

622.245
К 90

ІВАНО-ФРАНКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ НАФТИ І ГАЗУ

КУЛИНИН Тарас Михайлович

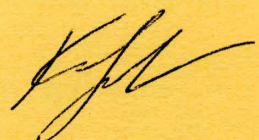
УДК 622.245.13

**ПІДВИЩЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ
ОБСАДНИХ КОЛОН**

05.15.10 – Буріння свердловин

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Івано-Франківськ – 2007

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
ЧЕРНОВ Борис Олександрович,
Івано-Франківський національний
технічний університет нафти і газу,
завідувач кафедри фізики

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
ОГОРОДНІКОВ Петро Іванович,
Міжнародний науково-технічний
університет ім. Ю. Бугая, м. Київ,
декан факультету нафтогазової
інженерії і комп'ютерних наук

кандидат технічних наук, доцент
СЕНЮШКОВИЧ Микола Володимирович
Івано-Франківський національний технічний
університет нафти і газу, доцент кафедри
буріння нафтових і газових свердловин



Захист відбудеться " 10 " жовтня 2007 року о 14³⁰ годині на засіданні спеціального комітету з захисту дисертацій Івано-Франківському національному технічному університету нафти і газу, м. Івано-Франківськ, вул. С.П. Королька, 19, м. Івано-

З дисертації вченою комітету Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу за адресою: 76019, м. Івано-Франківськ, вул. С.П. Королька, 19, м. Івано-

Автор

Вчений спеціаліст
кандидат

М.Ковбасюк



Актуальність теми. Національною програмою "Нафта і газ України до 2010 року" передбачено збільшення обсягів видобування енергоносіїв та зменшення їх втрат. Напрямок їх вирішення є збільшення глибин буріння нафтових і газових свердловин, при якому значно підвищуються пластові тиски і температура, що вимагає удосконалення техніки і технології кріплення свердловин.

При експлуатації свердловин в складних геологічних умовах 7 % аварій припадає на пошкодження обсадних колон, а на їх на ліквідацію витрачається 12 % ремонтного часу. Поширеним ускладненням залишається порушення герметичності їх різьбових з'єднань, особливо при кріпленні похило-скерованих свердловин. З цієї причини ліквідовано значну частину пробурених свердловин. Проблема підвищення працездатності і довговічності обсадних труб для кріплення свердловин є актуальною в нафтогазовидобувній промисловості.

Значний відсоток продукції трубопрокатних заводів країни складають обсадні труби з різьбою трикутного профілю. Конструктивно їх муфтові з'єднання негерметичні, а існуючі ущільнюючі матеріали не забезпечують довготривалої герметичності обсадних колон при високих тисках і температурах у свердловинах.

Розробка методів і засобів для підвищення надійності кріплення обсадними трубами високотемпературних та похило-скерованих свердловин є актуальною задачею. Для її вирішення необхідно провести теоретичні та експериментальні дослідження ефективних шляхів підвищення герметичності обсадних колон.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана за напрямком ДНТП "Підвищення надійності та довговічності бурильних і обсадних колон при будівництві і експлуатації нафтових і газових свердловин", відноситься до галузевої проблеми і тематичних планів ВАТ «Укрнафта», ДГП «Укрзахідгеологія», ДАТ «Чорноморнафтогаз», відповідає основним напрямкам Національної програми "Нафта і газ України до 2010 року".

Мета і завдання досліджень. Метою роботи є підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон при спорудженні та експлуатації нафтових і газових свердловин за умов високих тисків і температури.

Поставлена мета досягається шляхом вирішення таких задач:

1. Розробка удосконаленої конструкції герметизуючого вузла безупорних різьбових муфтових з'єднань обсадних труб.

2. Розробка математичної моделі напружено-деформованого стану ділянок обсадної труби, муфти і герметизуючого елемента, з'єднаних з натягами.

3. Аналітичні дослідження впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на герметичність удосконаленого з'єднання обсадних колон.

4. Експериментальні дослідження герметичності муфтових з'єднань обсадних труб з герметизуючим вузлом під впливом експлуатаційних чинників.

5. Розробка нового ущільнюючого мастила для різьбових з'єднань з високими експлуатаційними властивостями.

6. Розробка методики проектування параметрів герметизуючого вузла для заданих умов експлуатації муфтових з'єднань обсадних колон.

Об'єкт дослідження – різьбові муфтові з'єднання обсадної колони.

Предмет дослідження – напружено-деформований стан і герметичність муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим вузлом.

Методи дослідження. Математична модель напружено-деформованого стану елементів з'єднання розроблена на основі методів теорії пружності і моментної теорії оболонок обертання при дії осесиметричних навантажень та реалізована в сучасних системах програмування. Для аналітичних та експериментальних досліджень впливу експлуатаційних чинників на герметичність з'єднання використано методи моделювання умов роботи обсадної колони у свердловині. Експериментальні результати узгоджуються з теоретичними висновками.

Наукова новизна одержаних результатів полягає в наступному:

1. Удосконалено методи розрахунку радіальних деформацій стінок муфти, труби і герметизуючого елемента, з'єднаних з натягами, при дії осесиметричних навантажень та вперше розроблено методику врахування взаємного впливу і крайових умов опирання їх суміжних та несуміжних ділянок.

2. Вперше виведені розрахункові формули вигинів стінок усіх ділянок та елементів удосконаленого з'єднання обсадних труб і розроблено математичну модель його напружено-деформованого стану на основі системи рівнянь балансу радіальних натягів і сумарних деформацій стінок.

3. Вперше одержано аналітичні закономірності розподілу та зміни величин деформацій і контактного тиску в ущільненні залежно від жорсткості стінок елементів з'єднання, натягів у різьбі та в ущільненні, окремої та сумісної дії внутрішнього і зовнішнього тисків, осьової сили і температури.

4. Розв'язано задачу визначення оптимальних величин натягів на конічних поверхнях герметизуючого елемента та вперше визначено умови, при яких пружний тонкостінний елемент забезпечує герметичність з'єднання при гідравлічних випробуваннях, необхідну щільність прилягання його стінок до труби в ущільненні і допустимі деформації при експлуатації обсадної колони.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблено удосконалену конструкцію герметизуючого вузла для муфтових з'єднань обсадних труб з трикутною різьбою безупорного типу. Розроблено нове пластичне мастило для герметизації різьбових з'єднань обсадних труб у складних умовах експлуатації.

Програмно реалізовано математичну модель розрахунку контактних тисків та радіальних деформацій на ділянках удосконаленого муфтового з'єднання для обсадних труб діаметрами 146 і 168 мм з різною товщиною стінок. На її основі розроблено методику проектування нового герметизуючого вузла обсадних труб для заданих експлуатаційних умов у свердловині.

Розроблена інструкція із забезпечення герметичності обсадних колон за допомогою герметизуючого вузла різьбового з'єднання, яка затверджена і рекомендована для впровадження буровими підприємствами ВАТ «Укрнафта». Одержані теоретичні і практичні результати рекомендовані для впровадження у навчальний процес підготовки фахівців з буріння свердловин у Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу.

Особистий внесок здобувача. Автором самостійно вперше:

1. Запропоновано удосконалену конструкцію тонкостінного герметизуючого елемента з конічними ущільнюючими поверхнями для герметизації безупорних різьбових муфтових з'єднань обсадних труб [1, 2, 4].

2. Удосконалені методи розрахунку деформацій стінок з'єднання з натягом на основі врахування взаємного впливу і умов опирання їх ділянок [6, 8] та виведені формули для розрахунку вигинів стінок усіх ділянок дослідженого з'єднання [10].

3. Реалізована програмно аналітична модель напружено-деформованого стану з'єднання на основі системи рівнянь балансу сумарних деформацій і натягів [9] та проведені аналітичні дослідження закономірностей впливу деформацій герметизуючого елемента і контактного тиску в ущільненні на герметичність з'єднань [7].

4. Розроблена методика проектування і уніфікації параметрів герметизуючого вузла та розрахунку необхідних натягів в ущільненні [3] та розроблено склад нового пластичного мастила для герметизації різьбових з'єднань [5]. Автор брав участь у налагодженні дослідного устаткування, розробив методику і провів експериментальні дослідження та аналіз одержаних результатів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення роботи доповідались на науково-технічних конференціях "Проблеми та шляхи енергозабезпечення України" (м. Івано-Франківськ, 1995 р.); "Стан, проблеми та перспективи розвитку нафтогазового комплексу Західного регіону України" (м. Львів, 1995 р.); "Нафта і газ України – 96" (м. Харків); "Стан і перспективи розвитку розвідувального та експлуатаційного буріння й закінчення свердловин в Україні" (м. Харків, 1998 р.); 6-й Міжнародній науково-практичній конференції "Нафта і газ України-2000" (м. Івано-Франківськ); науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу ІФНТУНГ (м. Івано-Франківськ, 2001-2006 р.). У повному обсязі результати дисертаційної роботи доповідались та обговорювались на наукових семінарах кафедри буріння нафтових і газових свердловин у 2007 році.

Публікації. За темою дисертаційної роботи опубліковано 10 наукових праць, з яких 8 статей у фахових виданнях, затверджених ВАК України, у тому числі 2 статті одноособові та 1 патент України на винахід.

Структура і обсяг дисертації. Дисертація складається із вступу, п'яти розділів, висновків, списку літератури, який включає 115 джерел, та додатків. Матеріали дисертації викладені на 184 сторінках і містять 34 рисунки та 24 таблиці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обгрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету і задачі досліджень, висвітлені наукова новизна та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі дано аналіз причин негерметичності обсадних колон і способів забезпечення герметичності їх різьбових з'єднань, методів розрахунку пружних деформацій їх елементів, обгрунтовані мета і задачі досліджень.

Проблемі підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон присвячені роботи таких вчених: В.П.Банатов, С.Ф.Білик, А.І.Булатов, С.Б.Гусейнов, Т.Ю.Сременко, Ю.Д.Комнатний, Я.С.Коцкулич, А.С.Марлоу, Р.Л.Месон, Д.Ю.Мочернюк, А.В.Павельчак, М.В.Сенюшкович, О.В.Тіщенко,

Б.О.Чернов, М.Д.Щербюк, М.В.Якубовський та інші. Ними розроблені конструкції різьбових з'єднань, ущільнюючі мастила, методи і засоби відновлення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон в свердловинах.

Причинами негерметичності муфтових з'єднань обсадних колон є відхилення геометричних параметрів різьби і конструктивні гвинтові канали (зазори) у її впадинах. На їх ущільнення направлені більшість науково-технічних розробок. Залишається актуальною задача вибору мастила, яке б не витіснялось із зазорів при підвищених тисках і температурах та дозволяло розбірність з'єднань.

Сучасні конструкції муфтових з'єднань обсадних труб мають герметизуючі вузли. Конструктивно це торцеві та радіальні ущільнення упорного типу. Їх ефективність підтверджена світовим практичним досвідом та робить актуальним їх застосування також для конічних різьб трикутного профілю безупорного типу.

Герметичність цих вузлів забезпечується пружними радіальними деформаціями елементів з'єднання. Відомі розрахункові моделі муфтових з'єднань обсадних труб широко застосовують моментну теорію оболонок обертання з осесиметричним навантаженням для опису пружно-деформованого стану їх елементів.

Другий розділ присвячено теоретичному дослідженню радіальних деформацій муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим вузлом при дії осесиметричних навантажень з врахуванням взаємного впливу і крайових умов опирання ділянок та розробці математичної моделі його пружно-деформованого стану.

Таке з'єднання має особливості взаємодії муфти, труби і герметизуючого елемента, який створює 5 характерних ділянок та 4 крайові перетини їх опирання (рис. 1). При згвинчуванні відбувається взаємодія ділянок внаслідок радіального натягу, бо радіус внутрішнього циліндра виконано більшим, ніж зовнішнього. У різьбі є натяг Δ між трубою і муфтою, в ущільненні – натяг Δ_1 між герметизуючим елементом і трубою. Тому на їх поверхнях діють контактні тиски відповідно P_1, P_2 і P_K (рис.1), які розширюють зовнішній і стискають внутрішній циліндри.

У свердловині на з'єднання діють внутрішній P_V і зовнішній P_Z тиски. Тиск P_V розширює трубу, а P_Z – стискає муфту. Вони збільшують контактний тиск P_2 на ділянці 2. На ділянці 1 тиск P_V розширює герметизуючий елемент, що збільшує тиск P_K в ущільненні, а тиск P_Z зменшує радіус муфти, що збільшує тиск P_1 у різьбі. Ділянка 1 труби передає збільшення тиску P_K в ущільненні на муфту (збільшує P_1), а збільшення P_1 у різьбі – на ущільнення (збільшує P_K).

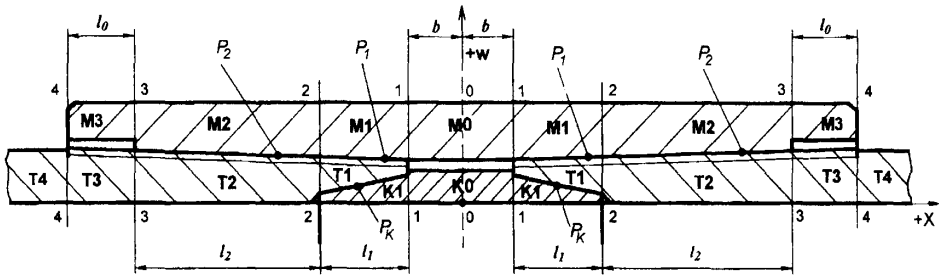
Таким чином, кожна i -та ділянка під дією цих тисків отримує радіальні деформації, її радіус змінюється на величину u_i , яка за моментною теорією

$$u_i = (P_{Vi} - P_{Zi}) \cdot G_i = P_{Vi} \cdot G_i - P_{Zi} \cdot G_i, \quad (1)$$

де P_{Vi} – тиск зсередини ділянки (збільшує її радіус); P_{Zi} – тиск ззовні (зменшує її радіус); G – радіальна податливість стінки, яку визначають за формулами

$$G = \frac{1}{4\beta^4 D}, \quad D = \frac{E \cdot S^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)}, \quad \beta = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{R^2 \cdot S^2}}, \quad (2)$$

де D – циліндрична жорсткість стінки; β – коефіцієнт затухання деформацій; R – радіус серединної поверхні; S – товщина стінки; E і μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуассона матеріалу.



1-1, 2-2, 3-3 – крайові перетини ділянок муфти M0...M3, труби T1...T3

і герметизуючого елемента K0, K1; P_1, P_2, P_k – контактні тиски на ділянках взаємодії

Рис. 1. Схема взаємодії ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента у з'єднанні

Стінки ділянок мають різну жорсткість (2), яка визначається радіусом R_i і товщиною S_i ; на них діють різні тиски, тому власні деформації u_i (1) кожної ділянки різні. У перетинах 1-1, 2-2, 3-3 суміжні ділянки оперті одна на одну (з'єднані між собою), тому їх краї отримують вигини. Це змінює розподіл контактних тисків і деформацій ділянок та вимагає їх врахування і визначення.

Сформульована таким чином задача знаходження крайових вигинів стінок, спричинених опиранням на суміжні ділянки або на вільний торець, розв'язана за моментною теорією осесиметричних деформацій тонкостінних циліндрів.

Встановлено, що вигин краю стінки i -тої ділянки при опиранні на суміжну j -ту (рис.2а) визначає різниця їх власних деформацій ($u_j - u_i$) за (1). Його максимальне значення w_{ij} у перетині опирання (рис.2б) залежить від жорсткості J стінки ділянки-опори і коефіцієнта розподілу вигинів Z_{ij} , для яких виведені формули

$$w_{ij} = (u_j - u_i) \cdot Z_{ij}, \quad Z_{ij} = \frac{J_j}{J_i + J_j}, \quad J = 4 \cdot \beta^3 \cdot D = \frac{1}{G \cdot \beta}, \quad (3)$$

де індекси позначають: i – номер даної ділянки; j – номер ділянки-опори.

Цей вигин w_{ij} зменшується вздовж i -тої ділянки пропорційно функції $\theta[\beta s]$ затухання, тому загальне радіальне зміщення стінки $W_i(s)$ на відстані s від крайового перетину складається з власних деформацій u_i (1) і залишку вигину (3)

$$W_i(s) = u_i + w_{ij} \cdot \theta[\beta s], \quad \theta[\beta s] = e^{-\beta s} \cdot \cos(\beta s). \quad (4)$$

З другого краю i -та ділянка може опиратись на k -ту, від якої теж отримує крайові вигини стінки аналогічно до (3-4), які додаються до загальних

$$W_i(s) = u_i + w_{ij} \cdot \theta[\beta s] + w_{ik} \cdot \theta[\beta(l_i - s)], \quad (5)$$

де l_i – довжина i -тої ділянки; $(l_i - s)$ – відстань від перетину з координатою s до перетину опирання на k -ту ділянку; w_{ik} – значення вигину (максимальне) у перетині опирання i -тої ділянки на k -ту, яке знаходиться за формулами (3).

Отже, вплив суміжних ділянок на радіальні деформації даної враховують через максимальні вигини (3), які спричинені їх опиранням у крайових перетинах і які згасають з віддаленням від них вздовж ділянки за законом (4).

Функція затухання $\theta[\beta s]$ швидко зменшується із ростом βs . У новому з'єднанні (рис.1) ділянки не довгі, значеннями функцій $\theta[\beta l_i]$ не можна знехтувати,

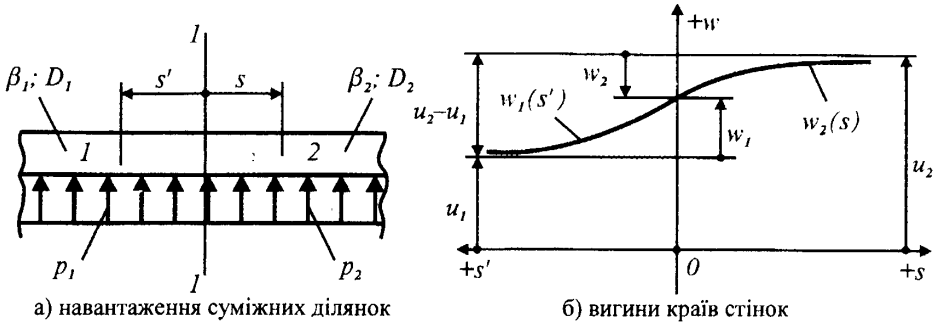


Рис. 2. Схема крайових вигинів стінок суміжно опертих ділянок труби

а вигини стінки не затухають від одного краю до другого на довжині ділянки.

Отже, на деформації даної ділянки мають вплив несуміжні ділянки, розміщені через суміжну. Для j -тої ділянки суміжною є i -та, а несуміжною є k -та з іншого краю i -тої. Якщо вигин w_{ik} від опирання i -тої ділянки на k -ту не затухає, то у перетині опирання i -тої на j -ту вигин збільшується відповідно до (3-4) на

$$w_{jk}' = w_{ik} \cdot \theta [\beta_j l_i] \quad (6)$$

Тому вигин краю j -тої ділянки на відстані s' від перетину опирання на i -ту з врахуванням впливу несуміжної k -тої ділянки згідно із (4) становить

$$w_j(s') = (w_{ji} + w_{jk}') \cdot \theta [\beta_j s'] = (w_{ji} + w_{ik} \cdot \theta [\beta_j l_i]) \cdot \theta [\beta_j s'] \quad (7)$$

Отже, вплив несуміжних ділянок на деформації даної враховують через незатухаючі додаткові вигини (6-7), які додають до вигину даної у перетині опирання.

Якщо в свою чергу функція k -тої ділянки $\theta [\beta_k l_k]$ не затухає на довжині l_k , то до вигину w_{ik} в перетині опирання i -тої ділянки на k -у треба додати відповідний додатковий вигин за формулами (6-7). Тоді вигин j -тої ділянки набуває вигляду

$$w_j(s') = (w_{ji} + (w_{ik} + w_{kl} \cdot \theta [\beta_k l_k]) \cdot \theta [\beta_j l_i]) \cdot \theta [\beta_j s'] \quad (8)$$

Застосовуючи рекурентні формули (6-8), враховують вплив кількох ділянок на прогин даної через максимальні вигини країв суміжних і несуміжних ділянок.

Початок системи координат Ox удосконаленого з'єднання вибрано у площині симетрії (рис. 1), і знайдені координати крайових перетинів ділянок

$$X_1 = b, \quad X_2 = X_1 + l_1, \quad X_3 = X_2 + l_2, \quad X_4 = X_3 + l_0 = \frac{1}{2} L_M \quad (9)$$

На будь-якій ділянці відстань від розглядуваного перетину x до її крайового перетину визначається як різниця координат x та X_i , як у формулі (5).

Застосовуючи (6-8), виведені складові вигину $w_1(x)$ ділянки 1 муфти (рис. 1) від її опирання на ненавантажену ділянку 0 і симетричну ділянку 1' та вигину $w_2(x)$ ділянки 2 від її опирання на ненавантажену ділянку 3 із вільним торцем

$$w_1(x) = -u_1 \cdot \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta [\beta_0 \cdot 2b]}{J_0 + J_1} \cdot \theta [\beta_1 (x - X_1)], \quad w_2(x) = -u_2 \cdot \frac{J_3 - J_2 \cdot \theta [\beta_3 \cdot l_0]}{J_3 + J_2} \cdot \theta [\beta_2 (X_3 - x)] \quad (10)$$

За цим встановлено, якщо суміжна ділянка має симетричний тиск або вільний торець, то це еквівалентно зменшенню її жорсткості та збільшує вигин даної.

Встановлено вплив вільного торця на вигини навантаженої ділянки 1 труби.

Складова $w_1(x)$ її вигинів від неопертого торця виражається формулою

$$w_1(x) = \left(u_1 + (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2 \cdot \theta[\beta_1 l_1]}{J_1 + J_2} \right) \cdot \theta[\beta_1(x - X_1)], \quad (11)$$

Отже, вільний торець збільшує вигини (послаблює жорсткість) стінки самої ділянки і перетину опирання на суміжну, якщо вигин не затухає на довжині l_1 .

За розробленою методикою для усіх ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента виведені формули розрахунку деформацій від опирання на суміжні і несуміжні ділянки. Це склало ядро аналітичної моделі пружно-деформованого стану удосконаленого з'єднання, яка програмно реалізована у системі MathCAD.

Кожна формула вигинів має множник виду (1) з контактним тиском P_1, P_2 і P_K у перетинах 1-1, 2-2 і 3-3 муфти, труби і елемента. Розкривши дужки, одержують суми доданків виду $P_{ij} \cdot G_i \cdot Z_{ij} \cdot \theta[\beta_i s_i] \cdot \theta[\beta_j l_j]$, де тиски P_{ij} є у першій степені. Такі доданки згрупували, а невідомі значення тисків винесли за дужки.

Контактний тиск викликає радіальні зміщення стінок у з'єднанні зовнішнього і внутрішнього циліндрів такі, які компенсують заданий натяг Δ між ними. Встановлюється баланс цих зміщень і натягу – розширення зовнішнього циліндра і звуження внутрішнього у сумі складають величину натягу у i -тому перетині

$$W_{Ai} - W_{Bi} = \Delta_i, \quad (12)$$

де W – загальні радіальні деформації стінки у i -тому перетині, які складаються із суми власних прогинів виду (1) та вигинів виду (7); індекси A і B позначають відповідно зовнішній і внутрішній циліндри, які з'єднані з радіальним натягом Δ .

З'єднання має контактні ділянки різьби і ущільнення, де є по 2 крайових перетини (рис.1), де контактний тиск невідомий. Для них складені рівняння балансу (12), згруповані доданки з тисками та отримано систему лінійних рівнянь. Її розв'язок запрограмовано у середовищі MathCAD для різних товщин стінок з'єднань обсадних труб діаметрами 146 та 168 мм, який дозволив знайти значення контактних тисків і сумарних радіальних деформацій для усіх ділянок з'єднання.

Створена аналітична модель враховує осьове навантаження Q , що діє на з'єднання при експлуатації обсадної колони. Воно викликає у різьбі дотичні зусилля q_0 . Для розрахунку q_0 використано формули, удосконалені у роботах проф. Д.Ю.Мочернюка для з'єднань обсадних труб. Розв'язана задача знаходження коефіцієнта α_Q розподілу осьового зусилля між двома ділянками різьби (рис.1). Розраховане для труб діаметрами 146 та 168 мм значення $\alpha_Q=0,533...0,587$ показує, що ділянка 2 як більш жорстка сприймає більшу частину осьової сили.

Перевірка на міцність за формулою Яковлева-Шумілова показала, що у новому з'єднанні, як і у звичайному, найбільш навантаженим є перетин 3 (рис.1). Знайдений розподіл навантажень такий, що порівняно із нерозточеною трубою діюче зусилля в ущільненні зростає незначно, а рівень напружень тут завжди залишається на 20-47% меншим від максимальних напружень у перетині 3.

Розподілене зусилля q_0 через трикутний (з кутом α) профіль різьби створює на опорній поверхні її витків додатковий тиск, який має таку радіальну складову

$$P_0 = q_0 \cdot (1 - \mu) \cdot \text{tg}(0,5\alpha - \rho_r) / (\pi \cdot d_c), \quad (11)$$

де ρ_r – кут тертя на витках різьби, d_c – середній діаметр різьби.

Цей тиск P_0 залежить тільки від осьової сили Q , збільшує контактні тиски у різьбі і врахований у формулах власних деформацій u_i (1) різьбових ділянок. У аналітичну модель з'єднання включені відомі формули розрахунку додаткових вигинів w_e від ексцентриситету зусилля q_0 у різьбі відносно стінок муфти і труби.

У свердловині діє підвищення температури ΔT , а коефіцієнт лінійного розширення матеріалу герметизуючого елемента більший, ніж у муфти і труби, тому до натягу в ущільненні додають величину температурного розширення елемента

$$\Delta_T = (\alpha_1 - \alpha) \cdot \Delta T \cdot (d_k + L_k \cdot \operatorname{tg} \varphi_k) / 2, \quad (12)$$

де $(\alpha_1 - \alpha)$ – різниця коефіцієнтів теплового розширення елемента і труби; d_k і φ_k – діаметр і кут нахилу ущільнюючої поверхні; L_k – довжина елемента.

У третьому розділі проведені аналітичні дослідження впливу умов експлуатації (натягів різьби і ущільнення, внутрішнього і зовнішнього тисків, осьової сили, температури) на зміну пружно-деформованого стану елементів удосконаленого з'єднання і контактний тиск в ущільненні на основі реалізованої математичної моделі з'єднання у середовищі програмування MathCAD.

Встановлено, що нерівномірний розподіл контактної тиску в ущільненні (рис.3а) визначається змінною жорсткістю стінки герметизуючого елемента. Тиск найбільший в перетині 1-1 (15-45 МПа), де жорсткість підкріплена більшою товщиною і опирається на ділянку 0 (рис.1), та значно зменшується в напрямку меншої жорсткості, товщини стінки і вільного торця (до 2-3 МПа в перетині 2-2).

Контактний тиск в ущільненні зростає при збільшенні тут натягу Δ_1 (рис. 3а,

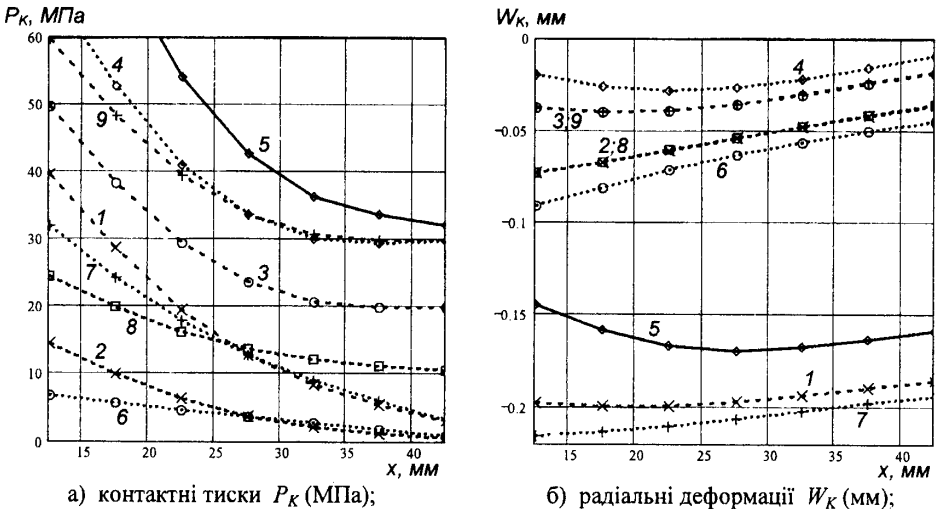


Рис. 3. Розподіли контактних тисків (а) і деформацій стінки герметизуючого елемента (б) вздовж ущільнення (за координатою x , мм) залежно від натягу в ущільненні Δ_1 (мм) та від тисків (МПа) – внутрішнього P_V і зовнішнього P_Z (натяг різьби $\Delta=0,15$ мм):

- | | | |
|------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|
| $\Delta_1=0,1; P_V=P_Z=0-1;$ | $\Delta_1=-0,05; P_V=P_Z=0-2;$ | $\Delta_1=-0,05; P_V=20; P_Z=0-3;$ |
| $\Delta_1=-0,05; P_V=30; P_Z=0-4;$ | $\Delta_1=0,1; P_V=30; P_Z=0-5;$ | $\Delta_1=-0,05; P_V=0; P_Z=10-6;$ |
| $\Delta_1=0,1; P_V=0; P_Z=10-7;$ | $\Delta_1=-0,05; P_V=P_Z=10-8;$ | $\Delta_1=-0,05; P_V=30; P_Z=10-9.$ |

лінії 2,1) і при затягуванні різьби (збільшенні натягу Δ), а герметизуючий елемент стискається майже на величину натягу (рис.3б, лінії 2,1). Якщо натяги Δ_1 чи Δ зменшити нижче допустимих, то контактний тиск стане меншим нуля і буде відсутня щільність прилягання контактних поверхонь. Проте навіть мінімальний натяг у різьбі $\Delta=0,10$ мм вибирає в ущільненні зазор до $\Delta_1=-0,05$ мм.

Контактні тиски в ущільненні труб діаметром 168 мм менші (в 1,2-1,6 рази), бо їх радіальна жорсткість менша порівняно з 146 мм. Більша товщина стінки труби збільшує її жорсткість, тому контактний тиск в ущільненні зростає.

Розроблена методика дозволила з'ясувати закономірності розподілу та зміни деформацій і контактних тисків та їх особливості для удосконаленого з'єднання. Деформації (зміна радіуса) його елементів тим більші, чим менша їх жорсткість (менша товщина стінки, більший діаметр) та більший діючий тиск. А контактний тиск пропорційний жорсткості ділянок елементів та їх деформаціям.

Під дією внутрішнього тиску P_V пропорційно зростають радіуси герметизуючого елемента і з'єднання в цілому та контактний тиск в ущільненні (рис.3, лінії 2;3, 1;5). Елемент має меншу жорсткість (менші товщину стінок і модуль пружності), тому розширюється більше, чим збільшує контактний тиск в ущільненні. Жорсткість труби зменшена кінцевою виточкою під ущільнення (особливо в перетині 1-1 торця, рис.1), а жорсткість ділянки 2 найбільша у з'єднанні. Тому від тиску P_V герметизуючий елемент розширюється більше у перетині 1-1, ніж у 2-2 (рис.3б: лінії 2;3;4), його стінка повертається навколо краю труби (явище важеля), так що її радіус та натяг у перетині 2-2 стають меншими. При $P_V=20$ МПа контактний тиск на третині ущільнення рівний діючому (рис.3а: лінія 3), а на решті довжини більший. При перевищенні внутрішнім тиском допустимого значення контактний стає меншим (рис.3а: лінія 4) біля торця елемента, що веде до його проникнення в ущільнення і втрати герметичності. Герметичність можна відновити та забезпечити її і для більших діючих тисків, якщо задати більші натяги, зокрема в ущільненні (для $P_V=30$ МПа до $\Delta_1=0,1$ мм – рис.3а: лінія 5).

Зовнішній тиск P_Z стискає з'єднання в цілому і герметизуючий елемент. Він діє безпосередньо на центральну ділянку 0 (рис.1) через негерметичність впадин різьби. Із ростом P_Z його радіус зменшується швидше в перетині 1-1, ніж у 2-2, де муфта і труба жорсткіші (рис.3б: лінії 2;6, 1;7). Тому контактний тиск в ущільненні у перетині 1-1 різко зменшується (до $0,8P_Z$ – рис.3а: лінії 2;6, 1;7), а зовнішній тиск може його перевищити. Допустимим є такий зовнішній тиск, який перевищує контактний не більш як на третині довжини ущільнення. Для підвищення герметичності треба збільшити натяг в ущільненні (рис.3а: лінії 6;7).

Дія однакових зовнішнього і внутрішнього тисків викликає однакові, але протилежні деформації, тому зміщення стінки герметизуючого елемента відсутні (рис.3б: лінії 2;8). Ці тиски погашають (компенсують) дію один одного, а контактний тиск в ущільненні зростає саме на величину цих тисків (рис.3а: лінії 2;8).

Якщо внутрішній чи зовнішній тиск не перевищує допустимий, то однакове їх зростання не порушує герметичність і при значно більших значеннях (рис.3а: лінії 3;9 порівняно із 4;6). Отже, порушення герметичності (перевищення діючого тиску над контактним в ущільненні) визначається різницею (перепадом)

зовнішнього і внутрішнього тисків, а їх допустимі величини є допустимим перепадом тисків, при якому герметичність забезпечується. Однакові складові цих тисків не впливають на герметичність ущільнення і з'єднання в цілому.

Більший коефіцієнт теплового розширення герметизуючого елемента, ніж труби і муфти, при підвищенні температури збільшує контактний тиск в ущільненні. Тут можна збільшити радіальний зазор і зменшити крутий момент згинання, бо підвищена температура компенсує його і відновлює щільність прилягання по всій довжині. Так, нагрівання алюмінієвого елемента на 20°C збільшує натяг в ущільненні обсадної труби 146 мм на 0,015 мм, а 168 мм – на 0,0175 мм. При дії експлуатаційних тисків і температури натяги ущільнення можна зменшити на величину температурного розширення без втрати герметичності.

Осьова сила Q через радіальну складову у трикутній різьбі стискає трубу і герметизуючий елемент. Деформації їх стінок завжди зростають пропорційно Q і збільшують контактний тиск в ущільненні. Через змінну жорсткість вздовж ущільнення додаткові деформації і тиск розподілені нерівномірно: вони великі в перетині 1-1 (де труба найменш жорстка) і значно зменшуються до перетину 2-2. Важливо, що герметизуючий елемент служить опорою для вільного торця труби (рис.1), перешкоджає його звуженню та виходу витків різьби із зачеплення.

Деформації стінки герметизуючого елемента від дії внутрішнього тиску і осьової сили протилежні, тому сумарні деформації елемента більш рівномірні. Осьова сила збільшує натяг і контактний тиск в ущільненні, тому воно витримує більший внутрішній тиск або дозволяє зменшити необхідний натяг.

Зовнішній тиск і осьова сила стискають герметизуючий елемент, тому деформації його стінки додаються, а нерівномірність їх розподілу в ущільненні посилюється (вони значно зростають в перетині 1-1). Вплив на контактний тиск протилежний: зовнішній тиск його зменшує, а осьова сила – збільшує, що збільшує допустиме значення зовнішнього тиску, при якому забезпечується герметичність.

Отже, встановлено такі закономірності роботи ущільнення: 1) щільність прилягання герметизуючого елемента створюється радіальним натягом, а при допустимому зазорі – забезпечується натягом різьби; 2) більші натяги збільшують тиск в ущільненні і забезпечують герметичність при вищих внутрішніх і зовнішніх тисках; 3) рівні складові цих тисків компенсують протилежні деформації герметизуючого елемента, підвищують контактний тиск в ущільненні і не впливають на герметичність; 4) вища температура у свердловині розширює герметизуючий елемент, радіальна складова осьового навантаження стискає трубу, все це збільшує контактний тиск в ущільненні і компенсує порушення герметичності.

У четвертому розділі представлено методику, обладнання та результати експериментальних досліджень герметичності нового з'єднання при заданих натягах різьби і ущільнення, дії внутрішнього тиску, осьової сили і температури.

Дослідні герметизуючі елементи виготовлені з дуралюмінію марки Д16Т, у якого модуль пружності менший, а коефіцієнт теплового розширення більший, ніж у труби і муфти. Такий елемент пружний, щільно прилягає до труби, при дії внутрішнього тиску і температури збільшує натяг в ущільненні та підвищує герметичність. Матеріал елемента антикорозійний та технологічний при обробці.

Для випробувань виготовили муфтові з'єднання обсадних труб діаметрами 146 і 168 мм різних товщин. Для спрацювання мікронерівностей різьби пари труба-муфта притирали кілька разів згвинчуванням із крутним моментом $M_{\text{кр}}=15 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Такі різьби щільно прилягають по всій поверхні витків, а їх машинне догвинчування на 1-2 оберти забезпечує у різьбі необхідні радіальні натяги 0,1-0,2 мм.

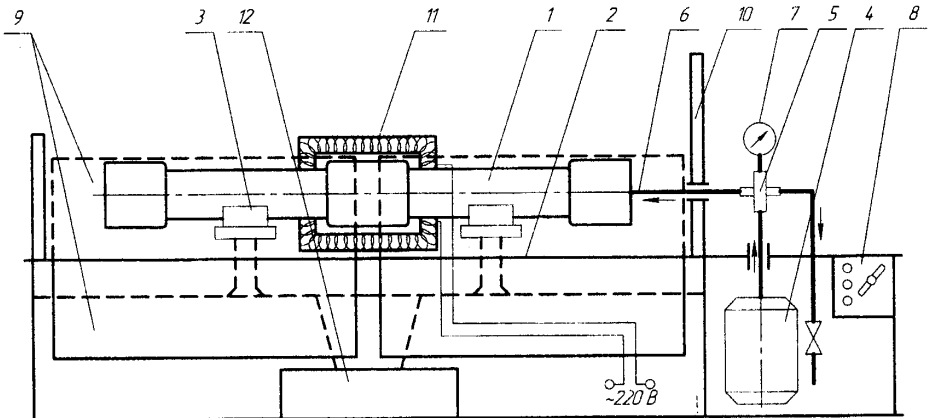
Для досліджень різні радіальні натяги в ущільненні конусністю 1:5 тримували проточуванням поверхонь елемента, зменшуючи їх діаметр на 0,1 мм.

Для герметизації різьб заглушок, через які підключали систему високого тиску, застосували нове пластичне ущільнююче мастило для різьбових з'єднань, захищене патентом. Воно забезпечило герметичність різьби трикутного профілю при високому тиску та температурі, незважаючи на гвинтові канали у впадинах різьби, і не втрачало своїх властивостей при її багатократних згвинчуваннях.

Дослідження герметичності удосконаленого з'єднання під дією високого тиску і температури проводили на дослідному стенді для опресовування на базі установки УНГР-3000, обладнаному камерою індукційного нагрівання (рис.4). Температуру контролювали термпарою типу ГР-ХК і тарированим мілівольтметром. Інтенсивність нагрівання регулювали трансформатором типу ЛАТР.

З'єднання, згвинчене із заданими натягами різьби і ущільнення, перевіряли на герметичність при дії внутрішнього тиску і осьової сили, яку створював тиск на заглушки. Величину тиску піднімали через 2-3 МПа і витримували систему 10-15 хв., контролюючи тиск манометром 7. Якщо тиск не спадав, то його підвищували далі. Інакше його скидали на 1-2 МПа, щоб встановити допустиме значення внутрішнього тиску, при якому герметичність забезпечується.

Після цього підвищували температуру (на 30°C і 50°C) та витримували систему при досягнутих тиску і температурі. Якщо при цих величинах герметичність



1 – дослідне з'єднання, 2 – станина, 3 – опори, 4 – компресор, 5 – розподільчач, 6 – напірна лінія, 7 – манометр, 8 – пульт керування, 9 – відкидні кришки, 10 – захисна перегородка, 11 – камера індукційного нагрівання, 12 – зливний бак.

Рис. 4. Схема дослідного стенду для опресовування з індукційним нагріванням.

з'єднання була забезпечена, то, підтримуючи температуру, далі підвищували тиск і досягали вище його значення, допустиме герметичністю. Коли вона не забезпечувалась, то далі піднімали температуру, систему витримували при тому ж тиску і знову перевіряли її герметичність.

На рис.5 показані експериментальні значення допустимого внутрішнього тиску і розрахункові залежності цих тисків від натягу ущільнення і температури.

Дослідження показали, що при додатніх натягах в ущільненні усі з'єднання витримали внутрішній тиск 25,5 МПа незалежно від відхилення натягу різьби. Негерметичність проявлялась тільки при зазорах в ущільненні. Збільшенням температури герметичність відновлювалась, а величина допустимого тиску значно зростала. Збільшення натягу у різьбі (її затягування) теж забезпечило герметичність ущільнення при більших значеннях допустимого внутрішнього тиску.

Експериментально встановлено, що залежність допустимого тиску від натягів лінійна. Навіть при малому збільшенні натягу ущільнення на 0,02 мм допустимий тиск зростає на 10-20 МПа. Додатні натяги ущільнення забезпечують значення допустимого тиску, більші за тиски гідравлічних випробувань за стандартом.

Отже, експериментально підтверджено, що тонкостінний елемент забезпечує герметичність муфтових з'єднань обсадних труб при гідравлічних випробуваннях. При дії температури у свердловині розширення герметизуючого елемента компенсує зазори в ущільненні, які зменшують крутний момент згвинчування.

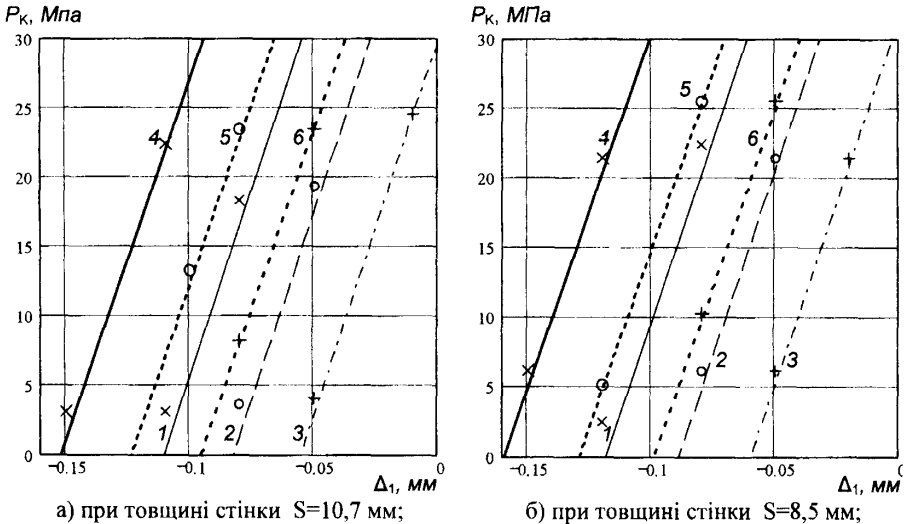


Рис. 5. Залежність допустимого внутрішнього тиску P_v (МПа) від натягу ущільнення

Δ_1 (мм) при натягах у різьбі Δ (мм) і підвищенні температури на ΔT ($^{\circ}\text{C}$) для обсадних труб діаметром $D_y=146$ мм (експериментальні точки та розрахункові лінії):

- при $\Delta=0,20$ мм (x ———): $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$ – 1, $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$ – 4;
- при $\Delta=0,15$ мм (o - - - -): $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$ – 2, $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$ – 5;
- при $\Delta=0,10$ мм (+ - · - · -): $\Delta T=0^{\circ}\text{C}$ – 3, $\Delta T=50^{\circ}\text{C}$ – 6.

У п'ятому розділі розроблена методика проектування параметрів герметизуючого вузла муфтових з'єднань обсадних труб для заданих умов експлуатації.

Конструкція елемента показана на рис. 6. Ущільнююча конічна поверхня має кут φ_K нахилу до осі з'єднання, величину якого визначають коефіцієнтом тертя f між матеріалами герметизуючого елемента і труби за умовою незаклинювання

$$\operatorname{tg} \varphi_K \geq f. \quad (13)$$

Якщо $f=0,1$, то умова незаклинювання виконується при конусності 1:5.

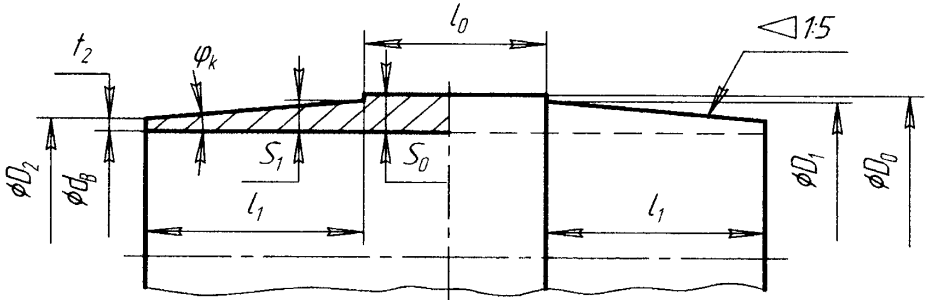


Рис. 6. Основні конструктивні параметри герметизуючого елемента.

Герметизуючий елемент повинен забезпечувати виконання функціонального призначення з'єднання обсадних труб і муфт, тому сформульовані обмеження, які накладають їх конструктивні параметри на розміри елемента.

Зовнішній діаметр D_0 має бути меншим за внутрішній діаметр муфти. Більший діаметр конуса D_1 – меншим за внутрішній діаметр d_2 різьби на торці труби. Внутрішній діаметр d_B елемента – не меншим за внутрішній d труби, щоб не перекривати прохід обсадної колони. При встановлених параметрах φ_K , D_1 і d_B довжина l_1 ущільнюючого конуса визначає товщину t_2 торця. Центральна ділянка довжиною l_0 має поміщатись у з'єднанні між торцями труб (рис. 1).

При проектуванні проводять уніфікацію розмірів герметизуючого елемента і приймають їх однаковими для групи розмірів обсадних труб. Для труб ОТ 146 та ОТ 168 були прийняті такі уніфіковані розміри герметизуючого елемента (мм): довжини $l_0=25$; $l_1=30$; товщини $S_0=6$; $S_1=5$; $t_2=2$.

За допомогою програмної моделі з'єднання встановлено допустимий початковий зазор в ущільненні $\Delta_1=-0,05$ мм, який компенсується згвинчуванням різьби уже з мінімальним натягом $\Delta=0,1$ мм. Для уникнення зминання герметизуючого елемента обмежують його максимальні радіальні деформації: 0,26 мм для ОТ 146 та 0,30 мм для ОТ 168, за умовою неперевищення кільцевими напруженнями межі пропорційності. За цим обмежують допустимі натяги Δ_1 ущільнення відповідно 0,12 мм та 0,17 мм при максимальному натязі $\Delta=0,2$ мм різьби.

Для робочого діапазону натягів різьби і ущільнення розраховують допустимі значення внутрішніх тисків. Встановлено, що вони лінійно збільшуються як від натягу згвинчування різьби Δ , так і від натягу ущільнення Δ_1 (рис. 5).

Залежно від діаметра, товщини стінок і групи міцності матеріалу обсадних труб розраховують натяги ущільнення Δ_1 , які забезпечують герметичність при

гідравлічних випробуваннях внутрішнім тиском за стандартом. Показано, що вищі тиски вимагають більших натягів ущільнення, але їх отримані значення менші за допустимі і не викличуть залишкових деформацій герметизуючого елемента.

Встановлено компенсаційний зв'язок між натягами різьби Δ та ущільнення Δ_1 : для герметичності з'єднання більший натяг ущільнення допускає менший натяг різьби, а його менший натяг компенсується більшим затягуванням різьби.

Розраховані мінімальні, середні і максимальні натяги в ущільненні для робочих натягів різьби служать для призначення допустимих граничних відхилень ущільнюючих поверхонь герметизуючого елемента і труби при їх виготовленні.

Розраховують також допустимі значення зовнішнього тиску та натяги ущільнення, які забезпечують герметичність. Цей тиск стискає з'єднання і герметизуючий елемент та збільшує його деформації до межі пропорційності. Тому знаходять такі значення натягів і зовнішніх тисків, при яких одночасно відсутні залишкові деформації і не порушена герметичність. Вони менші за допустимі, бо обмеження деформацій вимагає зменшення або натягу, або зовнішнього тиску.

Якщо різниця внутрішнього і зовнішнього тисків не перевищує допустиме значення, то герметичність забезпечується при будь-яких значеннях цих тисків. Тому розраховані їх допустимі значення використовують як допустимий перепад діючих тисків, який не порушує герметичність з'єднання у свердловині.

Підвищення температури розширює герметизуючий елемент і збільшує контактний тиск та радіальний натяг в ущільненні. Тому за формулою (12) цей натяг зменшують на величину температурного розширення елемента, що компенсується дією температури у свердловині без втрати герметичності.

Осьове навантаження збільшує натяг в ущільненні і стискає герметизуючий елемент. Цей натяг і осьова сила обмежені за умовою недопущення залишкових деформацій в перетині 1-1. Але міцність труби по різьбі теж обмежує осьову силу. Розрахунок допустимих значень показує, що при радіальних натягах в ущільненні, не більших за 0,1 мм, максимальне осьове навантаження не дає залишкових деформацій елемента. При опусканні обсадних труб у свердловину на з'єднання діє вага всієї колони, тому допустимі натяги розраховують за умовою міцності різьби.

Осьове навантаження збільшує контактний тиск в ущільненні, тому при його дії розраховують додатковий допустимий внутрішній тиск. При гідравлічних випробуваннях осьові зусилля від тиску на торцьові заглушки дозволяють зменшити допустимі натяги ущільнення і розширити допуски на виготовлення ущільнюючих поверхонь герметизуючого елемента і труби.

Для зовнішнього тиску при дії осьової сили теж розраховують додаткові допустимі значення. Від осьової сили і зовнішнього тиску залишкові деформації герметизуючого елемента настають швидше і при менших натягах ущільнення. Тому розрахунок допустимих значень натягу, тиску і сили проводять сумісно.

На основі методики проектування герметизуючого вузла розроблена інструкція із забезпечення герметичності обсадних колон. Вона рекомендована для впровадження буровими підприємствами ВАТ «Укрнафта». Одержані теоретичні і практичні результати рекомендовані для впровадження у навчальний процес у Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу.

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

На основі теоретичних і експериментальних досліджень муфтових різьбових з'єднань з герметизуючим вузлом вирішено науково-технічну задачу забезпечення герметичності обсадних колон при спорудженні та експлуатації нафтових і газових свердловин. Одержано наступні основні результати.

1. Розроблена нова конструкція різьбових з'єднань обсадних труб з герметизуючим елементом. На його конічних поверхнях при згвинчуванні з'єднання з натягами виникає контактний тиск, який забезпечує високу герметичність.

2. Удосконалено методи розрахунку радіальних деформацій муфти, труби і герметизуючого елемента на основі моментної теорії тонкостінних циліндрів та з врахуванням взаємного впливу усіх ділянок з'єднання. Встановлено, що:

– їх стінки отримують вигини від опирання на суміжні ділянки внаслідок різниці їх жорсткості і навантажень; величина вигинів пропорційна жорсткості ділянки-опори та затухає вздовж самої ділянки; вплив суміжних і несуміжних ділянок враховують через додаткові незатухаючі вигини у крайових перетинах;

– виведені формули вигинів стінок усіх ділянок удосконаленого з'єднання та система рівнянь балансу сумарних деформацій стінок і радіальних натягів дозволяють визначати величини контактних тисків у різьбі та в ущільненні;

– осьове навантаження збільшує контактний тиск в ущільненні через радіальну складову у трикутній різьбі і додаткові вигини стінок; більший коефіцієнт температурного розширення елемента створює додатковий натяг в ущільненні.

3. Аналітичні дослідження впливу експлуатаційних чинників на деформації герметизуючого вузла та контактний тиск в ущільненні на основі програмно реалізованої моделі удосконаленого з'єднання дозволили встановити, що:

– деформації герметизуючого елемента і контактний тиск пропорційно зростають від радіальних натягів в ущільненні і у різьбі, а їх нерівномірний розподіл (особливо тиску) зумовлений значною зміною жорсткості та товщини стінок елемента і труби вздовж ущільнення та у його крайових перетинах;

– внутрішній тиск розширює елемент і збільшує контактний тиск в ущільненні, але перевищення ним допустимого значення може зменшити контактний тиск через більше розширення середини і поворот стінки елемента (ефект важеля); зовнішній тиск стискає середину елемента і зменшує тиск в ущільненні; дія цих тисків взаємно протилежна, однакова складова їх компенсує одна одну, не змінює герметичність, а тиск в ущільненні збільшується на величину цієї складової;

– температурне розширення елемента збільшує тиск в ущільненні і його герметичність; осьове навантаження викликає збільшення контактного тиску в ущільненні і нерівномірне стискання елемента, особливо біля торця труби, де елемент служить опорою і перешкоджає виходу труби із зачеплення у різьбі.

4. Експериментальні дослідження нового з'єднання при дії тиску, осьової сили і температури підтвердили, що тонкостінний елемент з конічним ущільненням забезпечує герметичність муфтових з'єднань обсадних труб при високих тисках і осьових навантаженнях, а його теплове розширення компенсує початковий зазор в ущільненні, який полегшує згвинчування. Допустимий тиск лінійно зале-

жить від натягу ущільнення, при збільшенні його на 0,02 мм тиск зростає на 10-20 МПа. Додатні натяги ущільнення витримують внутрішні тиски, більші за тиски гідравлічних випробувань, і забезпечують герметичність у свердловинах.

5. Розроблена методика проектування герметизуючого вузла муфтових з'єднань обсадних колон і реалізована програмно аналітична модель дозволяють розрахувати необхідні натяги в ущільненні для умов експлуатації (діючих тисків, температури, осьових навантажень) за вимогою герметичності при гідравлічних випробуваннях, більшого контактного тиску в ущільненні та недопущення залишкових деформацій. На основі цього розроблено інструктивний документ по проектуванню високогерметичних з'єднань обсадних колон.

6. Розроблено нове пластичне ущільнююче мастило, яке забезпечує підвищення герметичності різьбових з'єднань при температурах 330-430°К.

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЙНОЇ РОБОТИ

1. Чернов Б.О., Кулинин Т.М. Розробка нової конструкції високогерметичного різьбового з'єднання обсадних труб // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Науково-технічний збірник. Вип. 31. - Івано-Франківськ, 1994. - С. 124-128.
2. Кулинин Т.М. Спосіб герметизації різьбових з'єднань обсадних колон // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Науково-технічний збірник. Вип. 32. - Івано-Франківськ, 1995. - С. 168-171.
3. Кулинин Т.М., Чернов Б.О., Палійчук І.І. Розрахунок геометричних параметрів герметизуючого елемента муфтового з'єднання ОТ та НКТ // Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ: Науково-технічний збірник. Вип. 34. - Івано-Франківськ, 1997. - С. 112-118.
4. Кулинин Т.М., Чернов Б.О. Підвищення герметичності обсадних труб за рахунок удосконалення ущільнювачів і різьбових з'єднань // Стан і перспективи розвитку розвідувального та експлуатаційного буріння й закінчення свердловин в Україні: Матеріали науково-практичної конференції. - Харків, 1998. - С. 62.
5. Чернов Б.О., Кулинин Т.М., Климишин Я.Д. Пластичне мастило для різьбових з'єднань: Деклараційний патент України на винахід № 28737 А, МПК 6 С 10 М 101/00. - Опубл. 29.12.1999. Бюл. № 8.
6. Палійчук І.І., Кулинин Т.М. Пружно-деформований стан тонкостінного герметизуючого елемента різьбових з'єднань обсадних труб // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ, 2002. - № 3 (4) - С. 73-78.
7. Чернов Б.О., Кулинин Т.М., Палійчук І.І. Деформації елементів муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючою втулкою // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ, 2002. - № 4 (5) - С. 56-60.
8. Кулинин Т.М., Палійчук І.І. Крайові вигини стінок муфт і труб, з'єднаних з натягом // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ, 2004. - № 2 (11) - С. 32-38.
9. Палійчук І.І., Кулинин Т.М. Визначення контактних тисків у з'єднаннях муфт і труб з натягом // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ, 2004. - № 3 (12) - С. 46-51.

10. Кулинин Т.М. Методика визначення контактної тиску у з'єднанні обсадних труб і муфт з герметизуючою втулкою // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ, 2007. - № 1 (22) - С. 44-49.

АНОТАЦІЯ

Кулинин Т.М. Підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.10 – Буріння свердловин. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу: Івано-Франківськ, 2007.

Дисертація присвячена підвищенню герметичності муфтових різьбових з'єднань обсадних колон за рахунок герметизуючого вузла із вставним тонкостінним герметизуючим елементом із іншого матеріалу, ніж муфта і труба.

Удосконалено методи розрахунку вигинів стінок муфти, труби і герметизуючого елемента, з'єднаних з натягом, з врахуванням їх взаємного впливу і крайових умов опираючої дії осесиметричних навантажень. Виведені формули радіальних деформацій стінок для усіх ділянок удосконаленого з'єднання. На основі системи рівнянь балансу деформацій і натягів визначені контактні тиски у різьбі і в ущільненні. Програмно реалізована аналітична модель пружно-деформованого стану з'єднання враховує дію тисків, осьового навантаження і температури.

Аналітичні дослідження впливу експлуатаційних чинників на з'єднання виявили закономірності розподілу та зміни деформацій герметизуючого елемента і контактної тиску в ущільненні залежно від жорсткості елементів з'єднання, натягів різьби і ущільнення, величин внутрішнього і зовнішнього тисків, осьового зусилля і температури. Виявлено причини порушення герметичності з'єднання та встановлено умови, за яких пружний тонкостінний елемент забезпечує її при гідравлічних випробуваннях, щільність прилягання його стінок (підвищений контактний тиск) в ущільненні та їх допустимі деформації під час експлуатації.

Експериментальні дослідження герметичності нового з'єднання при дії внутрішнього тиску, осьової сили і температури підтвердили, що додатні натяги ущільнення витримують тиски, які більші від випробувальних та експлуатаційних. Температурне розширення герметизуючого елемента компенсує зазор в ущільненні, що дозволяє зменшити крутний момент при звинчуванні.

Розроблено методику проектування нового герметизуючого вузла муфтових з'єднань обсадних труб для заданих експлуатаційних умов (діючих у свердловині внутрішнього і зовнішнього тисків, температури, осьового навантаження).

Ключові слова: герметичність, обсадна труба, муфтове з'єднання, різьба, ущільнення, тиск, радіальний натяг, пружні деформації, вигин стінки.



АННОТАЦИЯ

Кулинин Т.М. Повышение герметичности резьбовых соединений обсадных колонн. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.15.10 – Бурение скважин. Ивано-Франковский национальный технический университет нефти и газа: Ивано-Франковск, 2007.

Диссертация посвящена усовершенствованию конструкции и повышению герметичности муфтовых резьбовых соединений безупорного типа обсадных колонн за счет герметизирующего узла со вставным тонкостенным элементом.

В первом разделе проведен анализ способов обеспечения герметичности муфтовых резьбовых соединений обсадных колонн, методов расчета деформаций этих соединений, обоснованы актуальность диссертации, ее цель и задачи.

Во втором разделе разработаны методы расчета деформаций участков муфты, трубы и герметизирующего элемента, соединенных с натягами, с учетом их взаимного влияния и краевых условий при действии осесимметричных нагрузок. Стенки элементов получают изгибы при опирании на смежные участки с разной жесткостью и деформациями, учитывая влияние и несмежных участков. Выведены формулы изгибов стенок всех участков нового соединения. Из системы уравнений баланса радиальных деформаций и натягов определены контактные давления в резьбе и уплотнении. Модель упруго-деформированного состояния соединения реализована программно и учитывает осевую нагрузку и температуру.

В третьем разделе аналитические исследования влияния эксплуатационных факторов на соединение и герметизирующий узел выявили закономерности распределения и изменения деформаций герметизирующего элемента и контактного давления в уплотнении в зависимости от жесткости элементов соединения, натягов в резьбе и в уплотнении, отдельного и совместного действия внутреннего и внешнего давлений, осевой нагрузки и температуры. Неравномерность распределения (особенно давления) зависит от жесткости (толщины) стенок герметизирующего элемента и трубы на контактном участке. Выявлены причины нарушения герметичности и условия, при которых упругий герметизирующий элемент обеспечивает герметичность соединения при гидравлических испытаниях, плотность прилегания его стенок (повышенное контактное давление) в уплотнении и их допустимые деформации при эксплуатации. Осевая нагрузка соединения и температурное расширение герметизирующего элемента вызывают его деформации сжатия и увеличение контактного давления в уплотнении.

В четвертом разделе описаны методика, оборудование и результаты экспериментальных исследований герметичности нового соединения при действии внутреннего давления, осевой силы и повышенной температуры при заданных натягах в резьбе и уплотнении. Они подтвердили, что минимальные натяги в уплотнении выдерживают давления, больше испытательных и эксплуатационных давлений. Температурное расширение герметизирующего элемента компенсирует зазор в уплотнении, что уменьшает крутящий момент свинчивания. Допустимое давление линейно зависит от натягов в резьбе и уплотнении, а при малом

увеличении натяга в уплотнении выдерживаемое давление резко возрастает.

В пятом разделе разработана методика проектирования герметизирующего узла муфтовых соединений обсадных труб для заданных условий эксплуатации (действующих в скважине перепада давлений, температуры, осевой нагрузки).

Ключевые слова: герметичность, обсадная труба, муфтовое соединение, резьба, уплотнение, давление, радиальный натяг, упругие деформации, изгиб стенки.

ABSTRACT

Kulynyn T.M. Enhancement of Impermeability of Casing Threaded Joints. - Manuscript.

The Dissertation for a Candidate Degree in Technical Sciences. Specialty 05.15.10 - Drilling of Wells. Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas: Ivano-Frankivsk, 2007.

The dissertation deals with the increasing of the leak proofness of insulation element of casing threaded joints due to the proofing block with insert-type thin-walled socket.

There have been improved the calculation methods of insulation element, pipe and plug divisions deformation joined with the standoff taking into account their cross-effect and boundary conditions under axisymmetric loading. There have been derived the formulas of walls turns of all divisions of a new joint. On the basis of equation system of radial deformations and standoff balance there have been determined the contact pressure in the thread and obturator. The model of elastic-deformed joint has been applied programmatically and considers the axial load and temperature.

The analytical research of exploitation factor influence on the joints - has determined the regularities of allocation and change of deformation of insulation element and contact pressure in the obturator depending on rigidity of joining elements, axial load, and temperature. There have been revealed the reasons of proofness abnormality and established the conditions due to which the elastic thin-walled socket provides the joints proofness at hydraulic testing, conformity thickness in sealing (increased contact pressure) and its admissible deformations while exploiting.

The experimental research of a new joint proofness under internal pressure, axial force and temperature vindicated that the minimum standoffs in the sealing stand the pressure which is more than testing and operating pressure in the wells. Temperature extension of insulation element compensates the gap in the standoff which reduces the rotational moment of torsion.

There has been developed the methodology of design of insulation element of casing socket joints for the predetermined working conditions (operating in the well of pressure difference, temperature, and axial load).

Key words: hermiticity, casing pipe, couplings joint, thread, compression, pressure, radial tightness, elastic deformations, walls turn.