \text{ МПа} \cdot \sqrt{\text{м}}$ і $\nu = 0,6 \dots 0,8$, отримано розрахункові криві подані на рис. 4.2, 4.3.

Однією із характеристик матеріалів, яка зумовлює згідно (4.11, 4.12) чутливість їх границь витривалості до асиметрії циклу навантажування, є границя плинності. Стосовно гладких зразків слід використовувати величину границі плинності матеріалу у поверхневому шарі, в якому, як правило, утворюються початкові втомні тріщини. Підвищення міцності поверхневих шарів підвищує вплив асиметрії циклу навантажування на границю

виривалості, що експериментально підтверджується для деталей з хіміко-термічним зміцненням.

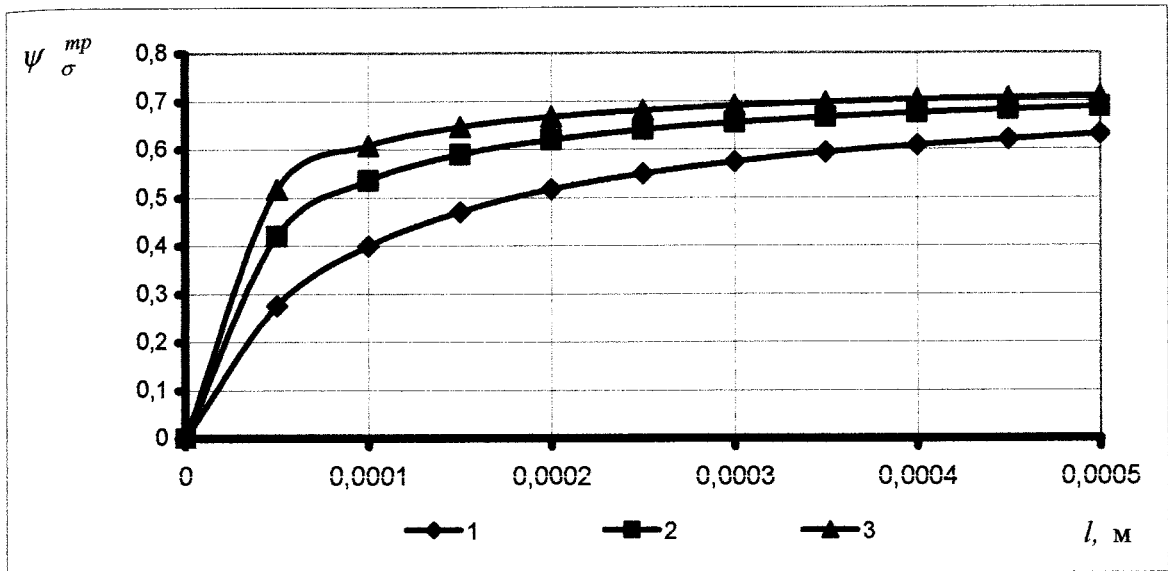


Рис. 4.2. Залежності коефіцієнта ψ_{σ}^{mp} від довжини тріщини l , отримані за формулами (4.11), (4.12):

1 – $\sigma_T = 400$ МПа; 2 – $\sigma_T = 600$ МПа; 3 – $\sigma_T = 800$ МПа.

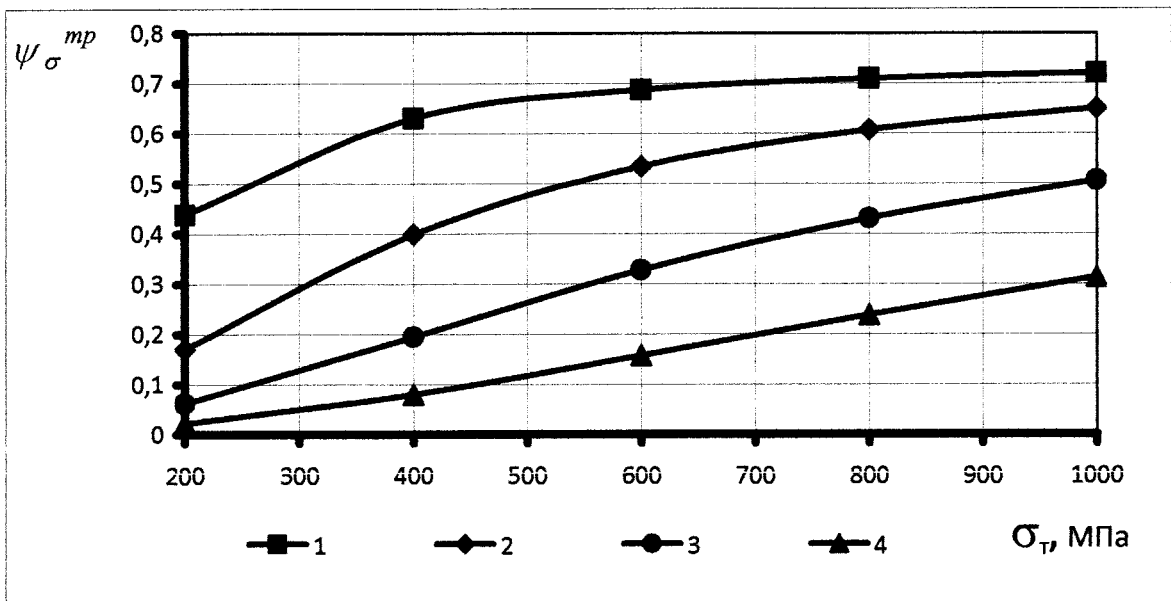


Рис. 4.3. Залежності коефіцієнта ψ_{σ}^{mp} від міцнісних характеристик матеріалу, отримані за формулами (4.11), (4.12):

1 – $l = 0,5$ мм; 2 – $l = 0,1$ мм; 3 – $l = 0,03$ мм; 4 – $l = 0,01$ мм.

Зі збільшенням розмірів зразків границя витривалості може зменшуватися внаслідок збільшення ймовірності появи більшої розмірності вихідних дефектів. Вплив розмірів зразків на опір втомному руйнуванню залежить від багатьох факторів і, зокрема, зі зростанням міцнісних характеристик сталей підсилюється. Формули (4.11, 4.12) дозволяють також встановити вплив на коефіцієнт ψ_{σ}^{mp} зміни механічних властивостей і порогового КІН, які можуть залежати від розмірів зразків.

Виходячи з повного розв'язку для компонентів тензора напружень на основі виразу (4.10) з врахуванням (4.6) і спрощень, які прийняті при виведенні формул (4.11, 4.12), отримаємо

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{l + 0,5(K_{th}/\sigma_T)^2}{2^{2\nu}(1-R)^{-2\nu}l + 0,5(K_{th}/\sigma_T)^2}} \quad (4.13)$$

для максимального КІН, що відповідає симетричному циклу навантажування, і

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}} = \sqrt{\frac{2^{-2\nu}l + 0,5(\Delta K_{th}/2\sigma_T)^2}{(1-R)^{-2\nu}l + 0,5(\Delta K_{th}/2\sigma_T)^2}} \quad (4.14)$$

для розмаху порогового КІН, що відповідає віднульовому циклу навантажування.

Згідно цих виразів діаграма граничних відносних амплітуд напружень залежить від границі плинності, порогового КІН і від довжини тріщини. Повні діаграми граничних відносних амплітуд напружень, визначені за формулами (4.13, 4.14) для тріщин розміром 0,01 мм і різних значень σ_T , наведені на рис. 4.4.

Підсумовуючи, можна сказати, що асиметрія циклу навантажування на границю витривалості тією чи іншою мірою впливає у кожному випадку. Для гладких зразків вплив підсилюється зі збільшенням міцнісних характеристик матеріалу (рис. 4.2), а для реальних деталей, які містять тріщини, – зі збільшенням розмірів тріщин (рис. 4.3). Тому, беручи до уваги, що індикатор втоми виготовлений із сталі з $\sigma_T > 500$ МПа і містить концентратор напружень у вигляді V-подібної кільцевої виточки з радіусом заокруглення вершини, меншим 0,1 мм, його можна з певним наближенням розглядати як такий, що

містить тріщини, а, отже, зазнає значного впливу асиметрії циклу навантажування на границю його витривалості.

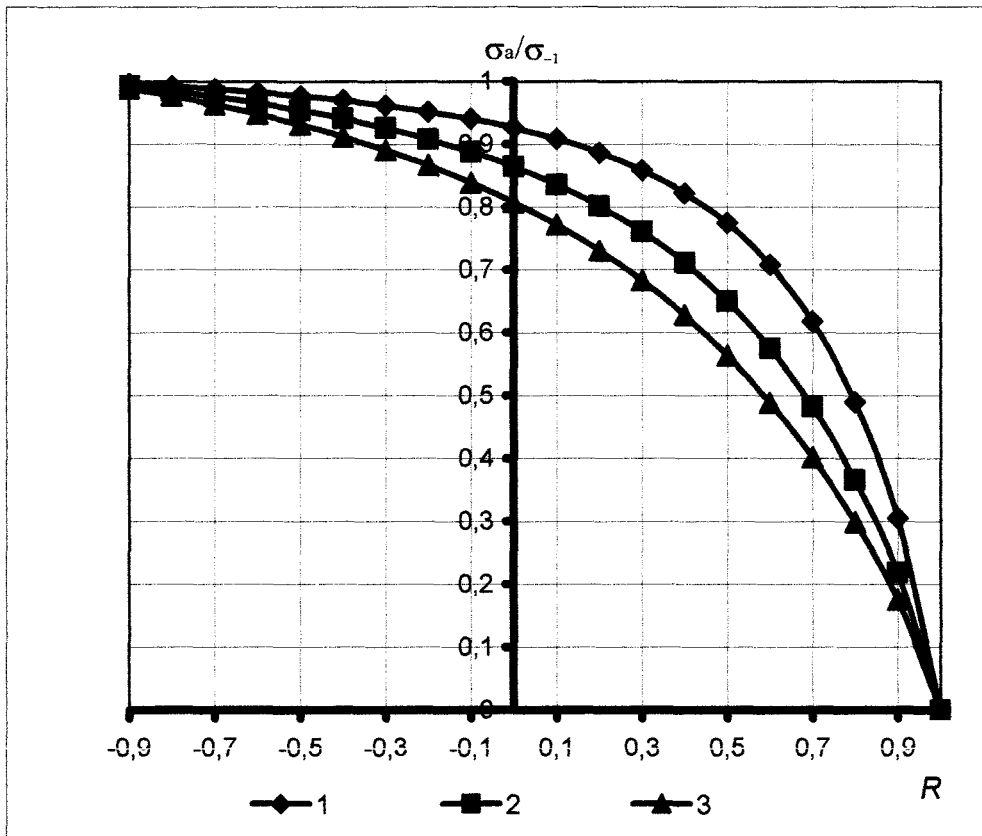


Рис. 4.4. Діаграма граничних відносних амплітуд напружень при наявності тріщин розміром 0,01 мм:

1 – $\sigma_T = 400$ МПа; 2 – $\sigma_T = 600$ МПа; 3 – $\sigma_T = 800$ МПа.

Таким чином, отримані результати необхідно враховувати під час розроблення методики та обладнання для дослідження втомних характеристик індикаторів різьбових з'єднань.

4.2. Обґрунтування методики випробування на втому індикаторів без їх закріплення в контрольованих різьбових з'єднаннях бурильної колони

Наступною задачею, поставленою для досягнення мети роботи, є обґрунтування методики визначення параметрів опору втомному руйнуванню

індикаторів під час їх випробування на втому без закріплення у відповідних замкових різьбових з'єднаннях в режимі напружень, що виникають в індикаторах під час їх експлуатації в свердловинах.

Як вже зазначалось в пункті 1.4 цієї роботи, спільною особливістю більшості розроблених конструкцій індикаторів і запропонованих для їх використання методик є експлуатація різьбового з'єднання разом із індикатором втомі до поломки останнього. Також необхідною умовою є наявність кривих втомі індикаторів, отриманих при спільних випробуваннях індикаторів втомі і різьбових з'єднань в стендових умовах. Для визначення рівня навантажень, діючих на елементи бурильної колони, потрібно повністю вичерпати ресурс індикатора, встановленого для їх контролю. Така особливість обмежувала як швидкість контролю, так і область контрольованих елементів.

У зв'язку із цим, виникла ідея покращення умов використання та оперативності оцінки рівня навантажень шляхом вичерпування в експлуатаційних умовах тільки частини прогнозованого ресурсу індикаторів. Цим зумовлена необхідність створення установки, яка б забезпечувала випробування індикаторів без контрольованих ними різьбових з'єднань.

Зважаючи на те, що змінний згинальний момент вважається найбільш тривало діючим та пошкоджуючим навантаженням на елементи бурильної колони, нами спроектовано і виготовлено вузол навантажування для випробування зразків індикаторів на втомну міцність за схемою навантажування зразка, що обертається, консольним згином. Принципова схема вузла зображена на рис. 4.5, а загальний вигляд на рис. 4.6.

Вузол спроектований і виготовлений з врахуванням його подальшого використання на базі металообробного верстата 1К62. Такий підхід прийнятий з метою проведення експериментальних досліджень у будь-якій механічній майстерні бурового підприємства. Вузол спроектований, виходячи з можливості випробування зразків індикаторів з максимальним діаметром 100 мм, причому максимальний змінний згинальний момент, що створюється у небезпечному перерізі індикатора, становить 5 кН·м. Це дає можливість

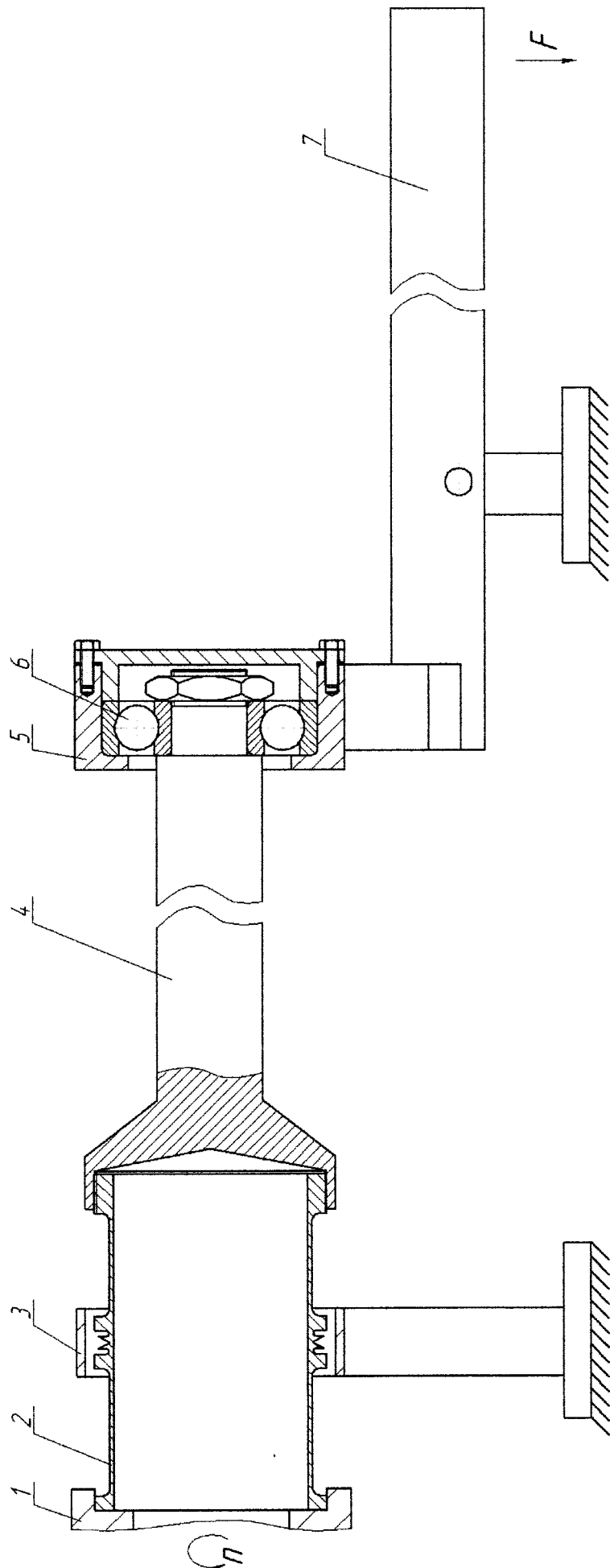


Рис. 4.5. Принципова схема вузла навантажування для випробування індикаторів втомі.

1 – муфта, 2 – індикатор, 3 – обмежувач, 4 – подовжувач, 5 – обойма, 6 – підшипник, 7 – важіль.

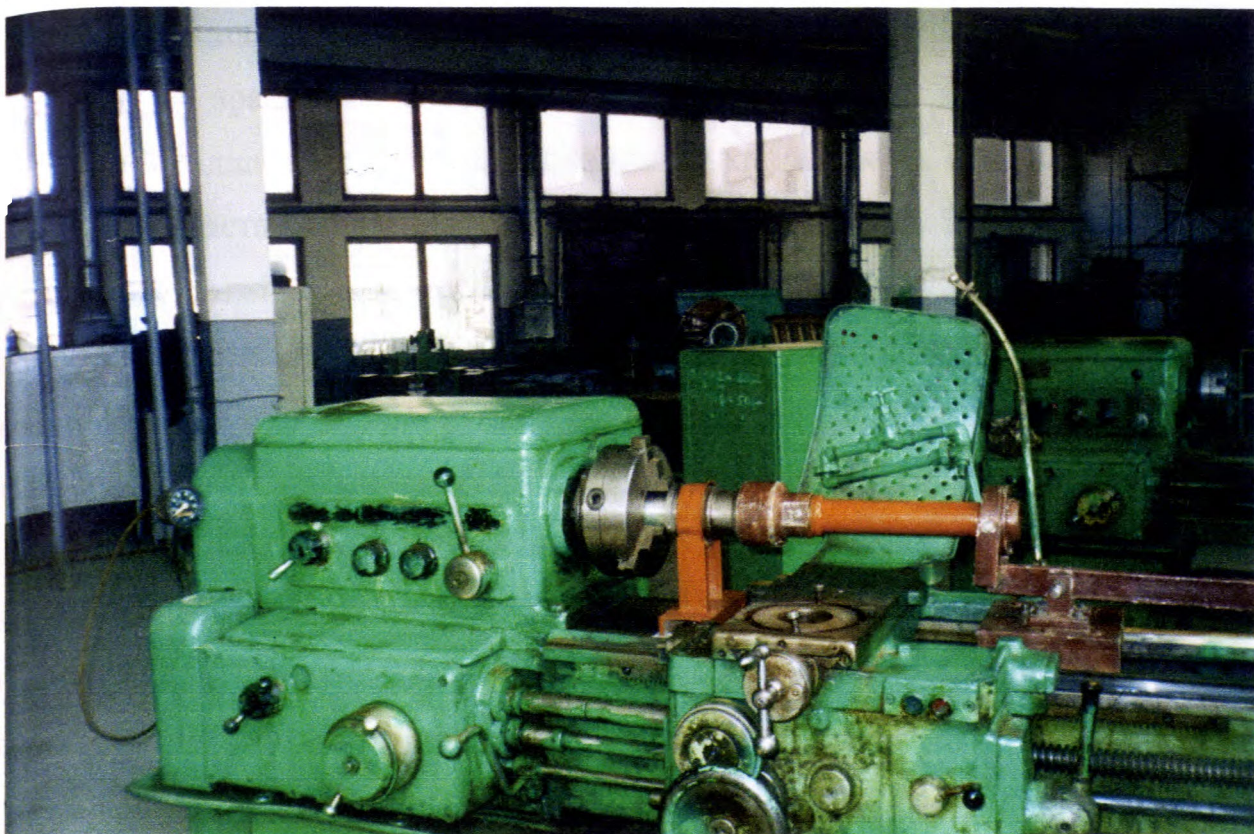


Рис. 4.6. Загальний вигляд вузла навантажування для випробування індикаторів втоми, змонтованого на металообробному верстаті

проводити втомні випробування індикаторів втоми замкових різьбових з'єднань 3-171, 3-147, 3-121. Основною перевагою стендів із зразком, що обертається, є те, що згинальний момент і швидкість обертання зразка не залежать одне від одного. Тому швидкість обертання можна змінювати в широких межах, що визначаються кінематикою верстата 1К62. Необхідно відмітити, що при обертанні зразка вид навантажування (круговий згин) краще відповідає умовам роботи елементів бурильної колони у свердловині, оскільки при цьому навантажуються всі периферійні зони зразка, а у випадку плоского згину – тільки дві діаметрально протилежні зони, розташовані в площині дії навантаження. Досліджуваний зразок встановлюється в муфту, яка кріпиться в патроні верстата. Муфта є збірною конструкцією, що дозволяє заміною однієї її частини проводити випробування зразків різних типорозмірів.

Зразок навантажується сталою силою, величина якої визначається вагою вантажів і співвідношенням пліч важеля. Передача сили від важільного механізму до зразка, що обертається, здійснюється через обойму, яка містить радіальний підшипник. Важільний механізм кріпиться на основі, змонтованій на станині верстата за аналогією з його задньою бабкою. З метою зменшення габаритних розмірів обойми, її підшипник насаджується на вал-подовжувач, який з'єднаний з досліджуванним зразком через перехідник. Перехідник, як і змінна частина муфти, виконується трьох типів. Число циклів навантажування зразків реєструється лічильником обертів, який кріпиться до пустотілого вала верстата. Автоматичне виключення електродвигуна при втомному руйнуванні зразка здійснюється вимикачем ходу через важіль, який зв'язаний з більшим плечем важільного механізму. З метою досягнення безпечного руйнування досліджуваного зразка на станині встановлюється обмежувач.

Технічні дані вузла навантажування

Схема навантаження	консольний згин
Максимальний згинальний момент, кН·м.	5
Діаметр випробуваного зразка, мм	60... 100

Перевірку працездатності установки на базі металообробного верстата здійснено з використанням індикаторів втоми, виготовлених для замкових різьбових з'єднань ОБТ діаметром 203 мм. Слід зауважити, що її особливістю в первинному виконанні було створення при випробуваннях тільки згинальних навантажень.

В попередньому підрозділі роботи нами проведено аналіз впливу дії асиметричного навантаження на довговічність елементів конструкцій. В результаті встановлено, що для більш точного прогнозування довговічності елементів різьбових з'єднань із застосуванням індикаторів втоми необхідно при

проведенні випробувань індикаторів на довговічність враховувати дію асиметричного навантаження.

Як вже зазначалося в розділі 3, при проведенні досліджень напруженого стану індикаторів накопичення втомних пошкоджень, вмонтованих в згвинчену із оптимальним моментом різьбовому з'єднанні, встановлено, що напруження на внутрішній поверхні індикатора в перерізах, що відповідають зоні контакту індикатора із внутрішньою поверхнею ніпеля, досягають величин, зафіксованих на картині розподілу колових напружень (рис. 4.7).

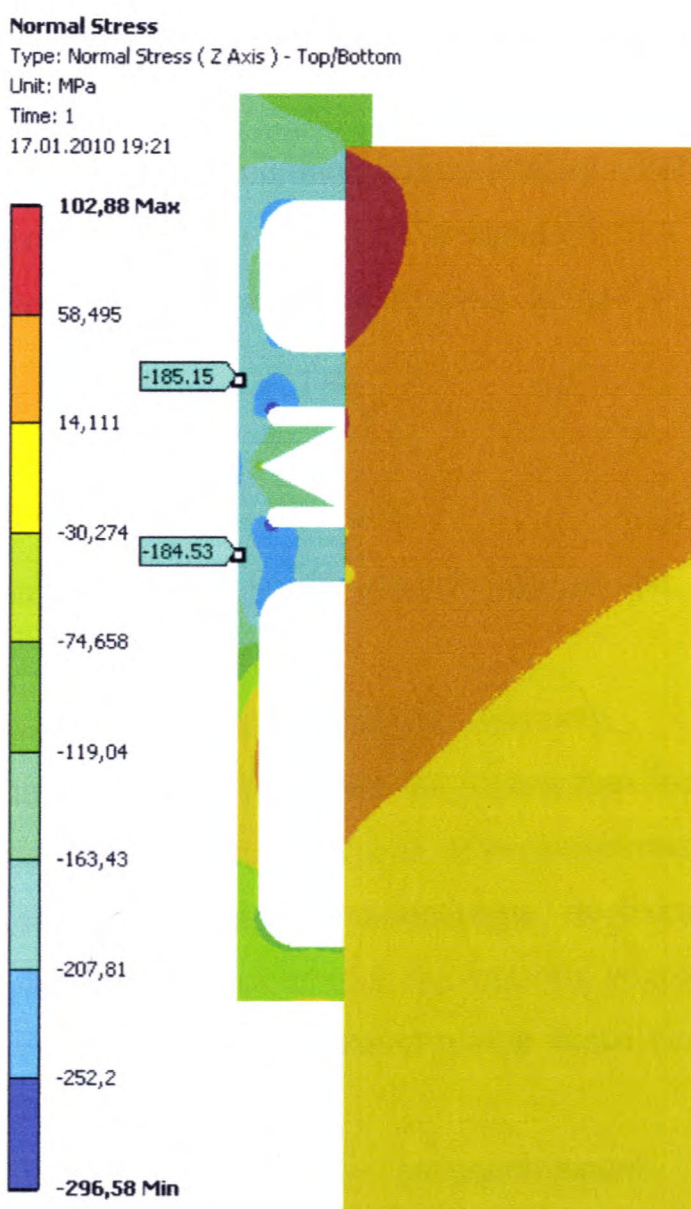


Рис. 4.7. Розподіл колових напружень в індикаторі втомі встановленому у згвинчену різьбовому з'єднанні 3-121

Саме напружень такого рівня необхідно досягнути в зазначених перерізах індикаторів перед прикладанням до них згинальних навантажень при стендових випробуваннях.

Аналогічно як і в підрозділі 2.1, взаємодію ніпеля і індикатора втоми в зоні їх контакту можна розглядати, як взаємодію двох деталей в з'єднанні з натягом. Контактний тиск на поверхні елементів з'єднання призводить до виникнення нормальних, радіальних і колових напружень в деталях. В охоплюваній деталі найбільші колові напруження стиску виникають на внутрішній поверхні. Ці напруження і будуть тими напруженнями на внутрішній поверхні індикатора, які отримано шляхом скінченно-елементного аналізу в середовищі ANSYS.

З іншого боку найбільші колові напруження стиску в охоплюваній деталі (індикаторі) визначаються за формулою (2.1), а середній тиск між елементами з'єднання, що зумовлює виникнення цих напружень, відповідно визначиться як

$$p = \sigma_t \frac{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{2 \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}, \quad (4.15)$$

де σ_t – колові напруження на внутрішній поверхні індикатора;

d_1 – внутрішній діаметр індикатора;

d – зовнішній діаметр індикатора по поверхні контакту.

Таким чином, при відомих геометричних параметрах індикатора, з цього виразу можна встановити, який середній тиск між елементами з'єднання, або, інакше кажучи, на зовнішній поверхні індикатора, необхідно створити для виникнення на внутрішній поверхні індикатора заданих колових напружень σ_t . З цією метою нами створено пристрій, конструкція якого базується на основі цанги затискної (рис. 4.8).

Для перевірки працездатності запропонованої конструкції та підтвердження правильності вибору окремих її параметрів проведемо спочатку теоретичні дослідження, а пізніше перевіримо їх експериментальним шляхом.

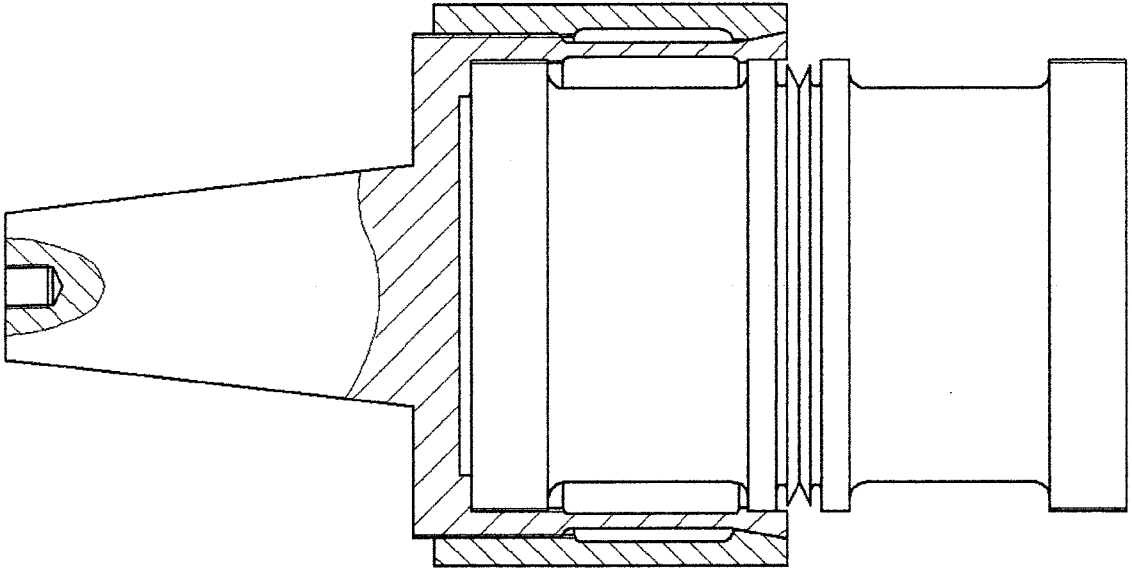


Рис. 4.8. Схема пристрою для випробування індикаторів втоми при дії асиметричного навантаження

Як зазначалося, на поверхні індикатора необхідно створити середній тиск p . Цьому тиску відповідає зусилля затиску P , яке визначається з виразу

$$P = p \cdot \pi \cdot d \cdot \Delta, \quad (4.16)$$

де d – зовнішній діаметр індикатора;

Δ – ширина смужки контакту.

Згідно з [11], для забезпечення сили затиску P необхідно створити осьове зусилля Q

$$Q = P \operatorname{tg}(\alpha + \varphi), \quad (4.17)$$

де α – половина кута конуса цанги;

φ – кут тертя, $\varphi = \operatorname{arctg} f_1$;

f_1 – коефіцієнт тертя конусної поверхні.

Виходячи із запропонованої конструкції пристрою осьове зусилля буде створюватися шляхом прикладання моменту до гайки цанги, який в свою чергу визначається за формулою

$$M_p = Q \frac{d_{\text{сер}}}{2} \operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_{np}), \quad (4.18)$$

де $d_{\text{сер}}$ – середній діаметр різьби;

α_1 – кут підйому різьби;

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{t}{\pi d_{\text{сер}}};$$

t – крок різьби;

$\operatorname{tg} \varphi_{\text{np}} = \frac{\rho_1}{\cos \beta}$ – приведений коефіцієнт тертя для заданого профілю різьби;

f – коефіцієнт тертя на площині;

β – половина кута при вершині профілю витка різьби.

Для трикутної різьби $\beta=30^\circ$. Виходячи із конструктивних міркувань середній діаметр різьби цанги приймаємо рівним 120 мм, а її крок – 2,5 мм. Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{2,5}{\pi \cdot 120} = 0,0066 \Rightarrow \alpha = 0,0065999 \text{ рад,}$$

$$\operatorname{tg} \varphi_{\text{np}} \text{ прийmemo рівним } 0,15 \Rightarrow \varphi_{\text{np}} = 0,1488899 \text{ рад.}$$

Знаючи всі необхідні параметри, визначимо моменти, необхідні для створення попередньо обчислених осьових зусиль.

На основі аналізу обчислень можна зробити висновок, що запропоноване можна реалізувати на практиці. Також необхідно відмітити, що момент, який потрібно прикласти до цанги, суттєво залежить від коефіцієнтів тертя як на конічній поверхні, так і в різьбі, величина яких, згідно [11], залежить від багатьох випадкових чинників.

З метою отримання дійсних величин моментів, необхідних для створення заданих напружень на внутрішній поверхні індикатора, проведено серію експериментальних досліджень з використанням методу тензометрування.

Результати дослідження приведені у вигляді залежності нормальних колових напружень від моменту, що прикладається до цанги при закріпленні індикатора в томи різьбового з'єднання 3-171 (рис. 4.10).

Паралельно цим дослідженням проведені дослідження напружено-деформованого стану індикатора. Отримані результати в достатній мірі корелюються із картиною напруженого стану індикатора, запропонованого і дослідженого у розділі 3.



Рис. 4.9. Пристрій для випробування індикаторів втоми при дії асиметричного навантаження

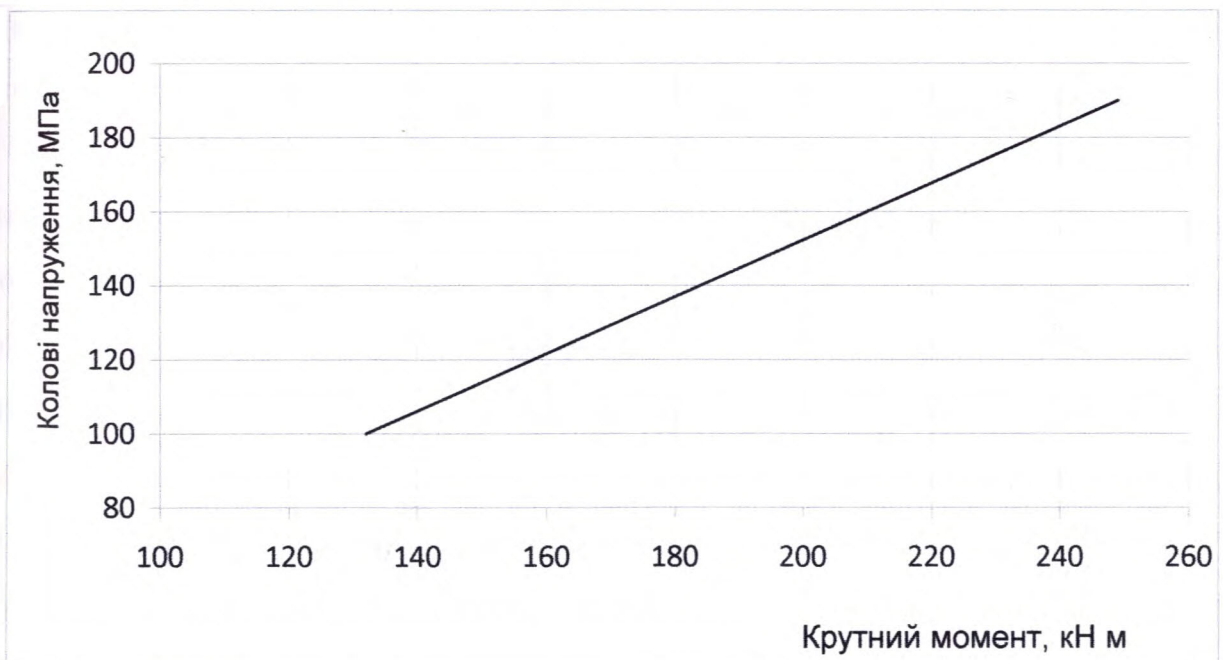


Рис. 4.10. Графік залежності нормальних колових напружень від прикладеного до пристрою крутного моменту при закріпленні індикатора втоми різьбового з'єднання 3-171

4.3. Дослідження втомних характеристик індикаторів втоми для замкових різьбових з'єднань

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень (розділ 2, 3) створена конструкція індикатора втоми, яка забезпечує оперативний контроль за накопиченням втомного пошкодження в супроводжуючій ним конструкції – замковому різьбовому з'єднанні ОБТ. При цьому враховано, що процес накопичення втомних пошкоджень в самому індикаторі повинен проходити швидше, ніж в конструкції, для якої він виконує функцію “свідка” накопичення пошкоджень, а діапазон охоплення зовнішніх навантажень за величиною і характером зміни повинен бути не менший, ніж в супроводжуючих конструкціях. Необхідною і достатньою умовою виконання вказаних вимог при розробленні конструкції індикатора є те, що його границя витривалості не повинна перевищувати границі витривалості різьбового з'єднання, що гарантує сприйняття ним спектра зовнішніх навантажень, які спонукають втомне пошкодження в різьбовому з'єднанні, а обмежена довговічність індикатора – обмеженої довговічності різьбового з'єднання.

Індикатор втоми можна розглядати як приклад побічних вимірів напруженого стану супроводжуючих конструкцій та їх залишкового ресурсу, тобто такий, який забезпечує вимірювання, під час яких шукане значення фізичної величини знаходиться на основі відомих математичних залежностей між шуканою величиною і величинами-аргументами, отриманими безпосередньо з результатів досліджень. Тому для забезпечення високої точності вимірів рівня напруженого стану супроводжуючих елементів бурильної колони необхідно визначити параметри кривих втоми індикаторів з достатньою точністю [56].

Будь-які, навіть чималі аналітичні розрахунки параметрів проектованої конструкції не можуть забезпечити виконання всіх вимог, поставлених перед конструкцією індикатора. Аналітичні розрахунки можуть бути направлені тільки на вибір оптимальної конструкції індикатора втоми та його

концентратора напружень, і тільки експериментальним шляхом визначатимуться показники параметрів кривих втоми індикаторів різних типорозмірів.

Для дослідження втомних характеристик індикаторів розроблена спеціальна конструкція, яка показана на прикладі індикатора для різьбового з'єднання 3-121 ОБТ 146 на рис.4.11.

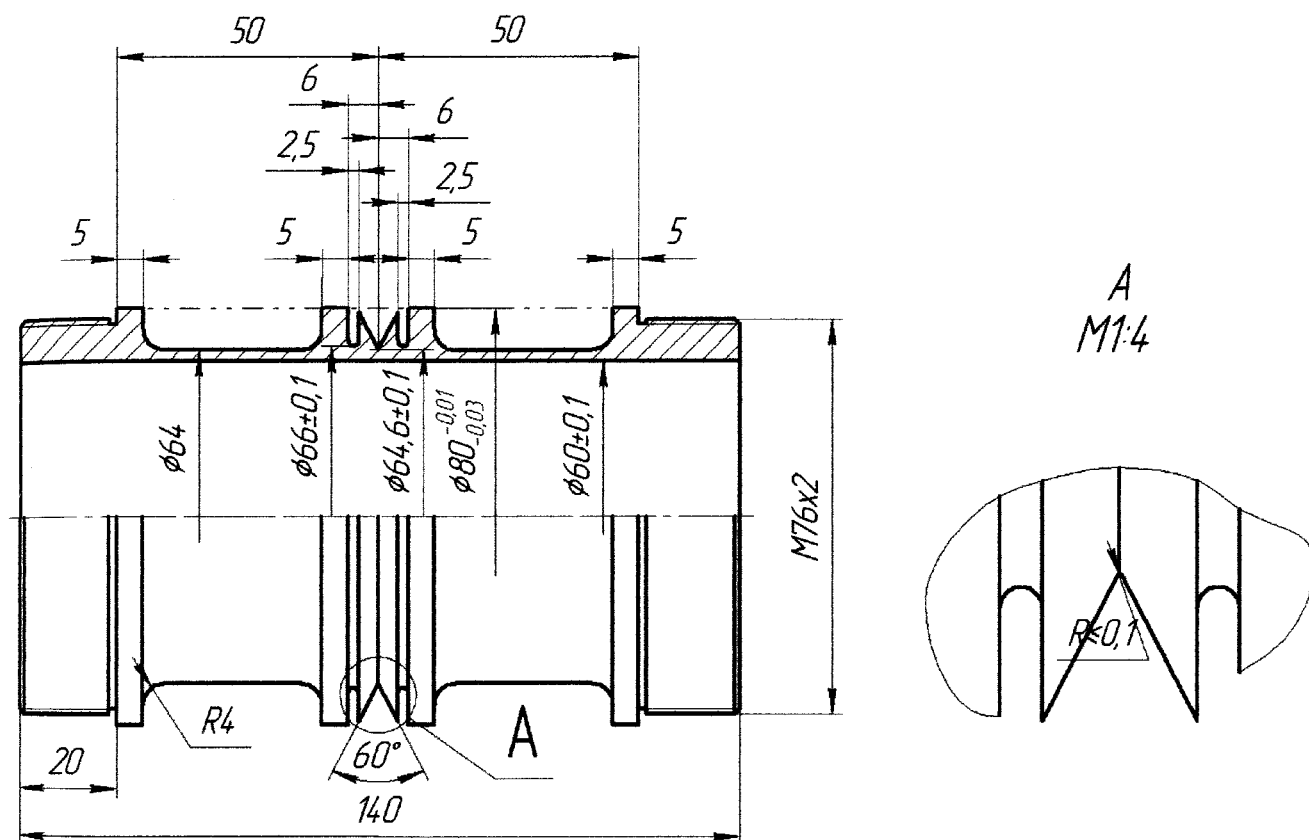


Рис. 4.11. Конструкція індикатора втоми для різьбового з'єднання 3-121

Індикатори, що виготовлялись зі сталі 40ХН, мали границю плинності і міцності після термообробки відповідно 735 і 882 МПа. Термообробка індикаторів проводилася для зменшення природного розсіювання їх втомних властивостей шляхом упорядкування структури металу, з якого виготовлені індикатори, і зняття внутрішніх напружень від чорнової механічної обробки. З цією ж метою концентратор напруження в індикаторі нарізався за декілька проходів при невеликих подачах різця.

Визначення параметрів кривих втоми розроблених індикаторів з оптимальною конструкцією концентратора і товщиною перемички під ним

проводилося за результатами стендових випробувань для замкових різьбових з'єднань ОБТ діаметром 146, 178, 203 мм.

Випробування на опір втомі проводилися на металообробному верстаті 1К62 з допомогою розробленого вузла навантажування при використанні запропонованого пристрою цангового типу. Таким чином, вони здійснені за умови асиметричного навантажування знакозмінним згинальним моментом на достатній в статистичному аспекті кількості зразків індикаторів.

Згідно ГОСТ 2860-85 при випробуванні обмеженого числа зразків границя витривалості визначається як найбільше значення максимальних напружень циклу, при яких ще не відбувається утворення втомних тріщин заданої довжини або повного втомного руйнування зразків до заданого числа циклів.

Через експериментальні точки проводяться похила та горизонтальна лінії, які в сукупності утворюють криву втоми, або криву Веллера. Рівняння лівої частини кривої втоми, зображеної в напівлогарифмічній системі координат прямою лінією, має наступний вигляд:

$$\sigma_a + K \cdot \lg N_a = \sigma_{-1} + K \cdot \lg N_0, \quad (4.19)$$

де σ_a – амплітуда напружень;

N_a – число циклів до руйнування при амплітуді напружень σ_a ;

σ_{-1} – границя витривалості;

N_0 – число циклів, що відповідає точці перегину кривої втоми;

K – коефіцієнт, який характеризує нахил лівої частини кривої втоми.

Коефіцієнт K для кривої втоми може бути обчислений за координатами двох точок її лівої частини, і зокрема згаданих вище:

$$K = \frac{\sigma_a - \sigma_{-1}}{\lg N_0 - \lg N_a}. \quad (4.20)$$

Також можна ввести поняття постійної індикатора, яка визначається як:

$$A = \sigma_a + K \cdot \lg N_a. \quad (4.20)$$

Ті ж самі результати втомних випробувань можуть бути зображені в логарифмічній системі координат. При цьому ліва частина кривої втоми приймає форму кривої, яка (внаслідок розкиду точок) може також бути зображена у вигляді прямої. Рівняння цієї прямої має вигляд:

$$m \cdot \lg \sigma_a + \lg N_a = m \cdot \lg \sigma_{-1} + \lg N_0. \quad (4.21)$$

Коефіцієнт m в цьому випадку визначається як:

$$m = \frac{\lg \frac{N_0}{N_a}}{\lg \frac{\sigma_a}{\sigma_{-1}}}. \quad (4.22)$$

За результатами випробування індикаторів втоми, розроблених для різьбових з'єднань ОБТ, що виготовляються у відповідності до ГОСТ 5286-85, визначені їх характеристики опору втомі (табл. 4.1) та побудовані криві втоми (рис. 4.12, 4.14, 4.16).

Таблиця 4.1

Характеристики опору втомі індикаторів замкових різьбових з'єднань ОБТ

Типорозмір індикатора втоми	Замкова різьба	Границя витривалості σ_{-1} , МПа	N_0 , млн. цикл	К	m	A	Кількість зразків
ІВ-146	3-121	20,2	2,9	11,976	4,9313	97,596	9
ІВ-178	3-147	18,6	4,0	10,434	5,1197	87,484	7
ІВ-203	3-171	17,8	5,0	9,7	5,2935	82,78	7

Для порівняння характеристик опору втомі індикаторів та контрольованих ними різьбових з'єднань ОБТ нижче наведені криві втоми для труб діаметром 146, 178, 203 мм (рис. 4.13, 4.15, 4.17). Ординати на даних рисунках подані в згинальних моментах, що діють на різьбові з'єднання, відповідно до результатів отриманих автором [55], та в напруженнях обчислених для небезпечних перерізів відповідних з'єднань.

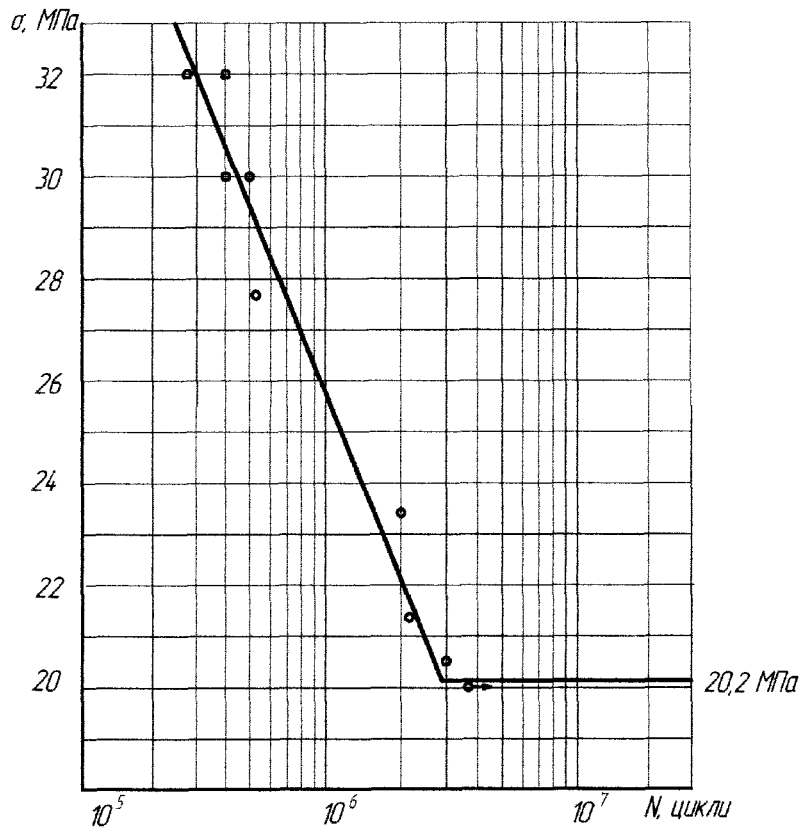


Рис. 4.12. Крива втоми для індикатора при випробування його в умовах, відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-121

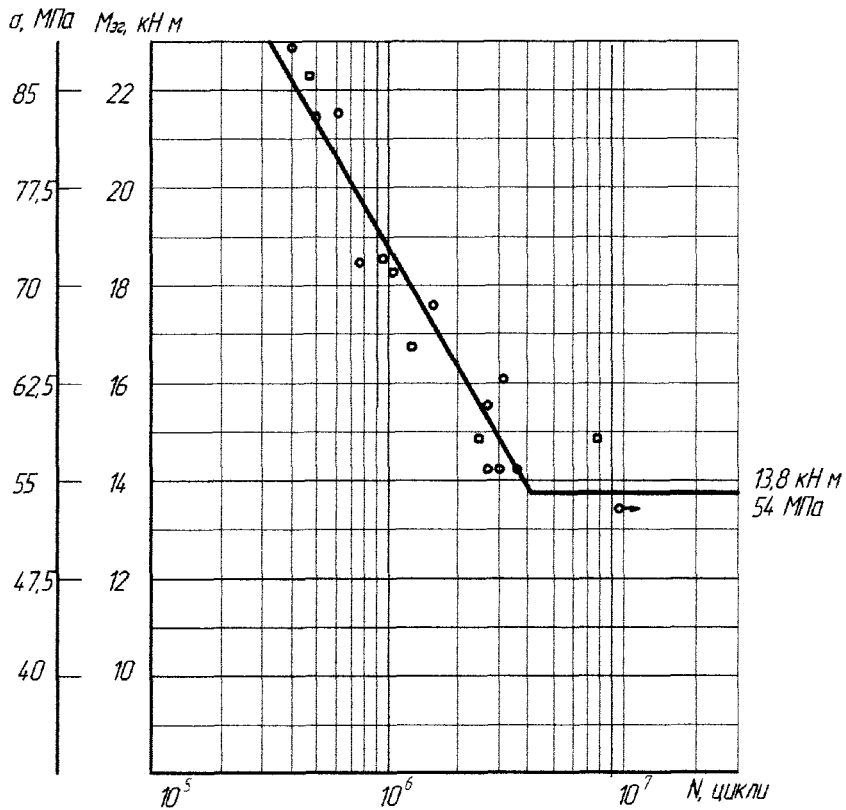


Рис. 4.13. Крива втоми замкового різьбового з'єднання 3-121 ОБТ діаметром 146 мм

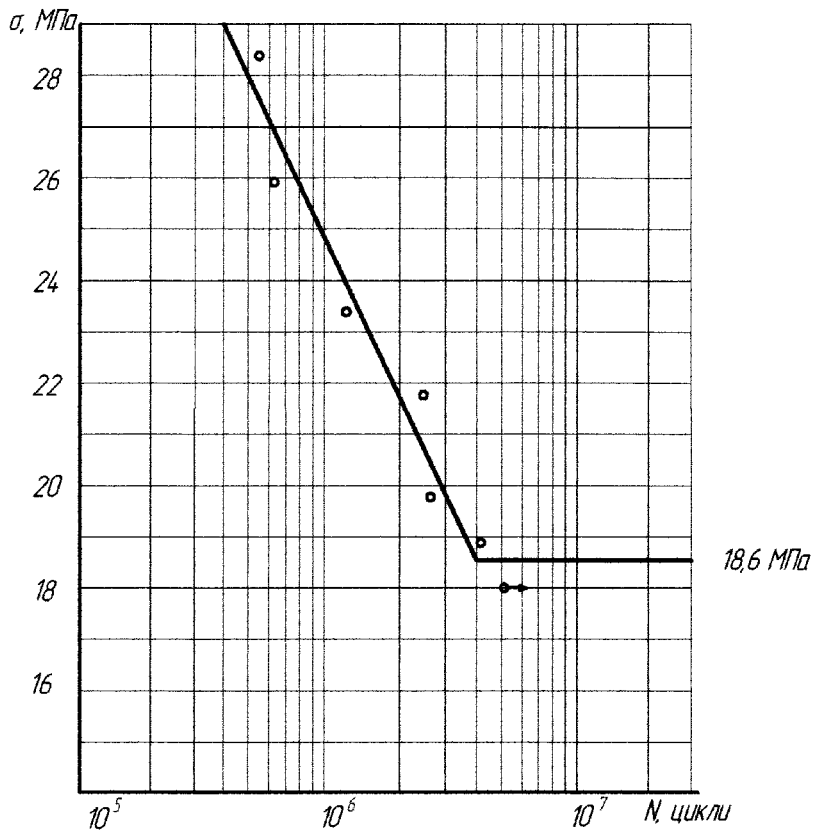


Рис. 4.14. Крива втоми для індикатора при випробуванні в умовах відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-147

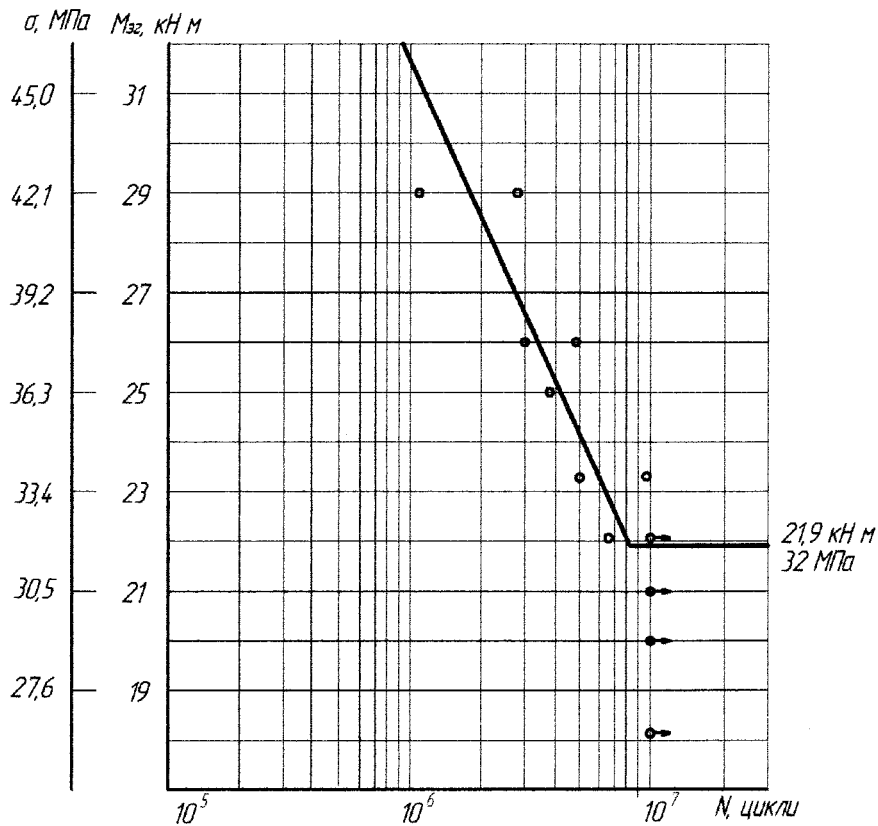


Рис. 4.15. Крива втоми замкового різьбового з'єднання 3-147 ОБТ діаметром 178 мм

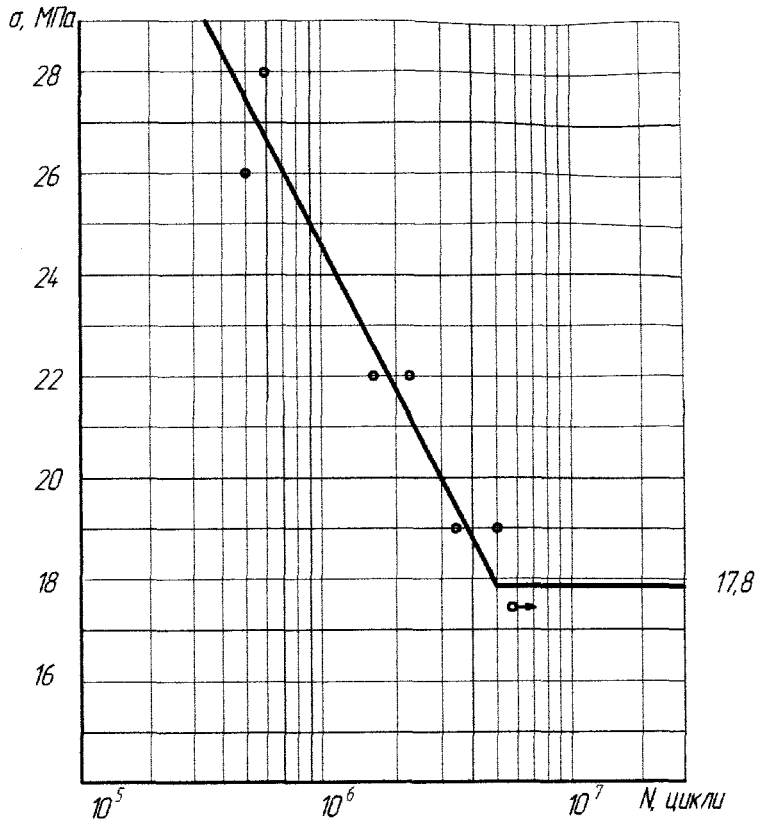


Рис. 4.16. Крива втоми для індикатора при випробуванні в умовах відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-171

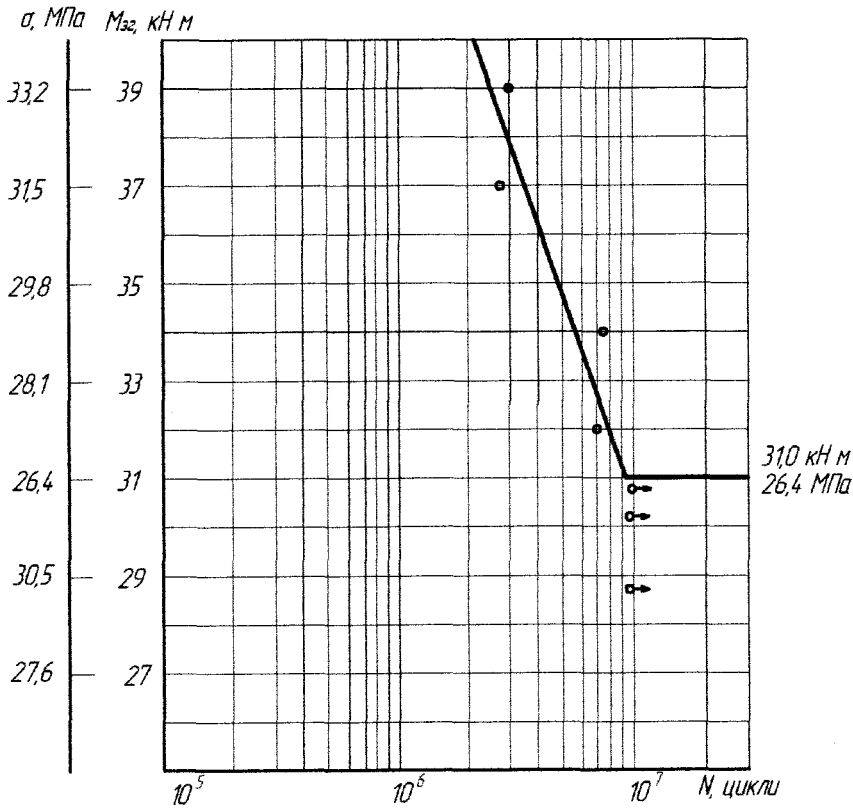


Рис. 4.17. Крива втоми замкового різьбового з'єднання 3-171 ОБТ діаметром 203 мм

За результатами аналізу кривих втоми побудованих для індикаторів втоми та контрольованих ними замкових різьбових з'єднань можна стверджувати, що границя витривалості і обмежена довговічність індикаторів є значно меншими відповідних параметрів з'єднань, а отже індикатори є здатними виконувати покладені на них функції.

4.4. Висновки до розділу 4

1. Проведено аналіз впливу асиметрії циклу навантажування елементів різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми, на показники їх втомної міцності. В результаті встановлено відмінність чутливості границі витривалості до асиметрії циклу навантажування для гладких зразків і зразків, що містять тріщини різних розмірів. Відмічено також інтенсивне зростання коефіцієнта чутливості до асиметрії у деталях з тріщинами при збільшенні їх довжини до 0,1 мм, особливо для матеріалів з границею плинності $\sigma_T > 500$ МПа.

2. Отримані результати свідчать про те, що для визначення втомних характеристик індикаторів, які містять концентратор напружень з радіусом округлення меншим за критичну величину, що для сталей з яких виготовляються ОБТ становить 0,1 мм, необхідним є врахування рівня середніх напружень, які виникають в індикаторах втоми за експлуатаційних умов.

3. З метою визначення параметрів опору втомному руйнуванню індикаторів під час їх випробування на втому, без закріплення у відповідних замкових різьбових з'єднаннях в режимі напружень, що виникають в індикаторах під час їх експлуатації в свердловинах, розроблено конструкцію та підтверджено працездатність пристрою для випробування індикаторів втоми.

4. За результатами випробування індикаторів втоми, розроблених для різьбових з'єднань ОБТ діаметрами 146, 178, 203 мм, визначені їх

характеристики опору втомі та побудовані криві втомі, завдяки наявності яких у поєднанні з результатами попередніх досліджень стає можливим визначення навантаженості елементів низу бурильної колони в експлуатаційних умовах.

РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА НАВАНТАЖЕНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ НИЗУ БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ТА ЇХ ДОВГОВІЧНОСТІ ЗА ДОПОМОГОЮ ІНДИКАТОРІВ ВТОМИ

5.1. Аналітична оцінка навантаженості елементів низу бурильної колони в експлуатаційних умовах

Хоча обертовий рух долота є основним, очевидним є те, що ОБТ і бурильні труби здійснюють переміщення і у вертикальному напрямку. Свідченням цього є підняті з вибоїв зразки керну [139], які вказують на те, що долото здійснює не плавний рух в горизонтальній площині, а руйнуючи породу, утворює на вибої профіль з трьома хвилями. Тобто рух долота по вибою приводить до вертикального переміщення бурильної колони.

Вимірювання, проведені на вибої свердловини, свідчать про те, що вертикальні переміщення долота під час його роботи можуть досягати 3,2 мм і більше [139]. Важливість цих відносно невеликих переміщень можна оцінити, якщо врахувати сумарні навантаження, що сприймаються долотом і близькими до нього елементами колони, при триразовому підйомі ОБТ за один оберт на висоту 3,2 мм.

Вібрація колони бурильних труб в процесі буріння є встановленим фактом. Вона призводить при певних значеннях до передчасного руйнування озброєння і опорних вузлів долота, до втомного руйнування ОБТ і бурильних труб. Таким чином, статичні і динамічні навантаження, що діють на бурильну колону в свердловині, визначають витрату труб та аварійність з ними. Тому при виборі конструкції бурильної колони, а в ряді випадків і режимів буріння, потрібно враховувати основні статичні навантаження і найбільш енергомісткі види коливань цієї колони.

Розглядаючи все це більш детально, обмежимося наступними видами навантажень, що діють на елементи низу бурильної колони:

1) статичні – стиск від навантаження на долото з урахуванням пружної спіральної деформації колони; кручення; згин від спіральної деформації колони, від поздовжньо-поперечного згину на нахилених ділянках і від локального викривлення стовбура свердловини;

2) змінні – від поздовжніх і крутильних, так званих, ґрунтових коливань долота, що виникають при „ямкуватості” на вибої; від поздовжніх і крутильних релаксаційних автоколивань, зумовлених тертям колони об стінки свердловини по мірі того, як долото заглиблюється в породу; від релаксаційних поздовжніх коливань, обумовлених режимом роботи гальма лебідки; від параметричних поперечних коливань бурильних труб на спірально-зігнутих і плоско-деформованих ділянках колони.

Крім перелічених навантажень, існує і ряд інших менш важливих, які нами не розглядаються. При цьому також слід зауважити, що всі вони стосуватимуться тільки умов спорудження вертикальних свердловин.

Найбільш суттєвими статичними навантаженнями є згинальні в поперечних перерізах елементів низу бурильної колони, зумовлені локальними викривленнями стовбура свердловини і пружною деформацією труб під дією поздовжніх і поперечних навантажень.

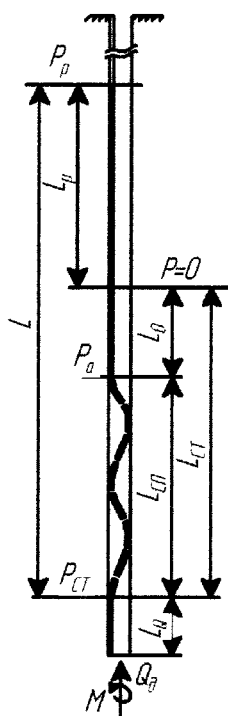


Рис. 5.1. Пружна деформація колони у свердловині

Для просторово-деформованої ділянки колони за умови стиску її осьовим навантаженням момент згину [93]

$$M_{згс} = \frac{2}{3} \cdot P \cdot \Delta r, \quad (5.1)$$

де P – стискуюче осьове навантаження в певному перерізі;

Δr – радіальний зазор між стінкою свердловини і трубою.

Для плоско-деформованої ділянки

$$M_{згн} = 0,25 \cdot (1 - \nu \cdot \operatorname{ctg} \nu) \cdot l^2 \cdot \nu^{-2} \cdot q \cdot \sin \alpha; \quad (5.2)$$

$$\nu = \frac{k \cdot l}{2}; \quad k^2 = \frac{P}{E \cdot I},$$

де $E \cdot I$ – жорсткість труб при згині;

l – довжина однієї труби;

q – вага одиниці довжини труб в рідині;

α – zenітний кут свердловини.

Далі розглянемо основні види змінних навантажень, зумовлених відновлюваними автоколиваннями і вимушеними коливаннями бурильної колони. Відомо, що значна частина потужності наземного обладнання витрачається на вібрацію бурильної колони. В результаті цього відбувається ряд небажаних процесів в тому числі і інтенсивне втомне руйнування труб. Не зважаючи на це, при практичних розрахунках майже не враховуються автоколивальні процеси.

Як відомо, найбільш енергомісткими при роторному способі буріння є ґрунтові коливання долота, зумовлені вже згадуваною нерівністю вибою свердловини. Частота цих коливань [56]

$$f_{зр} = \frac{K_{\delta} \cdot m \cdot n_{\delta}}{60}, \quad (5.3)$$

де m – число шарошок долота;

$K_{\delta} = 1, 2, 3, \dots$ – кратність числа хвиль на вибої свердловини відносно числа шарошок долота (як правило, приймають $K_{\delta} = 1$);

n_d – кутова швидкість обертання долота, хв^{-1} .

Для роторного способу буріння при $n_d = 50 \dots 180 \text{ хв}^{-1}$ і $K_d = 1$ частота ґрунтових коливань може мінятися в межах $f_{ep} = 10 \dots 40 \text{ Гц}$ [56]. Амплітуда поздовжньої змінної сили ΔP_{ep} згідно з [56] може мінятися при роторному способі буріння в певних межах і приймати значення

$$\Delta P_{ep} = (0,2 \dots 0,5) Q_d, \quad (5.4)$$

де Q_d – навантаження на долото.

Більші значення змінної сили відповідають більш твердим і менш пластичним породам, а також меншим значенням навантаження на долото. В цілому ґрунтови коливання викликають інтенсивне руйнування бурильних труб, що підтверджується аналізом результатів аварійності бурильних колон в тих районах, де породи в геологічному розрізі різко відрізняються своїми механічними властивостями.

Амплітуда ґрунтових крутильних змінних навантажень ΔM_{ep} може бути визначена шляхом апроксимації в першому наближенні кривої, утвореної по контуру вибою свердловини внаслідок його хвилястості. Приймаючи її за синусоїду, після елементарних перетворень можна записати [122]

$$\Delta M_{ep} = \Delta P_{ep} \cdot A \cdot \frac{m \cdot K_d}{2}, \quad (5.5)$$

де A – амплітуда переміщення тришарошкового долота на вибої.

Аналізуючи можливі значення ΔM_{ep} , слід відмітити, що в енергетичному плані вони не можуть впливати на довговічність елементів бурильної колони. Однак, будь-яка зміна усталеного режиму динамічного переміщення, швидкості або прискорення призводить до втрати стійкості поздовжніх ґрунтових коливань, а в результаті – до відскоків з можливим подальшим вирівнюванням поверхні вибою.

Вирівнювання вибою можна досягнути також за умови використання спеціальних амортизаторів. При цьому визначальними стають коливання,

зумовлені зубами на робочій поверхні шарошок, з частотою $f_{zp} = 100 \dots 500$ Гц, амплітуда яких на порядок менша, ніж амплітуда ґрунтових коливань.

Деяко менш енергомісткими у порівнянні з ґрунтовими коливаннями є відновлювані автоколивання в системі „колона труб – свердловина”, зумовлені періодичним вивільненням енергії. Найбільш значними із відновлюваних є автоколивання, виникаючі в стиснутій частині спіралью деформованої колони. Частота цих коливань в період між двома імпульсами розвантаження колони на вибій з допомогою гальма лебідки, з відповідним зменшенням навантаження на долото, періодично зменшується в певному діапазоні.

Амплітуди відновлюваних поздовжніх змінних ΔP_e і крутильних ΔM_e навантажень можуть бути визначені як [124]:

$$\Delta P_e = 0,1\mu \cdot P^3 \cdot \Delta r \cdot (E \cdot I \cdot q)^{-1}; \quad (5.6)$$

$$\Delta M_e = 0,19\mu \cdot P^{3,5} \cdot \Delta r^2 \cdot R \cdot q^{-1} \cdot (E \cdot I)^{-3,5}, \quad (5.7)$$

де μ – коефіцієнт тертя при поступальному переміщенні колони;

R – зовнішній радіус колони.

Згідно із [122] при роторному способі буріння різниця між f_{zp} і f_e є найменшою і, зважаючи на це, можна зробити висновок, що розглянутий вище вид відновлюваних автоколивань буде найбільш інтенсивно викликати ґрунтові коливання при $f_{zp} = K_\delta \cdot f_e$ і тільки у вузькому діапазоні частот при $f_{zp} = (K_\delta + 0,5) \cdot f_e$ сила тертя до стінок свердловини не приведе до формування хвилястості на вибої свердловини. Тобто, наявність відновлюваних автоколивань при стаціонарному режимі спорудження свердловини практично завжди буде зумовлювати ґрунтові коливання долота.

Із прикладу розрахунку поздовжніх змінних навантажень ΔP_e , наведеного в [122], можна зробити висновок, що їх значення при бурінні в твердих і міцних породах менші за значення ґрунтових, але достатні для формування хвилястості на вибої свердловин.

При бурінні газових свердловин, за умов наявності достатньо великих каверн, сукупність відновлюваних навантажень з іншими може призвести до аварійних поломок труб [82].

Відносно близькими до відновлюваних автоколивань є поздовжні навантаження, які визначаються режимом роботи гальма і мають імпульсний характер. Частота і амплітуда цих навантажень у верхній частині колони відповідно до промислових спостережень, міняються в межах $f_{mc} = 1,2 \dots 0,5$ Гц, $\Delta P_{mc} = 5 \dots 30$ кН. Однак періодичне розвантаження ваги бурильної колони з допомогою гальма лебідки, з наступним зменшенням навантаження на долото по мірі поглиблення вибою, буде приводити до зміни напруженого стану спіралью деформованої стиснутої частини колони і відповідно осьового навантаження.

Значний вплив на формування і інтенсивність викривлення стовбура свердловини, а також на умови роботи бурильної колони в свердловині мають також поперечні коливання. Ці коливання ні при проектуванні, ні при експлуатації скоріше не враховуються, хоча і є однією із основних причин аварій з елементами бурильної колони і ОБТ зокрема [74].

Поперечні коливання виникають від дії змінного поздовжнього навантаження на статично викривлену вісь бурильної колони у свердловині. Коливаннями, що найбільш інтенсивно зумовлюють поперечні коливання, є ґрунтові коливання долота та відновлювані коливання колони. Поперечні коливання є параметричними і призводять до нерівномірного відпрацювання труб по довжині і наступного їх втомного руйнування, зокрема по різьбі ОБТ.

Так як нижня частина колони під дією осьових стискаючих навантажень є пружно-деформованою у вигляді просторової гвинтової спіралі, що обмежена площиною циліндра радіусом R , для полегшення розрахунків дану ділянку зручно умовно представляти у вигляді плоскої кривої, радіус кривизни якої еквівалентний радіусу гвинтової лінії ρ . Саме для цієї просторово-деформованої ділянки бурильної колони можна скористатися наступною

формулою для визначення змінного згинального моменту при поперечних параметричних коливаннях [122]

$$\Delta M_{згс} = 0,45 \cdot r \cdot (2P \cdot \Delta P + \Delta P^2) z^{-1}; \quad (5.8)$$

$$z = P - 4E \cdot I \cdot \pi^2 \cdot l^{-2} - 0,5q \cdot l^2 \cdot \omega^2 \cdot \pi^2 \cdot g^{-1}, \quad (5.9)$$

де ΔP – амплітуда поздовжнього зусилля в перерізі з осьовим навантаженням P .

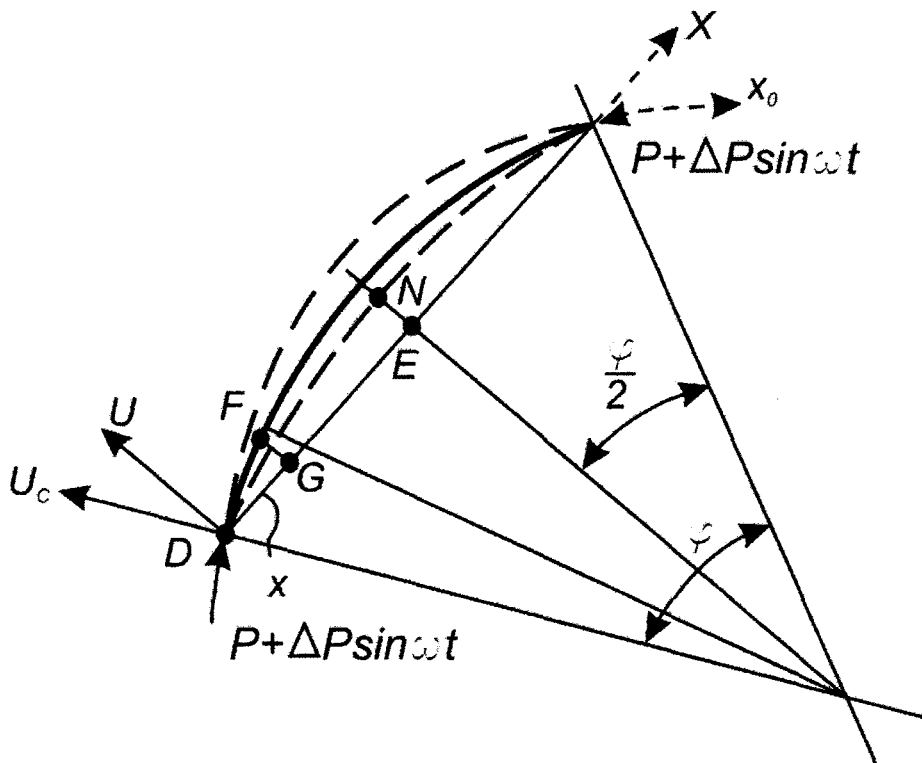


Рис. 5.2. Схема пружно-деформованого стану ділянки бурильної колони

Над спіральньо-деформованою ділянкою розташовується плоско-деформована ділянка стиснутої частини колони для якої можна записати

$$\Delta M_{згн} = E \cdot I \cdot q \sin \alpha \left(\frac{\nu}{\sin \nu} \Big|_{P+\Delta P} - \frac{\nu}{\sin \nu} \Big|_P \right) \cdot z^{-1}. \quad (5.10)$$

В цілому співставлення різноманітних видів поздовжніх, крутильних і поперечних коливань показує, що найбільш інтенсивне зниження стійкості долота та втомне руйнування труб зумовлене поздовжніми ґрунтовими і

відновлюваними, а також генерованими ними поперечними параметричними коливаннями.

Таким чином, практично всі навантаження, що вагомо впливають на напружений стан бурильної колони, мають аналітичне представлення. Однак результати розрахунків відповідатимуть реальній картині тільки за умови закладення в алгоритм розрахунку вимірних параметрів стовбура свердловини. Математична модель також не враховує існування в свердловині жолобів та місцевих викривлень ствола, які відіграють роль сильних демпферів за рахунок тертя колони бурильних труб до стінок свердловини. В таких випадках при незначних переміщеннях колони на усті на долото можуть накладатися значні динамічні навантаження. Підтверджують це результати, отримані на основі вимірювань, здійснених компанією Esso Production Reserch [139]. Вони були проведені для бурильної колони, складеної із труб діаметром 114,3 мм з товщиною стінки 8,5 мм, ОБТ діаметром 196,8 мм з товщиною стінки 60,3 мм і довжиною 171 м. Загальна довжина бурильної колони становила 4572 м, а частота обертання – 50 хв^{-1} . При цьому відскік долота від вибою складав 6,35 мм. Ці результати графічно інтерпретовані на рис. 5.3 у вигляді підсилюючої хвилі напружень, що накладаються на бурильну колону в процесі її вібрації.

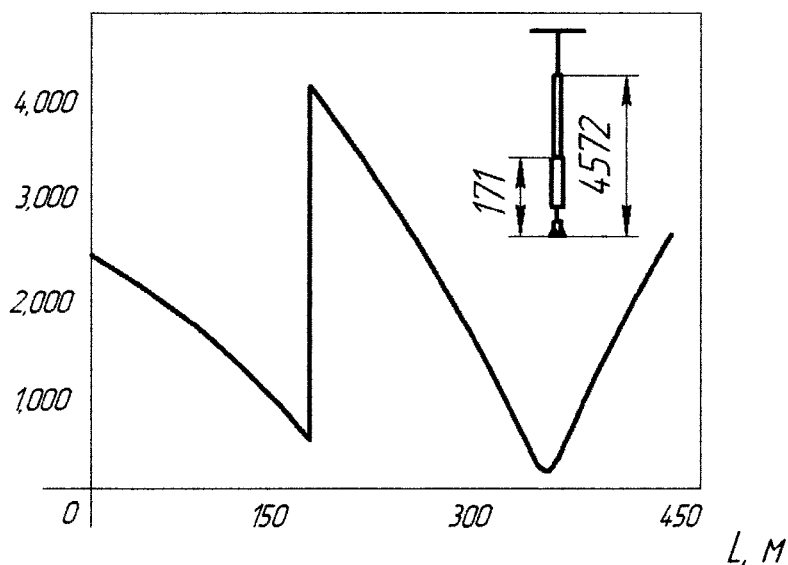


Рис. 5.3. Підсилюючі хвилі напружень, що накладаються на бурильну колону в процесі її вібрації

Як видно з рисунку, хвиля напружень обривається на лінії з'єднання ОБТ з бурильними трубами.

Беручи до уваги результати наведені на рисунку та характеристики ОБТ, близьких до використовуваних в даній компоновці, слід відмітити, що зумовлені вібраційними процесами напруження становлять більше третини напружень, які відповідають границі їх витривалості.

Таким чином, неврахування при практичних розрахунках таких факторів, як викривлення ствола свердловини, пружна просторова деформація труб в свердловині, вплив ґрунтових, відновлюваних авто- і поперечних параметричних коливань колони, може привести до небезпеки виникнення аварійної ситуації або швидкого руйнування бурильних труб.

Зважаючи на це, розроблення експериментальних методів та засобів визначення діючих на елементи низу бурильної колони навантажень дасть змогу більш точно оцінити їх рівень і тим самим забезпечити раціональне відпрацювання колони при достатньо високій ймовірності безвідмовної роботи. При цьому розглянуті вище методика можуть слугувати для орієнтовного визначення навантажень, що діють на бурильну колону.

5.2. Методика використання індикаторів втоми з метою пришвидшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень

Як вже зазначалось в підрозділі 1.4 існує напрямок визначення навантаженості елементів бурильної колони експериментальним методом, в основі якого покладено використання індикаторів втоми, що встановлені в найвідповідальніших елементах колони – різьбових з'єднаннях і деформуються разом з ними [55]. При навантажуванні в процесі проводки свердловини в індикаторах накопичуються втомні пошкодження, що фіксуються переважно візуально [6, 7, 8, 9]. За середньою кількістю циклів навантажування індикаторів в свердловині до їх втомного руйнування визначаються, згідно з розробленими методиками, параметри еквівалентного згинального

навантаження, що діє на різьбові з'єднання у свердловині [56]. Тобто, для експериментального визначення параметрів навантажень, що діють в експлуатаційних умовах на елементи бурильної колони, необхідно повністю вичерпати ресурс встановлених для їх контролю індикаторів під час проводки свердловини. Так, наприклад, для індикаторів, встановлених в замкові різьбові з'єднання 3-121 ОБТ діаметром 146 мм час до втомного руйнування в умовах проводки свердловини роторним способом на свердловинах ВАТ „Укрнафта” становить 800...900 годин [56]. Це обмежує як загальну оперативність контролю, так і не дозволяє експериментально контролювати параметри навантаження на різьбові з'єднання колони під час буріння відносно коротких за довжиною ділянок свердловини, що буряться за 50...100 годин, і на які згідно з обчисленнями за аналітичними залежностями діють амплітуди змінних згинальних моментів, що можуть призвести до інтенсивного накопичення втомних пошкоджень в з'єднаннях колони, а отже до їх передчасного втомного руйнування під час буріння свердловини.

При розробленні методики використання індикаторів втомних з метою пришвидшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень розглянемо метод „доламування” Х.Б. Кордонського [112]. Цей метод призначений для пришвидшеного визначення втомної довговічності зразків матеріалів.

„Доламування” високим навантаженням передбачає короткотермінове випробування або напрацювання виробу протягом n_n циклів при дії експлуатаційного навантаження, що зумовлює виникнення напружень σ_n . Після цього напруження збільшуються до σ_k , яке називається контрольним напруженням, і виріб доводиться до руйнування. При цьому фіксується „залишок” довговічності n_k . Попередньо експериментально визначається втомна довговічність N_k при напруженні σ_k (якщо вона невідома).

Втомну довговічність на низькому рівні напружень можна пришвидшено визначити, застосувавши більш важкий режим навантажування (форсовані випробування). Якщо більш важкий режим настає після низького (рис. 5.4, а), то такі випробування називають пришвидшеними випробуваннями

доламуванням високим навантаженням, а якщо він передусє низькому режиму (рис. 5.4, б) – пришвидшеними випробуваннями доламуванням низьким навантаженням.

Розрахункові величини довговічності в більшості випадків є достатньо точними, стабільними і практично не міняються, якщо тривалість попереднього навантажування доведена до 15-30 % загальної довговічності N_n виробу [112].

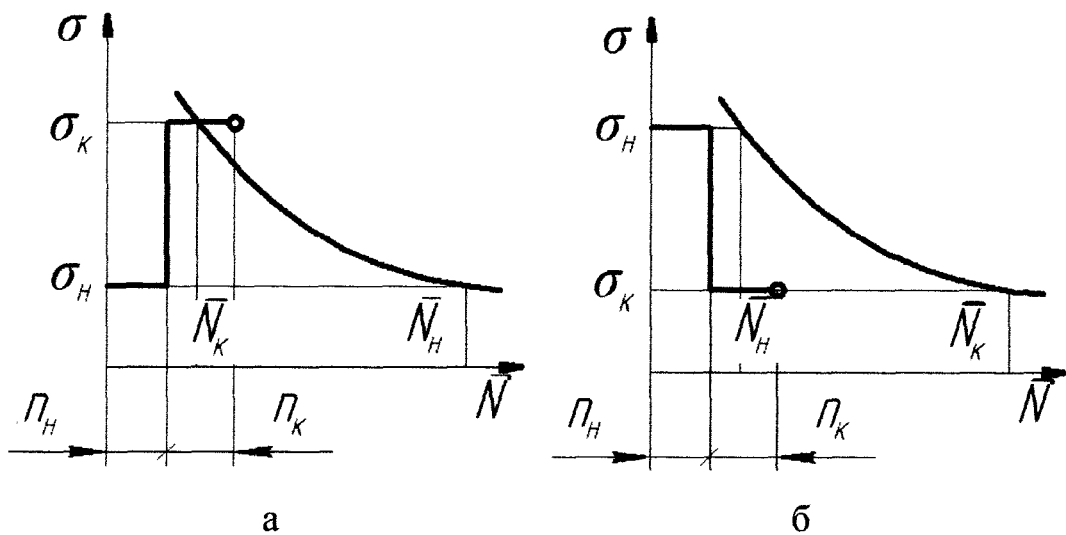


Рис. 5.4. Схема пришвидшеного випробування доламуванням високим (а) і низьким (б) навантаженням

Відповідність величин N_n , отриманих розрахунковим та експериментальним шляхом, відмічена параболічною залежністю при зміцненні і тренуванні металу (рис. 5.5, криві 2 і 3 відповідно). Параметри параболічної залежності визначаються методом найменших квадратів. Парабола описує всі відомі випадки поведінки металу при однократних змінах режиму навантажування, в тому числі і при малих n_n ($n_n > N_{K_0}$ – початкова ділянка кривої 3, рис. 5.5).

Лінійна гіпотеза підсумовування передбачає, що крива залишкової довговічності буде відповідати кривій 1 на рис. 5.5.

Гіпотеза Менсона-Нахтігала-Фріша дає задовільну розрахункову довговічність, якщо при дослідженні спостерігається розміщення (рис. 5.5, крива 4).

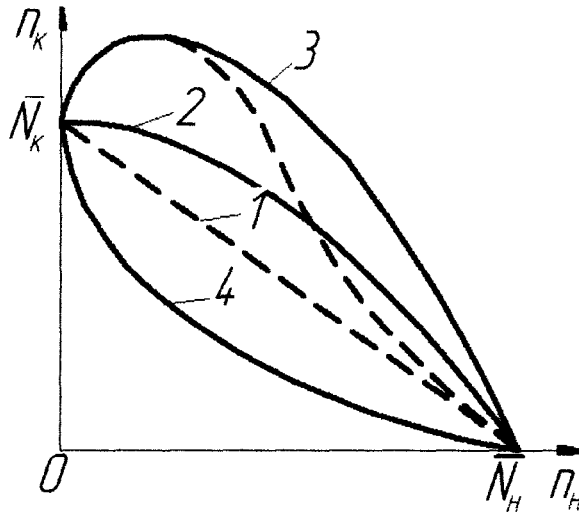


Рис. 5.5. Криві залишкової довговічності при однократній зміні режиму навантажування

В свій час ВНДІНафтомаш були розроблені методичні рекомендації щодо пришвидшеної оцінки втомної довговічності виробів методом „доламування”. Відповідно до даної методики для математичного опису нелінійної гіпотези Х.Б. Кордонським були введені наступні передумови:

1. Швидкість накопичення пошкодження в момент часу t при навантажуванні з амплітудою σ нового виробу визначається виразом

$$D(t, \sigma) = \frac{\lambda(\sigma)}{1+t}, \quad (5.11)$$

де $\lambda(\sigma)$ – деяка функція амплітуди напруження;

2. Якщо виріб попередньо навантажували з амплітудою σ_n протягом часу t_1 , то швидкість накопичення пошкодження при подальшому навантажуванні з амплітудою σ_k в момент часу t після зміни режиму визначається виразом

$$D(t, \sigma_k, t_1, \sigma_n) = \frac{\lambda(\sigma_k)}{1 + \mu(t_1) + t}, \quad (5.12)$$

де μ – коефіцієнт, який називають масштабом часу і характеризує поведінку металу при перевантаженні;

3. Величина накопиченого пошкодження, що викликає руйнування, не залежить від амплітуди напружень і рівна деякій константі D_p .

Виходячи з вказаних передумов, Х.Б. Кордонським запропоновані формули для оцінювання залишкової довговічності виробу на контрольному рівні навантажування після відпрацювання виробом частини ресурсу на початковому рівні:

$$n_k = 1 + \mu n_n \left[(1 + N_k)^{1 - \frac{\lg(1+n_n)}{\lg(1+N_k)}} - 1 \right], \quad (5.13)$$

або

$$n_k = \mu n_n \left[N_k^{1 - \frac{\lg n_n}{\lg N_k}} - 1 \right]. \quad (5.14)$$

При цьому тривалість випробувань виражена числом циклів навантажування.

Метод „доламування” при певному трактуванні може бути використаний для індикаторів втоми, як об’єктів, призначених для пришвидшеної оцінки ресурсу з’єднань, контрольованих ними. Індикатор при роботі із контрольованим з’єднанням зазнає дії експлуатаційного навантаження за встановлений початковий період часу. Після чергового підйому інструменту індикатор втоми може бути вилучений із контрольованого ним замкового з’єднання і підданий подальшому випробуванню до остаточної втрати його ресурсу при певному навантаженні із одночасною фіксацією тривалості цього періоду. Іншими словами, індикатор втоми потрібно доламати при контрольному напруженні з фіксацією залишку його довговічності. При цьому ми можемо отримати як випадок доламування високим навантаженням, так і низьким. Це в свою чергу буде зумовлено рівнем невідомого для нас експлуатаційного навантаження, діючого в умовах вибою на різьбові з’єднання і індикатори втоми.

Саме експлуатаційне навантаження є важливою для нас величиною і такою, що дає можливість говорити про рівень навантаженості контрольованих різьбових з'єднань.

Як вже згадувалось, при розгляді даного методу необхідним є визначення втомної довговічності індикатора втоми при контрольному навантаженні, а ще краще наявність його кривої втоми. Такі криві втоми нами були отримані для індикаторів втоми різних типорозмірів в стендових умовах, детально описаних в четвертому розділі, і наведені на рис. 4.12, 4.14, 4.16.

Повертаючись до проблеми визначення експлуатаційного навантаження, постає необхідність розроблення методики застосування індикаторів втоми з цією метою. Важливим моментом при її розробленні є вибір гіпотези при підсумуванні пошкоджень, що викликають руйнування, за умов експлуатації на різних рівнях. При цьому необхідно врахувати особливості конструкції контролюючого елемента – індикатора втоми. Індикатор втоми розробленої конструкції містить концентратор напружень у вигляді V-подібної виточки з радіусом заокруглення $\rho = 0,1$ мм, що є меншим критичного для матеріалу індикатора.

Згідно з існуючими дослідженнями [42, 51] у випадку наявності в конструкції концентраторів з радіусами заокруглень, меншими критичного значення, накопичення пошкодженості відбувається за залежністю близькою до лінійної.

Помістивши індикатор в різьбове з'єднання ОБТ, забезпечують його спуск у складі бурильної колони і відпрацьовують в експлуатаційних умовах до необхідного числа циклів навантажування n_n . Розрахункова довговічність, за використання методу „доламування”, є достатньо точною при попередньому напрацюванні до 30% загальної довговічності. Так як нас цікавлять навантаження, які зумовлюють напруження в індикаторі, більші за його границю витривалості, то максимальне необхідне число циклів навантажування n_n в експлуатаційних умовах становить 30% числа циклів, що відповідає точці перегину кривої втоми індикатора певного типорозміру.

За умови наявності необхідної попередньої інформації, оптимальні значення числа циклів напрацювання в експлуатаційних умовах можна отримати використавши подану в п. 5.1 методику визначення навантажень, які діють на елементи низу бурильної колони внаслідок її просторової деформації в пробуреному стовбурі і різноманітних коливань. Як вже відзначалось в [112], рівень визначених аналітичним шляхом навантажень може бути заниженим, тому встановлення періоду попереднього напрацювання індикатора в томи на основі аналітично визначених навантажень переважно приводитиме до збільшення n_n , що є позитивним в даному випадку.

Вилучивши індикатор в томи із різьбового з'єднання при черговому підйомі бурового інструменту, його піддають доламлюванню в стендових умовах при навантаженні, що забезпечує виникнення в небезпечному перерізі згинальних напружень σ_k , які забезпечать роботу індикатора в стендових умовах протягом часу, що гарантуватиме необхідну точність результатів. Індикатор доводять до втомного руйнування із фіксацією числа циклів навантажування n_k . За наявності величин параметрів n_n , n_k , σ_k та кривої в томи випробовуваного індикатора в томи, можливим стає визначення еквівалентного експлуатаційного навантаження, що діє на індикатор в умовах свердловини за схемою поданою на рис. 5.6.

Відклавши число циклів n_k напрацьованих індикатором при навантаженні, що відповідає напруженню σ_k від лівої частини кривої в томи і провівши через цю точку пряму паралельну даній частині кривої, отримаємо при фіксації на ній числа циклів n_n навантажування в експлуатаційних умовах, точку, яка визначає рівень еквівалентних напружень, що виникають в індикаторі в умовах свердловини.

Для аналітичного опису викладеного вище матеріалу використаємо рівняння (4.19) лівої частини кривої в томи, яка в напівлогарифмічній системі координат зображена прямою лінією.

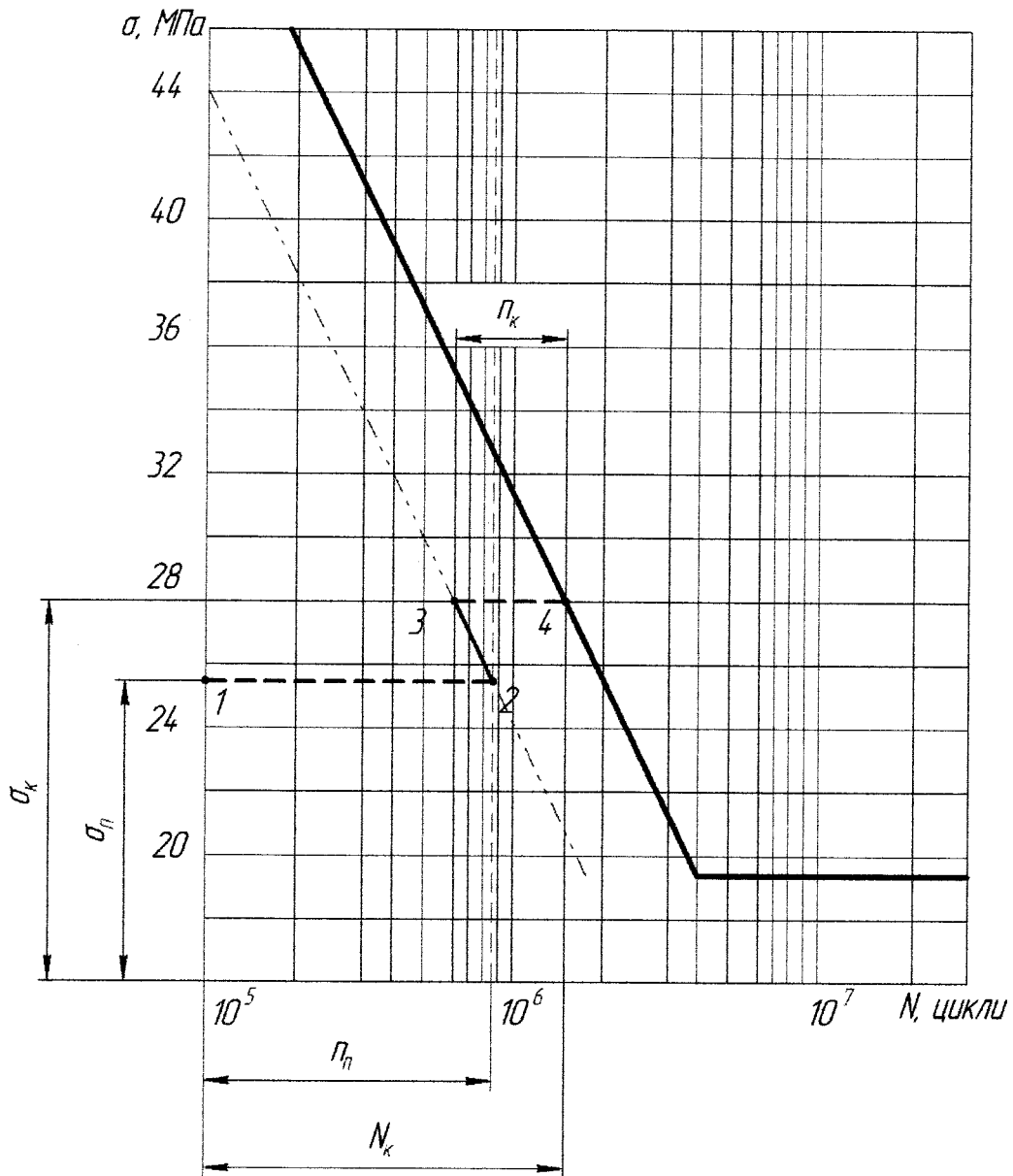


Рис. 5.6. Схема методу пришвидшеної оцінки навантаженості індикаторів
ВТОМИ

Тоді, згідно зі схемою, наведеною на рис. 5.6, для ділянки 2 - 3, яка є паралельною лівій частині кривої втоми, можна записати:

$$\sigma_n + K \cdot \lg n_n = \sigma_k + K \cdot \lg(N_k - n_k), \quad (5.15)$$

де σ_n – амплітуда напружень в експлуатаційних умовах;

n_n – число циклів навантажування в експлуатаційних умовах;

σ_k – амплітуда напружень при доламлюванні в стендових умовах;

N_k – число циклів до руйнування при амплітуді напружень σ_k ;

n_k – число циклів навантажування в стендових умовах до руйнування зразка при амплітуді напружень σ_k в процесі доламлювання;

K – коефіцієнт, який характеризує нахил лівої частини кривої втоми.

Згідно (5.15) еквівалентні напруження, що виникають в індикаторі в умовах свердловини, визначатимуться за формулою

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_n = \sigma_k + K \cdot \lg(N_k - n_k) - K \cdot \lg n_n, \quad (5.16)$$

або

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + K \cdot \lg \frac{(N_k - n_k)}{n_n}. \quad (5.17)$$

Для спрощення користування даною методикою запишемо вираз (5.17) з використанням характеристик індикаторів втоми

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + K \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{A - \sigma_k}{K}} - n_k\right)}{n_n}. \quad (5.18)$$

З врахуванням характеристик індикаторів втоми, поданих в таблиці 4.1, запишемо залежності для різних типорозмірів ОБТ:

для ОБТ діаметром 146 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + 11,976 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{97,596 - \sigma_k}{11,976}} - n_k\right)}{n_n} \quad \text{при } n_k < N_k,$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_k \geq N_k; \quad (5.19)$$

для ОБТ діаметром 178 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + 10,434 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{87,484 - \sigma_k}{10,434}} - n_k\right)}{n_n} \quad \text{при } n_k < N_k,$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_k \geq N_k; \quad (5.20)$$

для ОБТ діаметром 203 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + 9,7 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{82,78 - \sigma_k}{9,7}} - n_k \right)}{n_n} \quad \text{при } n_k < N_k,$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_k \geq N_k; \quad (5.21)$$

За залежністю згинальних напружень від діючого згинального навантаження, отриманою на основі досліджень моделей індикаторів (п. 3.2), за необхідності встановлення рівня еквівалентних згинальних навантажень, діючих на контрольовані замкові різьбові з'єднання ОБТ в експлуатаційних умовах, визначають за залежністю

$$M_{екв}^{32} = a \sigma_{екв}^{32}, \quad (5.22)$$

де a – експериментально визначений коефіцієнт, який для замкового різьбового з'єднання 3-121 ОБТ діаметром 146 мм становить $a = 0,514$, для замкового різьбового з'єднання 3-147 ОБТ діаметром 178 мм $a = 0,929$, для замкового різьбового з'єднання 3-171 ОБТ діаметром 203 мм $a = 1,395$.

Таким чином з метою попередження можливих аварій під час буріння свердловин доцільним є використання розроблених індикаторів втоми та методики їх застосування за наступним алгоритмом:

1. Включити до складу компоновки низу бурильної колони перехідники з індикаторами втоми, розмістивши їх по довжині ОБТ з врахуванням рекомендацій поданих в [56].

2. Забезпечити проходження індикатором втоми, розташованим безпосередньо над долотом, небезпечною інтервалу, за умови сумарного напрацювання n_n ним не менше 30% передбаченого ресурсу.

3. Вилучивши індикатор із перехідника при черговому підйомі інструменту, піддати його втомному руйнуванню в стендових умовах при напруженнях $\sigma_k > \sigma_{-1}$.

4. За результатами випробувань з використанням кривих втоми встановити рівень еквівалентних напружень, що виникали в індикаторі в експлуатаційних умовах, і у відповідності до них еквівалентні згинальні навантаження, що діють на замкові різьбові з'єднання ОБТ.

5. Skorиставшись наявними кривими втоми ОБТ різних типорозмірів [55], обчислити залишковий ресурс контрольованої частини низу бурильної колони.

6. Для підвищення точності прогнозування довговічності аналогічні дії необхідно виконати і з іншими індикаторами, які були включені до складу компоновки низу бурильної колони за наведеним вище алгоритмом.

5.3. Експериментально-промислова перевірка результатів досліджень

Для експериментальної перевірки здатності виконувати індикаторами втоми роль контролюючого (запам'ятовуючого) пристрою та методики їх застосування, необхідно провести натурні випробування замкових різьбових з'єднань разом із засобами контролю їх пошкоджуваності.

Беручи до уваги складність точного визначення діючих в експлуатаційних умовах на контрольовані елементи навантажень і труднощі, пов'язані із контролем стану індикаторів втоми на споруджуваних свердловинах, таку перевірку спочатку проведемо на натурних зразках замкових різьбових з'єднань ОБТ в стендових умовах.

Достатню достовірність експериментальних досліджень можна забезпечити при проведенні їх на відновленій установці УКЗ-7 Фізико-механічного інституту імені Г.В. Карпенка НАН України. В наявній комплектації вона дає змогу проводити випробування трубних різьб із замковим з'єднанням З-147. Завдяки використанню спеціального перехідника можливим є проведення випробування замкових різьбових з'єднань З-121 ОБТ діаметром 146 мм.

Установка УКЗ-7 за конструкцією є близькою до установки, сконструйованої для випробування індикаторів втоми без контрольованих ними різьбових з'єднань (рис. 4.6). Схема навантажування – консольний згин зразка, що обертається, з частотою, рівною частоті обертання приводного електродвигуна. Принципова схема установки УКЗ-7 та її загальний вигляд наведені відповідно на рис. 5.7 і 5.8.

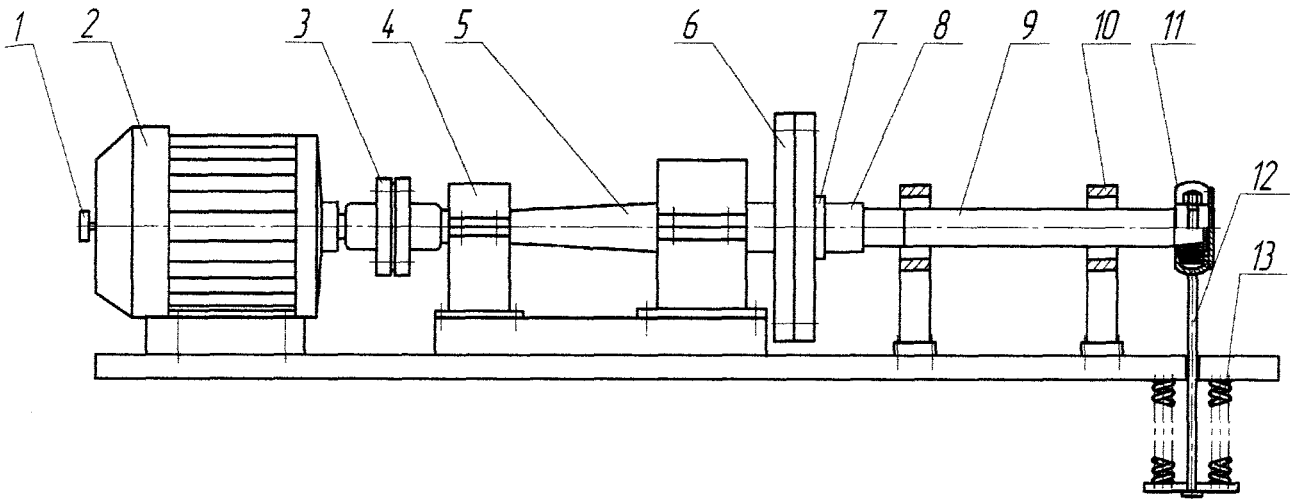


Рис. 5.7. Принципова схема установки УКЗ-7:

1 – лічильник обертів; 2 – електродвигун; 3 – пружна втулково-пальцева муфта; 4 – опора вала; 5 – вал; 6 – маховик; 7 – планшайба; 8 – перехідник з муфтовою частиною; 9 – зразок з ніпельною частиною; 10 – обмежувач; 11 – навантажувальна головка; 12 – тага; 13 – пружина.

За схемою, обертання від приводу через пружну втулково-пальцеву муфту 3 передається до вала 5, який виконаний за одне ціле із маховиком 6. Беручи до уваги розміри вала 5 та умови його роботи, опори 4 виконані у вигляді підшипників ковзання. У зв'язку з цим, до складу установки включено систему подачі мастила в опори ковзання (рис. 5.9).

У маховику вмонтована планшайба 7 з нарізаною внутрішньою замковою різьбою 3-147. В планшайбу за допомогою перехідника 8 монтується зразок 9 із замковою різьбою 3-121 (рис. 5.10).

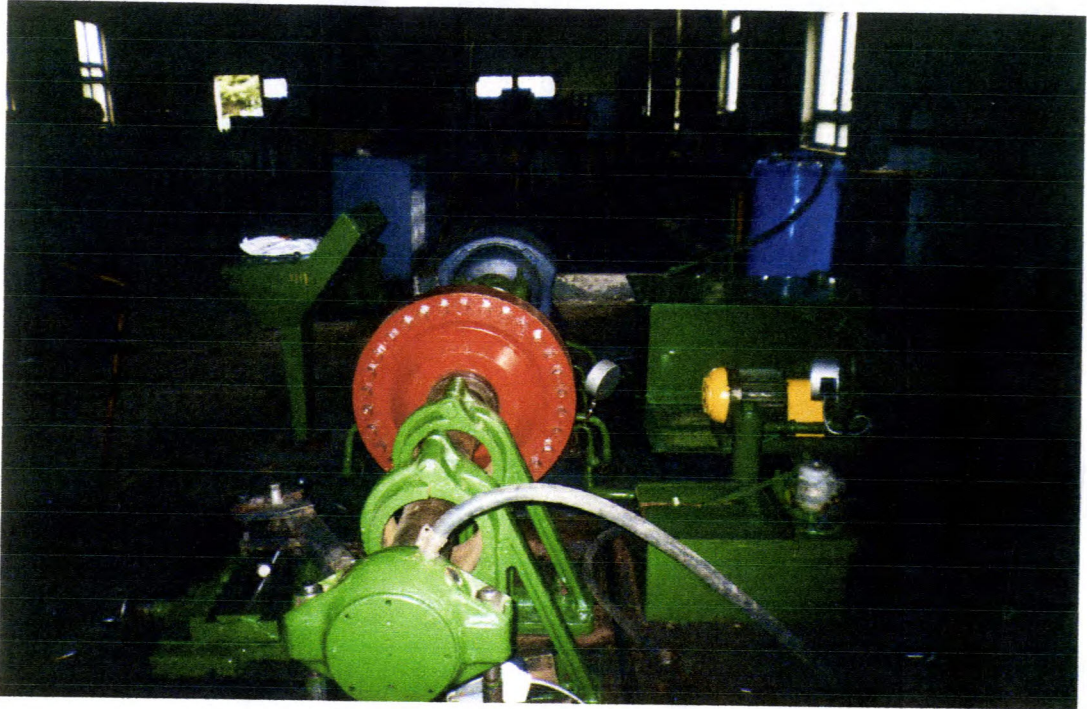


Рис. 5.8. Загальний вигляд установки УКЗ-7

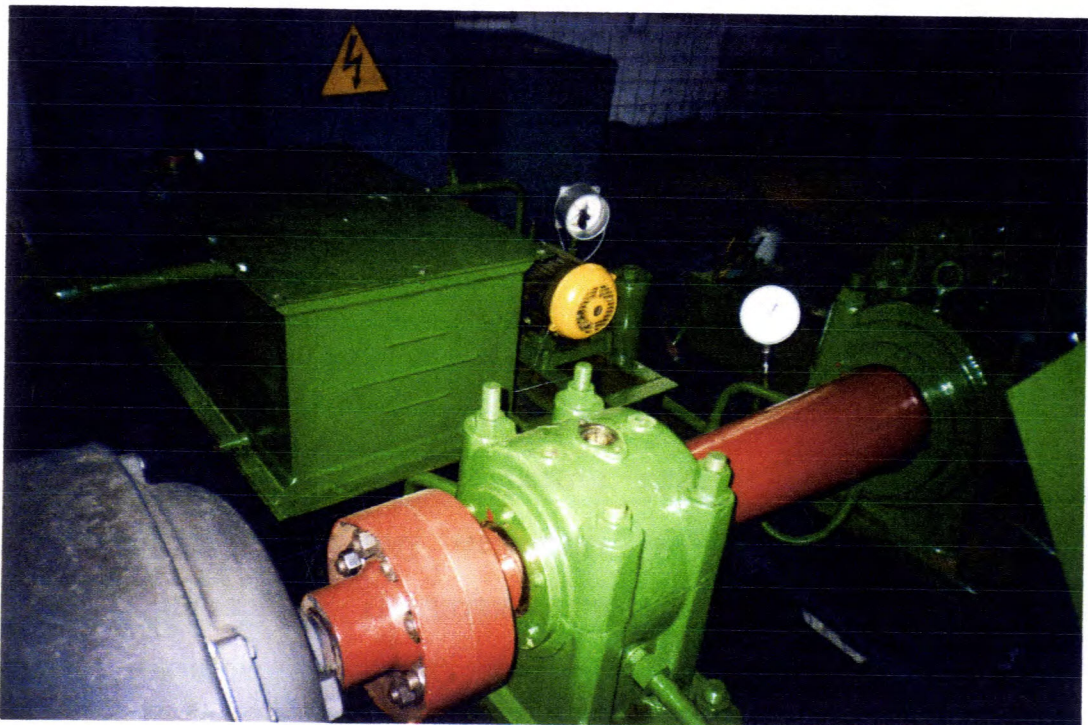


Рис. 5.9. Приводна частина установки з системою подачі мастила

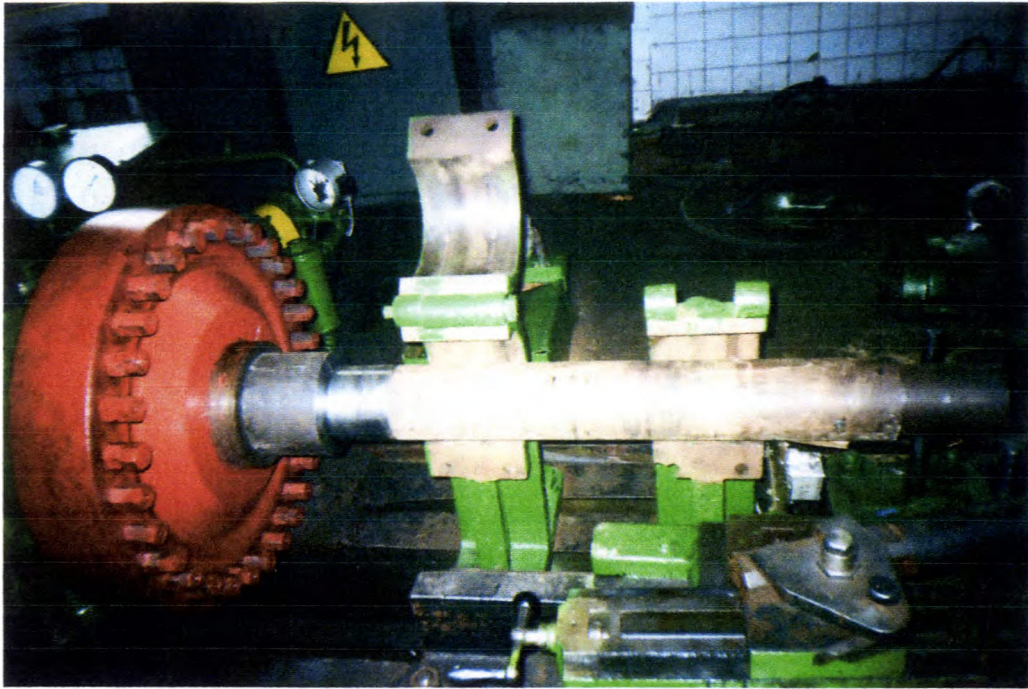


Рис. 5.10. Зразок після закріплення в планшайбі

В свою чергу закріплення перехідника в планшайбі і зразка в перехіднику здійснюється універсальним ключем, а момент згвинчування контролюється за допомогою динамометра.

На вільний кінець зразка по конічній поверхні монтується підшипник навантажувальної головки 11. Сама конічна поверхня формується після закріплення зразка з метою максимального зменшення його биття при обертанні.

Запуск установки, зважаючи на її конструкцію, виконується при відсутності навантаження на зразок. Нагвинчування гайок на тяги 12, після виходу установки на нормальний режим, приводить спочатку до усунення зазорів у навантажувальному механізмі, а в подальшому до створення навантаження на зразок. Навантажування зразка здійснюється пружинами стиску 13. Зв'язок зразка із пружинами відбувається за допомогою навантажувальної головки і двох тяг, які завдяки наявності різьби на одному із їхніх кінців мають можливість скорочувати свою довжину шляхом нагвинчування спеціальних гайок (рис. 5.11).

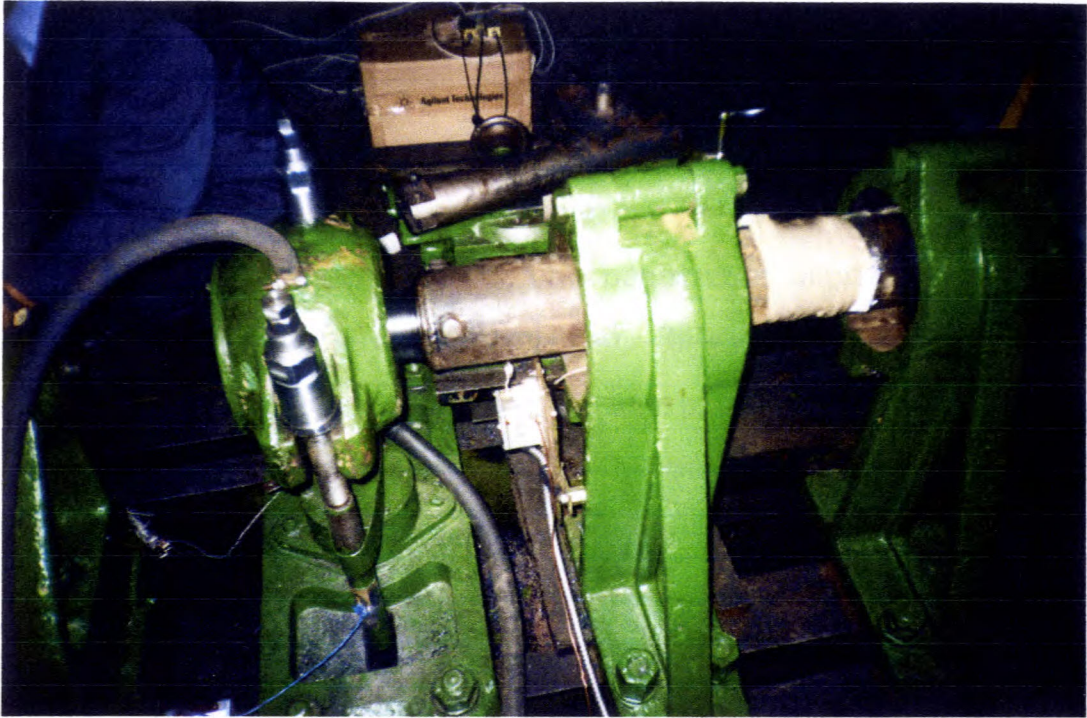


Рис. 5.11. Вузол навантажування

Зусилля P згину зразка, створюване вузлом навантажування, визначається висотою h пружини та контролюється штангенциркулем. Значення зусиль в залежності від висоти пружини встановлені в результаті їх тарування і зафіксовані у вигляді тарувального графіка, наведеного на рис. 5.12.

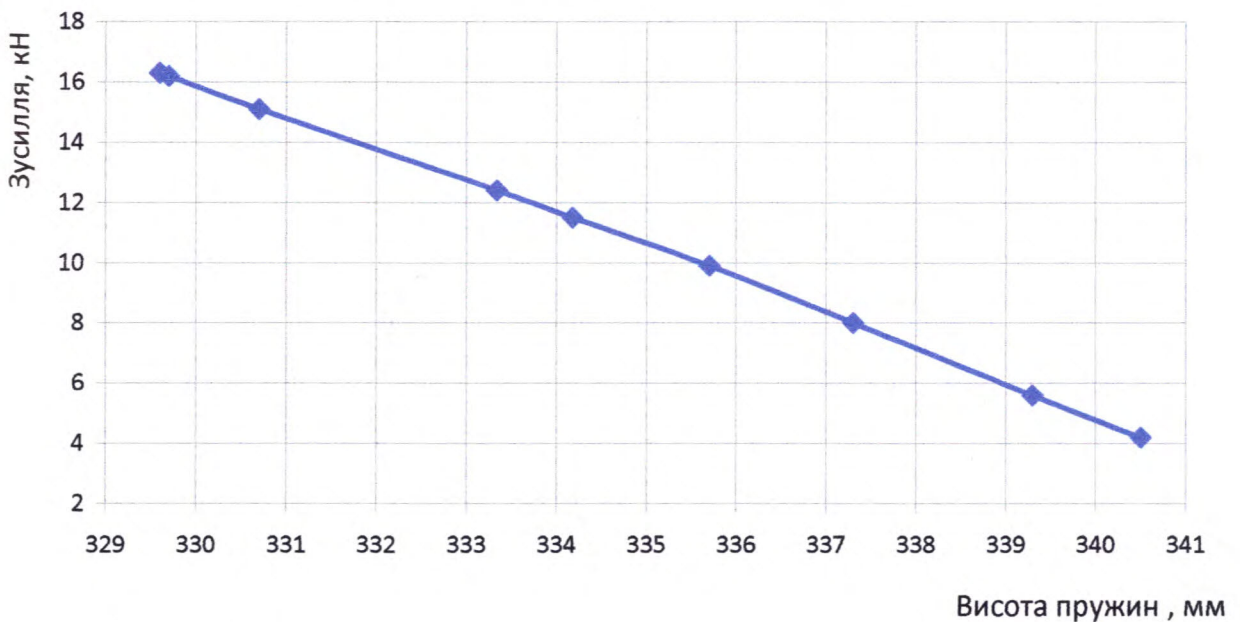


Рис. 5.12. Тарувальний графік пружин вузла навантажування

Кількість циклів навантажування контролюється за допомогою лічильника обертів з перевідним коефіцієнтом $k=1000$.

При підготовці випробувань, перед монтажем ніпельної частини зразка, в ній встановлено індикатор втоми із дотриманням рекомендованих монтажних значень зазору. Перед монтажем індикатора на його внутрішній поверхні діаметрально протилежно в двох взаємно перпендикулярних площинах в зоні під концентратором наклеєно тензодавачі. Зв'язок з ними забезпечується шляхом проведення провідників крізь внутрішню порожнину зразка та радіальний отвір в ньому. З допомогою давачів під час планових зупинок проводився контроль стану індикатора втоми. Руйнування одного, декількох або навіть і всіх давачів засвідчувало поломку індикатора.

Випробування проводились при дії на різьбове з'єднання згинального навантаження $M_{ze} = (1,1 \dots 1,2)M_{zp}$. Так як досліджувалось з'єднання обважнених бурильних труб діаметром 146 мм, для яких, згідно з [51], M_{zp} становить 13,8 кН·м, згинальне навантаження становило $M_{ze} = 16$ кН·м, що при довжині зразка 1 м відповідає зусиллю 16 кН і висоті пружин рівній 330 мм (рис. 5.12). При цьому навантаженні зразок разом із індикатором пропрацював протягом близько 350000 циклів і при наступній зупинці, що відповідає 502300 циклів було зафіксовано руйнування індикатора. Співставляючи отримані результати із кривою втоми випробовуваного індикатора (рис. 4.12), підтверджується виконання індикатором контролюючого (запам'ятовуючого) пристрою.

Для підтвердження можливості використання індикаторів втоми та запропонованої методики безпосередньо в експлуатаційних умовах при дії цілого ряду чинників, нами здійснено перевірку індикатора втоми ІВ-203 в процесі спорудження свердловини № 76 Дружелюбівського НГКР в умовах Шебелинського ВБР. З цією метою в умовах ПП „Механік” нами виготовлено індикатор втоми (рис. 5.13) конструкції здатної надійно фіксуватися в спеціальному персхіднику.

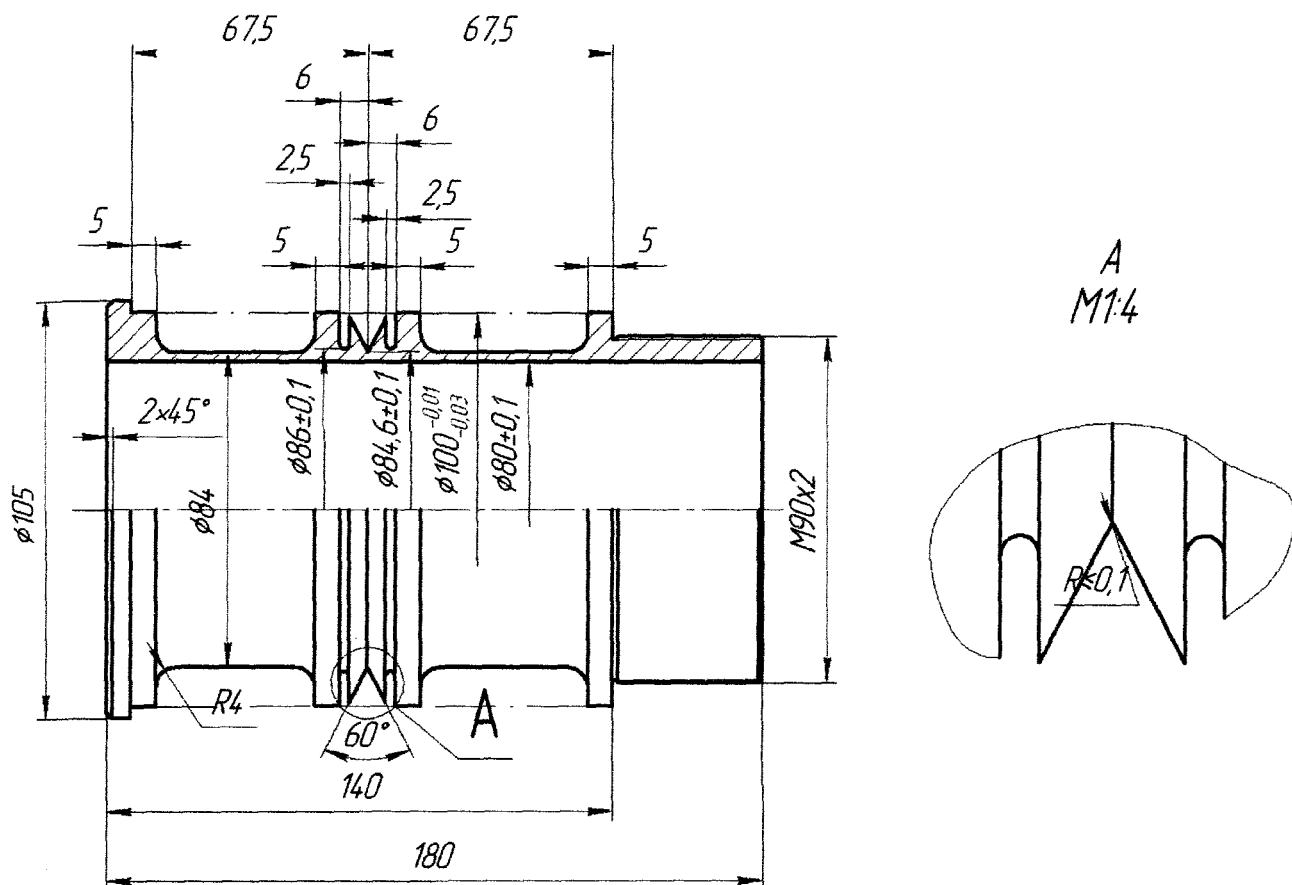


Рис. 5.13. Індикатора втоми ІВ-203

Розроблена конструкція переходника узгоджена з підрозділами Шебелинського ВБР та виготовлена безпосередньо в умовах бази виробничого забезпечення, піддана необхідному контролю з метою отримання дозвольної документації на використання в складі компоновки низу бурильної колони. У зв'язку із відсутністю в певний період на споруджуваних свердловинах компонок з ОБТ діаметром 203 мм, переходник з індикатором втоми ІВ-203 (рис. 5.14) було включено в компоновку з ОБТ діаметром 216 мм (Додаток А).

Бурильною колоною з випробовуваним індикатором здійснено 4 рейси бурильного інструменту. При цьому пробурено 972 м за 208 годин. Втомних та інших пошкоджень в індикаторі протягом перебування в свердловині не виявлено.

Після вилучення переходника із компоновки низу бурильної колони індикатор вже в умовах майстерні з допомогою різьбової частини вмонтовано в пристрій для створення середніх напружень, що відповідають умовам його

монтажу у різьбовому з'єднанні. Приклавши до гайки пристрою момент, рівний 250 Н м, що відповідає згаданим вище умовам, пристрій встановлено на валу металообробного верстата 1К62 взамін трикулачкового патрона. Після монтажу пристрою разом із закріпленим індикатором на вільному кінці останнього нарізалась різьба для з'єднання із навантажувальним вузлом розробленої установки. Нарізанням різьби саме в цей момент забезпечувалось мінімальне биття при проведенні випробувань.



Рис. 5.14. Перехідник з індикатором в томи ІВ-203

Таким чином, за створених умов, індикатор було „доламано” в стенді без різьбового з'єднання при контрольованому навантаженні. Створюване контрольоване згинальне навантаження зумовлювало виникнення напружень згину, рівних 22 МПа. Доведення індикатора до руйнування здійснено за 2186300 циклів. Так як для випробовуваного типорозміру індикаторів число циклів до руйнування при амплітуді напружень, рівній 22 МПа, становить

згідно кривої втоми 1900000 циклів, можна зробити висновок, що $\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1}$. Це свідчить про те, що рівень навантажень, діючих на контрольоване різьбове з'єднання в свердловині, не перевищував його границі витривалості, що було підтверджено результатами дефектоскопії проведеної після вилучення індикаторів втоми. Тому рекомендовано експлуатувати ОБТ до відбракування їх за критерієм зносу.

Отримані результати підтверджують високу достовірність прогновної оцінки довговічності елементів компоновки низу бурильної колони при використанні запропонованої методики і можливість її використання з метою пришвидшеної оцінки навантаженості елементів бурильної колони

5.4. Висновки до розділу 5

1. Встановлено, що елементи низу бурильної колони зазнають дії статичних та динамічних навантажень, рівень яких по мірі віддалення від вибою знижується. Неврахування, при їх визначенні розрахунковим шляхом, окремих факторів може призвести до небезпеки виникнення аварійної ситуації. Зважаючи на це, розроблення експериментальних методів та засобів визначення діючих на елементи низу бурильної колони навантажень дає змогу більш точно оцінити їх рівень і тим самим забезпечити раціональне відпрацювання колони при достатньо високій ймовірності безвідмовної роботи. При цьому, розглянуті вище методики можуть слугувати для наближеного визначення навантажень, що діють на бурильну колону в експлуатаційних умовах.

2. Взнявши за основу метод „доламування”, запропоновано методику пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб і визначення їх довговічності в конкретних умовах проводки свердловин за допомогою індикаторів втоми.

3. Здійснено перевірку можливості використання втоми для оцінки навантаженості контрольованих ними елементів. Для цього використано зразки замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб діаметром 146 мм, які піддані випробуванням на установці УКЗ-7 в режимах навантажування еквівалентних експлуатаційним. При співставленні отриманих результати з кривою втоми випробовуваного індикатора, встановлено факт виконання індикатором функцій контролюючого пристрою.

4. Для підтвердження можливості використання індикаторів втоми та запропонованої методики безпосередньо в експлуатаційних умовах при дії цілого ряду чинників, здійснено перевірку індикатора втоми ІВ-203 в процесі спорудження свердловини в умовах Шебелинського ВБР. В результаті встановлено, що індикатор є працездатною конструкцією в експлуатаційних умовах, а інформація, отримана за результатами його випробувань згідно розробленої методики, дасть змогу забезпечити безаварійну роботу замкових різьбових з'єднань ОБТ, при максимальному використанні закладеного в їх конструкції ресурсу.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-технічну задачу забезпечення надійної експлуатації різьбових з'єднань обважнених бурильних труб завдяки своєчасній оцінці їх навантаженості і прогнозування довговічності за допомогою індикаторів втоми.

Основні результати роботи полягають в наступному:

1. Вперше з використанням програмних продуктів на базі методу скінченних елементів створено тривимірну модель напружено-деформованого стану індикаторів, встановлених у ніпель замкового різьбового з'єднання обважнених бурильних труб, що дало змогу кількісно оцінити вплив параметрів охоплюючої деталі (ніпеля) на індикатор і величини діючих на різьбові з'єднання бурильної колони зовнішніх навантажень на напружений стан в його небезпечних перерізах.

2. На основі тривимірної моделі індикаторів та аналітичного дослідження впливу на напруження в небезпечному перерізі індикатора, встановленого в замкове різьбове з'єднання, його конструктивних параметрів та особливостей контакту пари індикатор – ніпель, встановлені співвідношення між напруженим станом в перерізах індикаторів і зовнішнім навантаженням, що діє на замкові різьбові з'єднання бурильної колони. Ці співвідношення отримали експериментальне підтвердження з точністю до 10%, що дало можливість конструювати індикатори з наперед заданим напруженим станом в небезпечному перерізі.

3. Розроблені замкові різьбові з'єднання для обважнених бурильних труб діаметрами 146, 178, 203 мм з удосконаленими конструкціями індикаторів втоми, величина і розподіл напружень в яких максимально відповідають картині напруженого стану в зоні небезпечного перерізу контрольованих з'єднань.

4. Базуючись на аналізі впливу асиметрії циклу навантажування на втомні характеристики елементів бурильної колони, встановлено, що для достатньої точності визначення залишкового ресурсу різьбових з'єднань необхідним є врахування рівня середніх напружень, що виникають в індикаторах втоми за експлуатаційних умов, при дослідженні їх втомних характеристик. Це дало змогу обґрунтувати методику визначення параметрів втомного руйнування індикаторів під час їх випробування на втому без закріплення у відповідних замкових різьбових з'єднаннях при напруженнях, що виникають в експлуатаційних умовах, та отримати криві втоми індикаторів для обважнених бурильних труб діаметрами 146, 178, 203 мм.

5. На основі отриманих результатів запропоновано методику пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, що зазнають дії статичних та динамічних навантажень, рівень та характер яких по довжині колони змінюється і залежить від багатьох чинників, яка підвищує швидкість визначення їх залишкової довговічності в конкретних умовах проводки свердловин за допомогою індикаторів втоми.

6. Проведено експериментально-промислову перевірку результатів досліджень. Встановлено, що індикатор є працездатною конструкцією в експлуатаційних умовах, використання якої за розробленою методикою, забезпечує безаварійну експлуатацію замкових різьбових з'єднань ОБТ, при максимальному використанні закладеного в їх конструкції ресурсу. Методика пришвидженої оцінки діючих експлуатаційних навантажень та прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб за допомогою індикаторів втоми взята до використання в Стрийському ВБР БУ "Укрбургаз".

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Александров В.И. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками / В.И. Александров, С.М. Мхитарян. – М.: Наука, 1983. – 486 с.
2. Александров М.М. К вопросу о напряжениях изгиба при вращении бурильной колонны / М.М. Александров // Изв. вузов. Нефть и газ. – 1970. – №6. – С. 24-28.
3. Андреев. Г.Я. Распределение контактных давлений в напряженных посадках / Г.Я. Андреев, И.И. Шатько // Вестник машиностроения. – 1967. – №5. – С. 35-40.
4. А. с. 1411423 СССР, МКИ Е 21 В 12/02, 17/02 Замковое резьбовое соединение бурильных труб / Е.И. Крыжановский, Я.Д. Климишин, Э.Г. Поддубный, М.Я. Янышевский (СССР). – № 4181608/22-03; заявл. 17.11.86.; опуб. 23.07.88, Бюл. №27.
5. А. с. 655810 СССР, МКИ Е 21 В 17/042; Е 21 В 17/06. Резьбовое соединение бурильных труб / Е.К. Почтенный и В.М. Ивасив (СССР). – №2525170/22-03; заявлено 14.09.77; опубл. 5.04.79, Бюл. №13.
6. А. с. 870665 СССР, МКИ Е21 В 17/0; Е 21 В17/07. Резьбовое соединение бурильных труб / Е.К. Почтенный, В.М. Ивасив, Ю.В. Дубленич (СССР). – №2583847/18-10; заявлено 22.02.78; опубл. 7.10.81, Бюл. №9.
7. А. с. 1002507 СССР, МКИ Е 21 В 17/042. Резьбовое соединение бурильных труб / Н.Д. Щербюк, А.И. Барышников, Ю.И. Газанчан (СССР). – №3354978/22-03; заявлено 13.11.81; опубл. 7.03.83, Бюл. №9.
8. А. с. 1191548 СССР, МКИ Е 21 В 17 /042, 17/02. Резьбовое соединение бурильных труб / Н.Д. Щербюк, Ю.И. Газанчан, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич и Н.В. Якубовский (СССР). – №3751479/22-03; заявлено 08.05.84; опубл. 15.11.85, Бюл. №42.

9. А. с. 1435747 СССР, МКИ Е 21 В 17/042, 12/02. Резьбовое соединение бурильных труб / Н.Д. Щербюк, В.Н. Жаров, Н.В. Якубовский, Ю.В. Дубленич и М.В. Лисканич (СССР). – №4169193/22-03; заявлено 24.12.86; опубл. 07.11.88, Бюл. №41.
10. Балацкий Л.Т. Прочность прессовых соединений / Л.Т. Балацкий. – К.: Техника, 1982. – 151 с.
11. Биргер И.А. Расчеты на прочность деталей машин: справочник / И.А. Биргер, Б.Д. Шорр, Г.Б. Йосилевич ; 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
12. Биргер И.А. Резьбовые и фланцевые соединения / И.А. Биргер, Г.Б. Йосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 361 с.
13. Бойко В.И. Анализ неразрушающих методов оценки усталостного повреждения металлов / Бойко В.И., Коваль Ю.И. Обзор. – К., 1980. – 36 с. – (Препринт / Институт проблем прочности)
14. Бойко В.И. О выборе материала, конструкции и технологии изготовления датчика усталостного повреждения / В.И. Бойко // Заводская лаборатория. – 1981. – №1. – С. 79-82.
15. Болотин В.В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений / В.В. Болотин. – М.: Стройиздат, 1982. – 351 с.
16. Болотин В.В. Ресурс машин и конструкций / В.В. Болотин. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.
17. Воронежский М.К. В.М. Результаты применения неразрушающего контроля качества труб / М.К. Воронежский, Д.А. Романуха, В.М. Дитчук // Бурение. – 1981. – №7. – С. 12-13.
18. Гайдош Л. Применение S/N-датчиков для измерения усталостного повреждения материалов / Л. Гайдош // Заводская лаборатория. – 1983. – №3. – С. 83-85.
19. Голинкевич Т.А. Прикладная теория надежности / Т.А. Голинкевич. – М.: Высш. школа, 1985. – 168 с.

20. Гречищев Е.С. Соединения с натягом: Расчеты, проектирование, изготовление / Е.С. Гречищев, А.А. Ильяшенко. – М.: Машиностроение, 1981. – 247 с.
21. Григулецкий В.Г. Об упругой устойчивости колонны бурильных труб. — Тр. / Уфимский нефт. ин-т. – 1978. – №5. Технология бурения нефтяных и газовых скважин. – С. 109-113.
22. Григолюк Е.И. Контактные задачи теории пластин и оболочек / Е.И. Григолюк, В.М. Толкачев. – М.: Машиностроение, 1980. – 411 с.
23. ГСТУ 320.02829777.002-95. Інструкція по проведенню неруйнівного контролю нарізних труб нафтового сортаменту в процесі їх експлуатації.
24. Деринг. Продольные и угловые колебания колонны бурильных труб при наличии демпфирования / Деринг, Ливсей // Конструирование и технология машиностроения. – 1969. – №1. – С.163-174.
25. Дейли Измерение сил, действующих на колонну бурильных труб, и ее элементов в процессе бурения / Дейли, Деринг, Пафф.// Конструирование и технология машиностроения. – 1968. – №2. – С.112-117.
26. Джус А.П. Засоби контролю різьбових з'єднань бурильних труб / А.П.Джус // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції „Динаміка наукових досліджень 2003”. Том 34. Гірництво. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2003.– С.12-13.
27. Джус А.П. Вплив асиметрії навантаження на характеристики втомного руйнування елементів бурильної колони / А.П. Джус, М.В. Лисканич // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2010. – № 2(35). – С. 54-58.
28. Добромислов Н.Н. Применение датчиков повреждений для восстановления характеристик силовонагруженности / Н.Н. Добромислов, С.М. Набойщиков // Проблемы прочности. – 1984. – №11. – С. 88-93.
29. Долговечность утяжеленных бурильных труб [Текст] / В.Г. Пелех, М.К. Воронежский, Л.Р. Парипа [та ін.] // Нефтяное х-во. – 1980. – №3. – С. 68-70.

30. Доможиров Л.И. Теоретический анализ влияния коротких трещин на предел выносливости материалов / Л.И. Доможиров // Проблемы прочности. – 1983. – №7. – С. 35-40.
31. Дубленич Ю.В. Отработка бурильных труб на искривленных участках стволов скважин / Ю.В. Дубленич, В.М. Ивасив, Р.Д. Тычинский // Нефтяная и газовая промышленность. – 1983. – № 2. – С. 27-28.
32. Еленевский Д.С. Выносливость стальных деталей с химико-термическим упрочнением при асимметричных циклах нагрузки / Д.С. Еленевский, Л.М. Шнеерсон // Вестник машиностроения. – 1960.. – №10. – С. 17-22.
33. Зайцев Г.З. Усталостная прочность деталей гидротурбин / Г.З. Зайцев, А.Я. Аронсон. – М.: Машиностроение, 1975. – 158с.
34. Записывающее устройство для регистрации забойных параметров при бурении скважин / Дейли, Деринг, Пафф [та ін.] // Бурение. – 1969. – №4. – С. 30-37.
35. Иванова В.М. Природа усталости металлов / В.М. Иванова, В.Ф. Терентьев. – М.: Металлургия, 1975. – 456 с.
36. Иванова Ю.С. Разработка и исследование методов диагностики нагруженности и усталостной прочности элементов станка-качалки: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец: 25.00.17 „Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых месторождений” / Иванова Юлия Сергеевна; Тюменский государственный нефтегазовый ун-т. – Тюмень, 2009. – 14 с.
37. Исследование кинетики усталостного повреждения крупных резьбовых соединений [Текст] / Ивасив В.М., Лисканич В.М., Турчин В.М. [та ін.] // Прикладная механика. – 1985. – 21. – №10. – С. 96-98.
38. Исследование образования и характера развития усталостных трещин в замковых соединениях [Текст] / Щербюк Н.Д., Барышников А.И., Газанчан Ю.И. [та ін.] // Бурение. – 1981. – 31. – С. 34-36.

39. Івасів В.М. Методи та засоби управління бурильною колоною для забезпечення її надійності: дис. ... д-ра. техн. наук: 05.05.12 / Івасів Василь Михайлович. – Івано-Франківськ, 1999. – 290 с.
40. Івасів В.М. Порівняльна оцінка втомної міцності різьбових з'єднань бурильних труб [Текст] / В.М. Івасів // Розвідка і розробка нафтових і газових свердловин. – 1999. – вип. 33. – С. 58-59.
41. Карпаш О.М. Методи та засоби забезпечення роботоздатності трубних колон: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра. техн. наук: спец: 05.15.07 „Машини та агрегати нафтової і газової промисловості” / Карпаш Олег Михайлович; Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. – Івано-Франківськ, 1996. – 47 с.
42. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: справочник / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
43. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени / В.П. Когаев. – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
44. Копей Б.В. Кинетика коррозионно-усталостного разрушения замковых резьбовых соединений УБТ / Б.В. Копей // НТЖ ВНИИОЭНГ „Коррозия и охрана окружающей среды”. – 1993. – №4. – С. 7-9.
45. Копей Б.В. Науково-технологічні методи комплексного підвищення ресурсу деталей нафтогазового обладнання: дис. ... докт. техн. наук: 05.15.07 / Копей Богдан Володимирович. – Івано-Франківськ, 1996. – 473 с.
46. Котельников А. Специальные средства предупреждения техногенных катастроф, вызванных усталостным разрушением металлоконструкций машин, выработавших нормативный срок службы [Текст] / А Котельников // Транспорт Урала. – 2004. – №3. – С. 74-80.
47. Коцаньда С. Усталостное разрушение металлов / С. Коцаньда. – М.: Металлургия, 1976. – 454 с.

48. Крыжановский Е.И. Исследование и повышение сопротивления усталости бурильных колонн при вращательном бурении скважин: дисс. ... докт. техн. наук.: 05.05.12 / Крыжановский Евстахий Иванович. – Москва, 1990. – 278 с.
49. Крыжановский Е.И. Аналіз методів прогнозування ресурсу бурильних труб та їх з'єднань / Е.И. Крыжановский, Б.В. Копей // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. – Виш. 33. – С. 3-30.
50. Крыжановский Е.И. Влияние асимметрии цикла на сопротивление коррозионной усталости соединений бурильных труб // Физ.-хим. механіка матеріалов. – 1990. – т. 26. №4. – С. 87-89.
51. Кудрявцев И.В. Усталость крупных деталей машин [Текст] / И.В. Кудрявцев, Н.Е. Наумченко, Н.М. Савина. – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.
52. Кудрявцев И.В., Тимонин В.М. Усталостная прочность крупных резьбовых соединений при несимметричном изгибе. Прочность материалов и конструкций / И.В. Кудрявцев, В.М. Тимонин. – К.: Наукова думка, 1975. – С. 104-114.
53. Кудрявцев П.И. Нераспространяющиеся усталостные трещины / П.И. Кудрявцев. – М.: Машиностроение, 1982. – 171 с.
54. Лачинян Л.А. Работа бурильной колонны / Л.А. Лачинян. – М.: Недра, 1992. – 214 с.
55. Лисканич М.В. Оценка нагруженности элементов бурильной колонны и прогнозирование их долговечности с помощью индикаторов накопления усталостных повреждений: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07 / Лисканич Михаил Васильевич. – М., 1986. – 187 с.
56. Лисканич М.В. Підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони в умовах вібраційного навантажування: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Лисканич Михайло Васильович. – Івано-Франківськ, 2005. – 380 с.

57. Лисканич М.В. Визначення впливу конструктивних параметрів індикаторів накопичення втоми на їх напружений стан / М.В. Лисканич // Зб. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу університету. – Івано-Франківськ, 1995. – Ч. 2. – С. 29-30.
58. Лисканич М.В. Результати експериментального дослідження напружень в індикаторах / М.В. Лисканич // Зб. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу університету. – Івано-Франківськ, 1995. – Ч. 2. – С. 44-45.
59. Лисканич М.В. Стабільність затягування різьбових з'єднань елементів бурильної колони / М.В. Лисканич // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 1996. – С. 66-73. – (Серія „Нафтогазопромислове обладнання” ; вип. 33).
60. Лисканич М.В. Оцінка навантаженості елементів бурильної колони / М.В. Лисканич, Б.Д. Борисевич // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 1997. – С. 58-65. – (Серія „Нафтогазопромислове обладнання” ; вип. 34).
61. Лисканич М.В. Вплив випадкових навантажень на довговічність елементів бурильної колони / М.В. Лисканич // Зб. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 1998. – С. 26-27.
62. Лисканич М.В. Методика вибору межі витривалості індикатора накопичення пошкоджень від утомленості різьбових з'єднань / М.В. Лисканич, А.П. Джус, Я.С. Гриджук // Зб. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 72-73.
63. Лисканич М.В. Визначення умов кріплення та розмірів індикаторів накопичення втомних пошкоджень / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 153-157. – (Серія „Нафтогазопромислове обладнання” ; вип. 38 (Том 2)).
64. Лисканич М.В. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних навантаженнях / М.В. Лисканич, Я.С. Гриджук, А.П. Джус //

- Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: держ. міжвід. наук. – техн. зб. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 256-260. – (Серія „Методи і засоби технічної діагностики” ; вип. 38 (Том 8)).
65. Лисканич М. Оцінювання показників надійності бурильної колони за параметрами руйнування від утомленості її елемента / Михайло Лисканич // Нафтова і газова промисловість. – 2001. – №4. – С. 18-20.
 66. Лисканич М. Дослідження залежності напруженого стану індикатора від параметрів його зони контакту з ніпелем різьбового з'єднання / Михайло Лисканич, Андрій Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – № 2(3). – С. 44-48.
 67. Лисканич М.В. Методика визначення геометричних параметрів концентратора напружень індикаторів втоми / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. – № 2(3). – С. 25-28.
 68. Лисканич М.В. Вплив умов взаємодії індикаторів з контрольованими елементами на їх довговічність / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2006. -№2(14). – С. 99-101.
 69. Лисканич М.В. Підвищення точності прогнозування ресурсу роботи низу бурильної колони / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Сучасні проблеми механіки та математики: II Міжнародна наукова конференція, 25-29 травня 2008 р.: тези доповідей – Львів 2008. – С. 285-287.
 70. Лисканич М.В. Експериментальне обґрунтування достовірності результатів теоретичних досліджень напруженого стану індикаторів втоми / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2010. -№2(24). – С. 101-106.
 71. Любарский А.П. Метод и аппаратура одновременного измерения осевых и изгибающих усилий в колонне бурильных труб / А.П. Любарский // Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-т разработки и эксплуатации нефтепромысловых труб. – Куйбышев, 1974. – Вып. 4. Нефтепромысловые трубы. – С. 69-72.

72. Ляпков А. Долговечность бурильных труб с усталостными трещинами / А. Ляпков // Разведка и охрана недр. – 1982. – №5. – С. 34-36.
73. Методи визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони / М.В. Лисканич, А.П. Джус, П.І. Огородніков [та ін.] // Нафтова і газова промисловість. – 2002. – №1. – С.28-29.
74. Митчел Р. Исследование поперечных вибраций тяжелого низа бурильных колонн / Р. Митчел, М. Аллен // Нефть, газ и нефтехимия за рубежом. – 1985. – №4. – С. 30-34.
75. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности / Д.Ю. Мочернюк. – М.: Недра, 1970. – 126 с.
76. Наумченков Н.Е. Усталостная прочность материала в связи с абсолютными размерами и концентрацией напряжений при различных видах нагружения (обзор опытных данных) / Н.Е. Наумченков // Исследования усталостной прочности машиностроительных материалов. – 1961. – №18. – С. 11-29.
77. Неруйнівний контроль труб нафтового сортаменту: [навч. посіб.] / О.М. Карпаш, П.Я. Криничний, Є.І. Крижанівський та ін. – Івано-Франківськ.: Факел, 2001. – 380 с.
78. Определение характеристики K_{Ic} путем изгиба цилиндрического образца с кольцевой трещиной / Панасюк В.В., Андрейкив А.Е., Ковчик С.Е. [та ін.] // ФХММ. – 1976. – №2. – С. 3-9.
79. Панасюк В.В. Методы оценки трещино-стойкости конструкционных материалов / В.В. Панасюк, А.Е. Андрейкив, С.Е. Ковчик. – К.: Наукова думка, 1977. – 277с.
80. Панасюк В.В. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках / В.В. Панасюк, М.П. Саврук, А.П. Дацишин. – К.: Наукова думка, 1976. – 444 с.

81. Патент 62007. Україна, МПК E21B17/042. Різьбові з'єднання бурильних труб / Лисканич М.В. та ін.; патентовласник ВАТ „Укрнафта” – № и200605396; заявл. 17.05.2001; опуб. 15.12.2003, Бюл. № 12.
82. Пелех В.Г. Анализ аварий с бурильными трубами по объединению “Укрнефть” / В.Г. Пелех, Б.Н. Стоян, Б.Д. Сенюк // Труды КНИИТнефть. – Куйбышев, 1982. – С. 35-39.
83. Писаренко Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев. – К.: Наукова думка, 1975. – 703 с.
84. Почтенный Е.К. Оценка влияния на выносливость асимметрии нагружения / Е.К. Почтенный, Е.П. Рыжков // Загорская лаборатория, 1976. – №2. – С. 214-217.
85. Прышляк И.Е. Влияние асимметрии цикла нагружения на кинетику усталостного повреждения материала бурильных труб / И.Е.Прышляк, Ю.В. Дубленич, В.М. Ивасив // УкрГИПРОНИИнефть, Разведка и бурение на нефть и газ, тр., 1978 – Вып. 22, – С. 62-64.
86. Пригоровский Н.И. Метод хрупких тензочувствительных покрытий / Н.И. Пригоровский, В.К. Панский. – М.: Наука, 1978. – 183с.
87. Припороговый рост коротких усталостных трещин / О.Н. Романив, В.Н. Симинькович, А.Н. Ткач // Физ.-хим. механика материалов. – 1982. – №3. – С. 50-57.
88. Работа бурильной колоні в скважине / Б.З. Султанов, Е.И. Ишемгузин, Н.Х. Шаммасов, В.Н. Сорокин – М.: Недра, 1973. – 216с.
89. РД 39-0147014-502-85. Инструкция по расчету бурильных колонн. – Куйбышев, 1986. – 130с.
90. Різьбове з'єднання бурильних труб. Патент на винахід №79493. Україна, МПК E21B17/042 / Джус А.П.; патентовласник ІФНТУНГ – № и200605396; заявл. 24.03.2005; опуб. 25.06.2007, Бюл. №9.
91. Саркисов Г.М. Расчеты бурильных и обсадных колонн / Г.М. Саркисов. – М.: Недра, 1971. – 208с.

92. Сароян А.Е. Бурильные колонны в глубоком бурении / А.Е. Сароян. – М.: Недра, 1979. – 231 с.
93. Сароян А.Е. Основы расчета бурильных колонн / А.Е. Сароян. – М.: Гос-техиздат, 1961. – 175 с.
94. Сароян А.Е. Статистическая оценка износа замкового соединения бурильных колонн / А.Е. Сароян, Р.Н. Коган // Нефт. х-во. – 1971. – №8. – С. 10-14.
95. Серенсен С.В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. / С.В. Серенсен, В.П. Когаев, Р.М. Шнейдерович – М.: Машиностроение, 1977. – 232 с.
96. Степнов М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний / М.Н. Степнов. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
97. СТП 320.0015390.040-2000. Методика розрахунку замкових різбових з'єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. Система стандартів підприємства ВАТ “Укрнафта”. – 40 с.
98. Субботин С.С. Дефектоскопия нефтяного оборудования и инструмента при эксплуатации / С.С. Субботин, В.Н. Михайленко. – М.: Недра, 1982. – 213 с.
99. Тимофеев Н.С. Забойный прибор для записи вибраций низа бурильной колонны / Н.С. Тимофеев, М.И. Ворожбитов // Нефт. х-во. – 1970. – №1. – С. 11-14.
100. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки / С.П. Тимошенко, С. Войновский-Кригер. – М.: ГИФМЛ, 1963. – 635 с.
101. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов, т. II / С.П. Тимошенко. – М.: Наука, 1965. – 480 с.
102. Толкачев В.М. Действие острых штампов на бесконечно длинную цилиндрическую оболочку / В.М. Толкачев // Прикладная математика и механика. – 1971. – №4. – С. 134-139.

103. Трощенко В.Т. Датчик усталостного повреждения и обоснования его использования / В.Т. Трощенко, В.И. Бойко // Проблемы прочности. – 1985. – №1. – С. 23-31.
104. Трощенко В.Т. Исследование влияния концентрации напряжений на характеристики сопротивления усталостному разрушению сталей по критерию зарождения трещины / В.Т. Трощенко, В.И. Драган // Проблемы прочности. – 1986. – № 2 – С. 3-6.
105. Трубы нефтяного сортамента: Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. – 488 с.
106. Файн Г.М. Расчет ресурса долговечности резьбовых соединений бурильных труб при их эксплуатации в нестационарных условиях / Г.М. Файн, Н.А. Бухарев // Машины и нефтяное оборудование. – 1983. – №3. – С 4-5.
107. Хейвуд Р.Б. Проектирование с учетом усталости / Перевод с англ. / Под ред. Образцова И.Ф. – М.: Машиностроение, 1969. – 504с.
108. Хожинский Г.М. К расчету пределов выносливости гладких и надрезанных образцов / Г.М. Хожинский // Физ.-хим. механика материалов. – 1987. – № 2 – С. 42-47.
109. Хульт Я. Поврежденность и распространение трещин // Механика деформируемых твердых тел. Направления развития / Под ред. Г.С. Шапиро. – М.: Мир, 1983. – С. 230-243.
110. Чернов Б.А. Исследование замковых резьбовых соединений бурильных труб и турбобуров и разработка рекомендаций по повышению их эффективности в глубоком бурении: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.12 / Чернов Борис Александрович. – Ивано-Франковск, 1999. – 298 с.
111. Шашин М.Я. О повреждении металла на разных стадиях усталостного процесса / М.Я. Шашин, Ю.А. Бузуев // Заводская лаборатория. – 1974. – №1. – С. 86-88.
112. Школьник Л.М. Методика усталостных испытаний / Л.М. Школьник. – М.: Металлургия, 1978. – 302 с.

113. Шляпин В.И. Установка для исследования изменения полного электросопротивления при циклическом растяжении / В.И. Шляпин, В.А. Гладковский // Заводская лаборатория. – 1966. – №8. – С. 1008-1009.
114. Щербюк Н.Д. Эксплуатация бурильных труб и разрушение резьбовых соединений / Н.Д. Щербюк, Ю.И. Газанчан, А.И. Барышников // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ. Сер. Бурение. – М., 1986. – Вып.12. – 54 с.
115. Щербюк Н.Д. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей / Н.Д. Щербюк, Н.В. Якубовский. – М.: Недра, 1974. – 235 с.
116. Щербюк Н.Д. Методика подбора индикаторов усталости резьбовых соединений / Н.Д. Щербюк, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич // Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-т буровой техники. – М., 1985. – Вып. 60. Исследование, совершенствование и использование новой буровой техники. – С. 126-133.
117. Щербюк Н.Д. Накопление усталостных повреждений в резьбовых соединениях бурильных колонн при нерегулярном нагружении / Н.Д. Щербюк, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич // ЭИ. Машины и нефтяное оборудование. – М.: ВНИИОЭНГ, 1985. – Вып. 12. – С. 15-20.
118. Щербюк Н.Д. Оценка нагруженности резьбовых соединений бурильных труб с помощью индикаторов усталости / Н.Д. Щербюк, Ю.В. Дубленич, М.В. Лисканич // Тр. Всесоюз. науч.-исслед. ин-т буровой техники. – М., 1983. – Вып. 9. Вопросы совершенствования техники и технологии бурения скважин на нефть и газ. – С. 111-116.
119. Эль-Хаддад М. Распространение коротких усталостных трещин / М. Эль-Хаддад, К. Смит, Т. Топпер // Тр. Америк. о-ва инженеров-механиков. Сер. Д. Теорет. основы инж. расчетов. – 1979. – №1. – С. 43-47.
120. Эрлих Г.М. Эксплуатация бурильных труб / Г.М. Эрлих. – М.: Недра, 1969. – 312 с.

121. Янишевский М.Я. Прогнозирование усталостной долговечности бурильных колонн: дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.07 / Янишевский М.Я. – М., 1989. – 194 с.
122. Янтурин А.Ш. Выбор рациональных конструкций бурильных колонн / А.Ш. Янтурин // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ. Сер. Техника и технология бурения скважин. – М., 1988. – Вып. 7. – 52 с.
123. Янтурин А.Ш. Предупреждение аварий с колоннами бурильных труб / А.Ш. Янтурин // Обзор. информ. ВНИИОЭНГ. Сер. Строительство скважин. – М., 1989. – Вып. 7. – 52 с.
124. Янтурин А.Ш. К вопросу релаксационных колебаниях продольно сжатых стержней при наличии геометрических связей на перемещения / А.Ш. Янтурин // Тр. Куйбышев. политехн. ин-т. – 1984. – Ч. 2. – С. 271-280.
125. Altman T. Umlaufbiegeversuche an Model – Gewindeverbindern fur schwerstangen. – Erdol und Kohle, Nr. 13, 1960.
126. Benthem J.P., Koiter W.T. Asimptotic approximations to crack problems. Mechanics Fracture, Vol.1, Leyden, 1973, p. 131-178.
127. Branco C.M., Radon J.C., Culver L.E. Growth of fatigue crack in steels // Met. Sci. – 1976, – №4, – p. 149-155
128. Cooke R.I., Bevers G.J. The effect of load ration on the threshold stress for fatigue crack growth in medium carbon steels // Eng. Fract. Mech. – 1973, – №4, – p. 1061-1071.
129. Farr A.P. Torgue requiments for rotary shouldered connections and selection of Connections for drill collars. The american society of mechanical engineers, №57, 1957.
130. Gormley J.F. Experimental stress Analysis of Tool Joints. Petroleum Technology, 1961, V3, 2, p. 496-500.
131. Harris D.O. Stress intensity factor for hollow circumferentially notched bars. Trans. ASME, S. D89, 1967, №1, p. 49-54.

132. Honsford I.E., Lubinsky A. Cumulative Fatigue Damage of Drill pipe in doglegs. – Journal of Petroleum Technology. 1966, III, V18, 3, p. 359-368.
133. Kawamoto M., Tanafa T. В кн.: Proc. 10th Japan Nat. Congr. Mech. Tokyo, 1961.
134. Klesnil M., Lukas P. Effekt of stres cycle asymetry onfatigue crack growth // Mater. Sci and Eng. – 1972, VII, №4, p. 231-240.
135. Kowalsky H.C. ISA Transactions, 1977, VII, №4, p. 358-368.
136. Lubinsky A. Fatigue of Range 3 Drill Pipe. Rev. Inst. Tranc. Petrole, 1977, V32, 2, p. 209-231.
137. Moyer M.C., Dale B.A., Kusenburger F.N. An automated tooljoint inspection device for the drill-string. “J. Of Petroleum Tecnology”, 1984, Vol. 36, №7, p. 982-986.
138. Ocubo H. Dep. of Applied Mechanics, University Nogaya, 1969.
139. Willcox M.G., Karle A.P., Chaves H.R. Shock-absorbing tools speed drilling. “Oil and Gas J.”, №14, 149-150, 153-154, 156, 159.

Додаток А ПРОТОКОЛ

проведення випробувань індикатора втоми різьбових з'єднань обважнених
бурильних труб

Приймальна комісія в складі:

Голови:

ПОПУКА В.В. – головного інженера Шебелинського ВБР

і членів комісії:

ШЕРГІНА М.Б. – головного технолога Шебелинського ВБР

МАРЧУКА М.О. – головного механіка Шебелинського ВБР

ТЕСЛЮКА М.М. – майстра бурового Шебелинського ВБР

ЛЯХА М.М. – кандидата технічних наук, доцента кафедри
нафтогазового обладнання ІФНТУНГ

ДЖУСА А.П. – асистента кафедри нафтогазового обладнання
ІФНТУНГ

Підготовчі роботи і випробування проведені в період з 25 вересня по 9 грудня 2010 року.

І Предмет випробувань

Предметом випробувань є конструкція індикатора втоми та методика оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурільних труб (ОБТ) і визначення їх довговічності в конкретних умовах проводки свердловини за допомогою індикаторів втоми. Індикатор втоми запропонованої конструкції до теперішнього часу не використовувався з метою прогнозування довговічності ОБТ і таким чином максимального використання закладеного в них ресурсу при бурінні свердловин.

Конструкція індикатора включає втулку складної конфігурації, що містить V-подібну кільцеву виточку, яка є концентратором напружень. Окремими

поверхніми індикатор контактує з внутрішньою поверхнею ніпельної частини спеціального перехідника, що виконує роль корпусу. Перехідник з індикатором монтується в роз'ємних з'єднаннях комплекту ОБТ так, щоб при розгвинчуванні був вільний доступ до ніпельної частини корпусу і можливість проведення контролю індикатора на предмет втомного руйнування.

2 Мета випробувань

Метою випробувань є перевірка здатності індикатора втомити працювати в ролі контролюючого (запам'ятовуючого) пристрою протягом обмеженого періоду роботи різьбового з'єднання та можливості використання запропонованої методики для оцінки навантаженості і визначення довговічності різьбових з'єднань ОБТ в конкретних умовах проводки свердловини.

3 Місце і умови випробувань

Випробування індикаторів втомити (ІВ-203) проведені в Шебелінському ВБР на свердловині 76 Дружелюбівського НГКР. Відпрацювання індикаторів проводили при роторному способі буріння в умовах і при режимах у відповідності до геолого-технологічного наряду.

Випробування на свердловині 76 Дружелюбівського НГКР здійснювалося з 23.11 по 9.12.2010 р. в інтервалі 108 – 1080 м.

Фактична конструкція свердловини: кондуктор діаметром 324 мм – 108 м, нижче - відкритий стовбур під технічну колону діаметром 245 мм. Максимальна інтенсивність кривизни свердловини в даному інтервалі буріння складає 0,3 град/10 м.

Компоновка бурильної колони: долото ф 295,3 МС-ЦГАУ, наддолотний перехідник, перехідник з індикатором втомити ІВ-203, КЛС 295 мм, ОБТ 216 мм – 9,37 м, КЛС 295 мм, ОБТ 216 мм – 9,37 м, КЛС 295 мм, ОБТ 216 мм – 56,5 м, ТБВК 140 x10Л, ТБПК 139,7x10,54 S-135.

Замкові різьбові з'єднання згвинчували з моментом 50-55 кНм, при

використанні мастила ГС-8

Режим буріння: осьове навантаження - 120-140 кН, частота обертання стола ротора - $1,0-1,5 \text{ с}^{-1}$ (60-90 об/хв), тиск нагнітання промивальної рідини - 9-10 МПа.

4 Результати випробувань

Бурильною колоною з випробовуваними індикаторами здійснено 4 рейси бурильного інструменту. При цьому пробурено 972 м за 208 годин. Втомних та інших пошкоджень в індикаторі протягом перебування в свердловині не виявлено.

Роботу індикатора в експлуатаційних умовах припинено у зв'язку з напрацюванням періоду достатнього для подальшого випробування в стендових умовах згідно „Методики оцінки навантаженості і прогнозування залишкового ресурсу різьбових з'єднань ОБТ під час буріння свердловин”.

В стендових умовах випробування продовжено з використанням розробленого пристрою змонтованого на базі металообробного верстата. Після закріплення індикатора з зусиллям, що відповідає умовам монтажу в контрольованому різьбовому з'єднанні, його піддано дії згинального навантаження при якому напруження згину $\sigma_{зг} = 22 \text{ МПа}$. При даному навантаженні кількості циклів до руйнування становила $n_k = 2186300$, що на 286300 циклів більше довговічності індикатора втоми ($N_k = 1900000$) для контрольного рівня напружень. В результаті встановлено, що рівень навантажень діючих на контрольоване різьбове з'єднання в свердловині не перевищував його границі витривалості, що було підтверджено результатами дефектоскопії проведеної після вилучення індикаторів втоми. Тому рекомендовано експлуатувати ОБТ до відбракування їх по критерію спрацювання.

5. Висновки і рекомендації

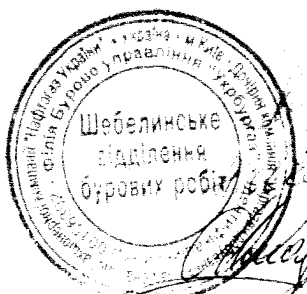
1 Індикатор є працездатною конструкцією в експлуатаційних умовах.

2 Негативного впливу індикатора втомив на технологічний процес не відмічено.

3 Інформація отримана за результатами випробувань індикатора, згідно розробленої методики, забезпечить безаварійну роботу замкових різьбових з'єднань ОБТ, при максимальному використанні закладеного в їх конструкції ресурсу.

Голова комісії

Члени комісії



В.В. ПОПУК

М.Б. ШЕРГІН

М.О. МАРЧУК

М.М. ТЕСЛЮК

М.М. ЛЯХ

А.П.ДЖУС

Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Начальник Стрийського
відділення бурових робіт
_____ Хомин Я.М.



МЕТОДИКА

пришвидшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень та прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб за допомогою індикаторів втоми

Проректор з наукової
роботи ІФНТУНГ
_____ Карпаш О.М.

27.01.11

Розробники:


_____ Лисканич М.В.
_____ Джус А.П.
_____ Гриджук Я.С.

Івано-Франківськ

2011

Зміст

Вступ	3
1 Галузь використання	3
2 Загальні положення	4
3 Експериментальне визначення параметрів навантаженості та ресурсу замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб	5
Додатки	18

Вступ

В основі напрямку визначення навантаженості елементів бурильної колони експериментальним методом покладено використання індикаторів втоми, що встановлені в найвідповідальніших елементах колони – різьбових з'єднаннях і деформуються разом з ними. При навантажуванні в процесі проводки свердловини в індикаторах накопичуються втомні пошкодження, що фіксуються переважно візуально. За середньою кількістю циклів навантажування індикаторів в свердловині до їх втомного руйнування визначаються, згідно з розробленими методиками, параметри еквівалентного згинального навантаження, що діє на різьбові з'єднання у свердловині. Тобто, для експериментального визначення параметрів навантажень, що діють в експлуатаційних умовах на елементи бурильної колони, необхідно повністю вичерпати ресурс встановлених для їх контролю індикаторів під час проводки свердловини. Така особливість обмежує як швидкість контролю, так і область контрольованих елементів. Так, наприклад, для індикаторів, встановлених в замкові різьбові з'єднання 3-121 обважнених бурильних труб діаметром 146 мм час до втомного руйнування в умовах проводки свердловини роторним способом на свердловинах ВАТ „Укрнафта” становить 800...900 годин. Це обмежує як загальну оперативність контролю, так і не дозволяє експериментально контролювати параметри навантаження на різьбові з'єднання колони під час буріння відносно коротких за довжиною ділянок (ділянки викривлення свердловини), що буряться за 50...100 годин, і на яких згідно з обчисленнями за аналітичними залежностями діють амплітуди змінних згинальних моментів, що можуть привести до інтенсивного накопичення втомних пошкоджень в з'єднаннях колони, а отже до їх передчасного втомного руйнування під час буріння свердловини.

1 Галузь використання

Аналіз аварій елементів бурильної колони по її довжині показує, що при роторному способі буріння близько 80% втомних пошкоджень припадає на нижню частину колони, що включає в себе стиснену частину, зону нейтрального перерізу і розтягнену частину колони на незначній відстані від нейтрального перерізу.

Таким чином, переважна більшість аварій відбувається саме в тих зонах бурильної колони, де розтягуючими навантаженнями можна знехтувати, а найослабленіші елементи колони – замкові різьбові з'єднання піддаються в основному змінним навантаженням згину та сукупності взаємопов'язаних поздовжніх, крутильних і поперечних коливань.

В даній методиці викладені рекомендації щодо експериментального визначення параметрів навантаженості та ресурсу замкових різьбових з'єднань об'єднаних бурильних труб. Вони можуть бути використані в доповнення до чинних нормативних документів з розрахунку та експлуатації бурильних колон для прискореної оцінки навантаженості та прогнозування довговічності елементів бурильної колони з метою забезпечення надійної її експлуатації в окремих складних промислових умовах.

2 Загальні положення

Ресурс замкових різьбових з'єднань об'єднаних бурильних труб залежить від співвідношення діючих у свердловині навантажень, які визначаються для кожного конкретного району буріння станом стовбура свердловини, інтенсивністю його викривлення, характером порід, що буряться, типом породоруйнівного інструменту, режимом буріння та іншими чинниками. Враховуючи випадковий характер діючих навантажень, а також те, що до втомного пошкодження різьбових з'єднань призводять тільки змінні напруження, які перевищують їх границю витривалості, то при експлуатації в умовах інтенсивної вібрації або коли за розрахунками на елементи бурильної колони діють статичні змінні згинальні моменти близькі до їх границі витривалості доцільно використовувати індивідуальне прогнозування їх ресурсу за допомогою індикаторів втоми.

В даній методиці викладена інформація щодо:

- оптимальної конструкції індикаторів втоми;
- обладнання для проведення випробувань індикаторів втоми в умовах еквівалентних їх закріпленню в замкових різьбових з'єднаннях;

- характеристики опору втомі індикаторів для замкових різьбових з'єднань різних типорозмірів отримані за результатами випробувань;
- методики прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб за допомогою індикаторів втоми.

Запропонована конструкція індикатора врахувала наступні вимоги:

- необхідність забезпечення контакту пари індикатор-ніпель в зоні, яка б давала стабільні результати напруженого стану індикатора втоми під дією моменту згинчування;
- забезпечення, при дотриманні попередньої умови, виникнення в індикаторі, а саме, в зоні концентратора, напружень, що відповідають рівню середніх напружень у небезпечному перерізі контрольованого різьбового з'єднання;
- гарантування можливості сприйняття індикатором втоми зовнішніх змінних навантажень на тому ж рівні, що і руйнівні для різьбового з'єднання.

Обладнання для проведення випробувань індикаторів втоми в умовах еквівалентних їх закріпленню в замкових різьбових з'єднаннях спроектовано з врахуванням можливості проведення необхідних випробувань в умовах бази виробничого обслуговування бурового підприємства.

Пропонована методика розроблена з врахуванням необхідності зменшення затрат на індивідуальне прогнозування і підвищення оперативності контролю шляхом вичерпування в експлуатаційних умовах тільки частини ресурсу індикаторів втоми.

3 Експериментальне визначення параметрів навантаженості та ресурсу замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб

3.1 Індикатор втоми є локальною моделлю процесу втомного руйнування замкового різьбового з'єднання, призначений фіксувати історію циклічного навантажування, що спонукає втомне пошкодження в контрольованому з'єднанні. Індикатор виготовляється з того самого матеріалу, що і замкове різьбове з'єднання (сталь 45, 40ХН, 40ХН2МА), границя витривалості індикатора не більша границі

вдиривалості замкового різьбового з'єднання, а його обмежена довговічність значно менша обмеженої довговічності з'єднання.

Індикатор втомни (рис. 1) виконаний у вигляді тонкостінної циліндричної болонки, що містить товстостінні елементи, за допомогою яких забезпечується контакт індикатора з внутрішньою поверхнею ніпельної частини контрольованого різьбового з'єднання. Також у конструкції присутня товстостінна зона в межах якої виконано V-подібну кільцеву виточку, що виконує функцію концентратора напружень.

Для дослідження втомних характеристик індикаторів розроблена спеціальна конструкція, яка показана на прикладі індикатора для різьбового з'єднання 3-121 об'єднаних бурильних труб діаметром 146 мм на рис.2.

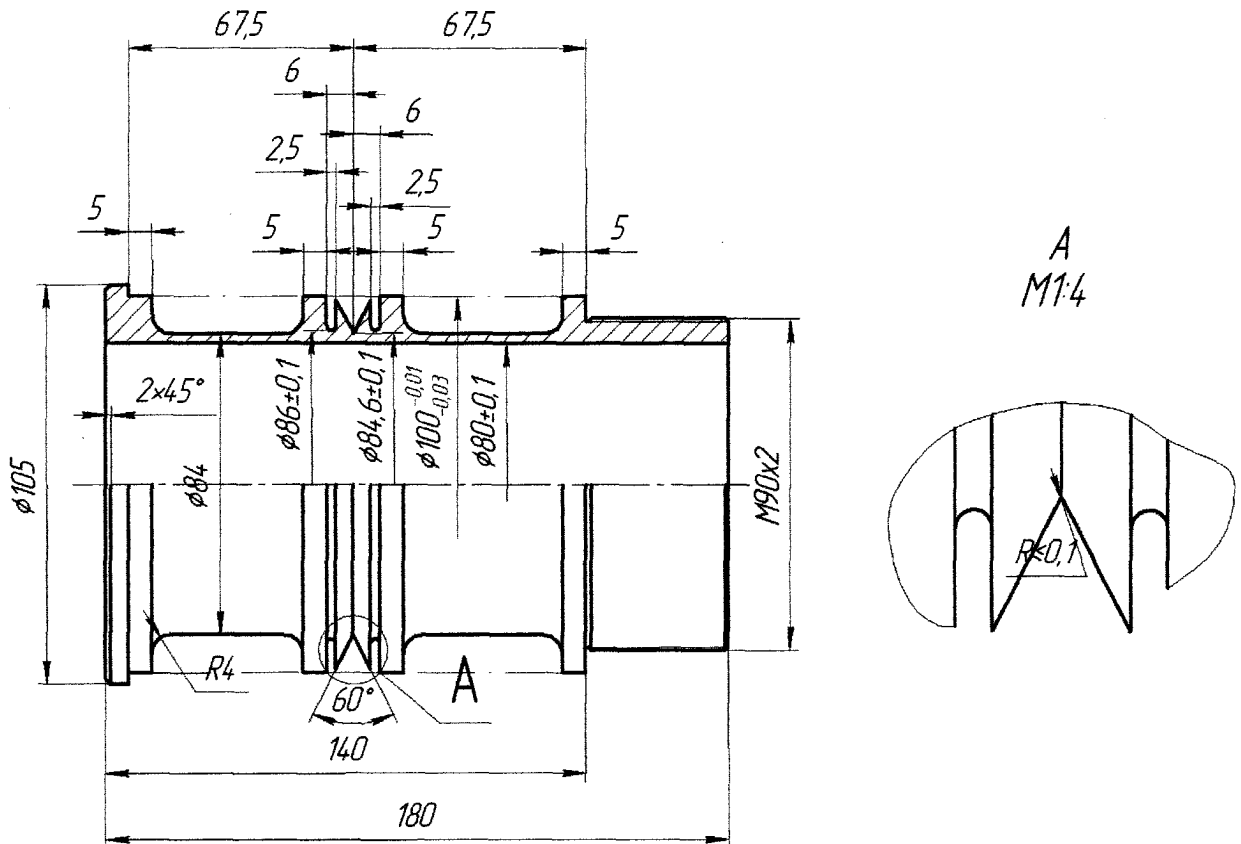


Рис. 1. Конструкція індикатора втомни ІВ-203 для різьбового з'єднання 3-171

Індикатори виготовлені зі сталі 40ХН з границею плинності і міцності після термообробки відповідно 735 і 882 МПа. Термообробка індикаторів проводиться з метою зменшення природного розсіювання їх втомних властивостей шляхом зорядкування структури металу, з якого виготовлені індикатори, і зняття

внутрішніх напружень від чорної механічної обробки. З цією ж метою концентратор напружень в індикаторі нарізається за декілька проходів при великих подачах різця.

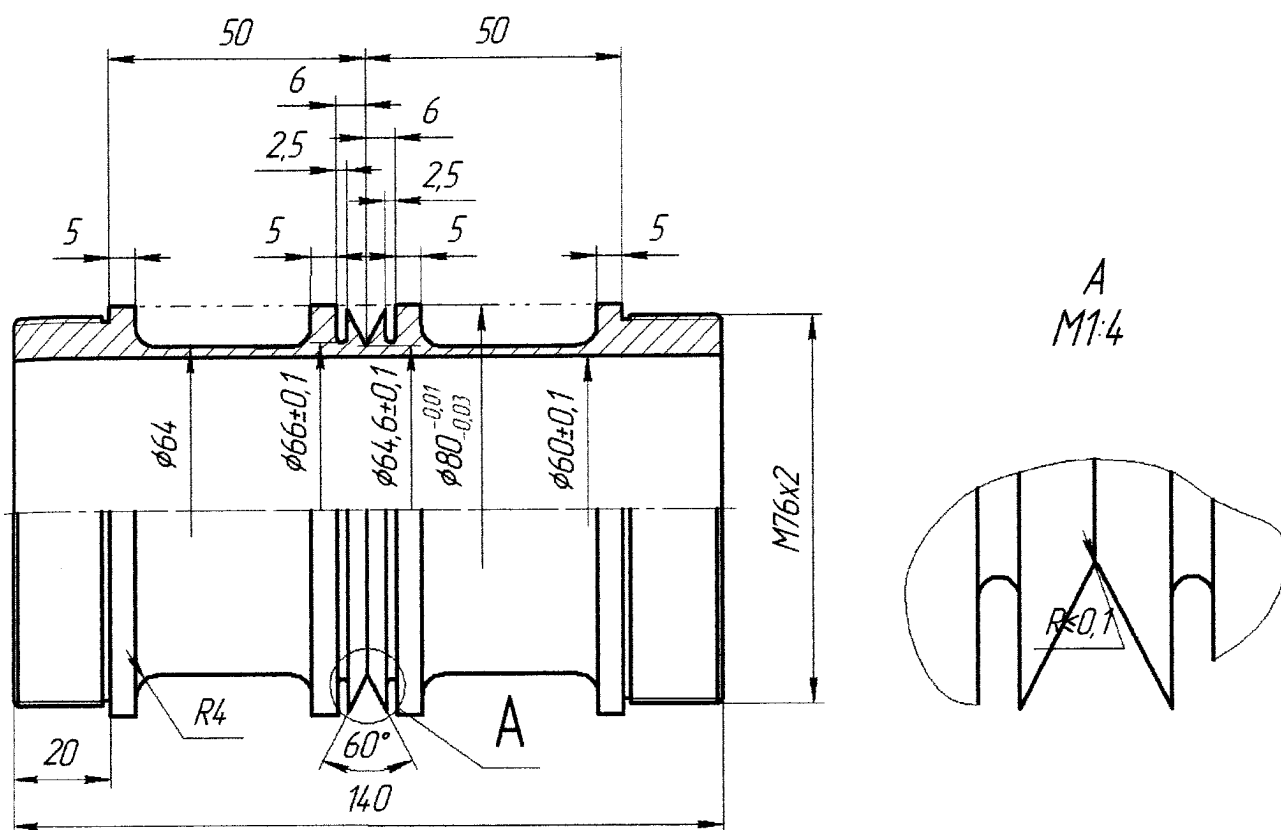


Рис. 2. Конструкція індикатора втомі ІВ-146 для різьбового з'єднання 3-121

3.2 Вузол навантажування для випробування зразків індикаторів на втомну міцність розроблено за схемою навантажування зразка, що обертається, консольним згином. Принципова схема вузла зображена на рис. 3.

Вузол спроектований і виготовлений з врахуванням його подальшого використання на базі металообробного верстата 1К62. Він забезпечує можливість випробування зразків індикаторів з максимальним діаметром 100 мм, причому максимальний змінний згинальний момент, що створюється у небезпечному перерізі індикатора, становить 5 кН·м. Це дає можливість проводити втомні випробування індикаторів втомі замкових різьбових з'єднань 3-171, 3-147, 3-121.

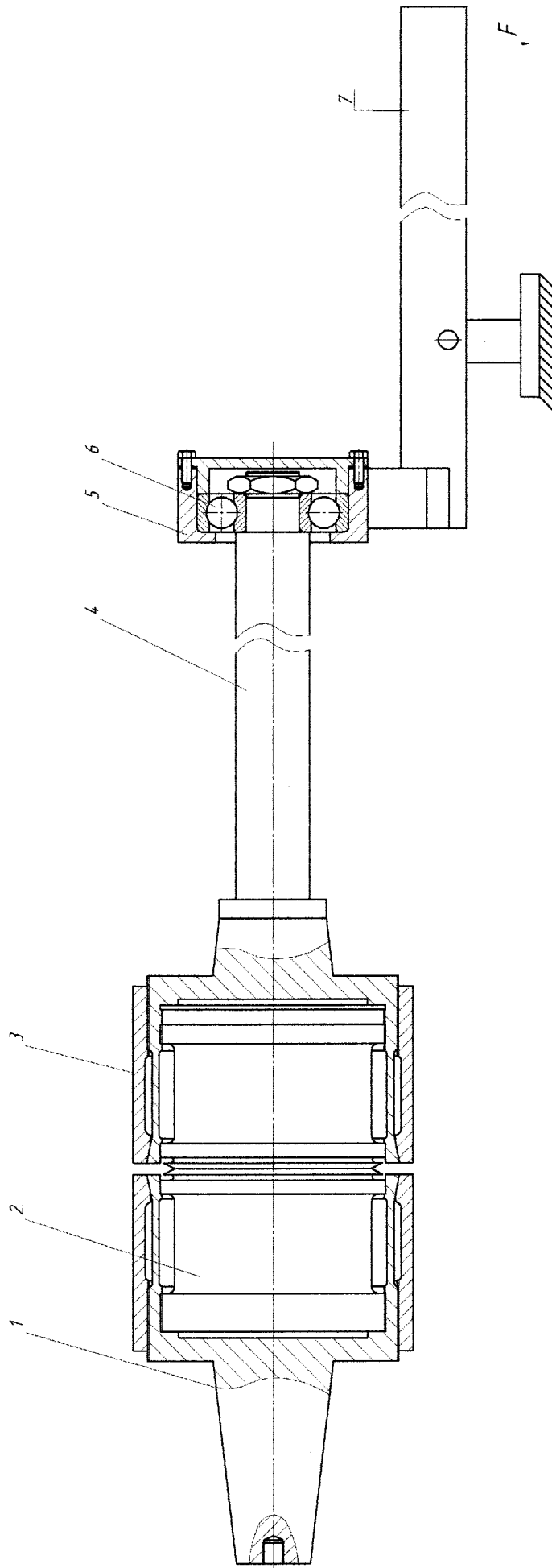


Рис. 3. Принципова схема вузла навантажування для випробування індикаторів втомі.

1 – фіксатор цанговий, 2 – індикатор, 3 – фіксатор цанговий, 4 – подовжувач, 5 – обойма, 6 – підшипник, 7 – важіль.

Основною перевагою стендів із зразком, що обертається, є те, що згинальний момент і швидкість обертання зразка не залежать одне від одного. Тому швидкість обертання можна змінювати в широких межах, що визначаються кінематикою верстата 1К62.

Досліджуваний зразок монтується в цанговому затискачі, який кріпиться в конусній розточці вала верстата. При проведенні випробувань індикаторів, що були опущені у свердловину, потрібно здійснити обточування і нарізання різьби на незакріпленій частині для забезпечення можливості монтажу другого затискача.

Зразок навантажується сталюю силою, величина якої визначається вагою навантажів і співвідношенням пліч важеля. Передача сили від важільного механізму до зразка, що обертається, здійснюється через обойму, яка містить радіальний підшипник. Важільний механізм кріпиться на основі, змонтованій на станині верстата за аналогією з його задньою бабкою. З метою зменшення габаритних розмірів обойми, її підшипник насаджується на вал-подовжувач, який з'єднаний з досліджуваним зразком через цанговий затискач. Число циклів навантажування зразків реєструється лічильником обертів, який кріпиться до пустотілого вала верстата. Автоматичне виключення електродвигуна при втомному руйнуванні зразка здійснюється вимикачем ходу через важіль, який зв'язаний з більшим плечем важільного механізму. З метою досягнення безпечного руйнування досліджуваного зразка на станині встановлюється обмежувач.

3.3 Визначення характеристик опору втомі індикаторів для замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб діаметром 146, 178, 203 мм здійснено за результатами випробувань, проведених на металообробному верстаті 1К62 з допомогою розробленого вузла навантаження при використанні пристрою цангового типу, за умов асиметричного навантажування знакозмінним згинальним моментом на достатній в статистичному аспекті кількості зразків індикаторів.

Згідно ГОСТ 2860-85 при випробуванні обмеженого числа зразків границя витривалості визначається як найбільше значення максимальних напружень циклу,

при яких ще не відбувається утворення втомних тріщин заданої довжини або повного втомного руйнування зразків до заданого числа циклів.

За результатами випробування індикаторів втоми, розроблених для різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, що виготовляються у відповідності до ГОСТ 286-85, визначені їх характеристики опору втомі (табл.1) та побудовані криві втоми (рис. 4, 5, 6).

Таблиця 1 - Характеристики опору втомі індикаторів втоми замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб

Типорозмір індикатора втоми	Замкова різьба	Границя витривалості σ_{-1} , МПа	N_0 , млн. цикл	K	m	A	Кількість зразків
ІВ-146	3-121	20,2	2,9	11,976	4,9313	97,596	9
ІВ-178	3-147	18,6	4,0	10,434	5,1197	87,484	7
ІВ-203	3-171	17,8	5,0	9,7	5,2935	82,78	7

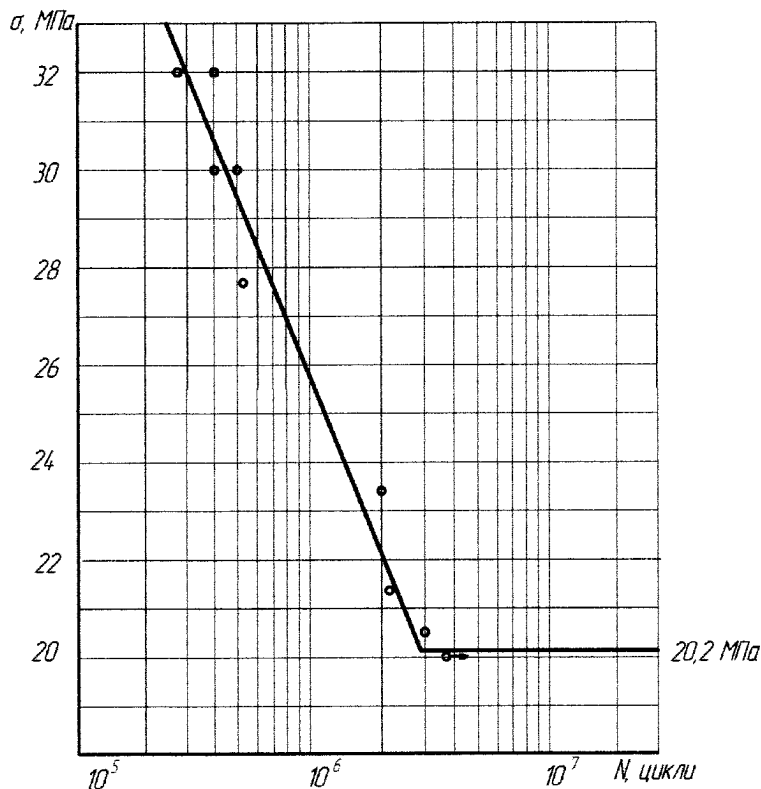


Рис. 4. Крива втоми для індикатора при випробуванні його в умовах, відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-121

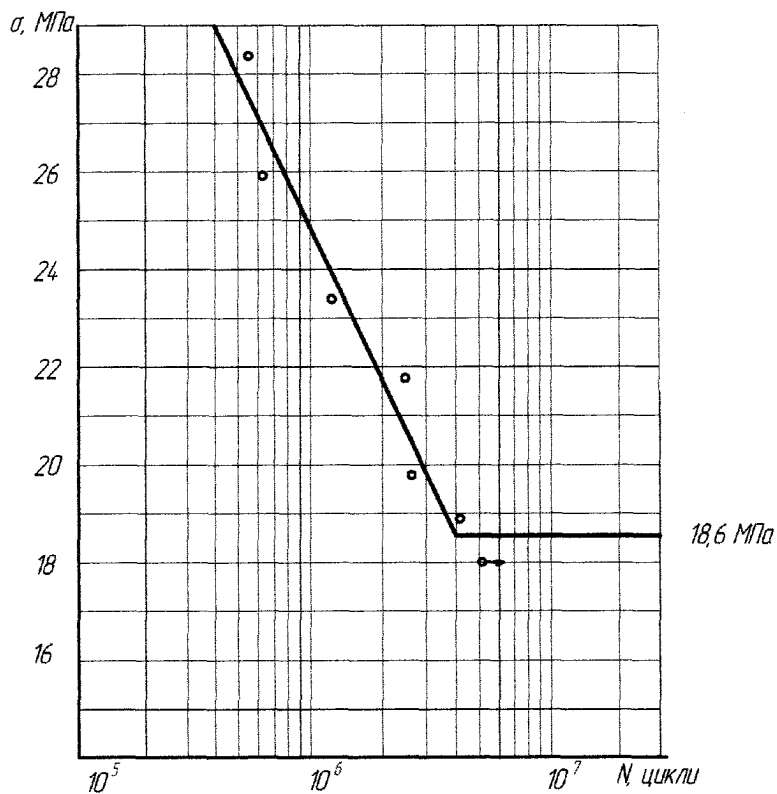


Рис. 5. Крива втоми для індикатора при випробуванні в умовах відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-147

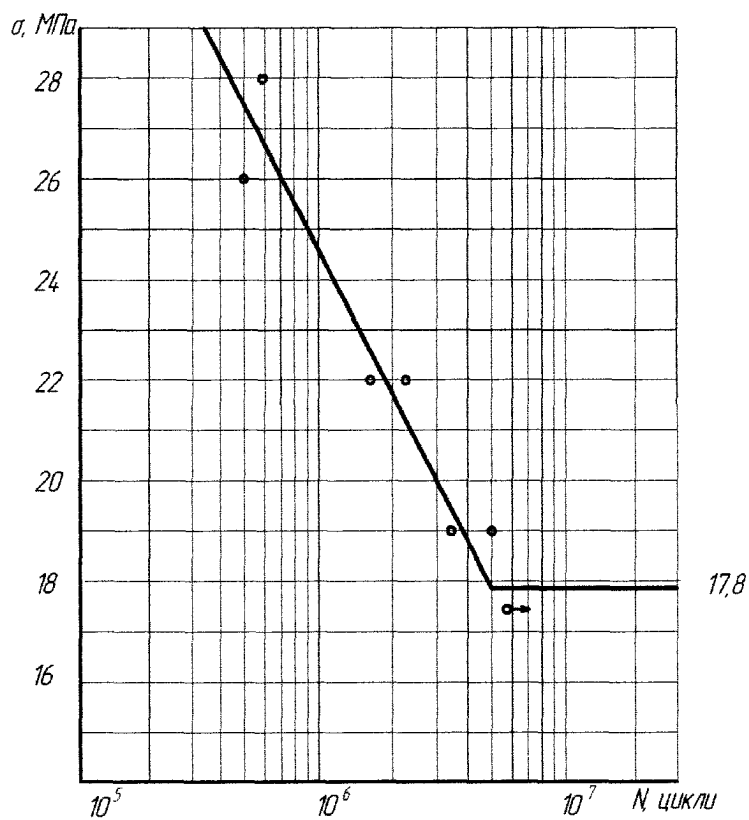
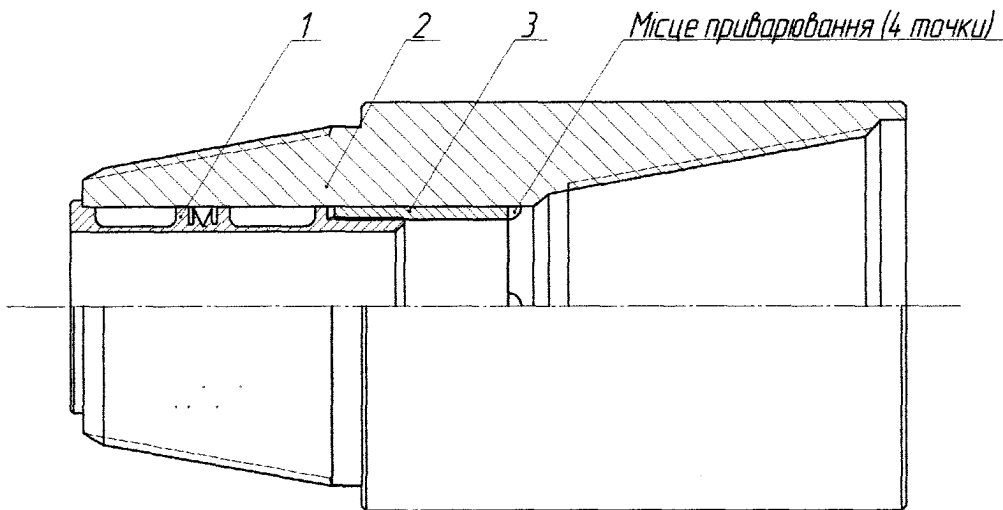


Рис. 6. Крива втоми для індикатора при випробуванні в умовах відповідних закріпленню у різьбовому з'єднанні 3-171

3.4 Для включення індикатора в томи до складу низу бурильної колони використовується перехідник з різьбовими частинами, що відповідають діаметрові відповідних обважнених бурильних труб (рис. 7).



1 – індикатор, 2 – перехідник, 3 – монтажна втулка

Рис. 7. Перехідник з індикатором в томи

Індикатор встановлюється в перехіднику до упора виступа в торець ніпеля. Після цього різьбове з'єднання згвинчується з крутним моментом, близьким до оптимального. При цьому відбувається радіальна деформація ніпеля в зоні різьбової ділянки з'єднання і при заданих зазорах забезпечується обтиснення ніпелем зовнішньої поверхні товстостінних елементів індикатора. Завдяки цьому, кільцева виточка сприймає зовнішні навантаження, що діють на різьбове з'єднання.

3.5 Помістивши індикатор в різьбове з'єднання обважнених бурильних труб, забезпечують його спуск у складі бурильної колони і відпрацьовують в експлуатаційних умовах до необхідного числа циклів навантаження n_n . Розрахункова довговічність, за використання методу „доламлювання”, є достатньо точною при попередньому напрацюванні до 30% загальної довговічності. Так як нас цікавлять навантаження, які зумовлюють напруження в індикаторі, більші за його границю витривалості, то максимальне необхідне число циклів навантаження n_n в експлуатаційних умовах становить 30% числа циклів, що відповідає точці перегину

ривої втоми індикатора певного типорозміру і становить для ІВ-146 – 0,87 млн. циклів, ІВ-178 – 1,2 млн. циклів, ІВ-203 – 1,5 млн. циклів.

За умови наявності необхідної попередньої інформації, оптимальні значення числа циклів напрацювання в експлуатаційних умовах можна отримати використавши методику визначення навантажень, які діють на елементи низу бурильної колони внаслідок її просторової деформації в пробуреному стовбурі і візноманітних коливань. Рівень визначених аналітичним шляхом навантажень може бути заниженим, тому встановлення періоду попереднього напрацювання індикатора втоми на основі аналітично визначених навантажень переважно приводитиме до збільшення n_n , що є позитивним в даному випадку.

3.6 Вилучивши індикатор втоми із різьбового з'єднання при черговому підйомі бурового інструменту, його піддають доламлюванню в стендових умовах при навантаженні, що забезпечує виникнення в небезпечному перерізі згинальних напружень σ_k , які забезпечать роботу індикатора в стендових умовах протягом часу, що гарантує необхідну точність результатів. Індикатор доводять до втомного руйнування із фіксацією числа циклів навантажування n_k . За наявності величин параметрів n_n , n_k , σ_k та кривої втоми індикатора втоми, можливим стає визначення еквівалентного експлуатаційного навантаження, що діє на індикатор в умовах свердловини за схемою поданою на рис. 8.

Відклавши число циклів n_k напрацьованих індикатором при навантаженні, що відповідає напруженню σ_k від лівої частини кривої втоми і провівши через цю точку пряму паралельну даній частині кривої, отримаємо при фіксації на ній числа циклів n_n навантажування в експлуатаційних умовах, точку, яка визначає рівень еквівалентних напружень, що виникають в індикаторі в умовах свердловини.

Для аналітичного опису викладеного вище матеріалу використаємо рівняння лівої частини кривої втоми, яка в напівлогарифмічній системі координат зображена прямою лінією і має вигляд

$$\sigma_a + K \cdot \lg N_a = \sigma_{-1} + K \cdot \lg N_0, \quad (1)$$

де σ_a – амплітуда напружень, МПа;

N_a – число циклів до руйнування при амплітуді напружень σ_a , млн. цикл;

σ_{-1} – границя витривалості, МПа;

N_0 – число циклів, що відповідає точці перегину кривої втоми, млн. цикл;

K – коефіцієнт, який характеризує нахил лівої частини кривої втоми.

Тоді, згідно зі схемою, наведеною на рис. 8, для ділянки 2 - 3, яка є паралельною лівій частині кривої втоми, можна записати:

$$\sigma_n + K \cdot \lg n_n = \sigma_k + K \cdot \lg(N_k - n_k), \quad (2)$$

де σ_n – амплітуда напружень в експлуатаційних умовах, МПа;

n_n – число циклів навантажування в експлуатаційних умовах, млн. цикл;

σ_k – амплітуда напружень при доламлюванні в стендових умовах, МПа;

N_k – число циклів до руйнування при амплітуді напружень σ_k , млн. цикл;

n_k – число циклів навантажування в стендових умовах до руйнування зразка при амплітуді напружень σ_k в процесі доламлювання, млн. цикл.

Еквівалентні напруження, що виникають в індикаторі в умовах свердловини, визначатимуться за формулою:

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_n = \sigma_k + K \cdot \lg(N_k - n_k) - K \cdot \lg n_n, \text{ МПа}, \quad (3)$$

або

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + K \cdot \lg \frac{(N_k - n_k)}{n_n}, \text{ МПа}. \quad (4)$$

Для спрощення користування даною методикою вираз (4) можна записати з використанням характеристик індикаторів втоми

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_k + K \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{A - \sigma_k}{K}} - n_k\right)}{n_n}, \text{ МПа}. \quad (5)$$

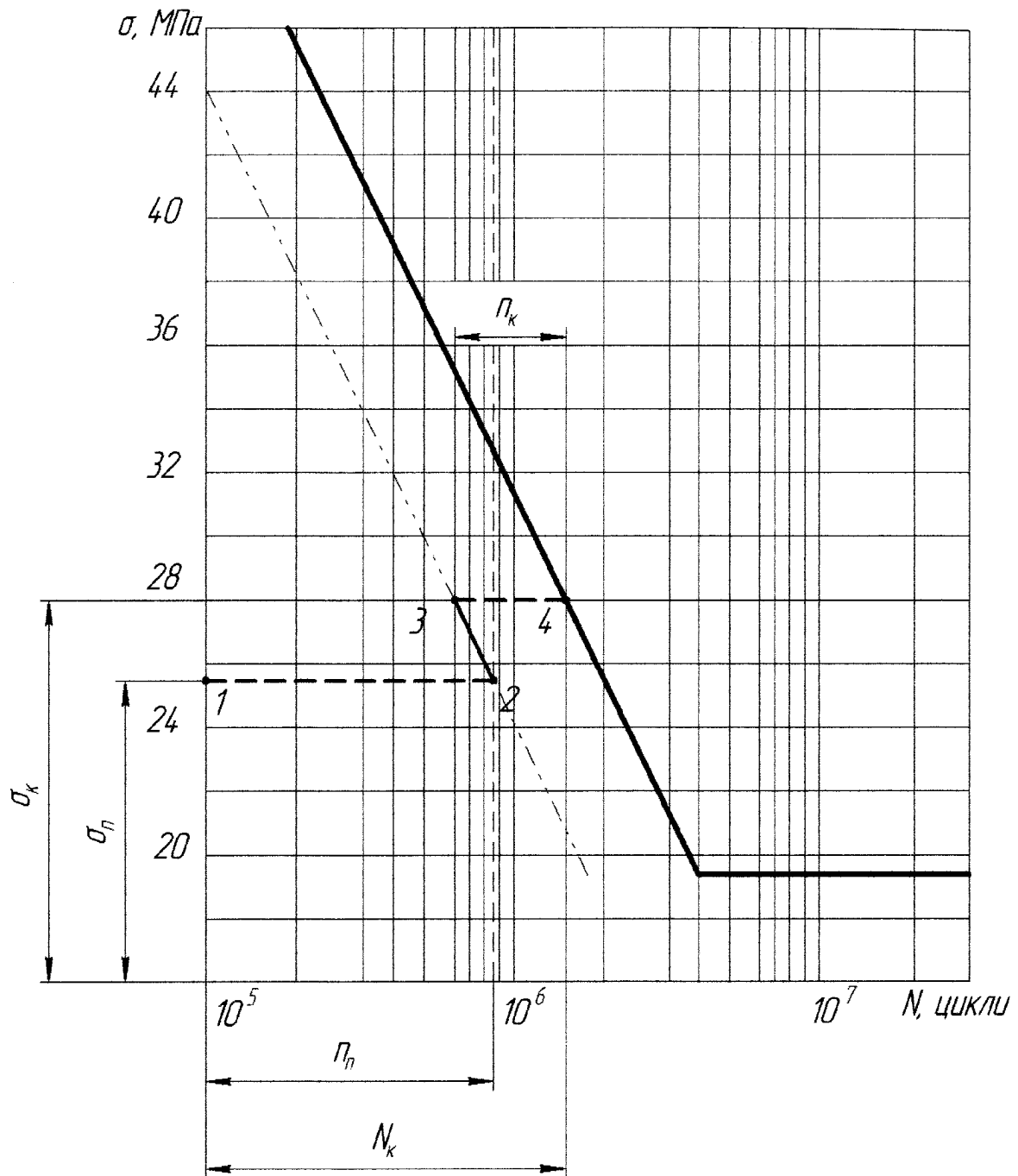


Рис. 8. Схема методу пришвидщеної оцінки навантаженості індикаторів втоми

З врахуванням характеристик індикаторів втоми, поданих в таблиці 1, залежності для різних типорозмірів обважнених бурильних труб:

для обважнених бурильних труб діаметром 146 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_{\kappa} + 11,976 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{97,596 - \sigma_{\kappa}}{11,976}} - n_{\kappa} \right)}{n_n} \quad \text{при } n_{\kappa} < N_{\kappa},$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_{\kappa} \geq N_{\kappa}; \quad (6)$$

для обважнених бурильних труб діаметром 178 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_{\kappa} + 10,434 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{87,484 - \sigma_{\kappa}}{10,434}} - n_{\kappa} \right)}{n_n} \quad \text{при } n_{\kappa} < N_{\kappa},$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_{\kappa} \geq N_{\kappa}; \quad (7)$$

для обважнених бурильних труб діаметром 203 мм

$$\sigma_{екв}^{32} = \sigma_{\kappa} + 9,7 \cdot \lg \frac{\left(10^{\frac{82,78 - \sigma_{\kappa}}{9,7}} - n_{\kappa} \right)}{n_n} \quad \text{при } n_{\kappa} < N_{\kappa},$$

$$\sigma_{екв}^{32} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_{\kappa} \geq N_{\kappa}; \quad (8)$$

3.7 За залежністю згинальних напружень від діючого згинального навантаження, отриманою на основі досліджень моделей індикаторів, визначається рівень еквівалентних згинальних навантажень, діючих на контрольовані замкові різьбові з'єднання обважнених бурильних труб в експлуатаційних умовах. Залежність має наступний вигляд:

$$M_{екв}^{32} = a \sigma_{екв}^{32}, \text{ кНм}, \quad (9)$$

де a – експериментально визначений коефіцієнт, який для замкового різьбового з'єднання 3-121 обважнених бурильних труб діаметром 146 мм становить $a = 0,514$, для замкового різьбового з'єднання 3-147 обважнених бурильних труб діаметром 178 мм $a = 0,929$, для замкового різьбового з'єднання 3-171 обважнених бурильних труб діаметром 203 мм становить $a = 1,395$, $\sigma_{екв}^{32}$ – еквівалентні напруження, що виникають в індикаторі в умовах свердловини, МПа.

3.8 Використовуючи отримані значення згинального навантаження $M_{екв}^{зг}$, середній ресурс T роботи замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в конкретних умовах буріння свердловин можна визначити як:

$$T = \frac{M_{-1}^m \cdot N_0}{(M_{екв}^{зг})^m \cdot n \cdot 60}, \text{ год},$$

де M_{-1}^m – значення границі витривалості різьбового з'єднання, що визначається амплітудою циклічного згинального моменту, кНм;

N_0 – абсциса точки перегину на кривій втоми замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, цикл.;

n – середня частота обертання стола ротора, об/хв.;

m – показник нахилу кривої втоми замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб.

3.9 У випадку експлуатації обважнених бурильних труб за умов дії навантажень менших їх границі витривалості ресурс роботи визначається за критерієм спрацювання.

Додаток А

Характеристики опору втомі замкових різбових з'єднань обважнених
бурильних труб

Типорозмір ОБТ	Замкова різьба	Границя витривалості M_{-1} , кНм	N_0 , млн. цикл	m
ОБТ-146	3-121	13,8	4,0	5,4
ОБТ-178	3-147	21,9	8,0	5,7
ОБТ-203	3-171	31,0	10,0	5,9



d400