

622.276.53.054(043)

M69

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

Михайлюк Василь Володимирович

УДК 622.276.~~054~~

.53.054(04)

*В. Михайлюк*

M69

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ  
РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НАСОСНИХ ШТАНГ

05.05.12 – Машини нафтової та газової промисловості

АВТОРЕФЕРАТ  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Івано-Франківськ – 2013

Дисертацією є рукопис

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



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

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Харченко Євген Валентинович**  
Національний університет «Львівська політехніка», завідувач кафедри опору матеріалів

доктор технічних наук, доцент  
**Яким Роман Степанович**  
Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка, професор кафедри машинознавства і матеріалознавства

Захист відбудеться "23" жовтня о 10<sup>00</sup> год. на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04 при Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15.

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

Автореферат розісланий " 19 " вересня 2013 року

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради Д 20.052.04  
кандидат технічних наук, доцент

Л. Д. Пилипів



an2396

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Більше 70 % нафтових свердловин України оснащені штанговими свердловинними насосними установками (ШСНУ), за допомогою яких видобувається 50 % всієї нафти. Це пояснюється відносною простотою конструкції ШСНУ та зручністю в експлуатації.

В той же час, як показує практика, мають місце численні відмови свердловинного обладнання ШСНУ, особливо колон насосних штанг, оскільки вони зазнають корозії, зношування та дії змінних навантажень. Напружено-деформований стан елементів різьбового з'єднання визначається характером розподілу навантажень по витках різьби, який є нерівномірним і залежить від багатьох чинників. Їх вплив на сьогодні є недостатньо вивченим, через що виникає необхідність удосконалення методики оцінки розподілу навантажень по витках різьби насосних штанг. Зважаючи на це, розроблення нових конструкцій різьбових з'єднань і заходів з метою підвищення ефективності експлуатації та їх дослідження є актуальним завданням, що потребує вирішення.

**Мета і завдання дослідження.** Мета дисертаційної роботи полягає у підвищенні ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом розроблення нових конструкцій та оцінки їх напружено-деформованого стану.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

1. Провести аналіз причин відмов різьбових з'єднань насосних штанг, існуючих методик оцінки розподілу навантажень по витках різьби та способів зменшення їх нерівномірності.
2. Удосконалити методику оцінки розподілу навантажень по витках різьби насосних штанг, для забезпечення максимального відтворення особливостей їх напружено-деформованого стану в експлуатаційних умовах.
3. Дослідити вплив граничних розмірів елементів нових та зношених різьбових з'єднань на їх напружено-деформований стан. Оцінити напружено-деформований стан різьбового з'єднання за умов сумісної дії моменту згинчування, згину та осьового навантаження.
4. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень вдосконалити конструкції різьбових з'єднань насосних штанг з метою підвищення ефективності їх експлуатації.
5. Провести апробацію отриманих наукових результатів.

**Об'єктом досліджень** є напружено-деформований стан різьбових з'єднань насосних штанг.

**Предмет дослідження:** способи і методи підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг.

**Методи досліджень:** комплексне застосування фізичного, математичного та комп'ютерного моделювання об'єктів дослідження для підтвердження адекватності отриманих результатів. Основні положення дисертаційної роботи, що складають наукову новизну, науково обґрунтовано із залу-

*an 2396 - an 2396*

ченням математичних методів теорії диференціальних рівнянь. Для підтвердження адекватності отриманих результатів на лабораторних установках застосовано експериментальні методи.

**Положення, що виносяться на захист:**

1. Оцінка напружено-деформованого стану різбових з'єднань насосних штанг в залежності від їх конструктивних особливостей, діючого навантаження та величини зносу різбової частини з використанням програмних продуктів на базі методу кінцевих елементів (МКЕ).

2. Методи підвищення ефективності експлуатації різбових з'єднань насосних штанг за рахунок зміни конструктивних особливостей їх елементів.

**Наукова новизна отриманих результатів:**

- вперше досліджено розподіл навантажень по витках різбового з'єднання насосних штанг при сумісній дії моменту згвинчування, згину та осевого навантаження.

- встановлено закономірності розподілу навантажень по витках нового та гранично зношеного різбового з'єднання насосних штанг з мінімальним та максимальним перекриттям витків різби;

- розроблено нові методи підвищення ефективності експлуатації різбових з'єднань насосних штанг за рахунок зміни їх конструктивних елементів.

**Практичне значення отриманих результатів:**

- розроблено удосконалені конструкції різбових з'єднань насосних штанг;

- удосконалено методику оцінки розподілу навантажень по витках різбового з'єднання насосних штанг шляхом врахування сил тертя в різбї, точності її виготовлення, зсуву витка від згину, зрізу та радіальних деформацій, які виникають від дії сил на торцях витка, осевого стиску або розтягу елементів з'єднання;

- вдосконалено методику розрахунку моментів згвинчування різбових з'єднань насосних штанг та здійснено їх раціональний вибір.

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

- вдосконалено існуючий та запропоновано новий спосіб контролю моменту згвинчування насосних штанг [1];

- досліджено вплив довжини зарізбової канавки насосної штанги на розподіл напружень по витках її різби [3, 8];

- запропоновано більш точну методику обчислення розподілу навантаження по робочих витках різби [9];

- запропоновано на зовнішній поверхні насосної муфти встановлювати гладкі циліндричні кільця з натягом для отримання рівномірного розподілу навантаження по витках різби [4];

- вдосконалено методику розрахунку моментів згвинчування [2];

- запропоновано конструкції динамометричних ключів [5-7].

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на: міжнародних науково-технічних конференціях: "Ресурсозберігаючі технології в нафтогазовій енергетиці" "ІФНТУНГ-40", (Івано-Франківськ, 16-20 квітня 2007 р.), "Техніка і прогресивні технології в нафтогазовій інженерії" (Івано-Франківськ, 16-20 вересня 2008 р.), "Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи" (Івано-Франківськ, 20-23 жовтня 2009 р.) та Всеукраїнській науково-практичній конференції "Інноваційний потенціал української науки – XXI сторіччя", (м. Запоріжжя, 9-14 квітня 2012р).

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

**Публікації.** За результатами досліджень, які викладені в дисертаційній роботі, опубліковано 9 наукових праць, зокрема, 4 статті у фахових виданнях, отримано 3 патенти України на винаходи, 2 – у збірниках праць міжнародних та всеукраїнських конференцій.

**Структура дисертації.** Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, додатків, списку використаних літературних джерел. Повний обсяг дисертації складає 172 сторінки, у тому числі 78 рисунків та 9 таблиць, 118 найменувань використаних літературних джерел на 11 сторінках, 2 додатки на 19 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність роботи, висвітлено мету, основні завдання і методи досліджень, наукову новизну та її загальну характеристику.

У першому розділі проаналізовано умови роботи різьбових з'єднань насосних штанг, визначено вплив на частоту поломок насосних штанг таких експлуатаційних чинників як викривлення та обводненість свердловини, зношування зовнішніх поверхонь муфт, зношування різьб та інші. В результаті аналізу відмов різьбових з'єднань насосних штанг встановлено, що основною причиною їх виходу з ладу є втомне руйнування різьбової частини (ніпеля та муфти) або розгвинчування з'єднання. Визначальним в цих випадках є рівень напружень, що виникає в процесі згвинчування з'єднання з відповідним моментом та їх розподіл по витках різьби.

Проаналізувавши доступні методи визначення навантажень й розподілу напружень по витках різьбових з'єднань, запропонованих такими вченими як І. А. Біргер, Е. Жакс, М. С. Жуковський, М. Л. Клячкін, Л. Мадушка, Є. Паланд, Б. С. Цфас, К. Kloss, W. Schneider, P. Dietz, J. Blechschmidt, A. Kober, встановлено, що використання диференціального методу, запропонованого І. А. Біргером, є найбільш точним. Однак, при рішенні завдання загальної деформації тіла болта й гайки, які є аналогом ніпельної та муфтової частини різьбового з'єднання насосних штанг, необхідно врахувати сили

тертя, які виникають у різьбі, точність її виготовлення, зсув витка від згину, зрізу та радіальні деформації від сил на торцях витка, сил осьового стиску або розтягу різьби.

Від розподілу навантажень по робочих витках різьбового з'єднання залежить величина напруження в небезпечному поперечному перерізі. На основі аналізу існуючих способів зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби насосних штанг встановлено, що їх застосування значно підвищує довговічність з'єднання при дії зусиль розтягу-стиску, але цей вплив послаблюється при дії зусиль згину, що виникають в колоні штанг від викривлення стовбура свердловини.

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

У другому розділі уточнено методику визначення розподілу навантажень по витках різьби насосних штанг.

Враховуючи недоліки існуючих методик, які розглянені в розділі I, для схеми навантажування "ніпель розтягнений і муфта стиснута" (рис. 1), уточнено залежність визначення розподілу навантажень по робочих витках різьби з врахуванням сили тертя в різьбі, точності її виготовлення, зсуву витка від згину, зрізу та радіальних деформацій від сил на торцях витка, сил осьового стиску або розтягу різьби:

$$q(z) = \frac{F e^{\alpha(1/H+z)}}{sh bH} [bch bz \mp ash bz], \quad (1)$$

$$F(z) = \int_0^z q(z) dz = \frac{F e^{\alpha(1/H+z)} sh bz}{sh bH}. \quad (2)$$

де  $H$  – висота різьбової частини муфти, що знаходиться в контакті з різьбою ніпеля;

$m, \beta$  – коефіцієнти, які залежать від механічних властивостей матеріалу, геометричних параметрів різьби та з'єднання в цілому;

$F$  – осьове навантаження;

$z$  – координата довжини різьбового з'єднання;

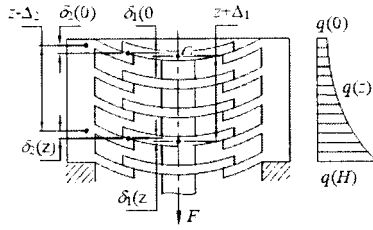
$a, b, c$  – коефіцієнти, що залежать від механічних властивостей матеріалу різьбового з'єднання та його геометричних параметрів;

$h$  – площа зрізу витка різьби.

Нерівномірний розподіл навантажень по робочих витках різьбового з'єднання зумовлює нерівномірний розподіл напружень. Осьові напруження в тілі ніпеля і муфти визначаються за формулами

$$\sigma_1(z) = \frac{F(z)}{A_1}, \quad \sigma_2(z) = \frac{F(z)}{A_2}, \quad (3)$$

де  $A_1, A_2$  – площі поперечних перерізів ніпеля і муфти відповідно.

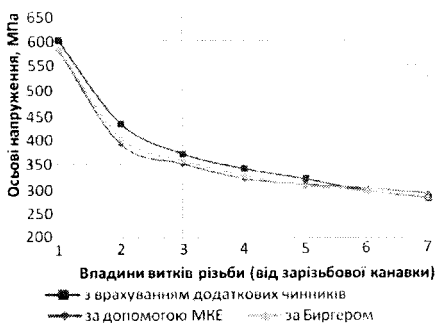


$\Delta_1, \Delta_2$  – осьові деформації різьбової частини ніпеля та муфти відповідно;  
 $\delta_1(z), \delta_1(0)$  – прогини витків різьби ніпеля вздовж середнього діаметру  $d_2$  в перерізі з координатою  $z$  і початку координат ( $z = 0$ );  
 $\delta_2(z), \delta_2(0)$  – прогини витків різьби муфти вздовж середнього діаметру  $d_2$  в перерізі з координатою  $z$  і початку координат ( $z = 0$ )  
**Рисунок 1 – Розрахункові схеми з'єднання "ніпель розтягнутий і муфта стиснута"**

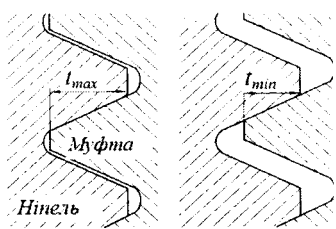
В третьому розділі досліджено напружено-деформований стан нових та зношених різьбових з'єднань насосних штанг з різними величинами перекриття витків за допомогою МКЕ.

З використанням програмного продукту ANSYS отримано розподіл еквівалентних та осьових напружень у стандартних різьбових з'єднаннях насосних штанг діаметром 19 мм (ГОСТ 13877-96) виготовлених із сталі 20Н2М (ГОСТ 4543-71) ( $E=2,1 \cdot 10^{11}$  Па,  $\nu=0,28$ ,  $\sigma_m=685$  МПа,  $\sigma_e=880$  МПа). Різьбові з'єднання навантажували осьовою силою та моментом згинчування. Враховували також тертя між контактуючими поверхнями з'єднання.

Для верифікації розрахунків розподілу напружень по впадинах витків різьби насосної штанги в даній роботі виконано порівняння результатів (рис. 2), отриманих за допомогою МКЕ, аналітичних висновків І.А. Біргера із запропонованим уточненим методом, поданим в розділі 2.



**Рисунок 2 – Розподіл осьових напружень по витках різьбового з'єднання насосних штанг, отриманих за допомогою різних методів розрахунку**



а – максимальне перекриття витків ( $t_{max}$ );  
 б – мінімальне перекриття витків ( $t_{min}$ )

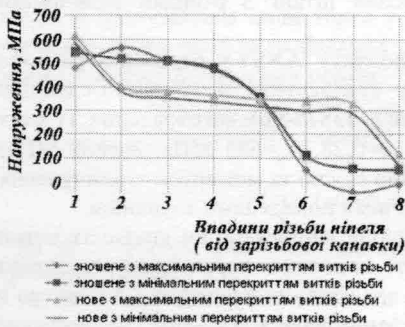
**Рисунок 3 – Граничні випадки контакту витків різьби ніпеля та муфти**

Одним з експлуатаційних чинників, що суттєво впливає на частоту відмов різьбових з'єднань є величина зношування їх елементів, що відбувається в процесі їх багаторазового згвинчування-розгвинчування під час спуско-підйомних робіт.

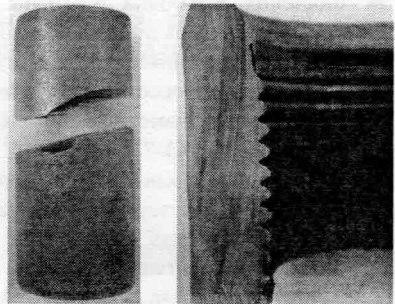
Проаналізувавши методику визначення величини зношування різьби ніпеля під час згвинчування-розгвинчування, затягування і розкріплення з'єднань насосних штанг, запропоновану С.А. Бабаяном, встановлено, що із збільшенням зазору у різьбовому з'єднанні – величина зношування різьби збільшується.

З метою визначення напружено-деформованого стану різьбових з'єднань насосних штанг, виготовлених з наступними граничними допусками розмірів ніпеля та муфти: ніпель виконаний з найменш можливими допусками, а муфта – із найбільшими та у випадку коли ніпель виконаний з найбільшими допусками, а муфта відповідно – з найменшими (рис. 3), побудовано їх осесиметричні моделі.

На основі побудованих графічних залежностей (рис. 4) зроблено наступні висновки:



**Рисунок 4 – Розподіл осьових напружень по впадинах різьби ніпеля нової та зношеної насосної штанги діаметром 19 мм**



а) – муфта (вид збоку); б) – поздовжній переріз муфти

**Рисунок 5 – Руйнування муфти зі зношеною різьбою**

- максимальні осьові напруження виникають в першій впадині різьби ніпеля в новому різьбовому з'єднанні як з мінімальним так і з максимальним перекриттям витків та їх різниця для різних величин перекриття витків становить 31 МПа. Менші осьові напруження виникають в з'єднанні з мінімальним перекриттям витків, що можна пояснити зменшенням дії на витки навантажень зрізу і відповідно збільшенням величини навантажень гину. Використання на практиці різьбових з'єднань з мінімальним перекриттям витків є допустимим, оскільки незначне зменшення величини напружень при циклічній роботі колони насосних штанг збільшує її довговічність.

- більш рівномірний розподіл осьових напружень по впадинах витків зношеної різьби ніпеля спостерігається у з'єднанні з мінімальним перекрит-



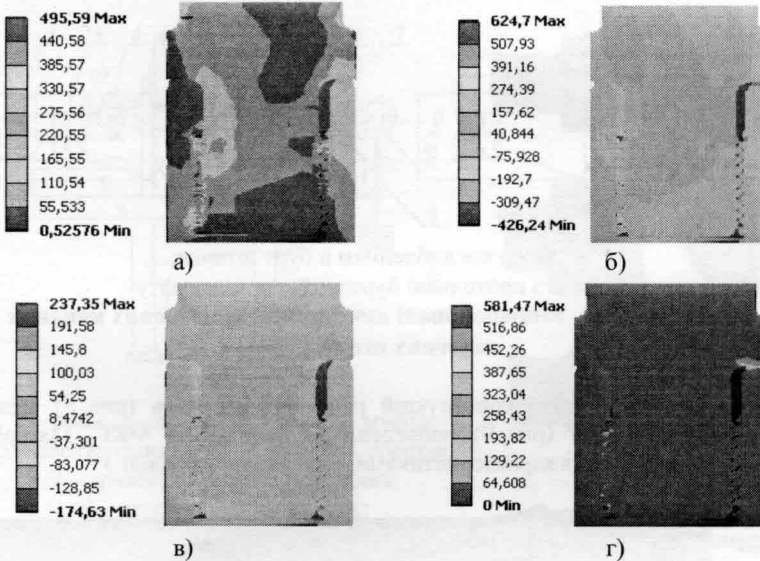
тям витків різби, хоча по трьох останніх впадинах різби величини напружень є вищими порівняно із з'єднанням з максимальним перекриттям витків.

- розподіл напружень по впадинах різби ніпеля стає рівномірнішим у випадку збільшення величини зношування різбового з'єднання насосної штанги, що позитивно впливає на довговічність роботи різбового з'єднання при циклічних динамічних навантаженнях. В процесі подальшого зношування витків різби напруження зростають у середніх витках, а у крайніх – зменшуються. Відповідно вплив подальшого зношування на довговічність роботи з'єднання є негативним.

Руйнування муфти насосної штанги із зношеною різбою (рис. 5) відбувається по сьомій впадині витка її різби за рахунок виникнення і концентрації в ній напружень.

У **четвертому розділі** досліджено напружено-деформований стан різбового з'єднання насосних штанг при сумісній дії на нього зусиль осевого розтягу, моменту згинчування, моменту згину та подано методику дослідження втомного руйнування їх різбових з'єднань.





За допомогою програмного продукту ANSYS Workbench отримано розподіл еквівалентних, осевих, радіальних напружень та контактного тиску (рис. 6) у стандартному з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм згідно схеми навантажування, поданої на рис. 7.

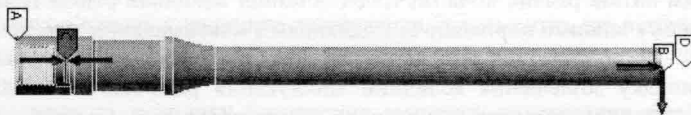


а – еквівалентні (за Мізесом); б – осеві;  
в – радіальні (в площині згину); г – контактний тиск

**Рисунок 6 – Розподіл напружень у різбовому з'єднанні насосних штанг діаметром 19 мм при сумісній дії моменту згинчування, осевого зусилля та моменту згину**

Static Structural

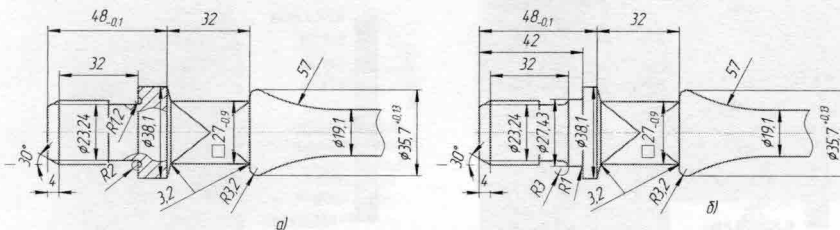
-  Fixed Support
-  Force
-  Bolt Pretension
-  Pressure



**Рисунок 7 – Схема навантажування різьбового з'єднання (сумісна дія моменту згвинчування, згину та осевого навантажування)**

Встановлено, що перерозподіл напружень з врахуванням дії моменту згину на різьбове з'єднання відбувається наступним чином: напруження у впадинах витків різьби в лівій частині (відносно осі) різьбового з'єднання зростають, а у правій – спадають. Збільшення величини осевої складової еквівалентних напружень при збільшенні згинального моменту приведе до розкриття стику між торцями муфти та головки насосної штанги, внаслідок чого відбудеться самовідгвинчування або руйнування різьбового з'єднання. Перерозподіл контактних тисків у з'єднанні відбувається аналогічно перерозподілу напружень.

З метою підвищення втомної міцності різьбових з'єднань насосних штанг за рахунок зменшення дії зусиль, які сприймають торці ніпеля та муфти, запропоновано нові конструкції зарізьбових канавок (рис. 8).



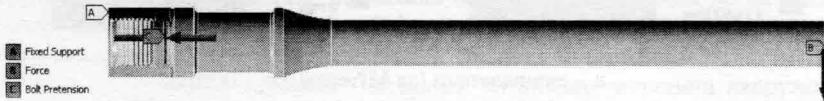
а – з поглибленням в бурт штанги;

б – з проточкою бурта штанги під муфту

**Рисунок 8 – Запропоновані конструкції зарізьбових канавок насосних штанг  $\varnothing 19$  мм**

Дослідження зразків конструкцій різьбових з'єднань (рис. 8) згідно схеми навантажування (рис. 9) проведено за допомогою МКЕ. Матеріал штанги – сталь 20Н2М з характеристиками, описаними в розділі 3.

Static Structural



-  Fixed Support
-  Force
-  Bolt Pretension

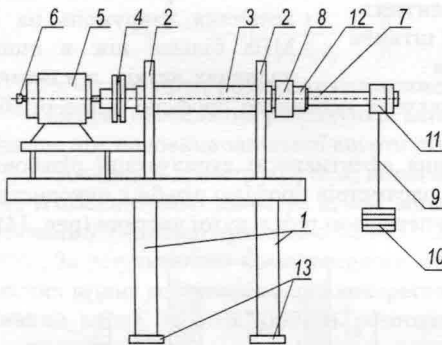
**Рисунок 9 – Схема навантажування різьбового з'єднання (сумісна дія моменту згвинчування та осевого навантажування)**

Згідно результатів досліджень, найбільшу кількість циклів до руйнування реалізує різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту (709348 циклів) меншу кількість циклів – різьбове з'єднання з поглибленням у бурт штанги (588102 циклів), і найменше – стандартне різьбове з'єднання (528047 циклів).

З метою визначення працездатності запропонованих типів різьбових з'єднань насосних штанг в умовах дії навантажень згину використана методика натурних випробувань на втому з використанням установки ЗКШ-25, принципова схема якої зображена на рис. 10. Для досліджень використано насосні штанги Ø25 мм з різьбовою частиною проточеною під типорозмір насосних штанг Ø19 мм. Схема і величини навантажень аналогічні використаним при моделюванні за допомогою МКЕ.

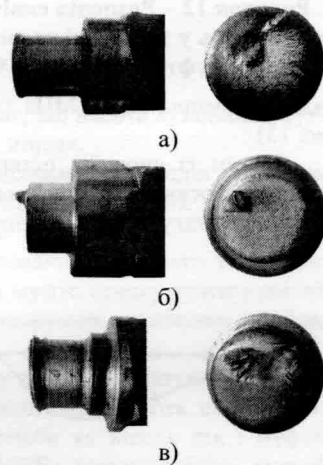
Різьбові з'єднання насосних штанг всіх запропонованих конструкцій піддалися передчасному втомному злому (рис. 11). Найбільш стійким до втомного руйнування є різьбове з'єднання з проточкою бурта штанги під муфту (718675 циклів), менш стійким – різьбове з'єднання з проточкою в бурт штанги (570554 циклів), та найменш стійким – стандартне різьбове з'єднання насосних штанг (528047 циклів).

Результати натурних випробувань показали незначні відмінності з результатами, отриманих за допомогою комп'ютерного моделювання.



- 1 – рама; 2 – стійка; 3 – вал; 4 – муфта;  
 5 – електродвигун; 6 – лічильник обертів;  
 7 – зразок; 8 – муфта перехідна;  
 9 – стержень; 10 – вантаж;  
 11 – підшипник; 12 – муфта;  
 13 – амортизаційні гумові прокладки

**Рисунок 10 – Схема установки ЗКШ-25 для втомних випробувань насосних штанг при циклічному згині**

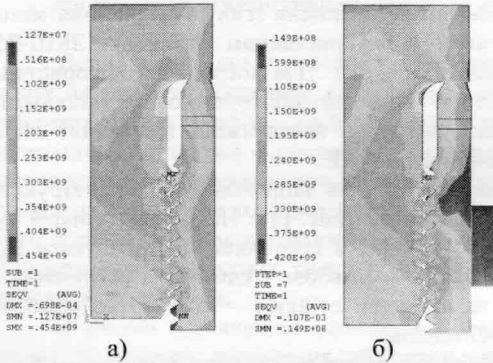


- а – стандартна штанга;  
 б – з проточкою, виконаною в бурт штанги; в – з проточкою бурта штанги під муфту

**Рисунок 11 – Зразки зруйнованих насосних штанг**

У п'ятому розділі розроблено заходи з метою підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг.

Запропоновано спосіб підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг шляхом зміни середнього діаметра різьби муфти за рахунок встановлення на поверхні муфти гладкого циліндричного кільця з натягом (рис. 12).

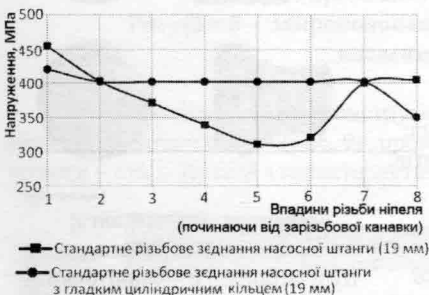


а – стандартне; б – стандартне з кільцем на муфті

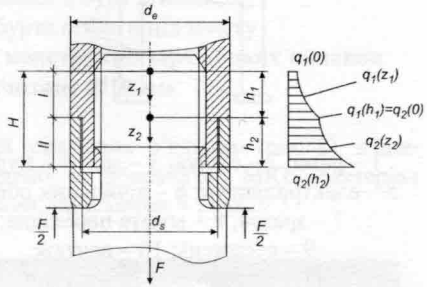
**Рисунок 12 – Розподіл еквівалентних напружень у з'єднанні насосної штанги і муфти діаметром 19 мм**

впадині – менша на 50 МПа (за рахунок неповного профілю витка різьби) (рис. 13).

Одним із способів підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг без зміни параметрів профілю різьби є використання муфти розтягу-стиску із змінним перерізом розтягнутої частини (рис. 14).



**Рисунок 13 – Розподіл еквівалентних напружень по впадинах різьби ніпеля**



$H$  – висота різьбової частини муфти, що знаходиться в контакті з різьбою ніпеля

**Рисунок 14 – Різьбове з'єднання з муфтою стиску-розтягу**

В результаті вдосконалення математичної моделі розрахунку з'єднання з врахуванням зміщення витка від згину, зрізу та радіальних деформацій, які виникають від дії сил на бокові поверхні витка, отримано залежності для визначення:

– інтенсивності розподілу навантажень  $q_1(z_1)$  на частині I і навантаження в будь-якому перерізі  $z_1$

$$q_1(z_1) = \frac{(1-\varepsilon)F e^{(h_1-z_1)a_1}}{sh h_1 h_1} [b_1 c h b_1 z_1 - a_1 sh b_1 z_1], \quad (4)$$

$$F(z_1) = \int_0^{z_1} q_1(z_1) dz_1 = \frac{(1-\varepsilon)F e^{(h_1-z_1)a_1} sh b_1 z_1}{sh h_1 h_1}, \quad (5)$$

– інтенсивності розподілу навантажень  $q_2(z_2)$ , на частині II і навантаження в будь-якому перерізі  $z_2$

$$q_2(z_2) = \frac{F}{e^{(h_2-z_2)a_2}} \left\{ \frac{e^{(h_2-z_2)a_2} (b_2 c h b_2 z_2 - a_2 sh b_2 z_2)}{sh b_2 h_2} \left[ \frac{1 - e^{(h_2-a_2)b_2}}{\beta_2 E_1 A_1} + \varepsilon \cdot e^{(h_2-a_2)b_2} \right] + \frac{e^{h_2 z_2}}{b_2 + a_2} \left[ \frac{1}{\gamma_2 E_1 A_1} - \varepsilon \cdot m_2 \right] \right\}, \quad (6)$$

$$F(z_2) = \int_0^{z_2} q_2(z_2) dz_2 = F \left\{ \frac{e^{(h_2-z_2)a_2} sh b_2 z_2}{sh b_2 h_2} \left[ \frac{1 - e^{(h_2-a_2)b_2}}{\beta_2 E_1 A_1} + \varepsilon \cdot e^{(h_2-a_2)b_2} \right] + \left[ e^{(h_2-a_2)z_2} - 1 \right] \cdot \left( \frac{1}{\beta_2 E_1 A_1} - \varepsilon \right) \right\}, \quad (7)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт розподілу навантажень.

Згідно проведених розрахунків впливає, що висота  $h_1$  повинна бути не більше ніж половина загальної висоти різьби ніпеля.

Зовнішній діаметр муфти  $d_c$  незначно впливає на розподіл навантажень, але із зменшенням діаметра  $d_s$  має місце більш рівномірний розподіл навантажень у з'єднанні приблизно на 15 ... 20 %.

За результатами комп'ютерного моделювання різьбового з'єднання насосних штанг встановлено, що використання муфти стиску-розтягу дає позитивний вплив на рівномірність розподілу напружень у новому різьбовому з'єднанні.

В зношеному з'єднанні насосних штанг перші контактуючі витки виходять з контакту, внаслідок чого навантаження сприймають середні витки. Для введення в контакт зношених витків різьби як ніпеля так і муфти на основі результатів проведеного аналізу МКЕ запропоновано зменшити довжину муфти на 2,54 мм (один крок).

Проаналізувавши методики розрахунку моментів згинчування різьб насосних штанг виявлено суттєві недоліки: відсутність врахування масштабного фактору та величини границі плинності сталі.

В результаті вдосконалення методики розрахунку моментів згинчування різьб насосних штанг отримано залежності визначення коефіцієнтів за-тягнення

$$k = \frac{\sigma_{\text{зам}}}{\sigma_m} = 0,525 - 0,141 \lg \frac{A_z}{2}, \quad (8)$$

де  $\sigma_{\text{зам}}$  – напруження затягнення;

$\sigma_m$  – границя плинності сталі;

$A_z$  – площа поперечного перерізу ніпеля.

Враховуючи залежність (8), величини моментів затягнення, які є функцією діаметра різьби ніпеля та величини границі плинності сталі  $\sigma_m$ , запропоновано розраховувати за формулою

$$M_d = \frac{F_v}{2} \left( \frac{P}{\pi} + \frac{D_2 \cdot \mu''}{\cos \alpha} + D_A \cdot \mu_A \right), \quad (9)$$

де  $M_d$  – момент згвинчування різьби штанги ;

$F_v$  – сила попереднього затягнення ( $F_v = k \sigma_m A_z$ );

$P$  – крок різьби;

$D_2$  – середній діаметр різьби;

$\mu''$  – коефіцієнт тертя бічних поверхонь витків різьби,  $\mu'' = 0,17$ ;

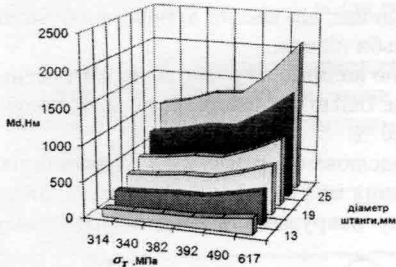
$\alpha$  – половина кута профілю різьби  $\alpha = 30^\circ$ ;

$D_A$  – середній діаметр контактної поверхні торців муфти та ніпеля;

$\mu_A$  – коефіцієнт тертя опорної поверхні муфти та ніпеля,  $\mu_A = 0,15$ ;

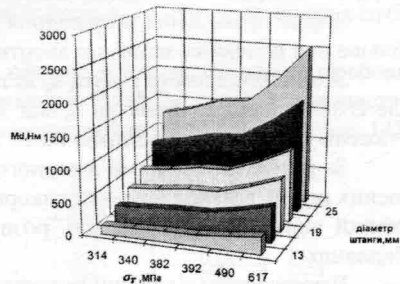
$A_z$  – площа задньої проточки ніпеля (зарізьбованої канавки).

Моменти згвинчування, розраховані за залежністю (9) для різних марок сталей і розмірів штанг подано на рис. 15, максимальні моменти згвинчування – на рис.16.



Марка сталі	314	340	382	392	490	617
13	116	126	141	145	181	226
16	238	258	290	298	372	468
19	350	379	425	437	546	687
22	482	522	586	602	752	947
25	748	810	910	934	1167	1470
29	1072	1160	1304	1338	1672	2106

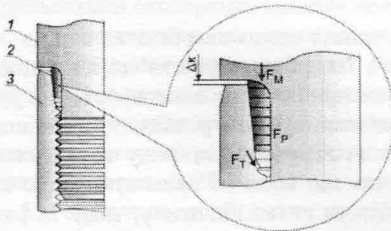
**Рисунок 15** – Діаграма залежності моментів згвинчування  $M_d$ , Н·м, різьб насосних штанг діаметром  $d$ , мм, від дискретних величин границі плинності сталі  $\sigma_m$ , МПа



Марка сталі	314	340	382	392	490	617
13	139	151	170	174	218	274
16	286	310	348	357	446	562
19	420	454	511	524	655	825
22	578	626	704	722	902	1136
25	897	972	1092	1120	1400	1763
29	1286	1392	1564	1605	2007	2527

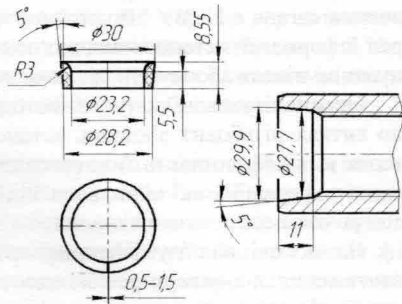
**Рисунок 16** – Діаграма залежності максимальних моментів згвинчування  $M_d$ , Н·м, різьб насосних штанг діаметром  $d$ , мм, від дискретної величини границі плинності сталі  $\sigma_m$ , МПа

На основі аналізу існуючих засобів та способів запобігання процесу самовідгвинчування різьбових з'єднань насосних штанг запропоновано новий спосіб – встановлення в зарізбову канавку з'єднання розрізного пружного кільця (рис. 17).



1 – насосна штанга; 2 – кільце фіксу-  
юче; 3 – муфта;  $F_M$  – осьове наванта-  
ження на фіксуюче кільце;  $F_T$  – зу-  
силля тертя;  $F_p$  – радіальне зусилля;  
 $\Delta K$  – величина притискання кільця  
в осьовому напрямку

**Рисунок 17 – Різьбове з'єднання насосних штанг із розрізним кільцем в зарізбовій канавці**



**Рисунок 18 – Геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця та фаски на внутрішній поверхні муфти діаметром 19 мм**

Матеріалами елементів різьбового з'єднання прийнято сталь 20М2Н, матеріалом кільця вибрано поліпропілен ( $E=3,1 \cdot 10^9$  Па,  $\nu=0,44$ ,  $\sigma_s=140$  МПа).

В результаті моделювання МКЕ встановлено напружено-деформований стан різьбового з'єднання та геометричні розміри розрізного фіксуючого кільця і фаски на внутрішній поверхні біля торця муфти для штанг діаметром 19 мм (рис. 18).

Вплив розрізного фіксуючого кільця на загальний напружено-деформований стан різьбового з'єднання насосних штанг є незначним (різниця максимальних еквівалентних напружень за Мізесом становить 2 МПа).

Експериментально підтверджено працездатність конструкції розрізного фіксуючого кільця (без змащування поверхонь, так із наявністю мастила). Для виготовлення кілець використано три різні матеріали: фторопласт, капрон та поліпропілен. З поміж досліджуваних кілець найбільш придатним до використання є поліпропілен (зумовлює більший момент розкріплення з'єднання та має меншу в декілька раз вартість).

Розкріплення різьбового з'єднання насосних штанг з поліпропіленовим кільцем потребує прикладення моменту на 20 % більшого, ніж для з'єднання без кільця.

Запропонований спосіб використання кілець є досить простим і надійним для фіксації різьбових з'єднань насосних штанг. Крім цього, кільце сприяє рівномірнішому розподілу навантажень по витках різьби, та запобігає потраплянню пластової рідини в різьбу.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень вирішено науково-практичне завдання підвищення ефективності експлуатації різьбових з'єднань насосних штанг:

1. На основі аналізу статистичних даних щодо аварій з колонами насосних штанг в НГВУ "Долина нафтогаз", "Надвірна нафтогаз" та інших джерел інформації встановлено, що основною причиною їх відмов є втомне руйнування ніпеля або муфти, а також самовідгвинчування різьбового з'єднання.

Проаналізувавши існуючі методики визначення розподілу навантажень по витках різьбових з'єднань встановлено, що вони не враховують дію сил тертя в різьбі, точність її виготовлення, зсув витка від згину, зрізу та радіальні деформації, які виникають від дії сил на торцях витка, осьового стиску або розтягу елементів з'єднання.

На основі аналізу існуючих способів зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби насосних штанг встановлено, що їх застосування підвищує довговічність з'єднання при дії зусиль розтягу-стиску, але цей вплив послаблюється при дії зусиль згину.

2. Удосконалено методику оцінки розподілу навантажень по витках різьбового з'єднання насосних штанг шляхом врахування сил тертя в різьбі, точності її виготовлення, зсуву витка від згину, зрізу та радіальних деформацій, які виникають від дії сил на торцях витка, осьового стиску або розтягу елементів з'єднання. Значення напружень у впадинах різьби отриманих за удосконаленою методикою перевищують обчислені за запропонованою А. І. Біргером на величину від 3 до 20 МПа. Це свідчить про необхідність її використання при проектуванні колон насосних штанг.

3. Досліджено вплив граничних розмірів на розподіл напружень в нових та зношених різьбових з'єднаннях насосних штанг. Встановлено, що величина максимальних осьових напружень, яка виникає в з'єднанні з мінімальним перекриттям витків на 5 % менша ніж в з'єднанні з максимальним перекриттям, що пояснюється зменшенням дії на витки зусиль зрізу і відповідно збільшенням зусиль згину.

В результаті порівняльного аналізу напружено-деформованого стану нових та зношених різьбових з'єднань встановлено, що зношування витків у процесі згвинчування-розгвинчування до певної межі позитивно впливає на розподіл напружень по витках різьби, але в подальшому чинить негативний вплив, особливо при мінімальних величинах перекриття витків, концентруючи напруження по впадині витка різьби муфти, в результаті чого відбувається руйнування її тіла.

За результатами аналізу напружено-деформованого стану різьбового з'єднання при сумісній дії на нього моменту згвинчування, згину та осьового навантаження встановлено зростання максимальних напружень в з'єднанні до рівня, що супроводжується розкриттям його стику, з подальшим самовідгвинчуванням або руйнуванням.



4. За результатами теоретичних досліджень вдосконалено різьбове з'єднання насосних штанг шляхом внесення конструктивних змін, а саме:

- виконання проточки упорного бурта штанги дає змогу збільшити ресурс роботи з'єднання на 35 % в порівнянні зі стандартним, що підтверджено результатами експериментальних досліджень;

- встановлення на поверхні муфти з натягом гладких циліндричних кілець зумовлює зміну профілю різьби муфти, що сприяє вирівнюванню напружень по витках різьби та зменшенню їх максимальних значень на 7 %;

- використання фіксуючих кілець для запобігання самовідгвинчування та захисту від корозії різьбових з'єднань, що забезпечує збільшення моменту їх розгвинчування на 20 %.

5. Результати аналітичних та лабораторних досліджень апробовані в нафтогазовидобувних підприємствах ПАТ “Укрнафта”. Розроблену методику розрахунку моментів згвинчування різьбових з'єднань насосних штанг прийнято до використання в НГВУ “Надвірнанафтогаз”. Використання фіксуючих кілець для запобігання процесу самовідгвинчування та захисту від корозії різьбових з'єднань насосних штанг рекомендовано до впровадження в НГВУ “Долинонафтогаз”.

#### СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Копей Б.В. Затягування різьбових з'єднань та способи контролю моменту згвинчування насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, М.В.Лисканич // Розвідка та розробка нафтових та газових родовищ, ІФНТУНГ. – 2007. - №3(24). – с.82-88.

2. Копей Б.В. Оптимізація затягнення різьб при згвинчуванні насосних штанг / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – 2008. – № 2(18). – С.32-39.

3. Копей Б.В. Моделювання різьб насосних штанг методом скінченних елементів / Б.В. Копей, В.В. Михайлюк, В.Б. Копей // Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ: – 2009. – №2(20). –С.61-67.

4. Михайлюк В.В. Розроблення різьбового з'єднання насосних штанг з рівномірним розподілом зусиль між витками різьби / Михайлюк В.В.// Науковий вісник ІФНТУНГ. – Івано-Франківськ: - 2010. – №4(26). – С. 61-65.

5. Пат. 83105 Україна, МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Шостаківський І.І.; патентовласник ІФНТУНГ. – № 2006 08267; заявл. 24.07.2006; опуб. 10.06.2008. Бюл: № 11. – 6 с.

6. Пат. 79789 Україна; МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Парайко Ю.І., Шостаківський І.І.; Патентовласник ІФНТУНГ. – № 2004 1210587; заявл. 22.12.2004; опуб. 15.12.2006. Бюл: № 11. – 6 с.

7. Пат. 86814 Україна; МПК E25B 23/14. Ключ гайковий динамометричний / Михайлюк В.В., Шостаківський І.І.; Патентовласник ІФНТУНГ. – № 2006 13771; заявл. 25.12.2006; опуб. 25.05.2009. Бюл: № 10. - 6 с.

8. Копей Б.В. Скінченно-елементний аналіз насосних штанг з зарізьбовими канавками / Б.В. Копей, В.Б. Копей, Ю.Д. Петрина, В.В. Михайлюк // Міжнародна науково-технічна конференція “Нафтогазова енергетика: проблеми та перспективи”. Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2009. – С.67.

9. Копей Б.В. Розподіл навантажень по витках різьбового з’єднання насосних штанг / Б.В. Копей Б.В., В.В Михайлюк В.В. // Шістнадцята Всеукраїнська науково-практичної конференція “Інноваційний потенціал Української науки – XXI сторіччя”. Запоріжжя: 2012р. - С.90.

## АНОТАЦІЯ

Михайлюк В. В. – “ Підвищення ефективності експлуатації різьбових з’єднань насосних штанг ” - 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, 2013.

Дисертація присвячена підвищенню ефективності експлуатації різьбових з’єднань насосних штанг.

У роботі проведено аналіз умов роботи різьбових з’єднань насосних штанг, вплив експлуатаційних чинників на частоту обривів елементів колон насосних штанг, існуючі методи розрахунку навантажень та визначення напружень по витках різьби, способи зменшення нерівномірності навантаження по витках різьби з’єднання насосних штанг.

Автором удосконалено методіку оцінки розподілу навантажень по витках різьбового з’єднання насосних штанг.

Досліджено напружено-деформований стан нових та зношених різьбових з’єднань насосних штанг з різними величинами перекриття витків за допомогою методу кінцевих елементів, напружено-деформований стан різьбового з’єднання насосних штанг при сумісній дії на нього зусиль осьового розтягу, моменту згвинчування, моменту згину, подано методіку дослідження втомного руйнування їх різьбових з’єднань та розроблено заходи з метою підвищення ефективності експлуатації різьбових з’єднань насосних штанг.

Результати аналітичних та лабораторних досліджень апробовані в нафтогазовидобувних підприємствах ПАТ “Укрнафта”.

Ключові слова: насосна штанга, різьба, зарізьбова канавка, ніпель, муфта, напружено-деформований стан, метод кінцевих елементів.

## АННОТАЦИЯ

Михайлюк В. В. – "Повышение эффективности эксплуатации резьбовых соединений насосных штанг" - Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.12 - Машины нефтяной и газовой промышленности.

Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа. – Ивано-Франковск, 2013.

Диссертация посвящена повышению эффективности эксплуатации резьбовых соединений насосных штанг.

В работе проведен анализ условий работы резьбовых соединений насосных штанг, влияние эксплуатационных факторов на частоту обрывов элементов колонн насосных штанг, существующие методы расчета нагрузок и определения напряжений по виткам резьбы, способы уменьшения неравномерности нагрузки по виткам резьбы соединения насосных штанг.

Автором усовершенствована методика оценки распределения нагрузок по виткам резьбового соединения насосных штанг, что позволило учесть силы трения в резьбе и точность ее изготовления, смещение витка от изгиба, среза и радиальных деформаций, возникающие от действия сил на торцах витка и осевого сжатия или растяжения резьбы.

Для верификации расчетов распределения напряжений по впадинам витков резьбы насосной штанги в данной работе выполнено сравнение результатов, полученных с помощью метода конечных элементов, аналитических выводов А.И. Биргера с предложенным уточненным методом расчета.

Проведено исследование влияния предельных допусков при изготовлении на распределение напряжений в новых и изношенных резьбовых соединениях насосных штанг.

Проанализировано методику определения величины износа резьбы ниппеля при свинчивании-развинчивании, затягивании и раскреплении соединений насосных штанг, предложенную С.А. Бабаяном, установлено, что с увеличением зазора в резьбовом соединении - величина износа резьбы увеличивается.

В итоге установлено, что разрушение муфты насосной штанги с изношенной резьбой происходит по седьмой впадине витка ее резьбы за счет возникновения и концентрации в ней напряжений.

Исследовано напряженно-деформированное состояние резьбового соединения насосных штанг при совместном действии на него усилий осевого растяжения, момента свинчивания, момента изгиба и представлена методика исследования усталостного разрушения их резьбовых соединений.

С целью повышения усталостной прочности резьбовых соединений насосных штанг за счет уменьшения действия сил, которые воспринимают торцы ниппеля и муфты, предложены и исследованы новые конструкции резьбовых канавок.

Разработан ряд мер по повышению эффективности эксплуатации резьбовых соединений насосных штанг, а именно:

- установка на поверхности муфт гладких цилиндрических колец с натягом, что способствует выравниванию напряжений по виткам резьбы и уменьшению максимальных напряжений на 7 %;
- рациональный выбор моментов свинчивания резьбовых соединений насосных штанг;
- использование фиксирующих колец для предотвращения самоотвинчивания и защиты от коррозии, что обеспечивает увеличение момента развинчивания соединений на 20%.

Результаты аналитических и лабораторных исследований апробированы в нефтегазодобывающих предприятиях ПАО "Укрнефть". Разработанная методика расчета моментов свинчивания резьбовых соединений насосных штанг принята к внедрению в НГДУ "Надворнаянефтегаз". Использование фиксирующих колец для предотвращения самоотвинчивания и защиты от коррозии резьбовых соединений насосных штанг рекомендуется к внедрению в НГДУ "Долинанефтегаз".

Ключевые слова: Насосная штанга, резьба, зарезьбовая канавка, нишель, муфта, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

#### ABSTRACT

Mikhailyuk V. V. - "Efficiency of exploitation increasing of sucker rod thread connections" - Manuscript.

Dissertation for the degree of Ph.D., specialty 05.05.12 - Machines of Oil and Gas Industry. Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas. - Ivano-Frankivsk, 2013.

Thesis is dedicated to increasing the operational efficiency of sucker rods thread connections.

The paper analyzes the working conditions of the sucker rod threaded connections, the influence of operational factors on the frequency of elements breaks of the rod string, the existing methods for calculating the loads and stresses on the calculation of the threads, the ways to reduce the uneven load on the connection of the threads of sucker rods.

The author has been improved method of estimating the distribution of loads on coils of sucker rods threaded connection.

The stress - strain state of new and worn threads of sucker rods with different values of the overlap of turns using the finite element method, the stress - strain state of the threaded connection of sucker rods under the joint action on his efforts axial tension, make-up torque, bending moment and the technique of study of fatigue failure of threaded connections and activities designed to improve the operational efficiency of sucker rods threaded connections have been studied.

The results of analytical and laboratory research have been tested in oil and gas company JSC "Ukrnafta".

Keywords: sucker rod, thread, relief groove, pin, coupling, mode of deformation, finite element method.

**НТБ  
ІФНТУНГ**



an2396