

622.24.053(043)
А 42

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

Джус Андрій Петрович

УДК 622.24.053

**ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ ІНДИКАТОРАМИ ВТОМИ**

Спеціальність 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Івано-Франківськ – 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України



Науковий керівник:

доктор технічних наук, професор
Лисканич Михайло Васильович,
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу,
професор кафедри теоретичної механіки.

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор
Копей Богдан Володимирович,
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу,
завідувач кафедри морських нафтогазових
технологій;

кандидат технічних наук
Кунцяк Ярослав Васильович,
ПрАТ „Науково-дослідне і
конструкторське бюро бурового
інструменту” (м. Київ), генеральний
директор.

Захист відбудеться 6 липня 2011р. о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

З дисертацією можна ознайомитись в науково-технічній бібліотеці Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

Автореферат розісланий "4" червня 2011р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради Д 20.052.
кандидат технічних наук, доцент

Л. Д. Пилипів

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

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 високі 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 випробування за умов, що відповідають закріпленню у відповідних замкових різьбових з'єднаннях.

НТБ
ІФНТУНГ



an2185

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 втоми 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 згинчування 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 втомни 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 втомни 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 втомни, що забезпечило швидкість контролю ступеня їх втомного пошкодження.

Особистий внесок здобувача:

- проведено аналіз методів визначення експлуатаційних навантажень на елементи низу бурильної колони [2];
- досліджено вплив параметрів зони контакту індикатора втомни з ніпелем різьбового з'єднання на напружений стан індикатора [1, 3];
- запропоновано методику визначення геометричних параметрів концентратора напружень індикаторів втомни [4, 8];
- удосконалено математичну модель індикатора втомни різьбового з'єднання на ділянках контакту з контрольованим елементом [5];
- розроблено конструкцію різьбового з'єднання, що містить індикатор втомни, виконаний з урахуванням удосконалень математичної моделі [11];
- здійснено експериментальну перевірку достовірності результатів теоретичних досліджень напружено-деформованого стану індикаторів втомни [7];
- досліджено вплив асиметрії навантаження на характеристики втомного руйнування індикаторів втомни [6];
- запропоновано методику визначення експлуатаційних навантажень з метою прогнозування ресурсу роботи низу бурильної колони [9, 10].

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.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, висвітлено наукове і практичне значення отриманих результатів. Наведена інформація про апробацію роботи, розкритий особистий внесок автора.

У першому розділі проведено огляд літературних джерел стосовно вивчення умов роботи нарізних труб нафтового сортаменту, характеру і причин відмов елементів трубних колон, розробки їх нових конструкцій. Цим питанням присвячено багато праць вітчизняних та зарубіжних вчених, таких як: С. Ф. Білик, Ю. В. Дубленич, В. М. Івасів, Б. В. Копей, Є. І. Крижанівський, М. В. Лисканич, Д. Ю. Мочернюк, Г. М. Саркісов, О. Є. Сароян, Б. О. Чернов, Н. Д. Щербюк, М. Я. Янишівський та ін. В результаті їх аналізу встановлено, що визначальним для забезпечення надійності бурильної колони є визначення величини і характеру розподілу навантажень, що діють на елементи бурильної колони у процесі спорудження свердловин і залежать від стану стовбура свердловини, інтенсивності його викривлення, властивостей пробуруваних порід, режиму буріння тощо.

У зв'язку із дією на бурильну колону широкого спектру циклічних навантажень, визначені розрахунковим методом показники довговічності її елементів є недостатньо точними. Одними з перспективних і прийнятних у цьому випадку методів прогнозування довговічності є методи, які базуються на використанні таких засобів оцінки залишкового ресурсу, як індикатори втомих пошкоджень.

Використання індикаторів можливе у двох режимах. Першим варіантом є постійне супроводження і прогнозування за станом індикатора довговічності контролюваного об'єкта. Другим варіантом є зняття за допомогою індикатора даних про рівень навантаженості супроводжуваного елемента, за яким відтак розраховується залишковий ресурс останнього. Саме цей варіант є більш доцільним при прогнозуванні довговічності елементів бурильної колони.

Для отримання з допомогою індикаторів втоми достовірної інформації про рівень навантаженості супроводжуваних ними елементів, необхідно поглибити дослідження, спрямовані на вивчення напруженого стану індикаторів за умов дії ряду експлуатаційних чинників. Також необхідно забезпечити на достатньому теоретичному та експериментальному рівні обґрунтування удосконалених методів визначення втомих характеристик індикаторів і застосування їх у промислових умовах.

У другому розділі проведено обґрунтування моделі напружено-деформованого стану індикаторів втоми шляхом аналізу впливу конструктивних особливостей на їх напружений стан в згинченому замковому різьбовому з'єднанні та оцінки закономірностей контактної взаємодії пари індикатор – ніпель різьбового з'єднання.

Дослідження напруженого стану об'єктів із декількох елементів, що утворюють цілісну конструкцію після взаємної деформації деяких із них, є дуже складним завданням. Його розв'язання вимагає наявності значних потужностей використовуваної техніки та подальшої експериментальної перевірки отриманих результатів. Саме такою є конструкція різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми. З метою спрощення цієї проблеми та забезпечення вірності результатів розв'язку попередньо проведено дослідження існуючого аналога індикатора. Для нього взаємодію із елеме-

нтами різьбового з'єднання замінено сукупністю діючих навантажень та обмежень переміщень.

Беручи до уваги конструкцію індикатора втоми, попередньо здійснено дослідження впливу його конструктивних особливостей на напружений стан в перерізах концентратора напружень. Оскільки ділянки контакту індикатора з ніпелем по його довжині з'єднані між собою тонкостінними оболонками, можна говорити про подібність конструкції індикатора та оболонки, підкріпленої кільцями жорсткості. Також конструкцію індикатора можна розглядати як тонкостінну оболонку, на яку діє розподілене навантаження на окремих ділянках по його довжині. Найпростішим випадком є напружено-деформований стан циліндричної оболонки під дією рівномірно розподіленого навантаження вздовж кругового перерізу. За результатами аналізу напружено-деформованого стану циліндричної оболонки встановлено, що максимальний прогин (як і максимальний момент) виникає в перерізі дії згаданого вище навантаження. У випадку навантаження оболонки на ділянці певної ширини за межами цієї ділянки напружено-деформований стан є аналогічним. Таким чином, всі величини, що визначають згин оболонки, є малими вже на незначній відстані. Для індикатора втоми з діаметром оболонки 80 мм і товщиною стінки 2 мм вона становить 22 мм. Це свідчить про те, що вплив навантаження з віддаленням від зони дії зменшується і практично нівелюється на відстанях, співрозмірних із довжинами тонкостінних оболонок індикаторів втоми. Тому при проведенні досліджень напружено-деформованого стану індикатора методом скінчених елементів використано його спрощену модель. В ній особливо увагу приділено ділянці концентратора напружень, що збігається із ділянкою дії навантажень, зумовлених деформацією внутрішньої поверхні ніпеля. При аналізі отриманих результатів досліджень, спостерігається значне зниження рівня напружень в околі концентратора.

Зважаючи на це, в роботі досліджено вплив взаємодії кільця, в якому виконано концентратор, із ніпелем, на сприйняття концентратором зовнішніх навантажень. У згвинченому різьбовому з'єднанні індикатор втоми контактує із внутрішньою поверхнею ніпеля через товстостінне кільце, у якому виконаний концентратор напружень. З метою сприйняття навантажень у певному діапазоні розміри товстостінного кільця забезпечують його обтискання радіально деформованим ніпелем з утворенням попередньо напруженого з'єднання. В конструкцію індикатора концентратор введений з метою доведення номінальних напружень до максимального рівня. Виконання його у товстостінному кільці, що контактує з внутрішньою поверхнею ніпеля, вимагає детального вивчення механізму впливу цього контакту на рівень напружень в перерізах ділянки концентратора.

При проведенні досліджень із товстостінного кільця індикатора виділено елементарну смужку малої ширини. Розглядаючи її як напівплощину з тріщиною, а взаємодію індикатора з ніпелем моделюючи накладкою, отримуємо задачу, в якій досліджується взаємодія напівплощини із накладкою. Цікавим в цьому випадку є вплив накладки на коефіцієнт інтенсивності напружень біля вершини тріщини, яку містить напівплощина.

Розв'язуючи задачу про пружну рівновагу, підсиленої накладкою напівплощини з прикрайовою тріщиною, отримано результати (рис. 1), що вказують на значне зме-

ищення коефіцієнта інтенсивності напружень у вершині концентратора виконаного у товстостінному кільці, що зазнає охоплюючого впливу ніпеля. За відсутності цього впливу та інших рівних умов коефіцієнт інтенсивності напружень зростає приблизно в 4 рази, що вимагає внесення конструктивних змін під час конструювання концентратора напружень в індикаторі, з метою сприйняття розширеного діапазону спектру зовнішніх навантажень на елементи бурильної колони.

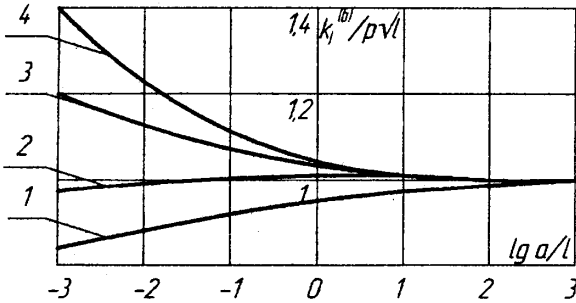


Рис. 1. Залежності коефіцієнта інтенсивності напружень для різних композицій:

- 1 – тріщина – абсолютно жорсткий край;
- 2 і 3 – проміжні варіанти, що відповідають різним співвідношенням жорсткостей;
- 4 – тріщина – вільний край.

товстостінного кільця, що контактує із ніпелем. Важливим є результат, отриманий внаслідок дії на циліндричну оболонку розподіленого навантаження у двох перерізах, розташованих на незначній відстані один від одного (рис. 2).

За результатами досліджень моделей, виконаних за вказаною схемою, встановлено оптимальну відстань між ділянками дії навантаження, яка дає можливість розташування між ними концентратора з необхідними параметрами. Це забезпечує виникнення попередніх напружень розтягу, зумовлених взаємодією індикатора із ніпельною частиною замкового з'єднання.

Таким чином, за результатами теоретичних досліджень створено передумови для розроблення комп'ютерної моделі індикатора втомі, яка забезпечуватиме виконання концентратором напружень своїх функцій і виникнення при цьому в небезпечному перерізі індикатора напружень, характерних напруженому стану небезпечного перерізу самого з'єднання.

Третій розділ присвячено розробці тривимірної комп'ютерної моделі індикатора для моделювання впливу конструктивних особливостей індикаторів на їх на-

Також у відомій конструкції індикатора вплив оболонки на напружений стан в околі концентратора нівелюється виконанням його в товстостінному кільці зі значними порівняно із оболонкою розмірами і взаємодією кільця із внутрішньою поверхнею ніпеля, значущість якої встановлена вище. Таким чином, слід забезпечити зменшення впливу дії охоплюючої деталі та підсилення помножуючої дії циліндричної оболонки. Одночасним способом вирішення цих питань є винесення концентратора за межі

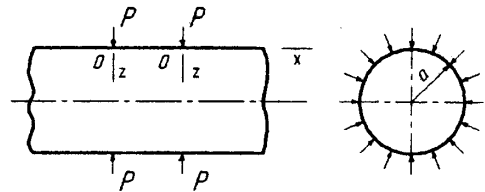


Рис. 2. Схема навантаження циліндричної оболонки по двох перерізах

пружено-деформований стан залежно від умов згинчування та навантажування замкових різьбових з'єднань.

Теоретичні дослідження, описані в розділі 2, засвідчили, що при розроблянні оптимальної конструкції індикаторів необхідно врахувати такі фактори, як вплив умов їх контакту з внутрішньою поверхнею ніпеля різьбового з'єднання та особливості формування напружено-деформованого стану циліндричної оболонки під дією зовнішніх навантажень. В ході подальших досліджень взято до уваги той факт, що в реальних умовах ніпель різьбового з'єднання зазнає деформації, величина якої по довжині різьби змінюється. Таким чином, для повного відтворення напружено-деформованого стану індикаторів під час згинчування замкових з'єднань конкретних типорозмірів, необхідно врахувати зміну деформації внутрішньої поверхні ніпеля з'єднання по всій його довжині.

Аналізуючи результати проведених на даний час досліджень замкових різьбових з'єднань встановлено, що величина деформацій внутрішньої поверхні ніпельної частини змінюється в досить вузькому діапазоні, однак 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 згинчування різьбового з'єднання забезпечує малі натяги, може реалізуватися картина присутності контакту в парі ніпель – індикатор по один бік концентратора напружень, що дає змогу концентратору максимально збільшувати рівень номінальних напружень в індикаторі.

З метою врахування в процесі моделювання індикаторів реальних умов згинчування різьбових з'єднань, за картиною деформації внутрішньої поверхні ніпеля побудовано спрощену модель різьбового з'єднання. В цій моделі основну увагу приділено формі внутрішньої поверхні ніпеля, з якою контактує індикатор втоми. При встановленні в замкове з'єднання індикаторів втоми, виконаних з різними параметрами спряжуваних поверхонь, отримано результати, на основі аналізу яких запропоновано конструкцію індикатора на ділянці, близькій до концентратора напружень (рис. 3).

З використанням програмного продукту ANSYS отримана картина розподілу еквівалентних та осових напружень такої конструкції при встановленні індикатора в згинчену частину замкового різьбового з'єднання.

Під час перевірки поставлених до вдосконаленої конструкції індикатора вимог, особливу увагу приділено визначенню оптимального розташування ділянки контакту індикатор –ніпель. Розміщуючи ділянку, близьку до концентратора напружень вдосконаленої моделі індикатора, в різних перерізах, отримано цілий ряд результатів з використанням програмних продуктів на основі скінченно-елементного аналізу конструкцій. Аналізуючи їх, можна зробити висновок, що рівень напружень із наближенням ділянки контакту до торця ніпеля дещо збільшується, але картина розподілу практично не змінюється. Таким чином, можна рекомендувати розташування ділянки контакту пари індикатор – ніпель (з врахуванням конструктивних особливостей індикатора) ближче до торця ніпеля.

Другою важливою вимогою є досягнення в небезпечному перерізі індикатора напружень того ж рівня, що і в небезпечному перерізі різьбового з'єднання. 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.

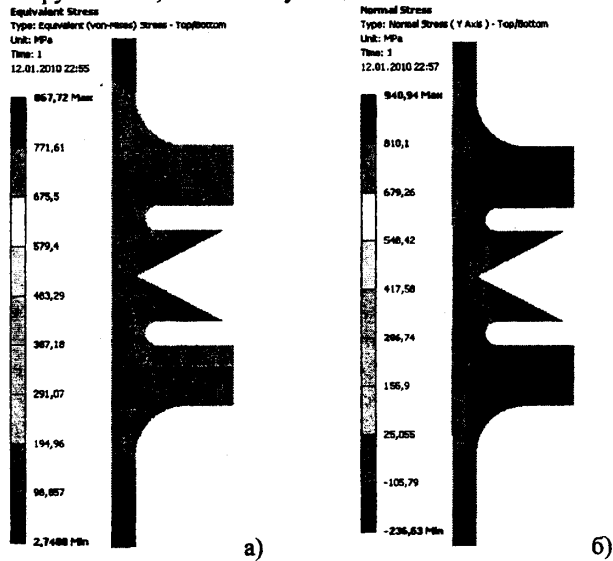


Рис. 3. Напружений стан в околі концентратора вдосконаленої конструкції індикатора втомі:

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

Що стосується конструктивного чинника, то він визначається параметрами індикатора. Експлуатаційним чинником, що визначає рівень зовнішнього навантаження на індикатор, є момент згинчування замкового з'єднання. Зважаючи на те, що діапазон оптимальних моментів згинчування визначається з умов міцності замкових різьбових з'єднань, вплив зазору в парі ніпель – індикатор на напружений стан в перерізах, близьких до концентратора напружень, досліджено за оптимальних моментів згинчування.

За результатами досліджень запропонованої конструкцію індикатора для випадків виконання його з різними за величиною зовнішніми діаметрами контактуючої поверхні встановлено залежності напружень в околі концентратора від величини зазору для замкових різьбових з'єднань різних типорозмірів. Приклад такої залежності наведений для замкового різьбового з'єднання 3-121 при згинчуванні його з моментом $M_{зг} = 18 \text{ кН}\cdot\text{м}$ (рис. 4).

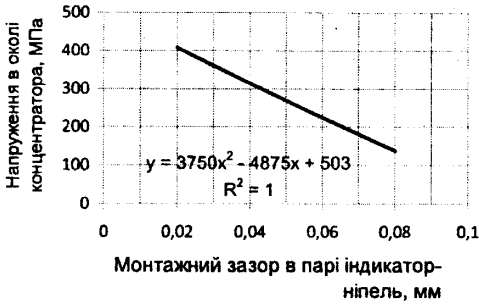


Рис. 4. Залежність напружень в околі концентратора індикатора від зазору в парі ніпель – індикатор до згвинчування з'єднання

рис. 5 зображено розподіл осевих напружень з вказанням їх величин в околі вершини концентратора, 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.

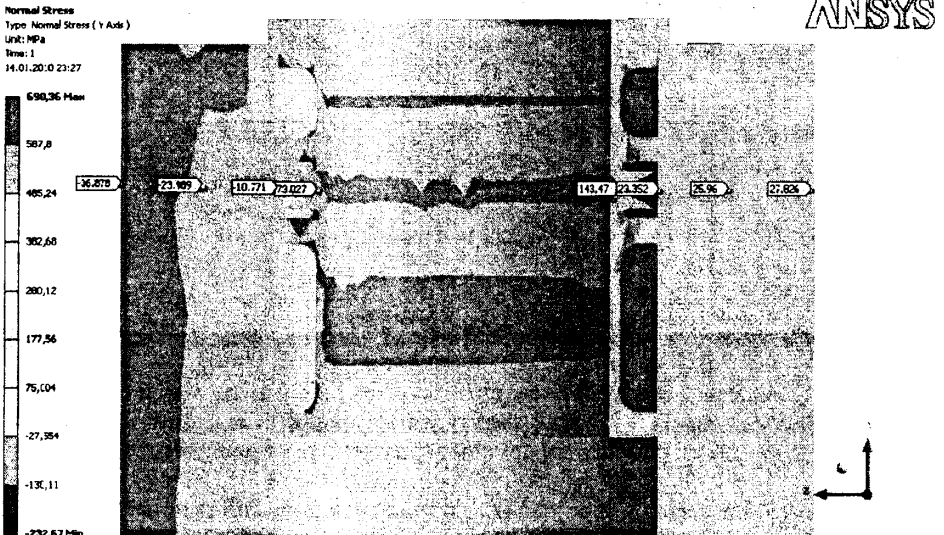


Рис. 5. Розподіл осевих напружень у тривимірній моделі встановленого у згвинчену різьбову з'єднанні 3-121 індикатора від дії на нього згинального навантаження $M_{зг} = 18 \text{ кНм}$

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

Наступною вимогою є сприйняття індикатором втоми зовнішніх змінних навантажень разом із контрольованим різьбовим з'єднанням. Перевірку її здійснено шляхом моделювання з'єднань з індикаторами, які містять ділянку, зображену на рис. 3, із застосуванням скінченно-елементного аналізу конструкцій. На

Таким чином, підсумовуючи отримані результати досліджень, проведених на замкових різьбових з'єднаннях 3-121, можна стверджувати, 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.

Результати описаних досліджень для обважнених бурильних труб діаметром 146, 178 та 203 мм і їх індикаторів втомти, апроксимуються наступною залежністю:

$$\sigma_{\text{інд}}^x = b \cdot M_{\text{зрз}}^x; \quad (1)$$

де $M_{\text{зрз}}^x$ – згинальний момент, прикладений до різьбового з'єднання, кНм; $\sigma_{\text{інд}}^x$ – напруження згину в зоні концентратора індикатора втомти, МПа; b – експериментально визначений коефіцієнт, який для замкового різьбового з'єднання 3-121 становить $b=1,946$, для замкового різьбового з'єднання 3-147 $b=1,076$, для замкового різьбового з'єднання 3-171 $b=0,717$.

Результати експериментальних досліджень замкових різьбових з'єднань 3-121, проведених на установці УКЗ-7, зафіксували сприйняття індикатором навантажень зумовлених як згинчуванням (рис. 6а), так і наступним згинанням (рис. 6б) різьбового з'єднання. Цим самим підтвердили з точністю до 10% результати теоретичних досліджень та достовірність оцінки напружено-деформованого стану індикаторів втомти замкових різьбових з'єднань на основі їх тривимірної моделі.

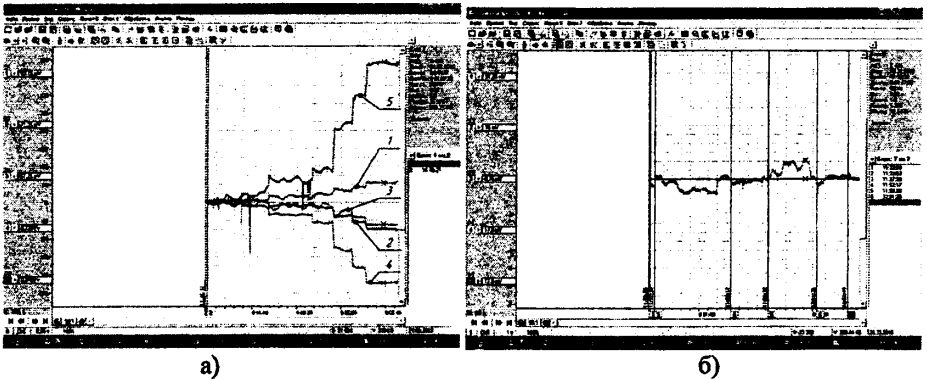


Рис. 6. Дослідження залежності напруженого стану індикатора втомти в замковому різьбовому з'єднанні 3-121 від моменту згинчування (а) та моменту згину (б): 1, 2, 3 – давачі осевих деформацій; 4, 5 – давачі колових деформацій.

На основі проведених теоретичних та аналітичних досліджень розроблено різьбове з'єднання, що містить індикатор втомти, конструкція якого з достатньою точністю відтворює картину напруженого стану небезпечного перерізу замкового різьбового з'єднання за умов дії зовнішніх силових чинників.

Четвертий розділ присвячений розробці методики визначення параметрів втомного руйнування індикаторів під час їх випробування без закріплення у відповідних замкових різьбових з'єднаннях.

В результаті аналізу впливу асиметрії циклу навантажування елементів різьбового з'єднання, що містить індикатор втоми, на показники їх втомної міцності встановлено, що чутливість границі витривалості до асиметрії циклу для гладких зразків і зразків, що містять тріщини різних розмірів, є різною.

Для деталей з тріщинами отримано залежності коефіцієнта чутливості до асиметрії ψ_{σ}^{mp} від довжини тріщини l і характеристики міцності матеріалу деталі σ_T . У випадку використання максимального порогового коефіцієнта інтенсивності напружень $K_{\#}$, який відповідає симетричному циклу навантажування,

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

а для розмаху порогового коефіцієнта інтенсивності напружень $\Delta K_{\#}$, що відповідає віднульовому циклу,

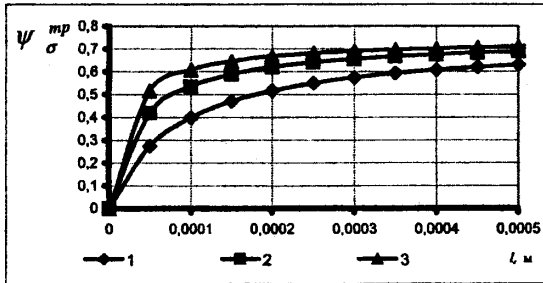


Рис. 7. Залежності коефіцієнта ψ_{σ}^{mp} від довжини тріщини l :

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

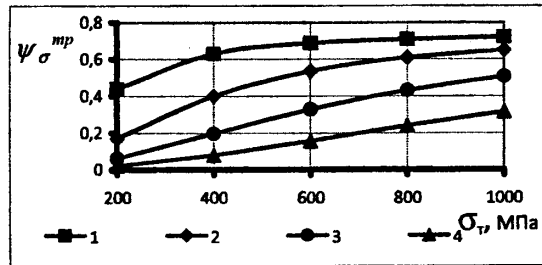


Рис. 8. Залежності коефіцієнта ψ_{σ}^{mp} від міцнісних характеристик матеріалу:

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

$$\psi_{\sigma}^{mp} = \sqrt{\frac{l + 0,5(\Delta K_{\#} / 2\sigma_T)^2}{2^{-2\nu} l + 0,5(\Delta K_{\#} / 2\sigma_T)^2}} - 1, \quad (3)$$

де ν - постійна матеріалу.

Графіки (рис. 7, 8), побудовані за отриманими залежностями, показують що інтенсивне зростання коефіцієнта чутливості до асиметрії спостерігається у деталях з тріщинами при збільшенні їх довжини до 0,1 мм, особливо для матеріалів з границею плинності $\sigma_T > 500$ МПа.

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

З метою визначення параметрів опору втомному руйну-

ванню індикаторів при їх випробуванні в режимі напружень, що виникають під час експлуатації в свердловинах, розроблено конструкцію пристрою та підтверджено його працездатність.

Для дослідження втомних характеристик індикаторів розроблена спеціальна їх конструкція, проілюстрована прикладом індикатора для різьбового з'єднання 3-121 ОБТ 146 на рис. 9.

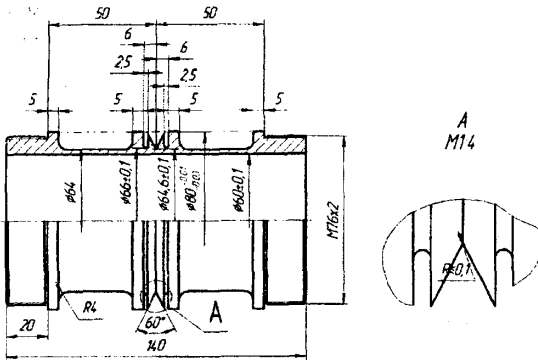


Рис. 9. Конструкція зразка індикатора різьбового з'єднання 3-121 для випробування на опір втомі

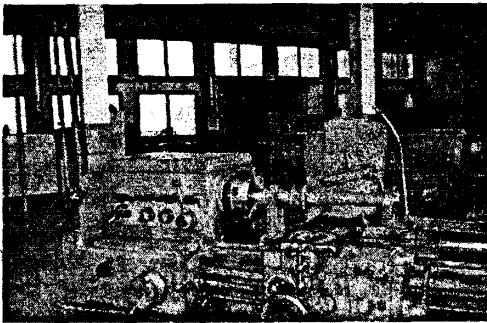


Рис. 10. Загальний вигляд вузла навантажування

навантаженості елементів низу бурильної колони в експлуатаційних умовах.

Випробування на опір втомі проводилися на металообробному верстаті 1К62 з допомогою розробленого вузла навантажування (рис. 10) при використанні запропонованого пристрою цангового типу. Таким чином, випробування здійснювались за умови асиметричного навантажування знакозмінним моментом згину на достатній в статистичному аспекті кількості зразків індикаторів.

За результатами випробування індикаторів втомі, розроблених для різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, виготовлених у відповідності до ГОСТ 5286-85, визначені їх характеристики опору втомі (табл. 1).

На основі отриманих характеристик опору втомі індикаторів та залежностей напружень в небезпечному перерізі індикатора від згинальних навантажень на різьбові з'єднання, є можливим визначення еквівалентної

Таблиця 1

Характеристики опору втомі індикаторів втомі замкових різьбових з'єднань ОБТ

Типорозмір індикатора втомі	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

У п'ятому розділі запропоновано методику пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб та здійснено перевірку в стендових і експлуатаційних умовах можливості використання індикаторів втоми для оцінки навантаженості контрольованих ними елементів.

Встановлено, що елементи низу бурильної колони зазнають дії статичних та динамічних навантажень. Неврахування їх може призвести до виникнення аварійних ситуацій. 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.

На основі методу „доламування” запропоновано методику пришвидженої оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб, що підвищує вірогідність визначення за допомогою індикаторів втоми їх залишкової довговічності в конкретних умовах проводки свердловин.

Для включення індикатора втоми до складу низу бурильної колони використовується перехідник з різьбовими частинами, що відповідають типорозміру відповідних обважнених бурильних труб (рис. 11).

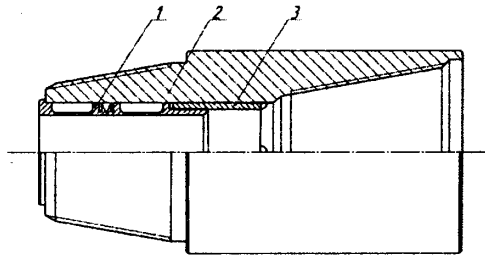


Рис. 11. Перехідник з індикатором втоми:
1 – індикатор; 2 – перехідник; 3 – монтажний втулка.

Індикатор встановлюється в перехіднику до контакту виступа в торцевій ніпелі, і різьбове з'єднання звинчується з оптимальним моментом. При цьому відбувається радіальна деформація ніпелі різьбової ділянки з'єднання, і при заданих зазорах забезпечується деформація ніпелем зовнішньої поверхні товстостінних елементів індикатора. Завдяки цьому кільцева виточка сприймає зовнішні навантаження, що діють на різьбове з'єднання.

Після встановлення індикатора в різьбове з'єднання обважнених бурильних труб забезпечується його опускання і відпрацювання в експлуатаційних умовах до необхідного числа циклів навантажування n_n . Довговічність, розрахована методом „доламування” є достатньо точною у випадку попереднього напрацювання до 30% загальної довговічності. Оскільки нас цікавлять навантаження, які зумовлюють в індикаторі напруження, більші за його границю витривалості, то максимальне необхідне число циклів навантажування n_n в експлуатаційних умовах становить для ІВ-146 0,87 млн. циклів, ІВ-178 – 1,2 млн. циклів, ІВ-203 – 1,5 млн. циклів.

За наявності необхідної інформації оптимальні значення числа циклів напрацювання в експлуатаційних умовах визначаються за методикою визначення навантажень, які діють на елементи низу бурильної колони внаслідок її просторової деформації в пробуреному стовбурі і різноманітних коливань. Рівень визначених аналітичним шляхом навантажень може бути заниженим, тому встановлення періоду попере-

днього напрацювання індикатора втоми на основі аналітично визначених навантажень призведе до збільшення n_n , що є позитивним в даному випадку.

Вийнявши індикатор втоми із різьбового з'єднання при черговому підйманні бурового інструменту, його піддають випробуванню до зруйнування в стендових умовах за навантаження, що забезпечує виникнення в небезпечному перерізі напружень згину σ_k . 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, можливим стає визначення еквівалентного експлуатаційного навантаження, що діє на індикатор в умовах свердловини за схемою поданою на рис. 12. 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 фіксуванні 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 використано рівняння лівої частини кривої втоми, яка в

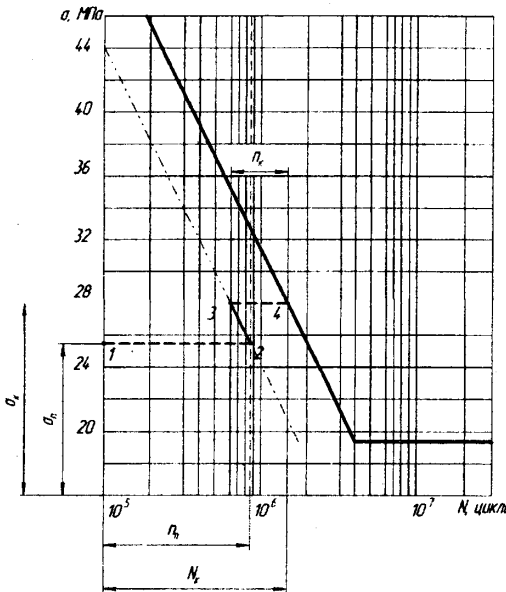


Рис. 12. Схема методу пришвидшеної оцінки навантаженості індикаторів втоми свердловини, визначатимуться за формулою:

$$\sigma_{екв}^{sp} = \sigma_k + K \cdot \lg \frac{(N_k - n_k)}{n_n}, \text{ МПа.} \quad (5)$$

напівлогарифмічній системі координат зображена прямою лінією. Згідно зі схемою, наведеною на рис. 12, для ділянки 2 - 3, яка є паралельною лівій частині кривої втоми, справедлива рівність:

$$\sigma_n + K \cdot \lg n_n = \sigma_k + K \cdot \lg (N_k - n_k), \quad (4)$$

де σ_n – еквівалентна амплітуда напружень в експлуатаційних умовах, МПа; n_n – еквівалентне число циклів навантажування в експлуатаційних умовах, млн. цикл; σ_k – амплітуда напружень при доламуванні 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 за амплітуди напружень σ_k в процесі доламування, млн. цикл.

Еквівалентні напруження, що виникають в індикаторі в умовах све-

Для спрощення системи користування розробленою методикою вираз (5) записано з використанням характеристик опору втомі індикаторів

$$\sigma_{екв}^{зг} = \sigma_k + K \cdot \lg \left(\frac{10^{\frac{A-\sigma_k}{K}} - n_k}{n_n} \right), \text{ при } n_k < N_k,$$

$$\sigma_{екв}^{зг} < \sigma_{-1} \quad \text{при } n_k \geq N_k. \quad (6)$$

За залежністю напружень згину від згинального навантаження, отриманою на основі досліджень моделей індикаторів, визначається рівень еквівалентних згинальних навантажень, що діють на контрольовані замкові різьбові з'єднання обважнених бурильних труб в експлуатаційних умовах. Залежність має такий вигляд:

$$M_{екв}^{зг} = a \sigma_{екв}^{зг}, \text{ кНм}, \quad (7)$$

де a – експериментально визначений коефіцієнт, який для замкового різьбового з'єднання 3-121 становить $a=0,514$, для 3-147 $a=0,929$, для 3-171 $a=1,395$,

$\sigma_{екв}^{зг}$ – еквівалентні напруження, що виникають в індикаторі в умовах свердловини, МПа.

Використовуючи отримані значення згинального навантаження $M_{екв}^{зг}$, середній ресурс T роботи замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб в конкретних умовах буріння свердловин визначається як:

$$T = \frac{M_{-1}^m \cdot N_0}{(M_{екв}^{зг})^m \cdot n \cdot 60}, \text{ год}, \quad (8)$$

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.

У випадку експлуатації обважнених бурильних труб за умов дії навантажень менших їх границі витривалості ресурс роботи визначається за критерієм зношування.

З метою підтвердження можливості використання індикаторів втоми для оцінки навантаженості контрольованих ними елементів проведено експериментальну перевірку в два етапи. На першому етапі зразки замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб діаметром 146 мм з індикаторами ІВ-146 випробувано на вже згаданій установці УКЗ-7 (рис. 13) в режимах навантажування еквівалентних експлуатаційним. На другому етапі здійснено перевірку в експлуатаційних умовах індикатора втоми ІВ-203 (рис. 14) при спорудженні свердловини № 76 Дружелюбівського НГКР Шебелинським ВБР.

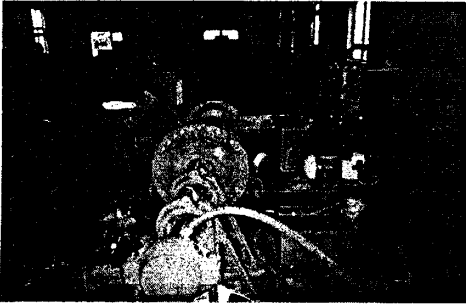


Рис. 13. Загальний вигляд установки УК3-7

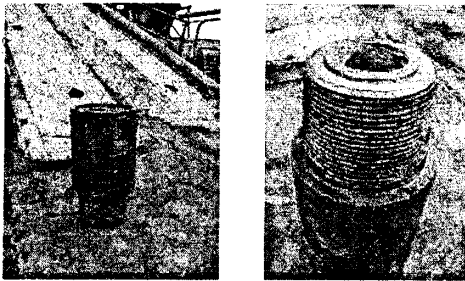


Рис. 14. Перехідник з індикатором втомі ІВ-203

платуації різьбових з'єднань обважнених бурильних труб завдяки своєчасній оцінці їх навантаженості і прогнозування довговічності за допомогою індикаторів втомі.

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.

Встановлено, що індикатор в експлуатаційних умовах є працездатною конструкцією, а інформація, отримана за результатами його випробувань згідно розробленої методики, забезпечить безаварійну роботу замкових різьбових з'єднань ОБТ за максимального використання закладеного в їх конструкції ресурсу.

За результатами промислових досліджень методика пришивдшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень та прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб за допомогою індикаторів втомі взята до використання в Стрийському ВБР.

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 втомі.

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-промислово 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 пришвидшеної оцінки діючих експлуатаційних навантажень та прогнозування довговічності замкових різьбових з'єднань обважнених бурильних труб за допомогою індикаторів втоми взята до використання в Стрийському ББР БУ "Укрбургаз".

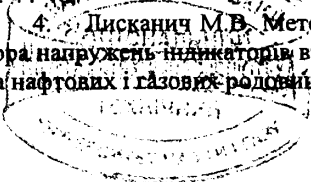
Основний зміст роботи опублікований в наступних працях:

1. 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. – Вип. 38 (Том 2). – С. 153-157. – (Серія „Нафтогазопромислове обладнання”).

2. 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.

3. Лисканич М.В. Дослідження залежності напруженого стану індикатора від параметрів його зони контакту з ніпелем різьбового з'єднання / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 2(3). – С. 44-48.

4. Лисканич М.В. Методика визначення геометричних параметрів концентратора напружень індикаторів втоми / М.В. Лисканич, А.П. Джус // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2002. – № 2(3). – С. 25-28.



5. 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.
6. 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. – 2010. – № 2(35). – С. 54-58.
7. 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.
8. Лисканич М.В. Методика вибору меж витривалості індикатора накопичення пошкоджень від утомленості різьбових з'єднань / М.В. Лисканич, А.П. Джус, Я.С. Гридчук // 36. тез доповідей НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. – Івано-Франківськ, 2001. – С. 72-73.
9. 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.
10. 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.
11. 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.

АНОТАЦІЯ

Джус А.П. Прогнозування довговічності елементів бурильної колони індикаторами втоми. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – машини нафтової та газової промисловості. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ, 2011.

У роботі дістала подальший розвиток оцінка закономірностей контактної взаємодії пари індикатор-ніпель різьбового з'єднання, що дозволило встановити умови стабілізації номінальних напружень в індикаторі на рівні напружень у небезпечному перерізі замкового різьбового з'єднання. Розроблена тривимірна комп'ютерна модель з'єднання, використання якої забезпечує моделювання впливу конструктивних особливостей індикаторів на їх напружено-деформований стан залежно від умов згинчування та навантажування замкових різьбових з'єднань. Запропонована удосконалена конструкція індикаторів втоми для замкових різьбових з'єднань об'єктивних бурильних труб діаметром 146, 178, 203 мм. Встановлено закономірності впливу рівня асиметрії діючого навантаження на процес накопичення втомних пошкоджень індикаторів, що дозволило обґрунтувати методику проведення втомних випробувань у стенових умовах без замкового різьбового з'єднання, розробити для цього відповідне об-

ладнання та визначити їх втомні характеристики. Розроблена методика пришвидшеної оцінки навантаженості різьбових з'єднань обважнених бурильних труб у промислових умовах та прогнозування їх довговічності за допомогою індикаторів втоми, що забезпечило підвищення оперативності контролю ступеня їх втомного пошкодження.

Ключові слова: замкове різьбове з'єднання, індикатор втоми, напружено-деформований стан, скінченно-елементний метод, довговічність.

АННОТАЦИЯ

Джус А.П. Прогнозирование долговечности элементов бурильной колонны индикаторами усталости. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук за специальностью 05.05.12 – машины нефтяной и газовой промышленности. Иванов-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Иванов-Франковск, 2011.

Диссертация посвящена решению научно-технической задачи обеспечения надежной эксплуатации резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб, благодаря своевременной оценке их нагруженности и прогнозированию долговечности с помощью индикаторов усталости. Особенную актуальность она приобретает в сложных геологических и технических условиях бурения, в частности при прохождении элементами низа бурильной колонны участков искривления скважин.

Разработана трехмерная компьютерная модель индикаторов усталости замковых резьбовых соединений бурильной колонны, с помощью которой количественно оценено их напряженно-деформированное состояние в зависимости от конструктивных параметров, условий свинчивания замковых резьбовых соединений и величины действующих нагрузок.

Оценены закономерности контактного взаимодействия пары индикатор-нипель резьбовых соединений, что позволило установить условия стабилизации номинальных напряжений в индикаторе на уровне возникающих в опасном сечении замкового резьбового соединения.

Экспериментальные исследования замковых резьбовых соединений 3-121, проведенные на установке УКИ-7, подтвердили с точностью до 10% результаты теоретических исследований и достоверность оценки напряженно-деформированного состояния индикаторов усталости замковых резьбовых соединений на основе их трехмерной модели.

По результатам анализа влияния коэффициента асимметрии цикла нагрузки на усталостные характеристики элементов бурильной колонны установлено, что для приемлимой точности определения долговечности элементов резьбовых соединений необходим учет уровня средних напряжений. Благодаря чему обоснована методика определения параметров усталостного разрушения индикаторов во время их испытания без закрепления в соответствующих замковых резьбовых соединениях, при напряжениях, возникающих в эксплуатационных условиях. Получены кривые усталости индикаторов для утяжеленных бурильных труб диаметрами 146, 178, 203 мм.

Путем проведения экспериментально-промышленной проверки, подтверждена возможность использования индикаторов усталости для оценки нагруженности контролируемых ими элементов.

По результатам экспериментальных исследований разработана методика ускоренной оценки действующих эксплуатационных нагрузок и прогнозирования долговечности замковых резьбовых соединений утяжеленных бурильных труб при помощи индикаторов усталости.

Ключевые слова: замковое резьбовое соединение, индикатор усталости, напряженно-деформированное состояние, конечно-элементный метод, долговечность.

ANNOTATION

Andriy Dzhus. Prediction of durability for drill string parts by means of fatigue indicators. – Manuscript.

Thesis for PhD in Engineering, speciality 05.05.12 – machines of oil and gas industry. Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. – Ivano-Frankivsk, 2011.

The estimation of regularity for contact interaction between the indicator and connecting pipe of the screw joint has been developed further and it allowed us to set the conditions for stabilizing rated voltage inside the indicator at the voltage level in the dangerous section of the screw joint. The three-dimension model of the joint has been worked out and its using provides modelling impact of indicators designed features on the mode of deformation depending on tightening and screw joints load. The improved design of fatigue indicators for screw joints of drill pipes 146, 178, 203 mm in diameter has been offered. The regularity of influence for skewness rate of the current load on the process of accumulating damaged fatigue indicators, which allowed proving procedure of fatigue tests during development testing without a screw joint and certain equipment for the purpose has been developed and fatigue characteristics have been determined as well. The procedure of rapid estimation for screw joints load of heavy-weight drill pipes under the industrial conditions has been worked out and prediction of their durability by means of fatigue indicators has ensured increasing efficiency of monitoring the rate of their fatigue damage.

Key words: screw joint, fatigue indicator, mode of deformation, finite-element method, durability.