

622.24.053
163
Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу

Лисканич Михайло Васильович

УДК 622.24.053 (04)

163

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ НАДІЙНОСТІ
БУРИЛЬНОЇ КОЛОНИ В УМОВАХ ВІБРАЦІЙНОГО
НАВАНТАЖУВАННЯ

Спеціальність 05.05.12 — Машини нафтової та газової
промисловості

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук



Івано-Франківськ — 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу Міністерства освіти і науки України.

Науковий консультант: доктор технічних наук, професор **Копей Богдан Володимирович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, професор кафедри нафтогазового обладнання

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор **Петрина Юрій Дмитрович**, Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, завідувач кафедри технології нафтогазового машинобудування



доктор технічних наук, професор **Харченко Євген Валентинович**, Національний університет "Львівська політехніка", завідувач кафедри опору матеріалів

доктор технічних наук, професор **Ройзман Вілен Петрович**, Хмельницький національний університет, завідувач кафедри прикладної механіки

Провідна установа: ВАТ "Український нафтогазовий інститут" Міністерства палива та енергетики України (м. Київ)

Захист відбудеться 30 червня 2005 р. о 10 год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 у Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Косіаченка, 15.

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

Автореферат розіслано 15 червня 2005 р.

Ечений голова,

спеціаліст з технічних наук

Косіаченка 15

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Національною програмою «Нафта і газ України до 2010 року» передбачено збільшити обсяги буріння на 74%. Проблеми полягають не тільки в зростанні обсягів буріння, але й в постійному збільшенні глибин свердловин, ускладненні умов їх проведення. Важливе значення в ринкових умовах мають економічні показники, які змушують виробничників раціонально використовувати наявні матеріальні ресурси. Ефективним резервом щодо зменшення матеріальних витрат у процесі буріння свердловин є раціональна експлуатація бурильної колони, що забезпечує, з одного боку, безаварійну роботу колони, а, з другого, --- найповніше використання закладеного в конструкцію ресурсу. Проблема забезпечення надійності бурильної колони в процесі експлуатації залишається актуальною, оскільки показники надійності суттєво залежать не лише від конструкції і технології виготовлення елементів колони, але й від навантажень, які визначаються свердловинними умовами, режимами буріння та іншими чинниками. Як показує практика, аварійність бурильної колони, зумовлена здебільшого втомним зруйнуванням різбових з'єднань, в усіх нафтогазовидобувних країнах є високою незалежно від досконалості техніки і рівня розвитку технології буріння.

Процес розбурювання породи, у зв'язку з особливостями конструкції породоруйнівного інструменту, супроводжується вібрацією бурильної колони, якою в розрахунках показників надійності рекомендується нехтувати. Це призводить до спотворення показників довговічності бурильної колони, а в багатьох випадках через втрату монолітності її найнавантаженого елемента -- різбового з'єднання -- до значного зниження характеристик опору втомі. Проблема підвищення надійності бурильної колони безпосередньо пов'язана з точністю визначення кількісних характеристик експлуатаційного навантаження на різбові з'єднання, а також показників довговічності колони. Найбільш раціональним способом вирішення цієї проблеми є розроблення і застосування технічних засобів індикації накопичення втомних пошкоджень різбових з'єднань - індикаторів, незважаючи на те, що принципи конструювання таких індикаторів недостатньо обґрунтовані, як теоретично так і експериментально.

Таким чином, визначення умов забезпечення монолітності бурильної колони в різбових з'єднаннях під дією вібраційного навантаження в процесі експлуатації та обґрунтування теоретичних засад оцінювання накопичення втомних пошкоджень з'єднань за допомогою індикаторів з метою підвищення надійності і більш повного використання ресурсу бурильної колони, є актуальною проблемою, що має важливе г



ння.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тематика роботи є частиною планових науково-дослідних програм з розвитку нафтопромислового комплексу України і входить в тематичний план науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт ВАТ "Укрнафта" за 1997-2002 рр., що виконувалися на підставі договору № 1/97 від 02.02.1997 р. "Розробка методики визначення вібронапружень в елементах бурильної колони" та наряду-замовлення № 01/04 від 04.01.2001 р. "Розробка нормативної документації на технологічні процеси та технічні засоби буріння свердловин", а також пов'язана з дослідженнями, проведеними в рамках держзамовлення Головного науково-технічного управління Міннафтопрому СРСР № 88.006.89 етап П.4 "Розробка індикаторів втомних різьбових з'єднань ОБТ - 146, 178, 203 мм".

Мета роботи — підвищення експлуатаційної надійності та більш повне використання ресурсу бурильної колони шляхом забезпечення її монолітності в різьбових з'єднаннях з урахуванням дії вібраційних навантажень, а також розроблення і запровадження методу оцінки накопичення втомних пошкоджень з'єднань з використанням індикаторів.

Для досягнення сформульованої мети поставлені такі задачі дослідження.

1. Дослідити природу виникнення і закономірності існування монолітності бурильної колони в різьбових з'єднаннях, яка перебуває під дією вібраційного навантаження.

2. Встановити значення параметрів вібрацій бурильної колони, які призводять до втрати її монолітності в різьбових з'єднаннях, та умов виникнення цих вібрацій під час буріння свердловин.

3. Обґрунтувати вибір і дослідити параметри складання різьбових з'єднань, що забезпечують як монолітність бурильної колони в умовах вібрації, так і стабільність характеристик міцності та умов навантаження.

4. Встановити закономірності процесу накопичення втомних пошкоджень у різьбових з'єднаннях бурильної колони і в супроводжуючих їх індикаторах з врахуванням конструктивних особливостей вказаних елементів колони.

5. Обґрунтувати метод проєктування, конструкцію індикаторів накопичення втомних пошкоджень різьбових з'єднань і визначити параметри кривих втомних індикаторів з високою імовірністю зруйнування.

6. Розробити методику розрахунку надійності бурильної колони за показниками її довговічності на основі експериментально встановлених значень характеристик міцності різьбових з'єднань і умов їх навантаження під час експлуатації.

7. Дослідити точність розрахунку кількісних показників довговічності бурильної колони під час експлуатації шляхом порівняльного аналізу теоретичних і експериментальних (отриманих за допомогою індикаторів) значень змінного навантаження на різьбові з'єднання.

8. Провести дослідно-промислову перевірку результатів досліджень.

Об'єкт дослідження --- бурильна колона, під час експлуатації якої виникають дефекти, що зумовлюють її аварійність через втомне зруйнування з'єднань.

Предметом дослідження є закономірності існування монолітності бурильної колони в різбових з'єднаннях, зумовлені супроводжуваними вібраційними процесами, конструктивними особливостями з'єднань, умовами їх складання, а також вплив зазначених чинників та процесів накопичення втомних пошкоджень елементів конструкцій на надійність колони.

Методи дослідження. В процесі розроблення динамічних моделей різбових з'єднань бурильної колони використані: методи математичної фізики, аналітичної механіки і теорії диференціальних рівнянь з частковими похідними. У дослідженнях напруженого стану індикаторів використані методи і положення теорії контакту тонких циліндричних оболонок та теорії лінійної механіки руйнування.

Експериментальні дослідження втомної міцності і вібростійкості різбових з'єднань проводилися на стендових установках із застосуванням методів вібро- і тензометрії.

У процесі обробки і аналізу результатів експериментальних досліджень використані методи теорії ймовірності, математичної статистики, спектрального і кореляційного аналізу, а також математичний апарат теорії коливань.

Наукова новизна полягає в теоретичному обґрунтуванні заходів забезпечення монолітності бурильної колони в різбових з'єднаннях та в отриманні якісно нових результатів оцінювання накопичення втомних пошкоджень елементів колони за допомогою індикаторів. Наукова новизна визначається такими положеннями:

- вперше розроблена динамічна модель замкового різбового з'єднання бурильної колони, яка дає змогу описати зміну коефіцієнта тертя в згинченому з'єднанні, зумовлену вібрацією бурильної колони, особливостями конструкції з'єднання, умовами його складання;

- встановлені значення параметрів вібрації бурильної колони, перевищення яких призводить до втрати її монолітності в замкових різбових з'єднаннях, що дає змогу визначити умови буріння свердловин та складання різьб, за яких відсутнє вказане явище;

- встановлені закономірності накопичення втомних пошкоджень у різбових з'єднаннях і супроводжуваних індикаторах залежно від їх конструктивних особливостей, що дає змогу обґрунтувати метод врахування пошкоджень у розрахунках показників довговічності бурильної колони;

- отримали подальший розвиток дослідження умов контактної взаємодії пари "індикатор - ніпель", результати яких забезпечують в зоні концентратора

індикатора та у небезпечному перерізі замкового різьбового з'єднання однаковий рівень номінальних напружень;

– встановлено, що обчислення показників довговічності бурильної колони за умови визначення амплітуди змінного навантаження в небезпечних перерізах різьбових з'єднань за аналітичними залежностями забезпечує вірогідність неруйнування з імовірністю не більше 70%, а за умови експериментального визначення цієї амплітуди — за допомогою індикаторів — з імовірністю 95% і більше.

Практичне значення отриманих результатів полягає у:

– визначенні діапазону напружень в небезпечному перерізі ніпеля, які доцільно забезпечувати під час попереднього згинчування замкових різьбових з'єднань обважених бурильних труб (ОБТ): $(0,6...0,8)\sigma_T$. За таких напружень не порушується монолітність бурильної колони в з'єднаннях в умовах вібрацій;

– розробленні методики розрахунку надійності за показниками довговічності бурильної колони (системи), з урахуванням характеристик опору втомі її різьбового з'єднання (елемента) та умов його навантажуваності, що дало змогу мінімізувати затрати на контроль відмов колони, не зменшуючи його точності;

– встановленні що, значення коефіцієнтів відносних довговічностей замкових різьбових з'єднань ОБТ та супроводжуючих індикаторів знаходяться в межах 0,90...0,99, а їх середньоквадратичні відхили - в діапазоні 0,15...0,20, що підвищує точність оцінювання розсіювання показників довговічності бурильних колон;

– удосконаленні методики вибору геометричних параметрів концентратора напружень індикатора, яка дає змогу уточнити діапазон регулювання значень границі витривалості і обмеженої довговічності індикаторів;

– удосконаленні конструкції індикаторів накопичення втомних пошкоджень ОБТ діаметрами 146, 178, 203 мм шляхом оптимізації їх розмірів і умов контакту пари “ніпель – індикатор” та проведенні їх стендових випробувань на втому, за результатами яких побудовані криві втоми з імовірністю руйнування до 95% та похибкою 4%, що дає змогу підвищити імовірність оперативного контролю ступеня втомного пошкодження бурильної колони до 95%.

Вказані вище результати теоретико-експериментальних досліджень прийняті до впровадження в таких розробках.

І. За держзамовленням Головного науково-технічного управління Міннафтопрому СРСР № 88.006.89, етап II.4 "Розробка індикаторів втомних різьбових з'єднань ОБТ 146, 178, 203 мм" розроблені конструкції індикаторів втомних різьбових з'єднань ОБТ. Проведені відомчі приймальні випробування на свердловинах ВО "Укрнафта" засвідчили, що конструкції індикаторів відповідають технічному завданню, витримали приймальні випробування і прийняті до виробництва.

2. Розроблений стандарт підприємства СТП 320.0015390.040 – 2000. Методика розрахунку різьбових з'єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. ВАТ "Укрнафта", 2000 р.

За результатами промислової апробації на свердловинах Долинського та Надвірнянського УБР указаний стандарт прийнятий до впровадження на підприємствах ВАТ "Укрнафта".

3. Результати дисертаційної роботи використані в навчальному процесі і відображені в робочих програмах дисциплін: "Теоретична механіка", "Динаміка машин, вібрація і віброзахист" для студентів спеціальності 7.090217 "Обладнання нафтових та газових промислів" Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу.

Впровадження ІНВП та вказаного стандарту підприємствами ВАТ "Укрнафта" дало можливість більш повно використати ресурс замкових різьбових з'єднань і збільшити міжремонтний період експлуатації ОБТ в 1,5...1,6 рази. Річна економічна ефективність від впровадження отриманих результатів на підприємствах ВАТ "Укрнафта" становить понад 1,64 млн. грн.

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати роботи отримані автором самостійно. Реалізовано новий підхід до оцінки впливу вібрації на монолітність і міцність різьбових з'єднань [1, 3, 6, 28, 30]; досліджено вплив конструктивних особливостей різьбових з'єднань та індикаторів на характер накопичення втомних пошкоджень [5, 13]; встановлений закон розподілу несучої здатності бурильної колони [17]; удосконалена методика стендових досліджень опору втомі різьбових з'єднань бурильної колони [26, 27]; встановлений вплив розсіювання окремих параметрів кривих втомі та характеристик навантажуваності різьбових з'єднань на їх функцію розподілу довговічності (ФРД) [18]; проведена оцінка точності визначення параметрів навантажуваності різьбових з'єднань в свердловині [19].

В роботах, опублікованих у співавторстві, запропонована динамічна модель різьбового з'єднання та проаналізований вплив окремих параметрів на коефіцієнт тертя в різьбі [2, 7, 16]; запропонована узагальнена модель бурильної колони та структурна схема визначення навантажувань на колону [4, 15]; проведений аналіз результатів досліджень впливу свердловинних чинників та режимів буріння на рівень вібрацій бурильної колони та закономірності їх зміни [8, 9, 10, 11, 15, 29]; побудовані розрахункові схеми і математичні моделі пари "індикатор – шпиль" замкового з'єднання [12, 22, 23]; запропоновані методики та проведені розрахунки довговічності елементів бурильної колони [14, 20, 31] та їх навантажуваності [21, 32].

Здобувач брав безпосередню участь у проведенні стендових і промислових досліджень та випробуваннях індикаторів.

Агробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідалися та обговорювалися на першому міжнародному симпозіумі українських інженерів-механіків (Львів, 1993 р.); міжнародній науково-технічній конференції “Проблеми і шляхи енергозабезпечення України” (Івано-Франківськ, 1995 р.); міжнародній міжвузівській школі-семінарі “Методи та засоби технічної діагностики” (Івано-Франківськ, 1992, 1999 рр.); міжнародній конференції з надійності машин та прогнозування їх ресурсу (Івано-Франківськ, 2000 р.); науково-практичній конференції “Стан, проблеми і перспективи розвитку нафтогазового комплексу Західного регіону України” (УНГА, Львів, 1995 р.); технічних нарадах у ВНДБТ (Москва, 1988-1991 рр.), технічних нарадах ВАТ “Укрнафта” (Івано-Франківськ, 1999-2002 рр.) та ВДП “Західукргеологія” (Львів, 1988-1992 рр.); науковому семінарі опорної кафедри з теоретичної механіки університетів Західного регіону України (Івано-Франківськ, 2002 р.); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ (Івано-Франківськ, 1994-2001 рр.).

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи опубліковані в 32 наукових публікаціях, з них 14 одноосібних.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків та додатків. Матеріал викладено на 251 сторінці машинописного тексту, містить 72 рисунки, 14 таблиць, список публікацій з 237 найменувань та 10 додатків на 38 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовується актуальність теми дисертації, показано зв'язок з науковими планами, темами, сформульовані мета та завдання дослідження, подані наукова новизна та практичне значення отриманих результатів. Визначений особистий внесок здобувача та подана інформація про впровадження результатів роботи.

У **першому розділі** наведений огляд і аналіз опублікованих робіт, присвячених розв'язку проблеми забезпечення надійності бурильної колони під дією змінних навантажувальних. Показано, що вібрації бурильної колони за певних умов призводять до зміни її монолітності в різьбових з'єднаннях, а отже, до значного зниження характеристик опору втомі. Показано також, що на сучасному рівні розвитку методів і засобів експериментального визначення параметрів навантажування бурильної колони в різьбових з'єднаннях та оцінювання її надійності за показниками довговічності забезпечують тільки індикатори втоми, не дивлячись на цілу низку недоліків, що мають місце в процесі їх проектування та застосування.

Питаннями розробки і застосування різних конструктивних і технологічних способів підвищення працездатності бурильної колони в різьбових з'єднаннях, розроблення методів і засобів, спрямованих на зниження рівня навантаженості колони, удосконалення методик розрахунку бурильної колони на змінні згинальні навантаження, що спираються на результати натурних стендових випробувань на втому її елементів, підвищення ефективності використання засобів неруйнуючого контролю колони присвячені роботи багатьох вчених. Це, насамперед, праці Г.М.Саркісова, А.Е.Сарояна, М.Д.Щербюка, А.Л.Ільського, Л.А.Лачиняна, І.В.Кудрявцева, М.В.Івасіва, О.М.Карпаша, Є.І.Крижанівського, Б.В.Копея, Б.О.Чернова, А.Ш.Янтурина, А.Лубінського, Г.Вудса та інших авторів. Всі перераховані роботи привнесли вагомий результат, спрямовані на підвищення надійності бурильних колон, але, як показав аналіз аварійності, не змінили відчутно зменшити кількість втомних зруйнувань колон переважно в різьбових з'єднаннях, що вказує на необхідність удосконалення традиційних методик оцінювання її надійності.

Встановлено також, що нехтування вібрацією бурильної колони як режимом навантажування на її замкові різьбові з'єднання призводить до зниження показників довговічності колони, а в багатьох випадках, за інтенсивних вібрацій, розрахунок на міцність і надійність втрачає сенс, бо відбувається втрата монолітності бурильної колони в різьбових з'єднаннях, отже, значне зниження характеристик опору втомі. Замкові різьбові з'єднання бурильної колони збирають з попереднім затягненням. Правильно вибране затягнення з'єднання — одна з основних умов його надійної експлуатації. Напруження попереднього затягнення встановлюють у відповідності з умовами герметичності і жорсткості (щільності) з'єднання. Остання умова є необхідною в забезпеченні опору втомі різьбового з'єднання при змінних навантаженнях.

Монолітним є такий стан замкового різьбового з'єднання бурильної колони, при якому попереднім затягненням з'єднання забезпечується його щільність, яка обумовлює перерозподіл зовнішніх навантажень між його частинами та їх відносну нерухомість.

Різьбові з'єднання мають властивість до самогальмування, завдяки чому статичні зовнішні навантаження не спонукають зменшення сили попереднього затягнення. Та при вібрації, що призводить до взаємного зміщення згинчених деталей з'єднання, може змінюватися коефіцієнт тертя в різьбі, що призводить до зниження сили попереднього затягнення до значень, при яких порушується монолітність з'єднання.

Тільки явищем втрати монолітності різьбовими з'єднаннями пояснюється те, що під час вібрації, не дивлячись на дотримання вимог щодо умов попереднього згинчування з'єднань З-147, З-161, З-171 відповідних типорозмірів ОБТ, 65...85% аварій колони, пов'язаних з втомним зруйнуванням різьб, відбулися

через їх поломку по небезпечному перерізу ніпеля, а не муфти, як це мало місце під час їх стендових випробувань на втому. Тому важливим є встановлення закономірностей впливу вібрацій на монолітність бурильної колони по її замкових різьбових з'єднаннях та визначення умов експлуатації, які її забезпечують.

Проблема раціональної експлуатації бурильної колони передбачає також розв'язання завдань, спрямованих на визначення кількісних характеристик режиму навантаження, а через них і показників довговічності колони в різьбових з'єднаннях з високою вірогідністю неруйнування. Аналіз літературних джерел свідчить, що найраціональнішим способом вирішення цього завдання є розробка системи індикації накопичення втомних пошкоджень, під якою розуміється встановлення моменту часу, по досягненні якого необхідно вилучати з експлуатації найнавантаженіші елементи бурильної колони — різьбові з'єднання. Встановлено, що проблему індикації накопичення втомного пошкодження бурильної колони в різьбових з'єднаннях доцільно розв'язувати шляхом створення конструкції — індикатора. Найдосконаліше і найповніше розроблена конструкція індикатора накопичення втомних пошкоджень (ІНВП), що представлена у вигляді циліндричної оболонки, яка фрикційно взаємодіє з внутрішньою поверхнею ніпеля замкового різьбового з'єднання. Незважаючи на те, що дослідження, спрямовані на створення ІНВП та методик їх застосування, не можна вважати завершеними і достатньо теоретично і експериментально обґрунтованими, тільки використання ІНВП найповніше забезпечить надійність експлуатації бурильної колони.

На підставі проведеного аналізу сучасного стану проблеми сформульовано мету і завдання дисертаційної роботи.

У **другому розділі** підкреслюється, що існують дві категорії причин виходу з ладу бурильної колони через раптові відмови різьбових з'єднань, які визначають її надійність: втомне зруйнування з'єднань та втрата ними монолітності під час інтенсивних вібрацій. Для розв'язання цих завдань проводять два види стендових досліджень: випробування на втому натурних зразків різьбових з'єднань бурильних труб і супроводжуючих їх індикаторів; експериментальна перевірка достовірності аналітично встановлених закономірностей зміни монолітності різьбових з'єднань в умовах вібраційного навантажування на натурних моделях.

За експериментальними даними випробувань на втому натурних зразків різьбових з'єднань З-121 ОБТ-146, рис. 1, приведені результати геометричної перевірки функції щільності розподілу параметрів кривої втоми різьбових з'єднань бурильної колони, а саме: M_{sp} — границі витривалості; m — показника нахилу лівої ланки кривої втоми; $\lg N_0$ — логарифма абсциси точки перегину кривої втоми. Рівень значимості розподілу цих величин за критерієм Шапіро ...

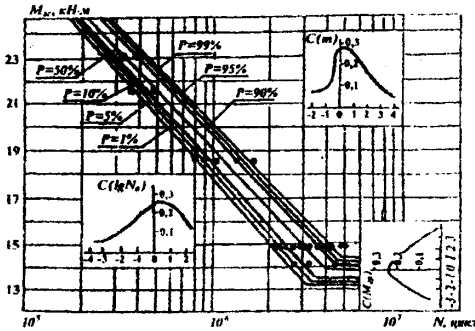


Рис. 1. Експериментальні функції щільності розподілу параметрів M_{gp} , m , $\lg N_0$ кривої втоми різьбового з'єднання 3-121 ОБТ-146 та його криві втоми однакової ймовірності зруйнування

Вілка є в межах 0,1120...0,4320, що підтверджує нормальний закон розподілу параметрів кривих втоми різьбових з'єднань бурильної колони. Виходячи з цього приводиться алгоритм визначення оптимального обсягу експериментальних досліджень та обробки результатів цих досліджень з використанням методів математичної статистики, які дають змогу, виходячи з мінімальних витрат, визначити статистичні характеристики опору втомі елементів бурильної колони за параметром ймовірності руйнування із заданою похибкою. Наприклад, для визначення показників опору втомі різьбових з'єднань ОБТ з ймовірністю руйнування $\geq 95\%$ і похибкою $\delta \leq 4\%$ необхідно провести випробування на втому під час регулярних навантажувальних не менше як з 18...32 натурними зразками різьб цих труб.

Розроблена конструкція стенда та зразків різьбових з'єднань 3-66 для експериментальної перевірки аналітично встановлених закономірностей зміни їх монолітності в умовах вібрації. Обґрунтовані методики розрахунку динамічних характеристик як стенда, так і зразків, що на ньому випробовуються. Розроблена методика експериментального визначення моменту часу та умов втрати різьбовими з'єднаннями монолітності в умовах дії вібрації.

Третій розділ присвячується теоретичним дослідженням, метою яких є встановлення закономірностей впливу на монолітність бурильної колони в замкових різьбових з'єднаннях як параметрів статичного і вібраційного навантажувальних, що діють на неї в свердловині, так і динамічних властивостей різьбових з'єднань, а також визначається вплив зовнішніх навантажувальних напружений стан ІНВП залежно від умов їх кріплення в ніпелі замкового з'єднання.

В умовах проводки свердловини найбільш розповсюдженим і тривалим за часом динамічним навантаженням, що діє на різьбові з'єднання бурильної колони, є вібрація. В роботі досліджується її вплив на робочий стан різьбових з'єднань бурильної колони. Вперше запропонована динамічна модель різьбового з'єднання з жорсткістю C і демпфуючими властивостями, які характеризують

коефіцієнт в'язкого опору h , виконана у вигляді двомасової коливальної системи з чотирма ступенями вільності, рис. 2. Складено диференціальні рівняння руху утвореної механічної системи

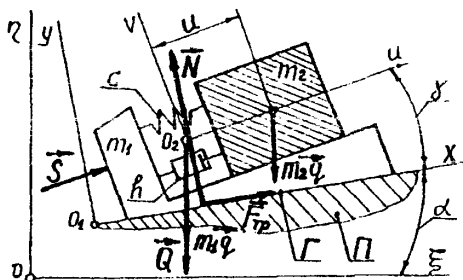


Рис. 2. Схема динамічної моделі замкового різьбового з'єднання бурильної колони:

m_1 , m_2 – відповідно маса різьбового кінця та тіла труби колони; Γ – гвинтова лінія різьби; Π – площина, яка імітує вібрацію бурильної колони з інтенсивністю викривлення в свердловині γ ; α – кут підйому гвинтової лінії

$$m_1 \ddot{\xi} + m \ddot{x} \cos \alpha + m_2 \ddot{u} \cos(\alpha + \gamma) = S \cos \alpha - F_{mp} \cos \alpha - N \sin \alpha;$$

$$m_1 \ddot{\eta} + m \ddot{x} \sin \alpha + m \ddot{u} \sin(\alpha + \gamma) = S \sin \alpha - F_{mp} \sin \alpha + N \cos \alpha - mg - Q;$$

$$m_1 \ddot{\xi} \cos \alpha + m_2 \ddot{u} \sin \alpha + m \ddot{x} + m_2 \ddot{u} \cos \gamma = -(mg + Q) \sin \alpha + S - F_{mp};$$

$$m_2 (\ddot{\xi} \cos(\alpha + \gamma) + \ddot{u} \sin(\alpha + \gamma) + \ddot{x} \cos \gamma + \ddot{u}) + h \dot{u} + c u = -m_2 g \sin(\alpha + \gamma),$$

де $m = m_1 + m_2$ – повна маса бурильної труби; F_{mp} – сила тертя; N – нормальна реакція поверхні Π ; Q – сила попереднього затягнення різьби; S – деяка сила, що спонукає зміщення тіла m_1 вздовж гвинтової лінії Γ .

У розв'язку отриманих диференціальних рівнянь припустили, що тіло m_1 знаходиться у відносному спокої на площині Π . Та враховуючи, що поздовжні і поперечні коливання бурильної колони ймовірного характеру з приблизними, емпірично визначеними параметрами і для отримання достатніх за точністю для практики буріння результатів, обмежилися таким законом коливання площини Π : $\xi = A \cos(\omega t + \varepsilon)$; $\eta = B \sin \omega t$, де A , B – амплітуди поздовжніх і поперечних коливань колони; ω – частота коливання; ε – зсув фаз між поздовжніми і поперечними коливаннями.

Отримано залежності, за якими визначається ефективний коефіцієнт тертя в різьбі f_{\pm}^* в умовах вібраційного навантажування

$$f_{\pm}^* = \begin{cases} f \pm tg\alpha - \frac{\theta_{\pm}\omega^2}{g(1+Q/mg)} & \text{при } f \pm tg\alpha > \frac{\theta_{\pm}\omega^2}{g(1+Q/mg)} \\ 0 & \text{при } f \pm tg\alpha < \frac{\theta_{\pm}\omega^2}{g(1+Q/mg)} \end{cases}; \quad (1)$$

$$\theta_{\pm} = \sqrt{(Ab_{\pm} \cos \varepsilon + Da_{\pm})^2 + \{[\pm (f \pm tg\alpha)B - Ab_{\pm} \sin \varepsilon] + Ca_{\pm}\}^2};$$

$$b_{\pm} = \frac{\cos(\rho \pm \alpha)}{\cos \alpha \cdot \cos \beta}; \quad a_{\pm} = \frac{m_{\pm} \cdot \cos(\gamma \pm \rho)}{m \cdot \cos \alpha \cdot \cos \rho}; \quad \beta = \gamma + \alpha;$$

$$C = \frac{(B \sin \beta - A \cos \beta \sin \varepsilon)(\lambda^2 - 1) + 2nA \cos \beta \cos \varepsilon}{(\lambda^2 - 1)^2 + 4n^2}; \quad (2)$$

$$D = \frac{A(\lambda^2 - 1)\cos \beta \cos \varepsilon - 2n(B \sin \beta - A \cos \beta \sin \varepsilon)}{(\lambda^2 - 1)^2 + 4n^2};$$

$$\lambda = \frac{k}{\omega}; \quad k^2 = \frac{c}{m^2}; \quad 2n = \frac{h}{m_2\omega},$$

де f – коефіцієнт тертя в різьбі в умовах статичного навантажування; θ_{\pm} – ефективна амплітуда коливань бурильної колони; g – пришвидшення земного тяжіння; $\rho = \arctg f$ – кут тертя різьби.

У наведених формулах за умови існування двох знаків потрібно приймати або тільки верхні, або тільки нижні.

Спираючись на формули (1), (2), встановлено, що між ефективними коефіцієнтами тертя з'єднання під час затягування f_+^* і розгвинчування f_-^* є істотні відмінності, причому ці відмінності є більш значущі за чисто поперечних коливань колони (рис. 3) і залежать від інтенсивності викривлення труби в свердловині та асиметричних властивостей конструкції різьби. Залежності, зображені на рис. 3, вказують на резонансний характер ефекту зниження коефіцієнтів тертя в різьбі та існування відмінностей між коефіцієнтами f_+^* і f_-^* , які істотно проявляються в діапазоні частот $0,5k < \omega < 2k$. В дорезонансному діапазоні частот має місце нерівність $f_-^* > f_+^*$, тобто можливий процес догвинчування (дотягування) різьбових з'єднань колони; в зарезонансному діапазоні частот, при $f_-^* < f_+^*$, може відбутися процес послаблення попередньо затягнутої різьби аж до саморозгвинчення. Сила попереднього затягнення Q відіграє домінуючу роль в стабілізації сил тертя, тому за значних сил Q на будь-яких частотах вібраційного навантажування бурильної колони зміною коефіцієнта тертя в різьбі можна нехтувати.

Отже, під час вібрації бурильної колоди в резонансному і зарезонансному діапазонах коливань в її різбових з'єднаннях, які попередньо згвинчені з недостатньою силою затягнення Q , спостерігається зниження коефіцієнтів тертя, що призводить до втрати монолітності бурильної колоди.

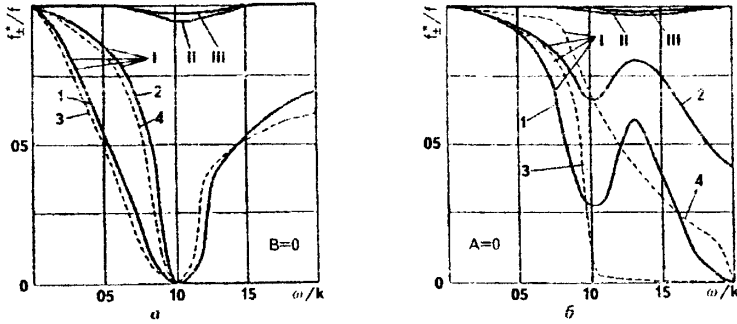


Рис. 3. Залежність ефективних коефіцієнтів тертя (f_+^*/f) різбових з'єднань під час згвинчування (1, 2) і розгвинчування (3, 4) від співвідношення частоти вимушених (ω) поздовжніх (а) і поперечних (б) коливань колоди і її власних (k) коливань, побудовані при

$$f = 0,16; \rho = 9^\circ; \alpha = 1^\circ; \gamma = 15^\circ; n = 0,1; A = 0,544 \text{ см}; B = 1,088 \text{ см};$$

$$1, 3 \text{ — при } k = 30 \text{ с}^{-1}; \quad 2, 4 \text{ — при } k = 20 \text{ с}^{-1};$$

$$I \text{ — при } Q = mg; \quad II \text{ — при } Q = 50mg; \quad III \text{ — при } Q = 100mg$$

Розкриття механізму втрати монолітності бурильною колодою в різбових з'єднаннях досліджувалося в два етапи. На першому приймали з'єднання за двомасову модель, в якій муфта масою M_1 і ніпель масою M_2 притискуються між собою різбою жорсткістю C зі статичною силою попереднього затягнення Q . Коливання мас моделі під дією поздовжньої гармонічної сили з амплітудою P_0 і частотою ω описується амплітудно-частотними характеристиками (АЧХ)

$$a_{x_1} = \frac{\pi^2 Q}{4\omega(M_1 + M_2)} + \left(\frac{M_2}{M_1 + M_2} \right)^2 \cdot \frac{Q}{C} \cdot \frac{\pi \Omega}{2\omega} \cdot \text{tg} \frac{\pi \Omega}{2\omega} + \frac{M_2}{M_1 + M_2} \cdot a \cos \varphi; \quad (3)$$

$$a_{x_2} = \frac{\pi^2 Q}{4\omega(M_1 + M_2)} + \frac{M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \cdot \frac{Q}{C} \cdot \frac{\pi \Omega}{2\omega} \cdot \text{tg} \frac{\pi \Omega}{2\omega} + \frac{M_1}{M_1 + M_2} \cdot a \cos \varphi. \quad (4)$$

$$\text{Тут: } \Omega = \sqrt{\frac{C \cdot (M_1 + M_2)}{M_1 \cdot M_2}}; \quad a = \frac{M_1 + M_2}{M_1 \cdot M_2} \cdot \frac{P_0}{(\Omega^2 - \omega^2)^2};$$

$$\varphi = \arcsin \left[\pi \cdot \frac{Q}{P} \cdot \frac{\left| 1 - \left(\frac{\omega}{\Omega} \right)^2 \right|}{\left(\frac{\omega}{\Omega} \right)^2} \cdot \frac{1-R}{1+R} \right],$$

де R – коефіцієнт відновлення при ударі.

Розкриття стиків з'єднання матиме місце, коли різниця амплітуд коливань його деталей стане більшою за попередній осьовий натяг Δ , що проілюстровано на рис. 4, де приведені АЧХ коливань замкового різьбового з'єднання 3-66, розраховані за формулами (3) і (4) при $M_1 = 45$ кг; $M_2 = 5$ кг; $Q = 4 \cdot 10^4$ Н; $R = 0,95$. Резонансна настройка механічної системи, елементи якої зібрані різьбою, що зумовлює віброударний режим взаємодії торців піпеля і муфти різьбового з'єднання, визначена таким зв'язком параметрів:

$$\frac{Q}{P_0} = \frac{M_1}{2\mu\omega_p} (\omega_p^2 - \Omega^2), \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт дисипації.

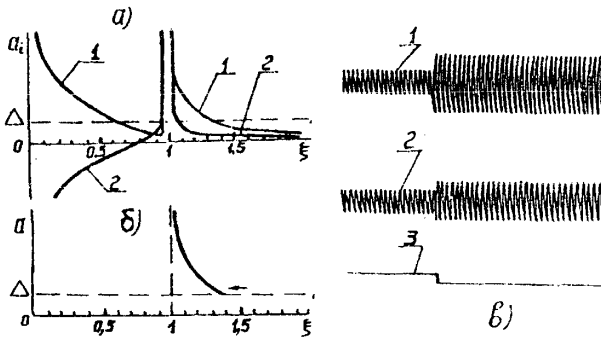


Рис. 4. Аналітично визначені АЧХ абсолютних коливань піпеля (1), муфти (2) замкового з'єднання 3-66 (а) та їх відносних коливань (б) і експериментальні віброграми коливань (в) при $P = 9000$ Н, $\omega_n = 1507$ Гц:

3 – напруга електричного кола живлення тензодавача, наклеєного на упорний стик з'єднання

На другому етапі проведено теоретичний аналіз коливання двох стрижнів довжиною ℓ_1, ℓ_2 з властивостями і геометричними розмірами ОБТ. Стикові торці стрижнів установлені з натягом Δ за допомогою замкової різьби і контактують між собою під дією постійної сили попереднього згинчування Q та під дією періодичної змушувальної сили, що генерується парою долота – порода і

приймається у зв'язку з приблизними, емпірично визначеними параметрами, залежністю $P(t) = P_x e^{j\omega t}$.

Припускаючи, що стрижні стиснуті, однакових властивостей та геометричних розмірів з точністю до членів першого порядку малої величини АЧХ відносного руху упорних торців різьбового з'єднання a та амплітуди абсолютних коливань ніпеля a_{10} і муфти a_{20} з'єднання визначені виразами

$$a = \delta \left[(\xi \text{ctg} \xi + 2q)^2 + \left(\frac{\psi \xi}{4\pi} \cdot \frac{\xi + 0,5 \sin 2\xi}{\sin^2 \xi} \right)^2 \right]^{1/2}; \quad (6)$$

$$a_{10} = \delta \frac{\xi \text{ctg} \xi + q + j\phi}{[(\xi \text{ctg} \xi + 2q + j\phi)(\xi \text{ctg} \xi + j\phi)]}; \quad a_{20} = \frac{\delta q}{[\xi \text{ctg} \xi (\xi \text{ctg} \xi + 2q) - \phi^2 + 2\phi(\xi \text{ctg} \xi + q)]}. \quad (7)$$

$$\text{Тут: } \xi = \omega \ell \sqrt{\frac{\rho}{E}}; \quad \phi = \frac{\psi \xi (\xi + 0,5 \sin 2\xi)}{4\pi \sin^2 \xi}; \quad q = \frac{2\delta \rho}{a}; \quad \delta \rho = \frac{Q}{C_p};$$

$$\delta = \frac{P_0 \ell}{ES}; \quad C_p = \frac{E(F_n + F_m)}{\ell_p},$$

де E, ρ, S, ℓ – модуль пружності, густина, площа поперечного перерізу та довжина стрижнів; P_0, ω – амплітуда та кругова частота змушувальної сили в упорних торцях з'єднання; F_n, F_m – площі поперечного перерізу ніпельної і муфтової частин з'єднання на відстані ℓ_p від упорних торців до першого сполучного витка.

Для замкових різьбових з'єднань 3-121 ОБТ-146 компоновки низу бурильної колони згідно з формулою (6) на рис. 5 побудовані приклади відносного руху, а на рис. 6 за формулами (7) – абсолютних переміщень торців з'єднання.

На рис. 6, а, б зображений приклад "жорсткого" збурення ударних режимів зміщень упорних торців різьби, що характеризується кривою 4 на рис. 5, тобто таких режимів, при яких перехід від лінійних коливань до ударних нелінійних протікає з введенням досить значної додаткової енергії. Такі режими можуть бути присутні при значних амплітудах змушувальної сили $P_0 > 0,25Q$. За $P_0 < 0,25Q$ (рис. 5, крива 5) конфігурація АЧХ відносного руху стиків різьби суттєво відрізняється (рис. 6, в, г). Під час зростання частоти коливання торці не розмикаються, резонуючи на своїх власних частотах, і в колоні реалізуються лінійні коливання, а під час зниження частоти із зарезонансної зони є можливість встановлення інтенсивних ударних режимів взаємодії торців різьби, що призводить до їхнього розмикання. Такі режими можуть реалізовуватись також

за допомогою "жорсткого" збурення системи, тобто режимів, при яких має місце різке збільшення амплітуди змушувальної сили. Інтенсивні ударні режими взаємодії торців різьби бурильних труб згідно з рис. 4 реалізуються в діапазоні частот $n\omega_p < \omega < 2n\omega_p$, де $n=1,2,3,\dots$ — коефіцієнт кратності; ω_p — частота першого резонансного коливання бурильної колони.

В роботі експериментально підтверджена достовірність аналітично визначених передумов втрати монолітності на натурному з'єднанні 3-66.

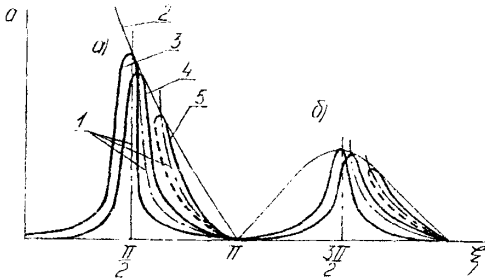
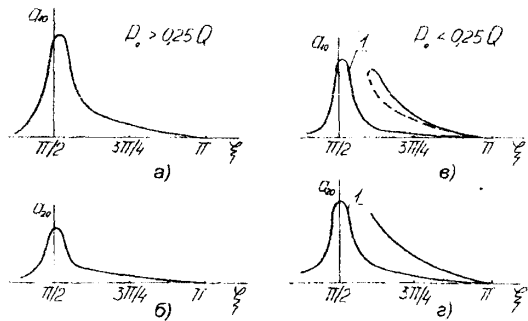


Рис. 5. Приклади АЧХ на першій (а) та другій (б) гармоніках у відносному русі упорних торців замкового різьбового з'єднання:

1 — скелетні криві; 2 — граничні амплітуди; 3 — АЧХ при $\Delta = 0$; 4 — АЧХ при $P_0 > 0,25Q$; 5 — АЧХ при $P_0 < 0,25Q$

Рис. 6. Приклад АЧХ абсолютних рухів упорних торців замкового з'єднання:

1 — лінійні безвіддривні коливання



В реальних стендових умовах забезпечити зміну частоти збурення при тій самій амплітуді технічно не вдалося, але можливо на заданій частоті змінювати в широкому діапазоні амплітуду змушувальної сили, що дає змогу визначити залежність віброударної взаємодії торців натурального зразка замкового з'єднання від співвідношення Q/P_0 та порівняти його з аналітично визначеними, див. рис. 4, в. В умовах експерименту розкриття стиків з'єднання фіксувалося тензодавачем, наклеєним на упорний стик з'єднання і відбулося на частотах змушувальної сили $\omega = 1507 \text{ с}^{-1}$ і $\omega = 1675 \text{ с}^{-1}$ та при амплітуді $P_0 \geq 9000 \text{ Н}$, тобто при значеннях $\omega = (1,01 \dots 1,12) \omega_p$ та $P_0 \geq 0,25Q$, що знаходяться в діапазоні співвідношень, за яких згідно з аналітичними залежностями (3), (4) в замкових з'єд-

наннях З-66 повинна відбутися втрата їх монолітності. Причому розкриття стиків з'єднання на вказаних частотах проходило практично миттєво, як тільки амплітуда змушувальної сили досягала значення 9000 Н. А відгвинчування з'єднання проводилося вручну без допомоги ключів.

Таким чином, результати експериментальних досліджень підтвердили достовірність прийнятої динамічної моделі замкового з'єднання бурильної колони. Відхилення значень параметрів вібрацій, за яких відбувається втрата монолітності різьбового з'єднання, встановлених аналітично на її динамічній моделі і експериментально на натурному з'єднанні З-66, становить близько 11%, що для умов буріння є достатньою точністю.

Втрату монолітності різьбовим з'єднанням під дією вібрації підтверджено також комп'ютерним моделюванням напруженого стану бурильного замка ЗН-80 з різьбою З-66 методом кінцевих моментів, достовірність якого погоджено з раніше отриманими результатами тензометричних досліджень.

Здійснено порівняння результатів проведених досліджень з геолого-технологічними умовами проводки свердловин. Так, під час роторного способу буріння в колоні генерується вібрація з частотою першої гармоніки 2,5...5 Гц, а основні власні частоти коливання компоновки низу бурильної колони при довжині ОБТ в колоні 100...200 м становлять 6...12,5 Гц, тобто замкові різьбові з'єднання компоновки низу бурильної колони (КНБК) експлуатуються в дорезонансному діапазоні частот, де зниження монолітності різьбових з'єднань не спостерігається навіть за умови згвинчення з'єднань з крутильними моментами, нижчими за оптимальні. Під час буріння свердловин за допомогою вибійних двигунів в колоні генеруються вібрації з частотою першої гармоніки 7,5...40 Гц. При цьому власні частоти коливання ОБТ довжиною 40...150 м в КНБК становлять 8,5...31,5 Гц, тобто різьбові з'єднання ОБТ експлуатуються переважно в зарезонансній зоні коливання, в якій допускається зниження монолітності з'єднань. Крім того, завдяки особливості конструкції вибійних двигунів забезпечується зміна кутової швидкості обертання вала, тобто допускається зниження частоти вібрації в зарезонансній зоні, що може зумовити затягування упорних торців з'єднань в режим віброударної взаємодії навіть за незначних амплітуд коливання колони. Тобто, при бурінні свердловин вибійними двигунами є високою ймовірність втрати монолітності різьбовими з'єднаннями КНБК при силах їх попереднього затягування, близьких до оптимальних.

В роботі встановлений механізм впливу значних зовнішніх навантажень на пластичні деформації в елементах різьби, які призводять до зниження сили їх попереднього затягнення та одночасно до розширення зони пружних деформацій в перерізах ніпеля і муфти на 15...20% під час повторного згвинчування, див. рис. 7. Таким чином, значне початкове навантаження виконує роль попе-

редньо проведеної технологічної операції, яка суттєво зменшує можливість виникнення пластичних деформацій в з'єднанні під час повторних згинчувань.

Спираючись на проведені дослідження, встановлено, що в умовах вібраційного навантажування моменти попереднього згинчення різбових з'єднань вибираються в діапазоні напружень в небезпечному перерізі ніпеля $(0,6 \dots 0,8)\sigma_T$, що не допустить зміни їх монолітності та забезпечить високі показники характеристик опору втомі з'єднань без їх зниження в експлуатаційних умовах.

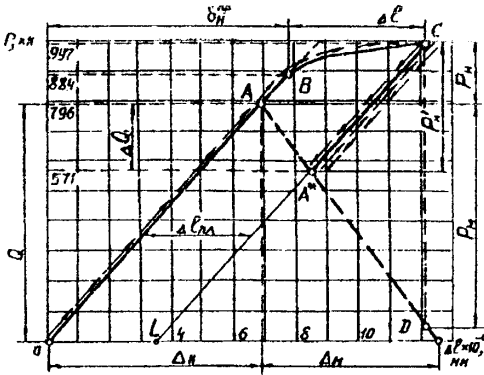
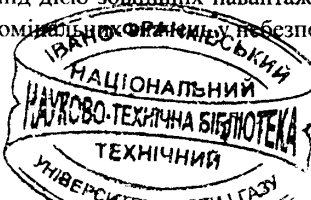


Рис. 7. Експериментальні діаграми сил в замковому різбовому з'єднанні 3-66, виготовленому зі сталі 40ХН при $\sigma_{зам} = 0,9\sigma_T$

За відсутності зазора між контактними поверхнями пари ніпель – індикатор останній тільки копіює за величиною і напрямом деформацію внутрішньої поверхні ніпеля, через що напруження в індикаторі під дією зовнішніх навантажень відповідає напруженням на внутрішній поверхні ніпеля, і становитиме $\approx 60\%$ від напружень у небезпечному перерізі профілю різби.

Проведені аналітичні дослідження напруженого стану індикаторів, коли контакт пари “індикатор – ніпель” відбудеться по коловій лінії, а між рештою поверхні пари існує зазор. Встановлено, що напруження в тілі індикатора ростимуть зі збільшенням величини дуги поверхонь контакту пари і досягатимуть максимального значення, коли контакт відбудеться по всьому колу. В цьому випадку зону контакту пари “ніпель – індикатор”, не змінюючи напруженого стану індикатора, теоретично можна розмістити в будь-якому його поперечному перерізі, але практично, враховуючи характер пружної деформації внутрішньої поверхні ніпеля під час згинчення замкового різбового з'єднання, рекомендується виконувати між поперечним перерізом, розташованим на відстані 45...55 мм від упорного торця ніпеля, і торцем біля основи його меншого конуса. Тоді під дією зовнішніх навантажень в тілі індикатора напруження досягатимуть номінального значення в небезпечному перерізі різбового з'єднання.



У четвертому розділі проведені експериментальні дослідження, завдяки яким уточнена методика вибору конструктивних параметрів концентратора напруження індикаторів. Встановлений вплив зовнішнього нерегулярного навантаження на процес накопичення втомних пошкоджень у з'єднанні і супроводжувочому індикаторі. Запропоновані формули для розрахунку показників опору втомі бурильної колони. Викладені результати випробувань на втому індикаторів і замкових з'єднань ОБТ та встановлені закономірності впливу розсіювання їх параметрів кривих втоми та характеристик експлуатаційної навантажуваності на довговічність.

Індикатор є локальною моделлю різьбового з'єднання відносно його характеристик опору втомі. Рівень максимальних напружень в його зоні втомного пошкодження і значення характеристик опору втомі забезпечується проектуванням параметрів концентратора напружень. Оскільки ефективний коефіцієнт концентрації напруження різьбових з'єднань труб нафтового сортаменту має високі значення, то для опису процесу втомного руйнування індикаторів застосуємо лінійну теорію крихкого руйнування, за якою згинальний момент їх границі витривалості M_{-1in} визначається за формулою

$$M_{-1in} \leq \frac{\Delta K_{th} \cdot D^2 \sqrt{D}}{F(\varepsilon, \varepsilon_1)};$$

$$F(\varepsilon, \varepsilon_1) = 1,59 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} + 1 + 2 \sqrt{\frac{\varepsilon}{\varepsilon^4 - \varepsilon_1^4}} - \frac{2}{\varepsilon \sqrt{\varepsilon}} \right)^2 \frac{\sqrt{\varepsilon} \cdot \sqrt{1 - \varepsilon}}{\sqrt{1 - 0,8012\varepsilon}} \times$$

$$\times \sqrt{\frac{0,199\varepsilon^3(1 + \varepsilon_1)^2(1 - \varepsilon_1^2)^2 \left[(1 - \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 + (\varepsilon - \varepsilon_1)(1 - \varepsilon) \right]}{(1 - 0,8012\varepsilon)(1 - \varepsilon_1)^2 \left(1 - 0,736 \frac{\varepsilon - \varepsilon_1}{1 - \varepsilon_1} \right)^2 (\varepsilon + \varepsilon_1)^2 (\varepsilon^2 - \varepsilon_1^2)^2}} + 1,$$

де. $\varepsilon = d/D$; $\varepsilon_1 = D_1/D$; ΔK_{th} – пороговий коефіцієнт інтенсивності напруження; D, D_1 – зовнішній та внутрішній діаметри індикатора; d – контурний діаметр по дну концентратора напруження.

За результатами проведених досліджень встановлено, що товщина перемички між дном концентратора напруження і внутрішньою поверхнею індикатора суттєво впливає на величину циклів розвитку втомної тріщини до їх втомного зруйнування. Зі збільшенням товщини перемички кількість циклів розвитку втомної тріщини до зруйнування асимптотично наближається до граничної

величини. За експериментальними даними для отримання стабільних параметрів кривої втомних індикаторів рекомендується закладати товщину перемички не менше 2 мм.

Для прогнозування довговічності різьбових з'єднань з високою імовірністю за допомогою індикаторів під дією нерегулярних навантажувальних необхідно визначити закономірності накопичення втомних пошкоджень для них та індикаторів під впливом їх конструктивних особливостей. Для цього проведені випробування на втому під дією змінного блоку кругового згину зразків з поперечними розмірами, що відповідають розмірам індикаторів різьбових з'єднань ОБТ діаметром 146 мм. Вплив на величину коефіцієнтів відносних довговічностей $a = \sum n_i / N_i$ особливостей конструктивного виконання зразків оцінювали за допомогою відносного критерію подібності θ , визначеного за відомими співвідношеннями статистичної теорії подібності втомного руйнування.

На рис. 8 зображена функція розподілу коефіцієнтів відносних довговічностей, яка побудована за результатами випробувань, що проводилися в статистичному аспекті на достатньо великій кількості (10...20) зразків на кожному рівні навантаження з фіксацією моменту кінцевого втомного зруйнування.

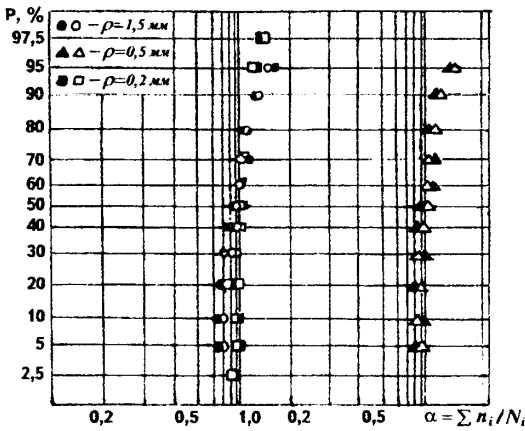


Рис. 8. Розподіл коефіцієнтів $a = \sum n_i / N_i$ відносних довговічностей для зразків з різними радіусами кривизни в надрізі при $\sigma_1 / \sigma_{-1} = 1,35$:

чорні знаки — сталь 45;
світлі знаки — сталь 40XH

Встановлено за $\lg \theta \leq -0,25$, що відповідає конструкціям ІНВП, -- $\bar{a} = 0,94 \dots 0,99$, а середній квадратичний відхил $S_a = 0,158 \dots 0,161$. При цьому зі зростанням рівня програмного навантаження діапазон відхилення величин S_a ущільнюється. Для найрозповсюдженіших типорозмірів різьбових з'єднань ОБТ $\lg \theta = (-0,04) \dots (-0,22)$. В цьому діапазоні значень відносного критерію подібності θ середній коефіцієнт відносної довговічності \bar{a} та величина його розсію-

вання $S_{\bar{a}}$ набувають значення в таких межах: $\bar{a} = 0,90...0,95$; $S_{\bar{a}} = 0,150...0,200$. Таким чином, для замкових різьбових з'єднань ОБТ та індикаторів справедлива скоректована лінійна гіпотеза підсумовування втомних пошкоджень. Це підтвердили випробування натурних зразків різьбових з'єднань 3-121 ОБТ діаметром 146 мм на втому під час нерегулярного навантажування знакозмінним круговим згином. Випробування проводилися на достатній в статистичному аспекті кількості зразків (12 шт.), під час яких встановлено, що медіанне значення коефіцієнта відносних довговічностей — $\bar{a} = 0,92$, і його середній квадратичний відхил $S_{\bar{a}} = 0,171$.

Для зменшення обсягу обчислень і досліджень обґрунтована можливість оцінювання надійності за показниками довговічності бурильної колони, спираючись на значення параметрів втомного зруйнування її різьбового з'єднання. Пропонується простий вираз для визначення математичного сподівання і середньоквадратичного відхилу границі витривалості бурильної колони (системи), яка складається з послідовних з'єднаних незалежних елементів — різьбових з'єднань

$$\overline{M}_{BK} = \overline{M}_{zp} - \mu S_{\overline{M}_{zp}}; \quad S_{\overline{M}_{BK}} = \varepsilon S_{\overline{M}_{zp}}, \quad (8)$$

де \overline{M}_{BK} , \overline{M}_{zp} — середні значення границі витривалості бурильної колони та різьбового з'єднання, що визначаються амплітудою циклічного згинального моменту; $S_{\overline{M}_{BK}}$, $S_{\overline{M}_{zp}}$ — середньоквадратичні відхили \overline{M}_{BK} , \overline{M}_{zp} ; μ — параметр положення, що залежить від кількості з'єднань n в колоні; ε — параметр розсіювання, що залежить від n і квантиля розподілу u_p .

Для експериментальної перевірки залежностей (8) проведені випробування на втому на знакозмінний коловий згин зразків бурильної колони, що зібрані з 2, 3, 4 різьбових з'єднань 3-121 та 3-147. Результати експериментальних даних підтверджують справедливість залежностей (8) в межах природного розсіювання показників опору втомі елементів бурильної колони.

За результатами втомних випробування і їх статистичної обробки визначені характеристики опору втомі замкових різьбових з'єднань 3-121, 3-147, 3-171 ОБТ та супроводжуючих їх індикаторів, табл. 1. Границя витривалості і обмежена довговічність індикаторів в діапазоні 1..99% ймовірності руйнування менші, ніж у відповідних замкових різьбових з'єднаннях, що дає змогу гарантувати сприйняття ними спектра зовнішніх навантажень, котрі викликають втомне пошкодження в різьбових з'єднаннях, та забезпечити оперативний контроль цих пошкоджень.

Для забезпечення високої точності визначення показників довговічності бурильної колони встановили ФРД, яка для різьбових з'єднань колони з урахуванням довірчого інтервалу визначається за формулами

$$(lg N)_p = lg \bar{N} + S_{lg \bar{N}} \left(u_p \pm t_{pn} \sqrt{\frac{2 + u_p^2}{2n}} \right); \quad (9)$$

$$S_{lg \bar{N}} = \sqrt{S_{lg N_0}^2 + S_{lg \bar{a}}^2 + S_{lg n_i}^2 + S_m^2 (lg^2 \bar{M}_{cp} + lg^2 M_i) + \bar{m}^2 (S_{lg \bar{M}_{cp}}^2 + S_{lg M_i}^2)}; \quad (10)$$

де $(lg N)_p$ – логарифм довговічності заданої ймовірності P руйнування; u_p – квантиль нормального розподілу; $lg \bar{N}$, $S_{lg \bar{N}}$ – логарифм середньої довговічності та його стандартний відхил; t_{pn} – критерій Стюдента,

Таблиця 1

Характеристики втомної міцності різбових з'єднань ОБТ та індикаторів

Типорозмір об'єкта ви- пробування	Замкова різьба	Границя витри- валості \bar{M}_{cp} кН·м	m	N_0 , млн. цикл	Розсіювання параметрів					К-сть. зразків під час випроб. на втому. n
					$S_{M_{cp}}$, кН·м	$S_{\bar{m}}$	S_{N_0} , млн. цикл.	$S_{lg \bar{M}_{cp}}$	$S_{lg N_0}$	
Замкові різбові з'єднання										
$\sigma_T = 832..920$ МПа										
ОБТ С2-146	3-121	14,70	5,6	4,5	0,367	0,108	0,162	0,0108	0,0156	24
ОБТ С2-178	3-147	25,93	5,8	9,0	0,648	0,107	0,324	0,0109	0,0156	24
ОБТ С2-203	3-161	40,34	5,9	10,0	1,050	0,104	0,360	0,0112	0,0156	24
$\sigma_T = 424..451$ МПа										
ОБТ-146	3-121	13,80	5,4	4,0	0,397	0,125	0,166	0,0125	0,0181	18
ОБТ-178	3-147	21,90	5,7	8,0	0,628	0,124	0,331	0,0124	0,0180	18
ОБТ-203	3-171	31,00	5,9	10,0	0,890	0,124	0,414	0,0125	0,0180	18
Індикатори										
ІНВП-146	3-121	9,4	4,28	3,2	0,273	0,122	0,151	0,0126	0,0205	24
ІНВП-178	3-147	18,6	4,58	3,9	0,548	0,123	0,189	0,0128	0,0210	24
ІНВП-203	3-171	27,9	4,87	5,1	0,835	0,125	0,255	0,0130	0,0217	24

залежний від заданої ймовірності P і числа зразків різбових з'єднань колони n , за якими побудовані їх криві втоми; $S_{lg N_0}^2$, $S_{lg \bar{a}}^2$, $S_{lg n_i}^2$, S_m^2 , $S_{lg \bar{M}_{cp}}^2$, $S_{lg M_i}^2$ – дисперсії вказаних в індексах величин; \bar{n}_i , \bar{M}_i – середня частота обертання колони та середнє значення амплітуди змінного згинального моменту, що діє на різбове з'єднання.

Графічна інтерпретація результатів розрахунку за формулами (9), (10) ФРД без врахування довірчого інтервалу та розсіювання числа обертів колони \bar{m}_i для з'єднання 3-147 ОБТ-178 зображена на рис. 9 (криві 1, 2). З рисунка бачимо, що чим вища імовірність руйнування (неруйнування) з'єднань, тим більший вплив середньоквадратичних відхилів \bar{m} та \bar{N}_0 кривої втоми на довговічність різьби.

Отже, нехтування розсіюванням параметрів кривої втоми істотно спотворює результати ймовірного розрахунку не в запас довговічності.

У **п'ятому розділі** приведені дослідження змінних навантажуваль, що діють на КНБК, та математична модель розрахунку її середньої довговічності. Наведена методика оцінювання навантажувальності різьбових з'єднань КНБК в промислових умовах і прогнозування ФРД бурильної колони з врахуванням

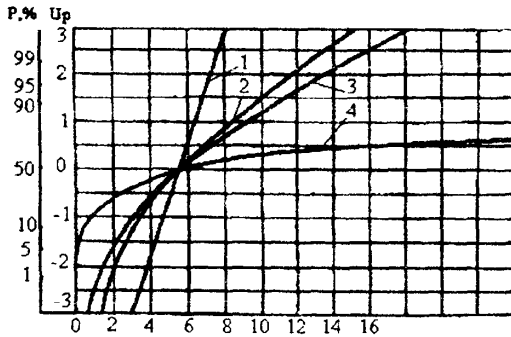


Рис. 9. ФРД з'єднання 3-147 ОБТ-178 при дії $\bar{M}_i = 23,99$ кН·м, визначеного аналітично (4) і експериментально за допомогою індикаторів (3) при нехтуванні (1,2) та з врахуванням (3,4) розсіювання його величини:

1, 2 – при нехтуванні та з врахуванням розсіювання параметрів m , N_0

довірчого інтервалу за допомогою ІНВП. Приведені результати впровадження конструкції індикаторів і методик їх використання в промислових умовах.

Встановлено, що в практичних розрахунках різьбових з'єднань КНБК на міцність і надійність справедливим є двокомпонентний процес навантажування, який є сумою статистичних значень низькочастотних ступінчастих змінних згинальних моментів та вузькосмугових високочастотних згинальних навантажуваль, що визначаються вібрацією колон, які сконцентровані в околі певної частоти з Релеєвським розподілом амплітуд, рис. 10.

В цьому випадку точність оцінювання медіанного значення змінного двокомпонентного згинального моменту за допомогою аналітичних залежностей зростає, але залишиться значним його розсіювання, а отже низькою буде оцінка показників довговічності бурильної колони із заданою імовірністю.

Удосконалення аналітичних залежностей, за якими визначаються параметри навантажувальності бурильної колони, не можуть заперечити необхідність розробки експериментальних засобів і методів їх визначення за допомогою ІНВП,

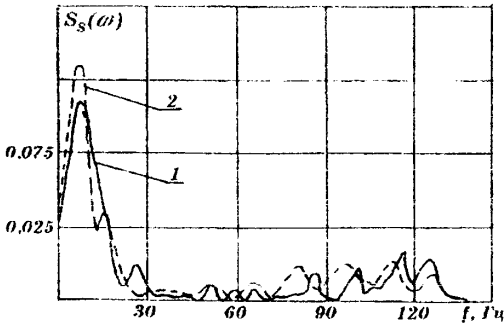


Рис. 10. Нормовані спектральні щільності вібрації бурильної колонії за компоновки низу:

долото 295,3СЗ-Г8; ОБТ-240 – 25,4 м; ОБТ-203 – 131,4 м; решта СБТ-140;

1 – початок добування;

2 – кінець добування

установлених в найвідповідальніших елементах колонії — різьбових з'єднаннях. За середньою кількістю циклів \bar{N}_{in} навантаження індикатора в свердловині до втомного зруйнування визначають медіанне значення еквівалентного згинального моменту $\bar{M}_{екв}$, який діє на контрольоване різьбове з'єднання, тобто такий умовно змінний регулярний детермінований згинальний момент, який за той самий час, що і фактично діючий нерегулярний випадковий спектр навантажуваль, спричинює однакове втомне пошкодження різьбового з'єднання

$$\bar{M}_{екв} = \bar{m}_{in} \sqrt{\frac{\bar{M}_{спin} \cdot \bar{N}_{0in}}{\bar{a} \cdot \bar{N}_{in}}}, \quad \text{при } \bar{N}_{in} \leq \bar{N}_0, \quad (11)$$

де $\bar{M}_{спin}$, \bar{m}_{in} , \bar{N}_{0in} – медіанні значення показників кривої втоми індикаторів; \bar{a} – коефіцієнт накопичення втомних пошкоджень індикаторів; \bar{N}_0 – абсциса точки перегину кривої втоми контрольованого з'єднання.

За експериментально встановленими характеристиками опору втоми індикаторів, величинами їх розсіювання та спираючись на теорему про дисперсію функції з незалежними аргументами, отримаємо вираз, за яким визначимо середньоквадратичний відхил логарифма еквівалентного згинального моменту

$$S_{lg \bar{M}_{екв}} = \left\{ S_{lg \bar{M}_{спin}}^2 + \frac{1}{\bar{m}_{in}^4} \left[S_{\bar{m}_{in}}^2 (lg^2 \bar{N}_{0in} + lg^2 N_{in} + lg^2 \bar{a}) + \bar{m}_{in}^2 (S_{lg \bar{N}_{0in}}^2 + S_{lg \bar{N}_{in}}^2 + S_{lg \bar{a}}^2) \right] \right\}^{1/2}, \quad (12)$$

де $S_{lg \bar{N}_{0in}}^2$, $S_{\bar{m}_{in}}^2$, $S_{lg \bar{M}_{спin}}^2$, $S_{lg \bar{a}}^2$, $S_{lg \bar{N}_{in}}^2$ – дисперсії величин, вказаних в індексах, середньоквадратичні відхилення яких наведені в табл. 1, а значення відхилення величини $lg \bar{N}_{in}$ рекомендується прийняти в межах $S_{lg \bar{N}_{in}} = 0,043...0,065$.

Використовуючи отримані значення $\bar{M}_{екв}$ в конкретних умовах буріння свердловин, визначають медіанне значення довговічності для з'єднання \bar{N} і бурильної колони $\bar{N}_{БК}$ за такими формулами:

$$\bar{N} = \frac{\bar{a} \cdot \bar{M}_{зр}^{\bar{m}} \cdot \bar{N}_0}{\bar{M}_{екв}^{\bar{m}}}; \quad \bar{N}_{БК} = \frac{\bar{a} \cdot \bar{M}_{БК}^{\bar{m}} \cdot \bar{N}_0}{\bar{M}_{екв}^{\bar{m}}}, \quad (13)$$

де $\bar{M}_{зр}$, \bar{m} , \bar{N}_0 – медіанні значення показників кривої втоми різьбового з'єднання.

Спираючись на наведені залежності, на рис. 9 показана графічна інтерпретація обчислення ФРД (без врахування довірчого інтервалу) різьбового з'єднання ОБТ.

Аналіз отриманих на рис. 9 залежностей свідчить, що розрахунок ФРД різьбових з'єднань з використанням ІНВП можна проводити з точністю (крива 3), близькою до ФРД, визначеної без врахування розсіювання змінного згинального моменту (крива 2). Розрахунки довговічності за формулами (13) свідчили, що під час визначення середнього значення амплітуди згинального моменту та його розсіювання за аналітичними формулами можна забезпечити рівень ймовірності безвідмовної роботи не вище 70% (крива 4). Тільки за умови визначення статистичних параметрів навантаження експериментально за допомогою ІНПУ забезпечується розрахунок ФРД бурильної колони з високим рівнем неруйнування $P \geq 95\%$.

Спираючись на теоретичні і експериментальні дослідження, описані в роботі, розроблена конструкція індикатора, яка забезпечує контроль відробки різьбових з'єднань в ОБТ діаметром від 146 до 203 мм. Перевірка відповідності ІНВП вимогам технічної документації проведено в процесі приймальних випробувань на підприємствах ВАТ "Укрнафта".

Індикатор виконаний у вигляді товстостінного кільця з концентратором напруження (рис. 11). Кільце, виконане як одна деталь з тонкостінною циліндричною оболонкою, що виконує роль помножувача напруження в кільці, жорстко з'єднане з внутрішньою поверхнею шпильної частини спеціального переходника, який виконує роль корпусу, з типорозмірами приєднувальних різьб ОБТ. Установка включається до складу КНБК – один посередині і два по кінцях комплексу ОБТ. Таке розташування індикаторів забезпечує охоплення основних зон роботи комплексу ОБТ в свердловині і сприйняття ними практично всього спектра навантажень. Конструкція індикаторів і спосіб їх установки дає можливість здійснити контроль за станом різьбових з'єднань ОБТ з мінімальними затратами часу і не потребує додаткового обслуговуючого персоналу.

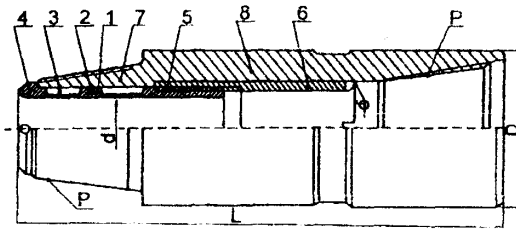


Рис. 11. Установка індикатора накопичення втомних пошкоджень:

- 1 – товстостінне кільце;
- 2 – виточка кільцевої;
- 3 – оболонка циліндрична;
- 4 – виступ; 5 – різьба;
- 6 – втулка монтажна;
- 7 – шпиль; 8 – корпус

На свердловинах 62-Завода і 59-Іваники Бориславського УБР ВАТ "Укрнафта" руйнувань або втомних пошкоджень в індикаторах не виявлено до закінчення випробувань, що свідчило про те, що еквівалентний згинальний момент, який діяв на різьбові з'єднання 3-171 ОБТ–203 в свердловині, був менший від згинального моменту, що визначає границю витривалості індикаторів і, тим більше, границі витривалості різьбових з'єднань. Вказані обставини дали змогу рекомендувати експлуатацію ОБТ до допустимого зносу їх різьб або зовнішньої поверхні.

На свердловині 1-Південний Гвізд Надвірнянського УБР ВАТ "Укрнафта" індикатори включалися в комплект ОБТ діаметром 146 мм, довжиною 224,4 м. Буріння при осьовому навантаженні на долото 150...180 кН, кутовій швидкості обертання стола ротора 60 об/хв велося в інтервалі 4116...4505 м в твердих абразивних породах. Максимальна інтенсивність викривлення осі свердловини в інтервалі випробування становила $0^{\circ}25'/10\text{ м}$.

Втомне зруйнування індикаторів по V-подібній виточці відбулося через 883...909 годин буріння, що встановлено під час чергових підйомів бурильного інструменту. За результатами випробувань індикаторів, використовуючи формули (11), (12), встановлено, що еквівалентний згинальний момент, який діє на різьбові з'єднання ОБТ в свердловині, становить 9,8 кН·м, а його середньоквадратичний відхил — $S_{lg M_{екв}} = 0,057$. Оскільки $\bar{M}_{екв}$ в 1,4 рази менше від граничного згинального моменту для з'єднання 3-121 ОБТ діаметром 146 мм, то зняти з експлуатації комплекти ОБТ рекомендовано за критеріями зношення. Це дає змогу збільшити час експлуатації різьбових з'єднань ОБТ на вказаних свердловинах в 1,5...1,6 рази.

Проведені випробування засвідчили, що запропонована конструкція установки індикаторів витримала відомчі випробування і приймається до поставки на виробництво.

Створені конструкції індикаторів та описані в роботі алгоритми розрахунку показників втомної міцності та надійності бурильної колони включені в стандарт підприємства ВАТ "Укрнафта" СТП 320.0015390.040–2000. Методика

розрахунку різьбових з'єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантажування. Розроблений стандарт підприємства пройшов випробування на свердловинах Долинського та Надвірнянського УБР ВАТ "Укрнафта". Вірогідність показників довговічності замкових різьбових з'єднань ОБТ в конкретних умовах проводки свердловин, отриманих за залежностями і довідковими матеріалами, поданими в СТІ, підтвердилися контрольними перевітками ультразвуковою дефектоскопією різьбових кінців комплексу ОБТ. Міжремонтний період експлуатації ОБТ на свердловинах збільшили в 1,5...1,6 рази.

Рекомендовано СТІ 320.0015390.040–2000 до впровадження на підприємствах основного розробника нафтових родовищ України ВАТ "Укрнафта" та в організаціях, що виконують роботи за договорами з ним. Економічний ефект від впровадження ІНВІ та стандарту підприємства становив 1,64 млн. грн.

ОСНОВНІ ВИСНОВКИ

На основі виконаних теоретичних та експериментальних досліджень розв'язана важлива науково-технічна проблема підвищення експлуатаційної надійності та більш повного використання ресурсу бурильної колони шляхом забезпечення її монолітності в умовах вібраційного навантаження, а також розроблення і запровадження методу оцінки накопичення втомних пошкоджень з'єднань з використанням індикаторів.

Основні результати роботи полягають в наступному.

1. Вперше на основі розробленої моделі різьбового з'єднання бурильної колони в умовах вібраційного навантаження встановлені закономірності зміни коефіцієнта тертя в згвинченому з'єднанні, що дало змогу оцінити вплив вібрацій на монолітність бурильної колони в різьбових з'єднаннях з урахуванням їх конструктивних особливостей.

2. Встановлено, що втрата монолітності бурильної колони в різьбових з'єднаннях відбувається в діапазоні частот 7,5...40 Гц внаслідок зниження частоти коливань колони або коли амплітуда змушувальної сили, що генерується парою "долото – порода", не є меншою 25% від сили попереднього затягнення різьби. Це дало змогу визначити високу імовірність втрати монолітності бурильної колони в різьбах компоновки низу під час буріння свердловин вибійними двигунами для значень сил попереднього затягнення замкових різьб ОБТ, нижчих від оптимальних.

3. Базуючись на дослідженнях впливу параметрів вібраційного навантаження на монолітність бурильної колони в різьбових з'єднаннях, встановлено, що в умовах інтенсивних вібрацій під час буріння свердловин за допомогою вибійних двигунів монолітність і стабільність показників опору втомі замкових різьбових з'єднань ОБТ забезпечується у випадках попереднього їх згвинчення

з оптимальними крутними моментами, які викликають напруження в небезпечному перерізі ніпеля в межах $(0,6...0,8)\sigma_T$.

4. Встановлено, що для замкових різьбових з'єднань ОБТ і індикаторів правомірно використовувати скоректовану лінійну гіпотезу підсумовування втомних пошкоджень, коефіцієнт відносних довговічностей в якій залежить від конструктивних особливостей вказаних елементів і приймає середні значення в межах $\bar{a} = 0,90...0,99$ з розсіюванням, яке характеризується середньоквадратичними відхиленнями в діапазоні $S_{\bar{a}} = 0,15...0,20$, що підвищує точність оцінювання показників надійності бурильної колони.

5. З метою створення теоретичних засад проектування ПІВП замкових різьбових з'єднань бурильних труб проведені дослідження, в результаті яких:

- встановлені умови, завдяки яким в індикаторі і небезпечному перерізі замкового з'єднання під дією зовнішніх навантажень виникають номінальні напруження однакового рівня, а саме: наявність зазора по довжині поверхонь контакту пари “індикатор – ніпель” величиною, більшою за деформацію індикатора як тонкостінної оболонки; контакт поверхонь пари відбувається у вузькій зоні по всьому периметру кола, місце розташування якої знаходиться між середнім перерізом і вільним кінцем індикатора;

- удосконалена методика вибору характеристик опору втомі індикаторів шляхом визначення основних геометричних параметрів концентратора напруження, що дозволяє уточнити діапазон регулювання границі витривалості і обмеженої довговічності індикаторів.

6. Удосконалені конструкції індикаторів різьбових з'єднань ОБТ діаметром 146, 178, 203 мм шляхом оптимізації їх розмірів і умов контакту пари “ніпель – індикатор” та проведені їх стендові випробування на втому разом зі з'єднаннями, за якими визначені параметри кривих втому з імовірністю руйнування до 95% та з похибкою 4%, на основі чого розроблена методика визначення навантаженої замкових з'єднань і ФРД бурильної колони в конкретних умовах буріння свердловин, високу ефективність якої підтверджено результатами промислової апробації на підприємствах ВАТ “Укрнафта”.

7. Розроблена методика розрахунку надійності за показниками довговічності бурильної колони (системи) на основі характеристик опору втомі різьбового з'єднання (елемента) і умов його навантаженої під час експлуатації, яка базується на експериментально визначених параметрах опору втомі натурних зразків бурильної колони, що дає змогу мінімізувати затрати на контроль відмов колони, не зменшуючи його точності.

8. Встановлено, що обчислення довговічності бурильної колони під час експлуатації за умови визначення амплітуди змінного згинального моменту на її різьбові з'єднання за аналітичними залежностями забезпечує вірогідність не-

руйнування з імовірністю не більше 70%, а за допомогою індикаторів — з імовірністю 95% і більше.

9. Результати теоретико-експериментальних досліджень та промислової апробації втілені в стандарт підприємства ВАТ “Укрнафта” СТП 20.0015390.040–2000 “Методика розрахунку різьбових з’єднань бурильної колони в умовах вібраційного навантаження”, впровадження якої в бурових організаціях ВАТ “Укрнафта” дало змогу більш повно використати ресурс різьбових з’єднань і збільшити міжремонтний період експлуатації ОБТ в 1,5...1,6 рази.

Основний зміст роботи викладений у таких друкованих працях:

1. Лисканич М.В. Стабільність затягування різьбових з’єднань елементів бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. — Вип. 33. — С. 66-73.

2. Лисканич М.В., Петрук О.О. Вплив механічних коливань на динамічний стан замкових різьбових з’єднань // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. — Вип. 33. — С. 73-80. (Особистий внесок – ідея, складання диференціальних рівнянь, формування висновків, участь автора – 75%).

3. Лисканич М.В. Границя втоми різьбових з’єднань при інтенсивних коливаннях бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1996. — Вип. 33. — С. 61-66.

4. Лисканич М.В., Борисевич Б.Д. Оцінка навантаженості елементів бурильної колони // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1997. — Вип. 34. — С. 58-65. (Особистий внесок – ідея, аналіз результатів дослідження, формування висновків, участь автора – 50%).

5. Лисканич М.В. Накопичення втомих пошкоджень в елементах бурильної колони при імовірнісних розрахунках довговічності // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1998. — Вип. 35 (Том 4). — С. 38-44.

6. Лисканич М.В. Вплив механічних коливань на робочий стан різьбових з’єднань // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1998. — Вип. 35 (Том 4). — С. 45-52.

7. Лисканич М.В., Капелюх Л.О. Кількісні характеристики розподілу навантажень елементів бурильної колони на динамічні і статичні // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи та засоби технічної діагностики

ки. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. — Вип. 36 (Том 8). — С. 310-317. (Особистий внесок – ідея, аналіз матеріалу, формування висновків, участь автора – 50%).

8. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В. Вибір первинних перетворювачів вібрацій бурильної колони при бурінні нафтових і газових свердловин. // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазопромислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. — Вип. 36 (Том 4). — С. 103-109. (Особистий внесок – участь в розробках, аналіз результатів досліджень, участь автора – 50%).

9. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В. Контроль глибинних параметрів процесу взаємодії долота з забоем скважини по вібраціям бурильної колони // Гірнична електромеханіка та автоматика. — Дніпропетровськ, 1999. — Вип. 2(61). — С. 253-256. (Особистий внесок – участь в обробці та аналізі результатів досліджень, участь автора – 50%).

10. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В., Піцик Р.Л. Встановлення основних закономірностей процесу зміни осьової динамічної сили при бурінні тришаршковими долотами різного типу з метою створення діагностичної моделі процесу буріння // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2000. — Вип. 37 (Том 8). — С. 161-163. (Особистий внесок – участь в обробці та аналізі експериментальних досліджень, участь автора – 40%).

11. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В., Сітко Ю.Я. Інформаційна модель процесу зміни осьової динамічної сили при бурінні компоновкою різної жорсткості // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Технічна кібернетика та електрифікація об'єктів паливно-енергетичного комплексу. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2001. — Вип. 37 (Том 6). — С. 158-165. (Особистий внесок – участь в експерименті, обробка результатів досліджень, участь автора – 40%).

12. Лисканич М.В., Джус А.П. Визначення умов кріплення та розмірів індикаторів накопичення втомних пошкоджень // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Буріння нафтових і газових свердловин. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2001. — Вип. 38 (Том 2). — С. 153-157. (Особистий внесок – аналіз результатів досліджень, формування висновків, участь автора – 50%).

13. Лисканич М.В. Вплив деяких конструктивних особливостей індикаторів накопичення втоми різьбових з'єднань на швидкість росту втомної тріщини // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Нафтогазове промислове обладнання. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 2001. — Вип. 38 (Том 4). — С. 59-65.

14. Лисканич М.В., Гріджук Я.С., Джус А.П. Розрахунок показників надійності елементів КНБК при змінних навантаженнях // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Методи і засоби технічної діагностики. —

Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2001. — Вип. 38 (Том 8). — С. 256-260. (Особистий внесок – алгоритм розрахунку, участь в проведенні розрахунку, участь автора – 40%).

15. Лисканич М.В., Огородніков П.І., Тачинський М.С. Шляхи вдосконалення методів визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — №2. — С. 13-15. (Особистий внесок – ідея, методи визначення навантажень, аналіз результатів дослідження, формування висновків, участь автора – 40%).

16. Лисканич М.В., Капелюх Л.О. Вплив вібрації на стабільність попереднього затягування різьбових з'єднань бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — №3. — С. 20- 22. (Особистий внесок – аналіз впливу окремих параметрів на коефіцієнт тертя по різьбі, участь автора – 50%).

17. Лисканич М.В. Оцінювання показників надійності бурильної колони за параметрами руйнування від утомленості її елемента // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — №4. — С. 18-20.

18. Лисканич М.В. Оцінювання розсіювання показників руйнування від утомленості елементів бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — №5. — С. 32-34.

19. Лисканич М.В. Вплив розсіювання параметрів кривої втоми елементів бурильної колони на їх довговічність // Нафтова і газова промисловість. — 2001. — №6. — С. 32-34.

20. Лисканич М.В., Гридчук Я.С., Борисевич Б.Д. Оцінка математичних моделей розрахунку довговічності елементів бурильної колони // Науковий вісник ІФНТУНГ. — Івано-Франківськ, 2002. — № 2 (3). — С. 48-52. (Особистий внесок – запропоновано алгоритм розрахунків, інтерпретація результатів, участь автора – 40%).

21. Лисканич М.В., Джус А.П., Огородніков П.І., Тачинський М.С. Методи визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони // Нафтова і газова промисловість. — 2002. — №1. — С.28-29. (Особистий внесок – ідея, запропоновано формули розрахунку, аналіз фактичного матеріалу, участь автора - 25%).

22. Лисканич М.В., Джус А.П. Дослідження залежності напруженого стану індикатора від параметрів його зони контакту з ніпелем різьбового з'єднання // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. — № 1 (2). — С. 44-48. (Особистий внесок – запропоновано модель пари “ніпель-індикатор”, розрахункова схема, формулювання висновків, участь автора – 50%).

23. Лисканич М.В., Джус А.П. Методика визначення геометричних параметрів концентратора напружень індикаторів втоми // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. — Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2002. — № 2 (3). —

С. 25-28. (Особистий внесок – ідея, розрахункова схема, формування висновків, участь автора – 50%).

24. Лисканич М.В. Визначення оптимальної точності оцінки характеристик втомного руйнування елементів бурильної колони // *Методи та засоби технічної діагностики*. — Івано-Франківськ, 1999. — Вип. XIV. — С. 228-234.

25. Лисканич М.В. Статистична оцінка параметрів кривої втоми елементів бурильної колони // *Методи та засоби технічної діагностики: Зб. праць міжнародної міжвузівської школи-семінару*. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. — Вип. XIV. — С. 234-241.

26. Лисканич М.В. Дослідження впливу параметрів вібрації на реологічні властивості різьбових з'єднань бурильної колони // *Методи та засоби технічної діагностики: Зб. праць міжнародної міжвузівської школи-семінару*. — Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1999. — Вип. XIV. — С. 241-248.

27. Борисевич Б.Д., Лисканич М.В., Тачинський М.В. Дисперсія осрової динамічної сили, як критерій динамічності роботи і працездатності шарошкочових доліт // *Надійність машин та прогнозування їх ресурсу. У 2-х томах. Том I*. - Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, Факел, 2000. - С. 537-545. (Особистий внесок - аналіз результатів досліджень, участь в експериментах, формування висновків, участь автора – 40%).

28. Резьбовое соединение бурильных труб: А.с. 143574 СССР, МКИ E21B17/042, 12/02 / Н.Д.Щербюк, В.Н.Жаров, Н.В.Якубовский, Ю.В.Дубленич, М.В.Лисканич (СССР). -- № 4/69/93/22–03. Заявлено 24.12.87; Оpubл. 07.11.88; Бюл. № 41. (Особистий внесок – ідея, визначення аналогів і прототипів, формування формули винаходу, участь автора – 20%).

29. Різьбові з'єднання бурильних труб: Патент 62007. Україна, МПК E21B17/042 / М.В.Лисканич, П.І.Огородніков, А.П.Джус, М.С.Тачинський, В.М.Бульбас, Д.І.Козьмін. -- Заявл. 17.05.2001; Оpubл. 15.12.2003. Бюл. № 12. (Особистий внесок – ідея, аналіз результату дослідження, формування формули, участь автора – 20%).

30. Лисканич М.В. Вібрація і критерії надійності різьбових з'єднань бурильної колони // Зб. тез доп. НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. — Івано-Франківськ, 1997. — Ч. 1. — С. 118.

31. Лисканич М.В. Вплив випадкових навантажень на довговічність елементів бурильної колони // Зб. тез доп. НТК проф.-виклад. складу ІФДТУНГ. — Івано-Франківськ, 1998. — С. 26-27.

32. Лисканич М.В. Способи визначення експлуатаційних навантажень на елементи бурильної колони // Зб. тез НТК. — Полтава, 2001. — С. 36-37.

АНОТАЦІЯ

Лисканич М.В. Підвищення експлуатаційної надійності бурильної колони в умовах вібраційного навантаження. – Рукопис. Дисертація на здобуття нау-

кового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості. – Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. — Івано-Франківськ, 2005.

Дисертація присвячена розробці методу оцінювання за допомогою індикаторів величини накопичення втомних пошкоджень в різьбових з'єднаннях бурильної колони під час експлуатації та встановленню умов, що забезпечують монолітність бурильної колони в різьбах під дією вібрації. Розроблені динамічні моделі різьбового з'єднання, виявлений вплив параметрів вібрації та конструктивних чинників з'єднання на зміну його монолітності, встановлені умови, що її забезпечують. Оцінено вплив на точність показників довговічності бурильної колони в різьбових з'єднаннях параметрів таких чинників: кривих втоми з'єднань; режимів їх експлуатаційного навантаження; методу врахування накопичення пошкоджень. Розроблені теоретичні основи конструювання і застосування індикаторів та проведена оцінка ефективності їх використання.

Основні результати роботи впроваджені на підприємствах ВАТ "Укрнафта", а також використані в навчальному процесі.

Ключові слова: індикатор, замкове різьбове з'єднання, бурильна колона, вібрація, монолітність, втома, ресурс.

АННОТАЦИЯ

Лисканич М.В. Повышение эксплуатационной надежности бурильной колонны в условиях вибрационного нагружения. – Рукопись. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.12 – Машини нефтяной и газовой промышленности. — Ивано-Франковск: Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа, 2005.

Диссертация посвящена разработке метода оценки индикаторами величины накопления усталостных повреждений в резьбовых соединениях бурильной колонны во время эксплуатации и установлению условий, которые обеспечивают монолитность бурильной колонны в резьбах при вибрационном воздействии. Разработаны динамические модели замковых резьбовых соединений, определено влияние параметров вибрации и конструкционных факторов соединения на изменение его монолитности, определены условия, обеспечивающие ее. Оценено влияние на точность показателей долговечности резьбовых соединений параметров следующих факторов: кривых усталости соединений; режимов их эксплуатационного нагружения; метода учета накопления повреждений. Разработаны теоретические основы конструирования и применения индикаторов и оценена эффективность их использования.

Основные результаты работы внедрены на предприятиях ОАО "Укрнефть", а также в учебном процессе.

Диссертация состоит из введения, пяти разделов и приложений.

Во **вступлении** обоснована актуальность работы, сформулированы цели, задачи и практическая ценность работы, отображены основные результаты работы, которые выносятся на защиту.

В **первом разделе** дается обзор и анализ работ, посвященных решению проблемы обеспечения надежности бурильной колонны по условию прочности. Показано, что при определенных условиях вибрация бурильной колонны обуславливает изменение ее монолитности в резьбовых соединениях, приводящее к значительному снижению ее показателей сопротивления усталости. Показано, что определение параметров нагруженности бурильной колонны в резьбовых соединениях и оценка ее надежности с высокой вероятностью обеспечивают только индикаторы, несмотря на недостатки, имеющие место при проектировании и применении. На основании анализа современного состояния проблемы сформулированы цель и задачи исследования.

Во **втором разделе** рассматривается техническое и методическое обеспечение испытаний на усталость натурных образцов замковых резьбовых соединений, индикаторов и лабораторных образцов. Разработана методика определения оптимального объема исследований и обработки их результатов с использованием методов математической статистики.

Разработаны конструкции, обоснованы методики расчета динамических параметров стенда и образцов резьбового соединения 3-66, используемые для экспериментального подтверждения аналитических закономерностей изменения монолитности соединений в условиях вибрации.

В **третьем разделе** приводятся исследования закономерностей изменения монолитности бурильной колонны в резьбовых соединениях как от их конструктивных свойств, так и параметров вибрации. Установлено с высокой вероятностью уменьшение монолитности бурильной колонны в резьбах КНБК во время бурения скважин забойными двигателями при значениях сил предварительной затяжки резьб ниже оптимальных значений, выбираемых при интенсивных вибрациях колонны в диапазоне $(0,6...0,8)\sigma_T$ напряжений в опасном сечении нипеля замковой резьбы.

Обоснованы место и величина зоны контакта пары нипель – индикатор при существовании зазора между ее остальной поверхностью, гарантирующие номинальное напряжение в индикаторе и опасном сечении замкового резьбового соединения на одном уровне.

В **четвертом разделе** установлено, что для резьбовых соединений бурильной колонны и индикаторов приемлема корректированная линейная гипотеза накопления усталостных повреждений и определены для них средние значения и величина рассеивания коэффициентов относительной долговечности. Обоснована методика расчета долговечности бурильной колонны, используя характеристики сопротивления усталости резьбового соединения и условия его эксплуатационной нагруженности. Усовершенствована методика выбора размеров

конструкции индикаторов и определены параметры их кривых усталости с вероятностью разрушения 95% и погрешностью 4%. Установлено влияние на ФРД резьбовых соединений рассеивания отдельных параметров их кривых усталости и характеристик нагруженности.

В пятом разделе обосновано доминирование в КНБК двухкомпонентного процесса изменяющегося периодического нагружения, на основании чего разработана математическая модель расчета ресурса бурильной колонны при бурении забойными двигателями и уточнена его величина при роторном бурении. Установлено, что определение долговечности бурильной колонны с использованием аналитических зависимостей обеспечивает точность с вероятностью неразрушения не более 70%, экспериментальное определение нагруженности при помощи индикаторов обеспечивает точность с вероятностью неразрушения 95% и выше.

Результаты исследования, конструкция и методика использования индикаторов внедрены в ОАО "Укрнефть" и использованы в учебном процессе при изучении дисциплин "Теоретическая механика", "Динамика машин, вибрация и виброзащита" для студентов специальности 7.090217 – Оборудование нефтяных и газовых промыслов.

Ключевые слова: индикатор, замковое резьбовое соединение, бурильная колонна, вибрация, монолитность, усталость, ресурс.

ABSTRACT

Lyskanich M.V. Increase of operation reliability of drill string under the conditions of vibration load. – Manuscript. Dissertation for a doctor degree in technical studies. Speciality 05.05.12 – Machines of oil and gas industry. Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. – Ivano-Frankivsk, 2005.

The dissertation deals with developing the method to evaluate by means of indicators the accumulation volume of fatigue failures in threaded joints of drill string during operation, as well as to create conditions which provide firmness of threads under vibration. Dynamic models of threaded joints have been developed, impact of vibration parameters and construction characteristics of the joint upon its firmness have been determined. There has also been evaluated the impact of such factors as joint fatigue curves, operational load regimes, calculating method of failures accumulation upon the accuracy of threaded joints durability indices. Theoretical basis of design and use of indicators has been worked out and evaluated.

The main results have been implemented at the enterprises of joint stock venture "Ukrnafta" and checked in the process of teaching.

Key words: indicator, threaded tool joint, drill string, vibration, firmness, fatigue, resource.