

Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу

На правах рукопису

КУЛИНИН ТАРАС МИХАЙЛОВИЧ

УДК 622.245.13

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

05.15.10 – Буріння свердловин

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук



Науковий керівник:

Чернов Борис Олександрович

доктор технічних наук, професор

Всі примірники дисертації ідентичні за змістом
Вчений секретар Вченої спеціалізованої ради ДНУ 05202
21.06.2007р.

Івано-Франківськ – 2007

[Handwritten signature] / П. М. Ковбасюк /



Д 305

ЗМІСТ

Вступ.....	4
Розділ 1 Сучасний етап досліджень поліпшення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон.....	10
1.1. Класифікація причин та аналіз промислових даних про пошкод- ження обсадних колон при бурінні нафтових і газових свердловин.....	10
1.2. Вплив конструктивних і технологічних факторів на герметичність різьбових з'єднань обсадних труб.....	12
1.3. Оцінка основних методів підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон.....	21
1.4. Сучасний стан проблеми із застосування ущільнюючих мастил....	27
1.5. Аналіз сучасних методів аналітичних досліджень герметичності та міцності муфтових різьбових з'єднань обсадних труб.....	32
1.6. Постановка задач дослідження.....	36
Розділ 2 Аналітична модель пружно-деформованого стану елемен- тів муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим вузлом.....	38
2.1. Особливості конструкції муфтового різьбового з'єднання обсадних труб із герметизуючим вузлом.....	38
2.2. Розрахункові схеми навантаження та взаємодії ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента в з'єднанні.....	42
2.3. Залежність кільцевих вигинів стінок ділянок труби від умов навантаження і крайового опирання.....	46
2.4. Радіальні деформації ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента у з'єднанні.....	58
2.5. Урахування впливу експлуатаційних чинників на з'єднання.....	63
2.6. Методика розрахунку контактного тиску.....	70
Висновки до розділу 2.....	73
Розділ 3 Аналітичні дослідження впливу експлуатаційних чинників на герметичність муфтового з'єднання обсадних труб.....	74
3.1. Радіальні натяги різьби і ущільнення при згвинчуванні з'єднання...	74

3.2. Вплив внутрішнього тиску на деформації герметизуючого елемента і контактний тиск в ущільненні.....	81
3.3. Вплив зовнішнього тиску на герметичність з'єднання.....	86
3.4. Сумісна дія внутрішнього і зовнішнього тисків на ущільнення.....	90
3.5. Вплив температури на герметичність з'єднання.....	94
3.6. Вплив осьового навантаження на герметичність ущільнення.....	100
3.7. Сумісна дія осьової сили, внутрішнього і зовнішнього тисків.....	104
Висновки до розділу 3.....	109
Розділ 4 Експериментальні дослідження герметичності муфтових з'єднань обсадних труб з герметизуючим елементом.....	
4.1. Мета і завдання досліджень. Вибір дослідних взірців	112
4.2. Обґрунтування матеріалу дослідного герметизуючого елемента..	113
4.3. Розробка пластичного мастила для герметизації різьб.....	116
4.4. Забезпечення заданих радіальних натягів у з'єднанні.....	119
4.5. Обладнання для експериментальних досліджень.....	122
4.6. Методика проведення експериментальних досліджень герметичності та аналіз їх результатів.....	127
Висновки до розділу 4.....	134
Розділ 5 Методика проектування конструктивно-експлуатаційних параметрів герметизуючого вузла..	
5.1. Проектування геометричних параметрів ущільнення.....	135
5.2. Проектування конструкції герметизуючого вузла	137
5.3. Визначення натягів ущільнення для заданих умов експлуатації ...	142
5.4. Розрахунок параметрів герметизуючого вузла для заданих експлуатаційних умов.....	157
Висновки до розділу 5.....	165
Висновки	167
Список використаних джерел.....	169
Додатки.....	181

ВСТУП

Актуальність теми. Одним із основних напрямків розвитку нафтогазової галузі нашої держави, які передбачені Національною програмою “Нафта і газ України до 2010 року”, є підвищення обсягів видобування вуглеводневої сировини, що неможливе без збільшення глибин буріння та буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин. Із збільшенням глибин підвищуються пластові тиски і температура як у процесі буріння, так і при експлуатації свердловин. Це вимагає удосконалення техніки і технології кріплення свердловин.

Буріння та експлуатація свердловин у складних геологічних умовах супроводжується різними ускладненнями та аваріями, серед яких найбільш витратними є пошкодження обсадних колон. Аналіз статистичного матеріалу показує, що близько 7 % із всіх аварій у бурінні припадає на аварії з обсадними колонами, а на їх ліквідацію витрачається близько 12 % від всього аварійного часу. Це призводить, крім матеріальних втрат, до порушення режимів відбору пластових флюїдів, зниження коефіцієнтів нафтогазоконденсатовилучення, забруднення довкілля та інше.

Одним з найпоширеніших видів пошкоджень обсадних колон є втрата герметичності різьбових з'єднань особливо при кріпленні похило-скерованих свердловин. Так, на Орів-Уличнянському нафтовому родовищі з-понад 40 пробурених свердловин залишилось в експлуатації 14, що практично вивело родовище з експлуатації. Значну частину свердловин, як показав аналіз, ліквідовано внаслідок порушення герметичності обсадних колон. Тому проблема підвищення надійності і довговічності кріплення свердловин є однією із найважливіших у нафтогазовидобувній промисловості і залишається актуальною.

Проблемі підвищення герметичності і довговічності роботи різьбових з'єднань обсадних колон присвячені роботи таких вітчизняних та зарубіжних вчених, як Банатов В.П., Білик С.Ф., Булатов А.І., Гусейнов С.Б.,

Єременко Т.Ю., Комнатний Ю.Д., Коцкулич Я.С., Мочернюк Д.Ю., Марлоу А.С., Месон Р.Л., Павельчак А.В., Сенюшкович М.В., Тіщенко О.В., Чернов Б.О., Щербюк М.Д., Якубовський М.В. та інші.

Ними запропоновані вдосконалені конструкції різьбових з'єднань, ущільнюючі мастила, розроблені способи і засоби відновлення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон у свердловинах.

Обсадні труби нафтового сортаменту у відповідності до ГОСТ 632-80 виготовляють з різьбою трикутного і трапецієвидного профілю. Значний відсоток продукції трубопрокатних заводів країни складають обсадні труби з різьбою трикутного профілю, яка конструктивно є негерметичною, а відомі ущільнюючі мастила і герметики в більшості випадків не забезпечують герметичності обсадних колон. Крім того, ущільнюючі мастила рекомендовано використовувати лише до температури 100-200°C, а мастила на основі епоксидних смол затрудняють повторне розгвинчування-згвинчування різьбових з'єднань.

Отже, розробка методів і засобів, спрямованих на підвищення надійності кріплення обсадними трубами високотемпературних та похило-скерованих свердловин є актуальною проблемою. Для її вирішення необхідно провести теоретичні і експериментальні дослідження, на основі яких можна розробити ефективні шляхи 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", належить 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 муфтових з'єднань для заданих умов експлуатації 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 [103] 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 [55, 57, 100].

2. Удосконалені методи розрахунку деформацій стінок з'єднання з натягом на основі врахування взаємного впливу і умов опирання їх ділянок [56, 75] та виведені формули для розрахунку вигинів стінок усіх ділянок дослідженого з'єднання [59].

3. Реалізована програмно аналітична модель напружено-деформованого стану з'єднання на основі системи рівнянь балансу сумарних деформацій і натягів [74] та проведені аналітичні дослідження закономірностей впливу деформацій герметизуючого елемента і контактного тиску в ущільненні на герметичність з'єднань [98].

4. Розроблена методика проектування і уніфікації параметрів герметизуючого вузла та розрахунку необхідних натягів в ущільненні [58] та розроблено склад нового пластичного мастила для герметизації різьбових з'єднань [101]. 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 і 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 використаної літератури, який включає 115 джерел, та додатків. Матеріали дисертації викладені на 184 сторінках і містять 34 рисунки та 24 таблиці.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ПОКРАЩЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ КОЛОН

1.1. Класифікація причин та аналіз промислових даних про пошкодження обсадних колон при бурінні нафтових та газових свердловин

Пошкодження обсадних колон є одними із поширених видів аварій при бурінні та експлуатації нафтових і газових свердловин. Ці пошкодження призводять до виведення із ладу свердловин, а інколи і до їх ліквідації.

Аналіз статистичних даних [50] показує, що пошкодження обсадних труб складає 5-7% від загальної кількості аварій у нафтових і газових свердловинах, а на їх ліквідацію витрачається 10-12% загального аварійного часу. Частка цих витрат зростає із збільшенням глибини буріння похило-скерованих і горизонтальних свердловин.

Визначенню причин пошкоджень обсадних колон присвячено цілий ряд робіт [19, 29, 36, 40, 89], однак найбільш повну класифікацію видів і причин пошкоджень було розроблено Коцкуличем Я.С. [50, 94]. Автором показано, що основними видами пошкоджень обсадних колон слід вважати зминання, розрив (поздовжній або поперечний) та порушення герметичності, в тому числі з'єднань обсадних труб.

Порушення герметичності відбувається внаслідок таких причин:

- неправильний розрахунок колон на міцність (не враховані додаткові осьові зусилля, які виникають при зміні температурного режиму, зовнішнього і внутрішнього тиску; не враховано максимальний внутрішній тиск, який виникає при проведенні робіт в колоні; не враховано максимально можливі осьові навантаження; не враховано вплив згину колони);
- порушення вимог до конструкції і технології (використання труб з дефектами в різьбових з'єднаннях; тип різьби і мастильні матеріали не

відповідають умовам свердловини; конструкція колони не придатна для ступінчастого цементування; спуск колони в свердловину проведено з різкими перегинами; розвантажування колони на вибій свердловини з великими кавернами; при згвинчуванні різьбових з'єднань не контролюється крутний момент; створення в колоні внутрішнього тиску вище допустимого; неякісне з'єднання секцій колони; створення осьових навантажень вище допустимих та інші);

– зношування обсадних колон при проведенні спускально-підіймальних робіт в свердловині бурильними трубами, долотами і ловильним інструментом, насосно-компресорними трубами при глибинно-насосній експлуатації, корозія обсадних труб і їх гідро-абразивне зношування.

За даними промислових матеріалів підприємств ВАТ „Укрнафта” [38] основним видом аварій з обсадними колонами при бурінні на родовищах України є розрив в різьбових з'єднаннях обсадних труб та порушення герметичності. Такі аварії мали місце на свердловинах: Довбушанська–93 (Прикарпатське УБР), Янківська–104, Перекопівська–36 та 44, Смолянська –2 (Прикарпатське УБР), Софіївська–13 (Прилуцьке УБР) та інші.

Авторами [26, 28, 36] проведено аналіз промислового матеріалу про роботу обсадних колон на родовищах Прикарпаття. Аналіз роботи свердловин показав, що за останні 2+ років було 150 пошкоджень обсадних колон, з них порушення герметичності спостерігалось у 33 випадках, зокрема в НГВУ Долинанафтогаз - 19, НГВУ Надвірнанафтогаз - 8 і НГВУ Бориславнафтогаз – 6 випадків. Порушення герметичності обсадних колон на свердловинах Битків–730, Бистриця–6Д, Скороходівська–50, 52 та Матлахівська–34,35 відбулося через негерметичність різьбових з'єднань.

Основними причинами порушення герметичності обсадних колон на родовищах є [83, 95, 96]:

- відсутність контролю за величиною крутного моменту у процесі згвинчування різьбових з'єднань обсадних труб;
- згвинчування різьбових з'єднань із заниженими величинами

крутного моменту;

- застосування невідповідних або малоефективних ущільнюючих мастил для конкретних умов експлуатації різьбових з'єднань;

- відсутність додаткових ущільнюючих вузлів у різьбових з'єднаннях обсадних труб;

- недотримання рекомендацій щодо кількості та інтервалів встановлення центруючих пристроїв на обсадних колонах.

При будівництві та експлуатації свердловин на родовищах ВАТ „Укрнафта” величини опресувальних тисків коливаються в межах 10-60 МПа. Значна частина свердловин, закінчених кріпленням, при опресуванні на розрахунковий тиск, виявились негерметичними внаслідок пропускання в різьбових з'єднаннях. Це кваліфіковано як брак, на усунення якого витрачені значні кошти та час [47]. Проведений аналіз показав, що спуск обсадних колон проводився без контролю величини крутного моменту, а для герметизації з'єднань застосовувався, в основному, фторопластовий ущільнюючий матеріал. Прояви негерметичності різьбових з'єднань труб обсадних колон були викликані недосконалістю їх конструкцій.

Із класифікації причин та аналізу промислових даних про пошкодження обсадних колон при бурінні нафтових і газових свердловин випливає, що для підвищення надійності кріплення свердловин необхідно виявити причини порушення герметичності різьбових з'єднань і комплексно застосувати удосконалені методи і засоби для підвищення їх герметичності.

1.2. Вплив конструктивних і технологічних факторів на герметичність різьбових з'єднань обсадних труб

Аварії з обсадними колонами збільшують терміни будівництва свердловин і виводять з ладу колони обсадних труб. Це призводить до значних витрат коштів, а в окремих випадках – до необхідності ліквідації свердловин. З ростом глибин буріння змінюються пластові тиски і температура,

що вимагає вдосконалення техніки і технології кріплення свердловин.

Основними причинами пошкоджень обсадних колон є невідповідність вибраних конструкцій свердловин геологічним умовам їх будівництва; негерметичність обсадних колон через порушення в різьбових з'єднаннях, особливо при кріпленні похило-направлених і горизонтальних свердловин. Найчастіше негерметичність різьбових з'єднань обсадних колон трапляється при експлуатації газових і газоконденсатних родовищ.

Герметичність різьбових з'єднань труб – це властивість з'єднань забезпечувати непроникність при навантаженні надлишковим тиском рідини чи газу. Питання герметичності різьбових з'єднань обсадних колон вирішується у таких напрямках: герметизація різьбових з'єднань шляхом використання різних герметизуючих матеріалів, розробка герметичних вузлів і герметизуючих елементів та створення спеціальних різьбових з'єднань обсадних труб з ущільнюючими поверхнями [23, 31, 32, 67, 69].

Основною причиною негерметичності різьби є зазори у її впадинах, які утворюють гвинтові канали. Вони носять назву конструктивних зазорів для забезпечення згвинчування і розгвинчування різьбових з'єднань. Розміри конструктивних зазорів в багато разів перевищують висоту мікронерівностей на бокових гранях витків різьби, яка визначає шорсткість поверхні. Крім того, в різьбовому з'єднанні можуть бути зазори технологічного характеру, які утворюються при нарізанні різьби внаслідок відхилень її параметрів від номінальних.

Авторами [22, 44, 45, 104] встановлено, що на герметичність різьбових з'єднань впливають технологічні дефекти і відхилення, які виникають в процесі виготовлення різьб труб і муфт, але не виходять за межі ГОСТ 632-80. Найбільш частими дефектами виготовлення різьб є підріз та непрямо-лінійність твірної різьби.

Підріз грані витка трапляється майже в кожній нарізці. Однією з причин цього є попадання стружки між нарізними плашками і формованою гранню нарізки. Вона утворюється нерівномірною з поздовжніми смугами.

Причинами підрізу можуть бути також притуплення плашок, які утворюють задири на гранях витків, неправильна заточка плашок або неправильно вибраний режим різання. Підріз може бути односторонній, коли порушується площина однієї грані витка, двосторонній, коли порушуються обидві грані, і ступінчастий, коли дві і більше плашок залишають на грані задири. Інколи через ці причини відбувається зріз вершини витків.

Особливою формою підрізу, яка ще більше впливає на герметичність з'єднання, є утворення так званої „тонкої” різьби внаслідок зменшення перерізу витків. Вершини витків стають гострішими, а впадини ширшими. Головною причиною є зношування та неточна установка плашок. „Тонка” різьба особливо збільшує зазор у з'єднанні труб.

В ГОСТ 632-80 немає допуску на зменшення товщини витка через підріз. Тому встановити відхилення по товщині можна тільки непрямыми методами, використовуючи допуск на відхилення кута при вершині витка, зменшення якого також викликає зменшення товщини витка.

Автори [40] вважають, що зменшення товщини витка через підріз грані не повинно виходити за межі мінімально допустимого кута при вершині витка. Допустима величина підрізу приблизно дорівнює зазору між вершинами і впадинами витків (76 мкм) та при деякому припрацюванні поверхонь у процесі згвинчуванні понижує герметичність з'єднання. У випадку, коли різьбові нарізки в муфті і на трубі мають максимальний двосторонній підріз витків, зазор у з'єднанні може доходити до величини 150 мкм.

При нарізанні різьб непрямолінійність твірної конуса різьби та відхилення конусності від номінальної визначається по довжині різьби. Трапляються різьби зі „стрілою прогину” твірної конуса в 100 мкм. Найбільш часто спостерігається випуклість твірної конуса, рідше хвилястість, що також негативно впливає на герметичність різьбового з'єднання внаслідок зменшення його щільності у згвинченому стані.

На герметичність різьбового з'єднання також впливає так званий „невихід різьби” [40]. Цей дефект виникає, коли зовнішній діаметр

конусної поверхні під нарізку різьби на трубі менший заданої величини, або внутрішній діаметр конусної поверхні у муфті більший розрахункового. Тоді вершини витків будуть зрізаними, а різьба зменшеної висоти.

Конструктивні та технологічні зазори призводять до того, що муфтові з'єднання обсадних труб безупорного типу, особливо з трикутним профілем різьби, за ГОСТ 632-80 є проникними і негерметичними.

Підвищенню надійності та довговічності роботи обсадних колон, дослідженням причин їх пошкоджень, впливу температури, тиску, згину, та інших факторів на міцність і герметичність різьбових з'єднань обсадних труб присвячені роботи багатьох вітчизняних та зарубіжних вчених: Банатов В. П., Білик С. Ф., Булатов А. І., Гусейнов С. Б., Єременко Т. Є., Комнатний Ю. Д., Коцкулич Я. С., Мочернюк Д. Ю., Марлоу А. С., Месон Р. Л., Павельчак А. В., Сенюшкович М. В., Тіщенко О. В., Чернов Б. О., Щербюк М. Д., Якубовський М. В., Ясов В.Г. та інші. Ці роботи дозволили значно підвищити герметичність обсадних колон, але практика показує, що втрата їх працездатності найчастіше відбувається внаслідок порушення герметичності різьбових з'єднань.

Сучасні конструкції різьбових з'єднань обсадних труб відрізняються головним чином вибором засобів створення у різьбі вузла герметичності.

Різьбові з'єднання були поділені Біликом С.Ф. [17] на дві групи.

До першої групи належать з'єднання, у яких ущільнення виконується силовим контактом двох поверхонь і які діляться на радіальні і торцеві.

Радіальне ущільнення здійснюється за рахунок радіальної деформації спряжених за допомогою різьби елементів труб. Роль замка в цьому випадку виконує конічна контактна поверхня. Радіальне ущільнення застосовують в багатьох конструкціях різьбових з'єднань, наприклад ОТТГ за ГОСТ 632-80. Деякі містять двостороннє радіальне ущільнення.

Часто в конструкціях різьбових з'єднань використовують торцеве ущільнення. Найбільш дорогими і складними у виготовленні є різьбові з'єднання з двостороннім торцевим ущільненням, тому що вони вимагають

високої точності виготовлення елементів спряжених деталей з'єднання.

Досліджуючи вплив поверхні контакту труби і муфти негеометричних різьбових з'єднань, автором [17] встановлено, що при перевищенні допустимої величини крутного моменту згвинчування відбувається розширення (зріз, згинання) одного, двох чи більше витків різьби на трубі і муфті. Такі пошкодження різьби можуть бути причиною не тільки пропускання рідини або газу, але і суттєвого зниження міцності різьбових з'єднань на розтяг.

Дослідженнями Т. Є. Єременка, Д. Ю. Мочернюка, О. В. Тищенко [40] встановлено, що герметизація різьбового з'єднання досягається щільним приляганням витків різьби по бічних поверхнях профілю після згвинчування різьбових з'єднань з оптимальним крутним моментом. При цьому гвинтовий канал у впадинах різьби заповнюється мастилом. При застосуванні високоефективних ущільнювачів герметичність такого муфтового з'єднання труб може бути підвищена до тисків, що відповідають міцності тіла труби. Граничний надлишковий тиск, на величину якого може бути герметизоване різьбове з'єднання труби і муфти, визначається їх міцнісними характеристиками.

Герметичність різьбових з'єднань обсадних труб залежить, в першу чергу, від розмірів і форми гвинтового каналу і від властивостей мастила, яке заповнює цей канал. Автори [40] виділяють такі фактори, які впливають на герметичність конічного різьбового з'єднання: точність нарізання різьби в муфті і на трубі; довжина робочої частини різьби; величина натягу різьби при згвинчуванні; тривалість і характер дії навантажень і тиску; експлуатаційні характеристики мастила.

Щербюком М.Д. [105] встановлено, що ефективність використання міцності матеріалу обсадних труб залежить від міцності і герметичності різьбових з'єднань, які визначаються: типом з'єднання; профілем і точністю виготовлення елементів різьби; застосуванням ущільнюючим мастилом; величиною крутного моменту згвинчування. Для визначення впливу відхилень параметрів різьби труби і муфти на герметичність різьбових з'єднань

проведені випробування [105] обсадних труб діаметром 168 мм з товщиною стінки 10 мм із сталі групи міцності Д. Вони проводились із застосуванням мастила Р-2 при внутрішньому тиску 25 МПа тривалістю 30 с. Було встановлено, що герметичність різьбових з'єднань обсадних труб була досягнута в 16 із 100 випадків. Основними причинами порушення герметичності різьбових з'єднань є відхилення кута профілю, конусності і кроку різьби, а також згвинчування із заниженою величиною крутного моменту.

Автори [104] також подають аналіз даних залежності порушення герметичності від товщини стінки і групи міцності матеріалу труб.

Для зниження проникності контакту елементів різьбових з'єднань застосовують різноманітні ущільнюючі мастила [34, 48, 80, 87, 90]. Розрахунки, проведені авторами [40] підтверджують, що мастило типу Р-2 витісняється з зазорів різьби обсадних труб діаметром 146 мм приблизно через 15 хвилин після спуску труб в свердловину. Вибір мастила, яке б не витіснялося із зазорів різьбового з'єднання, є складним завданням, оскільки при підвищенні температури понижується в'язкість мастила, що у свою чергу призводить до зміни його властивостей.

Автори [43, 48, 51, 68, 72] досліджували герметичність різьбових з'єднань обсадних колон при спуску їх у викривлені свердловини. При спуску обсадної колони в різьбових з'єднаннях виникають додаткові зусилля від згину труб, які в сумі з напруженням від розтягу колони призводять до їх значного послаблення.

У роботах [17, 99, 107] показано, що для забезпечення герметичності колон необхідно контролювати герметичність різьбових з'єднань згвинчених труб як у заводських, так і у промислових умовах. Під дією температури і зовнішнього надлишкового тиску у свердловині послаблюються різьбові з'єднання колони, збільшується їх овальність, що призводить до порушення їх герметичності.

Автори [92, 93, 99, 104] вважають, що суттєвий вплив на герметичність різьбових з'єднань обсадних труб мають величини натягу і крутного

моменту згвинчування, величина якого здебільшого залежить від розмірів зазорів у різьбі, відхилення конусності, висоти профілю, числа витків з неповним профілем і т.п. Мастило, яке знаходиться в зазорах під тиском, сприймає частину навантаження від натягу, зменшуючи контактні тиски на прилягаючих ділянках поверхні. Тому основними критеріями правильності згвинчування з'єднань є величини натягу і крутного моменту згвинчування, що потребує розробки надійних засобів їх контролю і технології.

Мочернюк Д. Ю [66], вивчаючи напружений стан різьбових з'єднань обсадних труб, робить наступні висновки:

- величина крутного моменту при згвинчуванні обсадних труб одного діаметру коливається в широких межах і залежить від товщин стінок згвинчуваних елементів, величини натягу, в'язкості мастила при згвинчуванні; пружний натяг є функцією точності геометричних параметрів різьби і чистоти обробки, типу покриття різьби муфти;

- постійне значення крутного моменту для різних діаметрів труб при рівних умовах пояснюється тим, що величина коефіцієнту тертя не залежить від площі контакту, а питомий тиск на поверхні різьби із збільшенням діаметру при сталій величині натягу зменшується;

- рекомендації із застосування граничних значень крутного моменту до 10 кНм і більше, які використовуються при згвинчуванні труб у промислових умовах, не обґрунтовані і їх необхідно уточнити.

У нашій країні відомі різьбові з'єднання типів ОТТГ, ТБО-4, ТБО-5, а також високогерметичні муфтові з'єднання насосно-компресорних труб НКМ [104, 105], розроблені у ВНДІБТ. Герметичність цих з'єднань забезпечується конічними ущільнюючими поверхнями, розташованими на кінцях труб. У з'єднаннях також передбачений контакт на упорних торцях.

Фірма Grant Prideco (США) успішно виготовляє і реалізує продукцію з торгівельною маркою „Atlas Broadford” [109]. З'єднання ТС-II є останнім поколінням різьбових муфтових високогерметичних з'єднань для насосно-компресорних і обсадних труб. Воно має модифіковану конусну збігаючу

різьбу, яка витримує величину розтягу і стиску, рівну границі текучості матеріалу труб. З'єднання має внутрішнє радіальне ущільнення та внутрішній упорний торець із зворотнім кутом 15° . Автор [109] вважає, що при проектуванні обсадних труб і різьбових з'єднань необхідно враховувати: внутрішні і зовнішні тиски, зусилля розтягу, масу одного погонного метра обсадної труби, марку сталі, напруження натягу.

Питанням герметичності різьбових з'єднань присвячено ряд робіт зарубіжних вчених. Massor Marsel [111] виділяє різні фізичні фактори, які впливають на герметичність з'єднань труб обсадних колон. Це напруження з'єднання, ефект внутрішнього тиску, вплив допусків і марки сталі.

Фірма Mobil Oil разом з науково-дослідним інститутом SWPI провела дослідження [108, 110, 112] в області створення обсадних труб і різьбових з'єднань покращеної конструкції і міцності. Дослідженнями встановлено, що пошкодження різьбових з'єднань обсадних труб залежить від технології їх спуску у свердловину, величин крутних моментів, порушення співвісності і режимів згвинчування. З'єднання *ST-L* являє собою високогерметичне з'єднання з рівнопрохідним зовнішнім діаметром для хвостовика. Воно має внутрішні і зовнішні бокові ущільнення типу „метал-метал”, двозахідну трапецієвидну упорну різьбу, яка сприймає розтягуюче навантаження, та зовнішній упорний торець зі зворотнім кутом 15° .

Von H.Off та H.Schillinder [113] провели експериментальні дослідження товстостінних обсадних труб при різних навантаженнях для оцінки впливу внутрішнього тиску, одночасної дії внутрішнього тиску і розтягу та одночасної дії внутрішнього тиску, розтягу і згину.

Р.С.Марлоу і Р.Л.Месон [63] дійшли висновку, що герметичність різьбових з'єднань обсадних труб залежить від конструкції і правильної експлуатації їх у промислових умовах. Вирішальними параметрами, які визначають пошкодження з'єднань при згвинчуванні, є надмірна величина крутного моменту, високі частоти обертання ротора, неспіввісність. При цьому тенденція до перевантаження з'єднання під дією крутного моменту

при згвинчуванні зростає із збільшенням частоти обертання ротора.

В роботах [13, 30, 33, 41, 52, 62] виділяються основні експлуатаційні характеристики конічних різьбових з'єднань труб за впливом на герметичність при надлишковому тиску і міцність при розтягу. Встановлено, що на герметичність і міцність різьбових з'єднань впливають щільність спряження елементів з'єднання, тобто тиск на ділянці різьби і муфти, відхилення по куту конусності.

Згідно із ГОСТ 632-80 [27], критерієм герметичності різьбових з'єднань обсадних труб служить величина умовного осьового натягу, яка рекомендована при згвинчуванні з'єднання від руки (A). Після машинного згвинчування величина натягу повинна бути вибрана повністю (до співпадіння останньої риски на трубі і торця муфти). З низки причин такий критерій є недостатнім, головним чином через відхилення геометричних параметрів різьб, неоднакового стану їх поверхонь, різних умов згвинчування. Тому за основний критерій згвинчування за кордоном приймається величина крутного моменту, яка регламентується в залежності від групи міцності матеріала труб, товщини стінки і діаметра труб.

Таким чином, основними параметрами режиму згвинчування різьбових з'єднань обсадних труб є величина крутного моменту та швидкість відносного переміщення поверхонь різьби труби і муфти.

До другої групи належать різьбові з'єднання, ущільнення яких здійснюється з використанням вставних кілець з різноманітних пластичних матеріалів. Встановлення ущільнюючого кільця може бути різним: в торці елемента з зовнішньою різьбою і у самій різьбі. Цим визначається механізм ущільнення і призначення різьбового з'єднання. Як матеріал вставних ущільнюючих кілець використовують тетрафторетилен, тефлон та ін.

Коцкуlichem Я. С. та Сенюшковичем М. В. [50, 86] запропонована конструкція різьбових з'єднань з герметизуючим кільцем, яке включає в себе труби, муфту, ущільнююче кільце, заповнене рідиною з деяким надлишковим тиском. При згвинчуванні різьбового з'єднання ущільнююче

кільце стискується і приймає форму замкнутого об'єму, тим самим підвищує герметичність та міцність різьбового з'єднання.

Різьбові з'єднання „ВТВ” і Modified з герметизуючим кільцем фірми Grant Prideco (США) використовують в тих випадках, коли необхідно забезпечити високу якість різьбового ущільнення. При цьому використовують асортимент труб з трикутною або трапецієвидною упорною різьбою, яка сприймає розтягуюче навантаження, і тефлонове ущільнююче кільце.

Проаналізувавши фактори, які впливають на герметичність різьбових з'єднань обсадних труб та встановивши основні причини її порушення, можна передбачити заходи і засоби для їх запобігання.

У конічних різьбових з'єднаннях труб з трикутним профілем різьби, які вимагають згвинчування з відповідним натягом для забезпечення необхідної міцності на розтяг, використання торцевого і радіального ущільнення суттєво ускладнено. Причина цього полягає у наявності відхилень параметрів різьби від номінальних.

Конструкції різьбових з'єднань з вузлами герметичності достатньо ефективні для різьб з трапецієвидним профілем, а також у з'єднаннях трубних елементів з потовщеними муфтовими кінцями. Складність і підвищена вартість таких конструкцій, а також складність їх застосування у конічних різьбах трикутного профілю не знижують актуальності пошуків надійніших і дешевших засобів герметизації.

1.3. Оцінка основних методів підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон

Герметизація різьбових з'єднань здійснюється на двох етапах. На першому етапі, як на заводі-виробнику, так і на бурових підприємствах проводять заходи для забезпечення герметичності різьбових з'єднань. До них належать: підвищення якості виготовлення різьби, застосування герметизуючих мастил, напилення різьби металом, герметизація полімерами,

згвинчування з оптимальним крутним моментом, опресовування і відбракування труб перед спуском обсадної колони у свердловину.

На другому етапі, після спуску обсадних колон, у випадку виявлення негерметичності проводять ремонтно-ізоляційні роботи з метою відновлення герметичності різьбових з'єднань [59, 78, 97]. До них належать: тампування під тиском, догвинчування незацементованої частини обсадної колони, встановлення металічних пластирів.

Для забезпечення герметичності різьбових з'єднань обсадних труб у заводських умовах необхідно виконувати такі вимоги [95, 107]:

- максимальний сумарний зазор між спряженими витками різьби труби і муфти через похибки конусності не повинен перевищувати 0,3 мм;
- непрямолінійність твірної конуса, на якому нарізається різьба, не повинна перевищувати 0,04 мм;
- муфту нагвинчувати з рекомендованою величиною крутного моменту;
- різьбу на високоміцних трубах нарізати на труборізних верстатах;
- застосовувати високоефективні ущільнювачі.

Розроблені різні методи підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних труб. Дослідники [19] запропонували спосіб нанесення ущільнюючого шару на різьбові поверхні обсадних труб, товщина якого визначається співвідношенням:

$$Y(x) = c \cdot \Delta \frac{P(x)}{P(x_1)} + t_0(\Delta), \quad (1.1)$$

де $Y(x)$ – товщина ущільнюючого шару в радіальному січенні різьби, розміщеному на відстані x від основної площини, м; $P(x)$ – радіальний тиск в січенні різьбового з'єднання, згвинченого без ущільнюючого шару, Н/м²; $P(x_1)$ – радіальний тиск в січенні x від різьбового з'єднання, згвинченого з ущільнюючим шаром, Н/м²; c – безрозмірний коефіцієнт стискання матеріалу ущільнюючого шару в різьбі; Δ – величина радіальних деформацій елементів з'єднання, яка залежить від товщини ущільнюючого шару, м;

t_0 – мінімальна товщина ущільнюючого шару в різьбі, м.

За твердженням авторів [19], нанесення ущільнюючого шару м'якого матеріалу за запропонованою залежністю призводить до плавної зміни радіального тиску у з'єднанні труб. Вадю такого методу є складність технології його здійснення і значні витрати часу.

Одним з методів підвищення герметичності різьбових з'єднань є їх металізація, яка полягає у покритті поверхні різьби іншим металом. У результаті отримують фізико-хімічні, механічні та інші властивості поверхні, які відрізняються від властивостей матеріалу труб. Суть способу полягає у тому, що розплавлений метал розпилюють струменем стисненого повітря або іншого газу. При цьому утворюються металічні частинки розміром 10-100 мкм, які з швидкістю 100-150 м/с вдаряються в поверхню різьби, заглиблюються в її нерівності, створюючи шар металічного покриття [81].

Для герметизації напиленням різьбових з'єднань обсадних труб застосовується цинк [25]. Експериментальні дані [20, 63] показують, що герметизуючий шар м'якого металу (цинку) добре заповнює конструктивні та технологічні зазори і разом з тим попереджує задири в процесі згвинчування з'єднання з натягом. На основі результатів експериментів, проведених в інститутах "УкрНДІгаз", "ВНДІнафта", "ВНДІгаз", було доведено такі переваги даного способу:

- висока технологічність ущільнювача, оскільки обидва кінці труб муфтового з'єднання герметизують на заводі;
- виключення впливу корозійного середовища, оскільки ущільнювач захищає різьбу від корозії;
- добре згвинчування з'єднань, оскільки ущільнювач володіє антифрикційними властивостями;
- відсутність витрат додаткового часу для нанесення ущільнювача на різьбу муфт на буровій в процесі спуску труб у свердловину.

До вад металізованого покриття належить відносно мала пластичність та відшарування металу при розгвинчуванні з'єднання.

Відомий метод герметизації різьбових з'єднань обсадних труб за допомогою полімерів. Так, інститутом "ВНДІгаз" [104, 76] розроблений спосіб герметизації різьбових з'єднань фторопластовим ущільнюючим матеріалом. В основу його покладено застосування тонкої фторопластової стрічки, якою обмотують різьбу труби перед нагвинчуванням на неї муфти. Стрічка нетоксична, пластична і не втрачає своїх властивостей при значних додатніх і від'ємних температурах.

Широке застосування для герметизації різьбових з'єднань труб знаходять порошкоподібні полімери. Так, інститутом УкрНДІгаз рекомендовано застосовувати поліетилен, поліпропілен і пінтопласт, які наносять на ущільнюючі поверхні шляхом занурення нагрітого різьбового з'єднання в цей порошкоподібний полімер або його газополум'яним напиленням.

Відома герметизація різьбових з'єднань так званим комбінованим ущільнюючим шаром [39]. Полімерні ущільнювачі різьбового з'єднання мають всі перевагами металізованого шару, разом з тим усувають його основну ваду, тобто підвищують пластичність герметизуючого шару.

Полімерні матеріали, які використовують як ущільнювачі різьбових з'єднань, повинні володіти доброю адгезією, пластичністю, бути стійкими проти старіння в агресивних середовищах. Визначаючим фактором збільшення адгезії є шорсткість поверхні. При застосуванні комбінованого способу ущільнення [23], який полягає в нанесенні на цинковий металізований шар полімеру, адгезія полімеру підвищується, тому що шорсткість металізованого шару більша, ніж у металу різьби.

Ганін Е.П., Пчелкін В.М., Захар'єв В.П. [24] пропонують для герметизації різьбових з'єднань обсадних труб використовують кільце з фторопласту. Гідравлічні випробування натурних взірців з'єднань з ущільнюючими фторопластовими кільцями показали їх високу надійність.

Автори [2] розробили спосіб герметизації різьбових з'єднань обсадних колон, який полягає в тому, що герметик вводиться в різьбове з'єднання після його згвинчування під тиском і при одночасній дії ультразвукових

коливань на різьбове з'єднання.

Дуже важливим фактором, що впливає на герметичність конічних різьбових з'єднань, є згвинчування з оптимальним крутним моментом. Питання визначення оптимального крутного моменту згвинчування, його впливу на міцність і герметичність з'єднань досліджували багато вчених [17, 18, 21, 28, 36, 40, 66, 104]. Результати цих досліджень узагальнені в праці [42], де подані значення оптимальних крутних моментів згвинчування для всіх видів і типорозмірів обсадних труб в залежності від видів застосованих герметизуючих ущільнювачів.

Білик С.Ф. [17] стверджує, що при згвинчуванні різьбових з'єднань обсадних труб з оптимальною величиною крутного моменту необхідно, щоб початкова температура труби і муфти була однаковою і до того ж мінімально відрізнялась від температури, при якій виконана нарізка різьби. Вадою таких рекомендацій є складність їх дотримання в умовах бурової.

Фірмою “Хайдріл” і Південно-західним науково-дослідним інститутом США [63, 108] розроблені рекомендації по згвинчуванню і спуску у свердловину обсадних труб. Для того, щоб колона була герметичною, труби необхідно згвинчувати наступним чином:

- трубу слід вводити в муфту обережно, щоб не пошкодити різьбу;
- початок згвинчування повинен бути повільним до тих пір, доки не ввійдуть у з'єднання перші витки різьби. При застосованні механічних ключів вони повинні охоплювати трубу як можна ближче до різьби, щоб не було перекосу при згвинчуванні;
- при згвинчуванні слід дотримуватись рекомендованих величин крутного моменту.

Не зважаючи на всі рекомендовані заходи, ще часто трапляються прояви негерметичності обсадних колон у свердловинах. Вона у більшості випадків визначається наявністю каналів у різьбових з'єднаннях. У зв'язку з цим виникає необхідність повторної герметизації різьбових з'єднань.

Одним з методів повторної герметизації різьбових з'єднань є

встановлення металічних пластирів у колоні [60, 64, 65, 106]. Металічний пластир являє собою циліндричну повздовжньо-гофровану тонкостінну трубу, покриту герметизуючою сумішшю [106]. Циліндричні труби вибирають таким чином, щоб їх периметр по зовнішньому діаметру перевищував внутрішній периметр ремонтваної колоні на $1\div 4$ мм. Це дозволяє створювати гарантований натяг між колоною і металічним пластирем, необхідний для їх надійного зчеплення. Для встановлення металічних пластирів розроблено пристрій типу “Дорн”. Принцип встановлення пластиря в колоні базується на розширенні гофрованої труби до повного контакту з обсадною колоною (за рахунок створення надлишкового тиску у порожнині головки) та наступним протягуванням пристрою талевою системою. Основною вадою методу слід вважати зменшення внутрішнього діаметра обсадної колоні і обмежену довжину пластиря.

А.В.Павельчак, Т.А.Кошелев, С.Н.Акиденко, Г.О.Олександрович [73] розробили метод циклічного догвинчування обсадних труб над гирлом свердловини при спуску обсадної колоні. Різьбове з’єднання згвинчується з регламентованою величиною крутного моменту, контроль за яким здійснюється манометром. Не знімаючи обсадну колону з клинів, талевою системою розтягують різьбове з’єднання з осьовим навантаженням, рівним вазі колоні. Після цього колону знову розвантажують на клини і проводять подальше догвинчування з регламентованою величиною крутного моменту. Цикл “навантаження-згвинчування” повторюють до тих пір, доки після чергового навантаження з’єднання перестає догвинчуватись.

Сибірським науково-дослідним інститутом нафтової промисловості розроблені пристрої для докріплення різьбових з’єднань обсадних труб у свердловині [7]. Пристрій має корпус, храповик і вільно встановлену на корпусі втулку із зубцями на торці для взаємодії з храповиком. Гвинтові лопатки розміщені на зовнішній поверхні втулки, а храповик фіксатором зв’язаний з корпусом. Оскільки послаблення з’єднань при спуску обсадних труб у свердловину зростає із збільшенням довжини колоні, то пристрій

для докріплення встановлюють на першій обсадній трубі.

У випадку, коли негерметичне різьбове з'єднання знаходиться на незацементованій частині обсадної колони, для відновлення герметичності поширеним є метод догвинчування з гирла свердловини [47, 66, 63, 54, 48, 71]. Його вадою є те, що крутний момент передається через обсадну колону. Це призводить до перевантаження верхніх з'єднань за рахунок сил опору при обертанні колони. Крім того, проходить докріплення різьбових з'єднань, які після догвинчування часто стають негерметичними.

В роботах [9, 47, 48, 73] описується методика контролю за величиною крутного моменту на гирлі при докріпленні різьбових з'єднань обсадних труб по величині кута пружного закручування колони. Але її не застосовують для похило-скерованих свердловин, тому що не враховуються сили тертя, які виникають внаслідок викривлення стовбура свердловини, що призводить до похибки при розрахунку кута пружного закручування.

Я.С.Коцкулич, Я.С.Білецький та інші [3, 16] розробили конструкцію пристрою, який дозволяє здійснювати процес відновлення герметичності без обертання обсадної колони з гирла. Пристрій має засоби для прокручування обсадної труби, які виконані у вигляді ексцентричних кулачків. Для проведення робіт пристрій з'єднують з бурильною колоною і опускають на глибину розміщення обсадних труб з негерметичним різьбовим з'єднанням. Процес його докріплення здійснюється шляхом обертання бурильної колони і пристрою з гирла свердловини. При обертанні пристрою ексцентрикові кулачки передають обсадній трубі необхідний крутний момент за рахунок саморозклинювання.

1.4. Сучасний стан проблеми із застосування ущільнюючих мастил

Для попередження негерметичності різьбових з'єднань застосовують ущільнюючі речовини, які заповнюють технологічні зазори. Одночасно вони служать мастилами при згвинчуванні різьбових з'єднань, запобігаючи

заїдання поверхонь тертя. Вибір мастила, яке б не витіснялось із зазорів різьбового з'єднання, є важливою задачею.

До мастил, які використовуються при згвинчуванні різьбових з'єднань обсадних труб ставляться такі вимоги [28, 29]:

- добрі мастильні властивості, запобігання заїдань при згвинчуванні;
- незмінність властивостей з плином часу і при зміні температури в заданому діапазоні;
- певна консистенція, достатня для того, щоб тиск рідини або газу не зміг видавлювати мастило із зазорів різьби.

При згвинчуванні різьбових з'єднань труб і муфт нафтового сортаменту застосовують графітне мастило УСсА за ГОСТ 233-79, яке містить 65% солідолу та 35% сріблястого графіту [1]. Графіт виконує функцію антифрикційного матеріалу. Властивості мастила незмінні при температурах 200÷400°C. Вадою цього мастила є те, що допустимий питомий тиск на нього не перевищує 3-4 МПа. Вищий тиск викликає руйнування плівки графіту, що є причиною заїдання при згвинчуванні різьбових з'єднань. Застосовується у свердловинах з тисками не більше 13,0 МПа.

У теперішній час для обсадних труб застосовують також мастила типу Р-113, Р-416, Р-402, Р-2 МВП [41]. Дані про склад мастил для різьбових з'єднань труб на жировій основі подані в таблиці 1.1.

Мастила Р-416 і Р-113 призначені для герметизації і запобігання зношуванню часто роз'єднаних різьбових з'єднань, які використовують при температурах 100÷200°C. Водостійкі рідкі мастила Р-2 МВП, Р-402 і Р-416 вимагають суворого дотримання правил техніки безпеки. Експериментальні дослідження [40, 42, 90, 105] показують, що при застосуванні цих мастил не завжди забезпечується достатня герметичність різьбових з'єднань.

У інституті "ВНДІгаз" [29] розроблені ущільнюючі мастила, для яких використані стандартні високотемпературні і морозостійкі мастила ЦИАТИМ-201 (нафтове) і ЦИАТИМ-226 (кремнійорганічне). Їх вадами є висока в'язкість, що погіршує їх нанесення на різьбове з'єднання.

Таблиця 1.1

Склад мастил для різьбових з'єднань обсадних труб

Мастило	Масовий вміст компонентів, %							ГОСТ або ТУ
	Жирова основа	Сірковий свинець	Свинцевий сурик	Свинцевий порошок	Графітний порошок	Цинко- вий пил	Мідна пудра	
УСсА	65	-	-	35	-	-	-	ГОСТ 233-79
Р-113	35	5	2	-	58	-	-	ТУ-38-101-330-73
Р-416	35	5	2	-	58	-	-	ТУ-38-101-385-73
Р-402	36	-	-	20	28	12	4	ТУ-38-101-385-78
Р-2МВП	37	-	-	18	2	12	4	ТУ-38-101-332-73

У теперішній час розроблене і випробуване нове ущільнюоче мастило для герметизації різьбових з'єднань труб УС-2ІМР з підвищеними адгезійними властивостями, термостійкістю і стабільністю в агресивних середовищах [6, 8]. У його склад входить (в масових частках): каніфоль – 18÷20; скіпідар - 40÷45; нігрол - 8÷10; графіт - 2÷3; двоокис титану - 2÷4; триетаноламін – 1,5÷2,9; нітровіск - 1÷3; метилгідриду аеросил – 0,1÷0,5; окислений бітум – решта. Вадами цього мастила є низька адгезія і міцність в період нанесення на поверхню різьби і експлуатації різьбового з'єднання, а також низька герметичність з'єднань у газових свердловинах.

Дослідження, проведені у інституті "ВНДІгаз" показали, що необхідними ущільнюючими властивостями, міцністю, еластичністю, стійкістю до знакозмінних навантажень, а також хімічною стабільністю до дії вуглеводнів володіють полімеризуючі сполуки епоксидних смол, зокрема ущільнюоче мастило УС-1 [1, 63]. Воно застосовується як мастило для різьбових з'єднань при згвинчуванні обсадних труб і при спуску обсадних колон. Мастило УС-1 містить такі компоненти:

- компаунд К-153 (СТУ-14-161-64), що являє собою смолу ЕД-5, пластифіковану поліефіром МГФ-9 і тіоколом;
- затверджувач – кубовий залишок гексаметилендіаміну;
- наповнювачі, застосовані для підсилення ущільнюючої властивості,

зниження сил тертя, які виникають при кріпленні з'єднань (графітний порошок, свинцевий порошок, цинковий пил, мідна пудра).

Мастило УС-1 має високу герметизуючу властивість (до 50,0 МПа). Вадами УС-1 є: токсичність, що погіршує санітарно-гігієнічні умови праці та забруднює навколишнє середовище; швидке випадання в осад металічних наповнювачів (пудр, порошоків): збільшення моменту згвинчування труб (на 40-60%); швидке твердіння (термін застосування до 1,5 год.); складність застосування при температурі нижче +10°C (необхідність підігрівання мастила та різьбового кінця труби).

Для забезпечення герметичності різьбових з'єднань застосовують синтетичні мастильні матеріали [5, 8, 34].

Розроблене синтетичне герметизуюче мастило ГС-1 для різьбових з'єднань [1, 4, 6, 35] призначене для підвищення герметичності і корозійно-втомної міцності різьбових з'єднань бурильних труб, вибійних двигунів та насосно-компресорних труб. Мастило ГС-1 володіє високою адгезією, сприяє ефективному захисту різьб від впливу корозійно-активних середовищ, підвищує зносостійкість різьбових з'єднань при багаторазовому розгвинчуванні і згвинчуванні. Основні компоненти: алкилрезорцинова епоксифенольна смола (ТУ 38-109-70-82); графітовий порошок (ГОСТ 82295-75); цинковий порошок (ГОСТ 12601-76); аеросил (ТУ 39-08-125-75).

Вадами цього мастила є неможливість застосування при температурі нижче -40°C і вище +100°C; дуже висока в'язкість (перед нанесенням на різьбу мастило необхідно розбавляти машинною олією); при застосуванні необхідно ретельно готувати різьбові з'єднання.

Також в ІФНТУНГ було розроблене і широко використовувалось для герметизації різьбових з'єднань обсадних та насосно-компресорних труб мастило УС-ОТ [7], яке містить органофільний аеросил, розчинники (уайт-спирит, ацетон, бензин або дизпаливо), зв'язуючий елемент – рідку гідрофільну карбамідну смолу, затверджувач – хлористий амоній.

За рахунок гідрофобного органофільного аеросилу покращуються

об'ємно-механічні властивості мастила, суттєво збільшуючи його гідрофобність і силу молекулярної взаємодії з металічною поверхнею різьби, збільшується морозостійкість мастила. Вадю цього мастила є використання токсичних речовин в його складі, що потребує додаткових засобів захисту обслуговуючого персоналу при виготовленні та застосуванні. Також при температурах 100-200°C проходить полімеризація мастила, що затрудняє повторне згвинчування-розгвинчування різьбового з'єднання.

У роботах [46, 48, 50, 53] наведені рекомендації із застосування ущільнюючих мастил для різних типів різьбових з'єднань (табл. 1.2).

За кордоном відомі такі ущільнюючі мастила на полімеризуючій основі, як металон Е-2075 і „Бейкерлок” [12]. Металон Е-2075 являє собою епоксидну смолу з неорганічним затверджувачем і є стійким при довготривалій експлуатації при температурах до 200°C. Ущільнююче мастило „Бейкерлок” фірми Baker служить для кріплення башмаків, заливочних і з'єднувальних муфт на обсадній колоні, замінюючи метод зварювання.

Для герметизації різьбових з'єднань застосовують силіконові різьбові мастила фірми Shell під товарними назвами Mukina та Energreasse AS-12 Pipe Thread Compaund [34]. Ці мастила являють собою суміш твердих компонентів, масовий вміст яких становить 64% і складається із графітового та свинцевого порошоків, цинкового пилу і мідної пудри, рівномірно розподілених в силіконовій основі, масовий вміст якої становить 36%.

Таблиця 1.2.

Рекомендовані ущільнюючі мастила для різьбових з'єднань

Свердловина	Температура, °С	Тиск, МПа	Різьба	Мастило
Нафтова	100	12,7	Трикутна	Р-2МВП
	120	12,7	Трикутна	УС-1
	200	12,7	Трикутна	Р-402
	200	12,7	Трикутна	Стрічка ФУМ
Газова, газоконденсатна	100	12,7	ОТГГ, ТБО	Р-2МВП
	120	12,7	Будь-яка	УС-1
	200	12,7	ОТГГ, ТБО	Р-402
	200	19,6	Будь-яка	Стрічка ФУМ

Основою модифікованого різьбового мастила [35] служить мастильна речовина, яка в суміші з порошкоподібними металами і графітом підвищує герметичність різьбових з'єднань в різних умовах їх експлуатації.

Із аналізу сучасного стану проблеми застосування ущільнюючих мастил видно, що необхідні подальші роботи для удосконалення якості мастил, які повинні задовільняти такі вимоги:

- максимальна рухомість, тобто низька в'язкість в момент згвинчування різьбового з'єднання для заповнення мастилом всіх зазорів;
- мінімальна рухомість (висока в'язкість) в процесі роботи з'єднання;
- підвищенні границі робочого тиску та температури ущільнюючих мастил (відповідно до 50,0-70,0 МПа при 250-300°C).

Таким чином, аналіз існуючих методів і засобів герметизації різьбових з'єднань обсадних труб показав, що вони не завжди задовільняють технологічні вимоги при кріпленні свердловин. Методи герметизації, які базуються на використанні лише ущільнюючих мастил, придатні тільки при низьких параметрах тиску і температури. Значна частина методів забезпечує герметичність, але не дозволяє розгвинчування труб. Виходячи з цього, необхідні теоретичні та експериментальні дослідження і розробка на їх основі нових методів і засобів, які б забезпечували герметичність різьбових з'єднань обсадних колон при заданих технологічних параметрах.

1.5. Аналіз сучасних методів аналітичних досліджень герметичності та міцності муфтових різьбових з'єднань обсадних труб

Аналітичним дослідженням герметичності різьбових з'єднань присвячені роботи [13, 17, 33, 36, 48, 53, 66, 105]. Їх авторами встановлено що герметичність стику двох ущільнюючих поверхонь забезпечується тільки у випадку щільного прилягання цих поверхонь. Така щільність прилягання означає наявність у всіх точках стику напружень стиску, які викликані деформаціями цих поверхонь під дією зовнішнього зусилля.

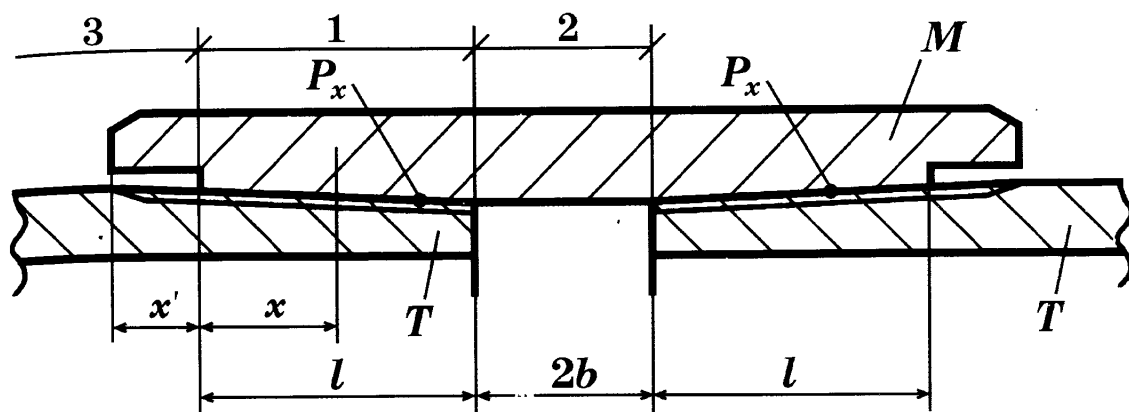


Рис. 1.1. Схема з'єднання обсадних труб (Т) з муфтою (М):
 P_x – контактний тиск в різьбі; 1, 2 і 3 – характерні ділянки з'єднання.

При машинному згвинчуванні муфти і обсадної труби досягають осьового натягу A , який регламентовано стандартом [27]. За рахунок конусності різьби на її поверхні виникає пружний радіальний натяг Δ

$$\Delta = A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c), \quad (1.2)$$

де: φ – кут нахилу різьби [27]; c – коефіцієнт припрацювання різьби [104].

За рахунок цього натягу Δ виникають пружні деформації з'єднання: радіус муфти збільшується, а труби – зменшується. Теоретично і експериментально доведено [17, 40, 65], що пружно-деформований стан елементів муфтового з'єднання обсадних труб підлягає опису за моментною теорією оболонок обертання з осесиметричним навантаженням. Показано, що для конічної різьби цих з'єднань можливі такі спрощення [17, 40, 65]:

- гвинтову поверхню різьби прийнято конічною, яка відповідає середньому діаметру різьби у з'єднанні;
- контактний тиск, який виникає на поверхнях різьби муфти і труби, з'єднаних з натягом, розподілений осесиметрично і неперервно по цій конічній поверхні.

Розрахункова схема муфти і обсадних труб, показана на рис. 1.1, включає такі ділянки з'єднання для визначення їх деформацій:

- ділянка 1 довжиною згвинчування l з контактним тиском P_x (для муфти він внутрішній, для труби – зовнішній);

- ділянка муфти 2 довжиною $2 \cdot l_0$ (між двома вільними торцями труб);
- ділянка 3: у муфти – циліндричне кільце, утворене виточкою довжиною l_0 , яке має один вільний торець, а для труби – це тіло, довжина якого прийнята нескінченною.

Осесиметричні деформації (радіальні переміщення) u_x стінки елемента з'єднання (муфти, труби) під дією тиску P_x на ділянці 1 без врахування їх крайового опирання на суміжні ділянки визначаються формулою [17, 65, 91]

$$u_x = \frac{P_x}{4\beta_x^4 \cdot D_x}, \quad (1.3)$$

де: D_x – циліндрична жорсткість оболонки

$$D_x = \frac{E \cdot S_x^3}{12 \cdot (1 - \mu)}, \quad (1.4)$$

β_x – коефіцієнт затухання деформацій

$$\beta_x = \sqrt[4]{\frac{3(1 - \mu^2)}{R_x^2 \cdot S_x^2}}, \quad (1.5)$$

R_x – радіус середньої поверхні оболонки; S_x – товщина стінки цієї оболонки; E і μ – модуль пружності і коефіцієнт Пуасона матеріала стінки. Індекс x означає змінність параметра вздовж осі X . Параметри R_x і S_x лінійно залежать від координати x .

Осесиметричний вигин w_x муфти чи труби на ділянці 1 з урахуванням її крайового опирання на ділянку 3 в перетині $x=0$ зписується залежністю

$$w_x = u_x \cdot (1 - 0,5 \cdot e^{-\beta_0 x} \cdot \cos(\beta_0 x)) \quad (1.6)$$

Радіальні переміщення w_x муфти на ділянці 1 з урахуванням її крайового опирання як на ділянку 3 в перетині $x=0$, так і на ділянку 2 в перетині $x=l$ описується такою залежністю

$$w_x = u_x \cdot (1 - 0,5 \cdot e^{-\beta_0 x} \cdot \cos(\beta_0 x) - 0,5 \cdot e^{-\beta_l (l-x)} \cdot \cos(\beta_l (l-x))) \quad (1.7)$$

Встановлено, що внаслідок деформацій ділянки 1 суміжні з нею ділянки 2 і 3 без контактного тиску теж отримують крайовий вигин у вигляді

$$w'_x = 0,5 \cdot u_x \cdot e^{-\beta_o \cdot x'} \cdot \cos(\beta_o \cdot x'). \quad (1.8)$$

Показано [17], що жорсткість ділянки 3 муфти (виточки) зменшена внаслідок вільного торця на відстані l_o , і це збільшує деформації муфти

$$w'_o = 0,5 \cdot u_x \cdot e^{-\beta_o(x+l_o)} \cdot \cos(\beta_o(x+l_o)) \quad (1.9)$$

Показано також [19], що наявність симетричної ділянки муфти з контактним тиском P_x на відстані $2b$ збільшує радіальні деформації w_x (1.7) муфти на величину

$$w'_l = 0,5 \cdot u_x \cdot e^{-\beta_l(l+2b-x)} \cdot \cos(\beta_l(l+2b-x)). \quad (1.10)$$

Таким чином, моментна теорія оболонок обертання з осесиметричним навантаженням дозволяє встановити радіальні деформації стінок муфти і труби, викликані контактним тиском P_x між згвинченими з натягом Δ елементами з'єднання. Ці деформації мають характер крайових осесиметричних вигинів як на ділянці з тиском, так і за її межами внаслідок опираючої на суміжні ділянки з іншими геометричними характеристиками R_x і S_x . Але у представлених формулах (1.8-1.12) це враховано тільки у коефіцієнті затухання (β_o ; β_l) у відповідному крайовому перетині.

Встановлено [65], що крайові вигини муфти і труби затухають на відстані, більшій за половину довжини згвинчування, практично для усього сортаменту обсадних труб. Це означає, що навіть несуміжні ділянки з'єднання можуть перебувати під взаємним впливом їх деформацій, особливо у характерних крайових перетинах.

Таким чином, виникає завдання удосконалити розрахункові моделі осесиметричних деформацій ділянок муфти і труби з врахуванням жорсткостей суміжних ділянок, аналітично встановити взаємний вплив несуміжних ділянок на їх деформації, в тому числі зменшення жорсткості біля вільного торця труби і на ділянці, послабленій збігом різьби.

1.6. Постановка задач дослідження

Із збільшенням глибин буріння значно підвищуються пластові тиски і температура, які впливають на герметичність обсадної колони. Статистичні дані показують, що у нафтових і газових свердловинах більше 30% аварій обсадних колон відбувається внаслідок втрати їх герметичності. Аналіз існуючих способів герметизації та герметиків показав, що вони забезпечують герметичність обсадної колони лише до температури 100-150°C.

Вітчизняними та зарубіжними вченими виконана велика робота з розробки методів кріплення свердловин, дослідження впливу конструктивних та технологічних факторів на герметичність різьбових з'єднань обсадних колон. Ці роботи становлять основу для розробки конструкцій з'єднань обсадних труб, герметизуючих елементів та герметиків, що дозволило значно підвищити надійність та герметичність обсадних колон.

Проте статистичний аналіз свідчить, що часто спостерігаються пошкодження обсадних колон через порушення їх герметичності. Практика показала, що герметизація різьбових з'єднань обсадних труб вставними кільцями вимагає селективного підбору кілець, регламентованих крутного моменту згвинчування і осьового натягу. Крім того, при з'єднанні секцій обсадних труб спостерігалось падіння кілець в свердловину. Тому такий спосіб герметизації не отримав широкого практичного впровадження.

Рідко використовується спосіб герметизації з'єднань обсадних труб нанесенням м'яких металів у впадини різьби внаслідок їх низької адгезії.

Мастила, компонентами яких є епоксидна смола і затверджувач, забезпечують високу герметичність обсадних колон до температури 200°C, проте ускладнюють розгвинчування різьбових з'єднань труб у випадку ліквідації пошкоджень обсадної колони.

Проблема розробки нових методів, пов'язаних з підвищенням герметичності різьбових з'єднань обсадних труб є актуальною. Проведення всесторонніх теоретичних і експериментальних досліджень дозволить

розробити нові технології та засоби, які забезпечать високі експлуатаційні характеристики обсадних колон протягом тривалого часу експлуатації, що значно зменшить витрати на ремонтно-відновлювальні роботи.

Сучасні з'єднання обсадних труб мають герметизуючі вузли з торцевим та радіальним ущільненням. Їх герметичність забезпечується пружними деформаціями елементів з'єднання. Ефективність цих вузлів робить актуальним їх застосування також для конічних різьб трикутного профілю.

Метою роботи є підвищення герметичності безупорних різьбових муфтових з'єднань обсадних колон при спорудженні та експлуатації нафтових і газових свердловин в умовах високих тисків і температури, що дозволить скоротити витрати на ремонтно-відновлювальні роботи, охорону надр і навколишнього середовища.

Щоб досягти поставлену мету, необхідно розробити нову конструкцію герметизуючого вузла з конічними ущільнюючими поверхнями. Для математичного опису напружено-деформованого стану муфти, труби і герметизуючого елемента, з'єднаних з натягами, треба удосконалити розрахунок радіальних деформацій усіх ділянок з'єднання при дії осесиметричних навантажень з урахуванням їх взаємного впливу і крайових умов опираючості.

На основі аналітичної моделі з'єднання потрібно дослідити закономірності впливу натягів, внутрішнього та зовнішнього тисків, осьової сили, температури на зміну пружних деформацій елементів з'єднання і контактний тиск на ущільнюючих поверхнях герметизуючого елемента та розробити методику проектування параметрів герметизуючого вузла для заданих умов експлуатації муфтових з'єднань обсадних колон у свердловині.

Для підтвердження високої працездатності муфтових з'єднань обсадних труб з герметизуючим вузлом потрібно експериментально дослідити їх герметичність залежно від натягу в ущільненні, внутрішнього тиску, розтягуючої осьової сили, температури. Для герметизації конструктивних гвинтових каналів у різьбових з'єднаннях необхідно розробити нове ущільнююче мастило з високими експлуатаційними властивостями.

РОЗДІЛ 2

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МУФТОВОГО З'ЄДНАННЯ ОБСАДНИХ ТРУБ З ГЕРМЕТИЗУЮЧИМ ВУЗЛОМ

2.1. Особливості конструкції муфтового різьбового з'єднання обсадних труб з герметизуючим вузлом

Для підвищення герметичності муфтових різьбових з'єднань обсадних труб безупорного типу запропонована нова конструкція герметизуючого вузла [55]. Вузол створюється вставним тонкостінним герметизуючим елементом із конічними поверхнями. Схема з'єднання показана на рис. 2.1. При згвинчуванні з'єднання ці поверхні входять з натягом у конічні отвори труб, які відповідно розточені в їх кінцях. Завдяки конусності ущільнюючих поверхонь і натягу герметизуючий елемент пружно стискається у радіальному напрямі, на контактних поверхнях виникають напруження стиску і контактний тиск, чим забезпечується щільність їх прилягання.

Наявність герметизуючого вузла дещо змінює конструкцію труби. Завдяки герметизуючій поверхні її кінець має конічну ділянку, яка відповідає половині довжини різьбового з'єднання. Тому у муфтовому з'єднанні обсадних труб з герметизуючим елементом можна виділити 5 характерних ділянок і 4 крайові перетини їх опираючі.

Ділянка 0 довжиною $2b$ відповідає центральній частині з'єднання між вільними торцями труб. На цій ділянці муфти має місце перерізування зустрічних ділянок різьби, що спотворює її профіль. Для усунення цього перерізування стандартом [27] передбачено розточування виточки до діаметра впадин різьби. Тому ділянку 0 муфти можна прийняти циліндричною з радіусом серединної поверхні R_{m0} і товщиною стінки S_{m0} . А ділянка 0 герметизуючого елемента є циліндричною з розмірами відповідно R_{K0} і S_{K0} .

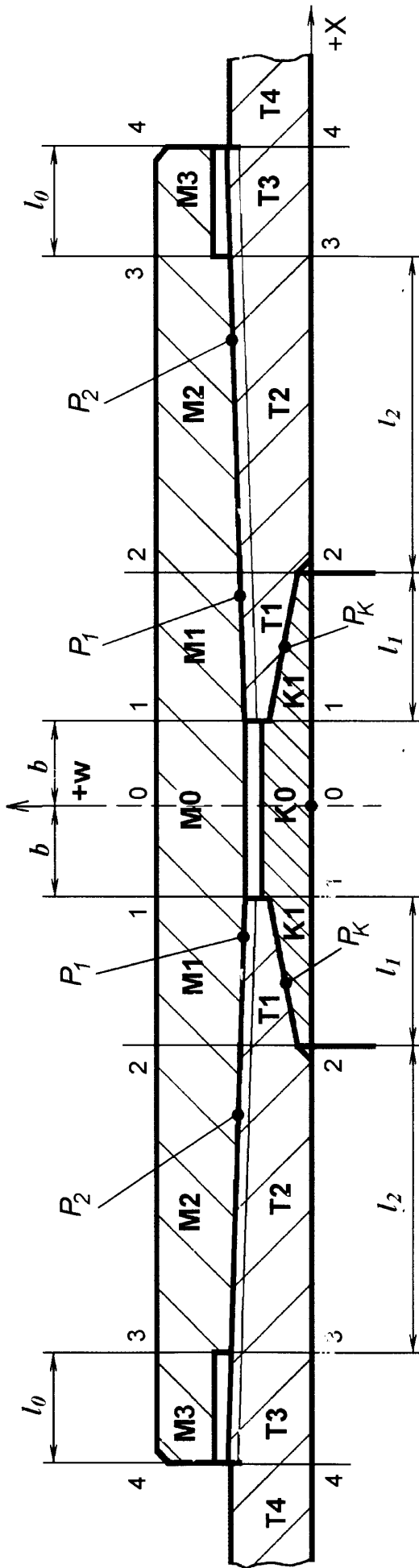


Рис. 2.1. Схема взаємодії ділянок муфти (М), труби (Т) і герметизуючого елемента (К) у новому з'єднанні: ділянки муфти М0...М3, труби Т1...Т4 і елемента К0, К1; 1-1, 2-2, 3-3, 4-4 – крайові перетини ділянок;

P_1, P_2, P_K – контактні тиски на ділянках взаємодії.

Ділянка 1 довжиною l_1 відповідає конічній герметизуючій поверхні елемента і труби. Конструктивно радіус конуса герметизуючого елемента виконано більшим на величину Δ_1 за радіус відповідного конуса труби, що утворює геометричний натяг Δ_1 на герметизуючих поверхнях при згвинчуванні з'єднання. Необхідно врахувати, що на ділянці 1 радіус середньої поверхні R_{i1} та товщина стінки S_{i1} лінійно змінюються вздовж осі x :

- R_{m1} і S_{m1} муфти внаслідок конусності різьби;
- R_{K1} і S_{K1} елемента внаслідок конусності герметизуючої поверхні;
- R_{t1} і S_{t1} труби внаслідок обох причин.

В перетині 1 торець труби вільний, а у муфти і герметизуючого елемента відбувається зміна (стрибок) радіуса і товщини. В перетині 2 у герметизуючого елемента вільний торець, а у труби – стрибок R_t і S_t .

Ділянка 2 довжиною l_2 відповідає стандартним значенням радіуса R_2 і та товщини S_2 стінки муфти і труби. Слід зауважити, що внаслідок натягу згвинчування Δ товщину стінки муфти і труби треба прийняти від середнього радіуса різьби у з'єднанні [17, 65] по всій її довжині (на ділянках 1 і 2), а внаслідок конусності різьби – як лінійну функцію від координати x .

Ділянка 3 довжиною l_3 включає у муфти виточку, яка утворює циліндричне кільце з постійними радіусом R_{m3} і товщиною S_{m3} стінки та вільним торцем в перетині 4, а у труби – збіг різьби до перетину 4. З огляду на невелику довжину l_3 зміною радіуса різьби на ділянці 3 можна знехтувати, а товщину труби прийняти S_3 по впадині різьби посередині ділянки 3.

Починаючи від перетину 3 труба є циліндричною і має стандартні значення радіуса R_3 і товщини S_3 стінки. Тому в перетинах 3 і 4 є стрибок радіуса і товщини стінки муфти і труби.

Такі конструктивні особливості муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючим елементом визначають особливості пружно-деформованого стану його ділянок та їх взаємодії у з'єднанні з натягом.

Внаслідок натягу Δ у різьбі при згвинчуванні радіус муфти збільшується, а труби – зменшується. Внаслідок натягу Δ_1 в ущільненні радіус

герметизуючого елемента зменшується, а труби – повинен збільшуватись. Умови опирання ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента в крайових перетинах 1, 2, 3 і 4 різні (рис. 2.1), що зумовлює різну величину вигинів країв кожної ділянки з'єднання. Оскільки довжина ділянок $2b$, l_1 , l_2 , l_3 у стандартних обсадних труб і муфт не більша половини довжини їх згвинчування, то крайові вигини не затухають на довжині ділянок. Тому має місце значний взаємний вплив радіальних деформацій стінок не тільки на суміжних, але й на несуміжних ділянках з'єднання.

У свердловині діють такі експлуатаційні чинники, як внутрішній P_1 і зовнішній (затрубний) P_Z тиски, підвищена температура T , які впливають на пружно-деформований стан елементів розглянутого з'єднання. Тиск P_1 , діючи зсередини, збільшує радіуси труби і герметизуючого елемента, чим збільшує натяги у різьбі Δ та на герметизуючих поверхнях Δ_1 . Зовнішній тиск P_Z , діючи на муфту, зменшує її радіус, чим теж збільшує натяг Δ у різьбі і, очевидно, в ущільненні Δ_1 (внаслідок зменшеної жорсткості конічної ділянки 1 труби). З другого боку, тиск P_Z зменшує радіус труби на ділянках 3 і 4, що зменшує натяг Δ у різьбі на ділянці 2 (рис. 2.1). Якщо герметизуючий елемент виготовлено з іншого матеріалу, ніж муфта і труба, то внаслідок різниці коефіцієнтів лінійного розширення і підвищеної температури T змінюється натяг Δ_1 в ущільненні (ділянка 1).

Встановлено [65], що осьове навантаження Q , яке діє на обсадну колону та її муфтові з'єднання, внаслідок гострокутного профілю різьби викликає радіальні деформації стінок муфти і труби. Така зміна радіуса труби на ділянці 1 призводить до зміни натягу Δ_1 в ущільненні.

Таким чином, незважаючи на початковий рівномірний натяг Δ_1 на ущільнюючих поверхнях герметизуючого елемента при згвинчуванні з'єднання, дія експлуатаційних чинників (P_1 , P_Z , T , Q) викликає нерівномірні радіальні деформації стінок муфти, труби і герметизуючого елемента. Це змінює натяг Δ_1 , щільність прилягання контактних поверхонь елемента і труби та впливає на герметичність з'єднання.

2.2. Розрахункові схеми навантаження та взаємодії ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента у з'єднанні

Оскільки муфта, труба і герметизуючий елемент у з'єднанні взаємодіють своїми ділянками, то для визначення їх сумісних деформацій необхідно вибрати єдину систему координат з'єднання. Використовуючи симетрію такого з'єднання, вибираємо початок координат так, щоб ділянки розміщались симетрично відносно нього (рис. 2.1). Додатній напрям осі x направлений від площини симетрії вздовж осі труби. Додатній напрям деформацій прийнято в напрямку збільшення радіуса оболонок [17, 40, 91].

Необхідно розробити розрахункові схеми навантаження, деформацій та взаємодії ділянок кожного елемента.

2.2.1. Розрахункова схема навантаження герметизуючого елемента.

Конічна ділянка 1 герметизуючого елемента з натягом Δ_1 входить у відповідний отвір труби при загвинчуванні, внаслідок чого на ущільнюючій поверхні виникає контактний тиск P_K (рис. 2.2), під дією якого радіус ділянки 1 зменшується. Якщо зсередини обсадної колони діє внутрішній тиск P_V , то він намагається збільшити радіус елемента. Але цьому протидіє ділянка 1 труби у з'єднанні, внаслідок чого контактний тиск P_K зростає. Отже, ділянка 1 герметизуючого елемента навантажена ззовні контактним тиском P_K , а зсередини – внутрішнім P_V (експлуатаційним).

Ділянка 0 герметизуючого елемента може бути навантажена зсередини тиском P_V , який збільшує її радіус. Якщо в позатрубному просторі діє зовнішній тиск P_Z , то внаслідок гвинтових каналів у різьбі він проникає в порожнину між муфтою і герметизуючим елементом [23, 37, 40], тому на ділянці 0 герметизуючого елемента встановлюється тиск P_Z , який зменшує його радіус. Ці деформації ділянки 0 через перетин 1-1 впливають на ділянку 1 герметизуючого елемента, викликають додаткові деформації її стінки, що змінює натяг і контактний тиск в ущільненні.

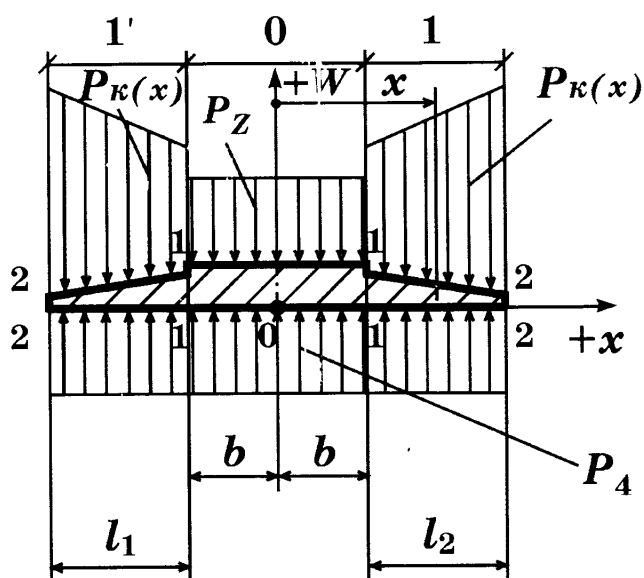


Рис. 2.2. Розрахункова схема навантаження ділянок герметизуючого елемента тисками: контактними $P_K(x)$ в ущільненні, експлуатаційними внутрішнім P_V на ділянках 1, 0 і 1' та зовнішнім P_Z на ділянці 0.

Аналогічні деформації відбуваються і на симетричній ділянці 1' елемента. Але довжина $2b$ ділянки 0 недостатня для їх затухання, тому вони теж викликають додаткові деформації стінки елемента на ділянці 1.

2.2.2. Розрахункова схема навантаження труби у з'єднанні.

Трубу і муфту згвинчують з налягом Δ , внаслідок чого на конічній поверхні різьби виникають контактні тиски P_1 і P_2 (рис. 2.3), які зменшують радіус труби. Оскільки на ділянці 1 герметизуючий елемент протидіє цьому, то в ущільненні контактний тиск P_K зростає і намагається збільшити радіус труби. Так як на ділянках 1 і 2 товщина стінки труби різна, то різна їх радіальна жорсткість і потрібно розрізняти тиски в різьбі: P_1 на ділянці 1 та P_2 , на ділянці 2. Отже, ділянка 1 знаходиться ззовні під дією контактного тиску P_1 в різьбі, а з середини – контактного тиску P_K в ущільненні.

На ділянку 2 труби ззовні діє контактний тиск P_2 в різьбі. Зсередини може діяти тиск P_V , який збільшує радіус труби. Цьому збільшенню протидіє муфта, тому тиск P_2 у різьбі зростає. Отже, ділянка 2 труби знаходиться під дією ззовні контактного тиску P_2 , а з середини – внутрішнього P_V .

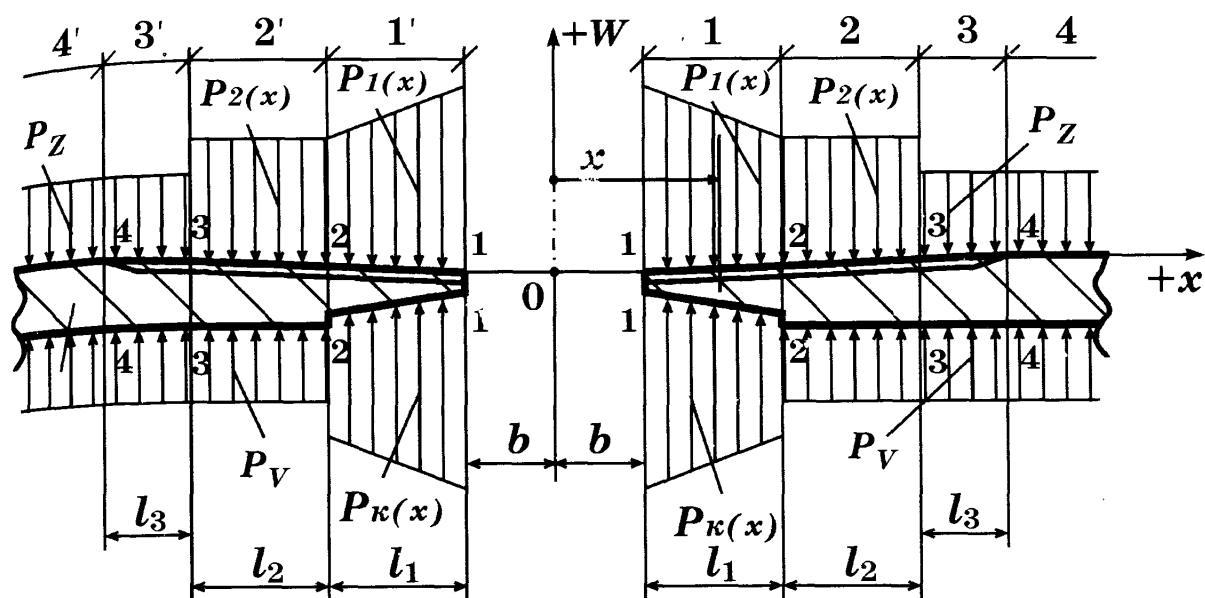


Рис. 2.3. Розрахункова схема навантаження у з'єднанні ділянок стінки труби тисками: контактними $P_1(x)$ і $P_2(x)$ на ділянках 1, 2 (1', 2') у різьбі; контактним $P_{\kappa}(x)$ в ущільненні; експлуатаційними внутрішнім P_1 на ділянках 2, 3 і 4 (2', 3', 4') та зовнішнім на ділянках 3 і 4 (3', 4').

На ділянках 3 і 4 ззовні діє тиск P_Z , а зсередини – тиск P_V , але внаслідок різної товщини їх стінок вони отримують різні радіальні деформації.

Опирання ділянок труби на суміжні, які мають інші деформації стінки (змінений радіус внаслідок дії тисків), викликає крайові вигини ділянок. Але довжина ділянок l_1 , l_2 і l_3 недостатня для їх затухання, тому виникають додаткові деформації (зміна радіуса) як на суміжних, так і на несуміжних ділянках. Внаслідок взаємодії труби, муфти і герметизуючого елемента це призводить до зміни контактних тисків P_1 і P_2 в різьбі та P_{κ} в ущільненні.

2.2.3. Розрахункова схема навантаження муфти у з'єднанні.

Трубу і муфту згвинчують з натягом Δ , внаслідок чого у різьбі виникають контактні тиски P_1 і P_2 (рис. 2.4), які збільшують радіус муфти. Ззовні на муфту може діяти тиск P_Z , який зменшує її радіус. Цьому протидіє труба, тому контактний тиск в різьбі збільшується. Так як товщина стінок труби на ділянках 1 і 2 різні, то різні їх жорсткості, тому різні контактні тиски. Отже, ділянки 1 і 2 муфти знаходяться під дією ззовні експлуатаційного тиску P_Z , а з середини – контактних тисків у різьбі відповідно P_1 і P_2 .

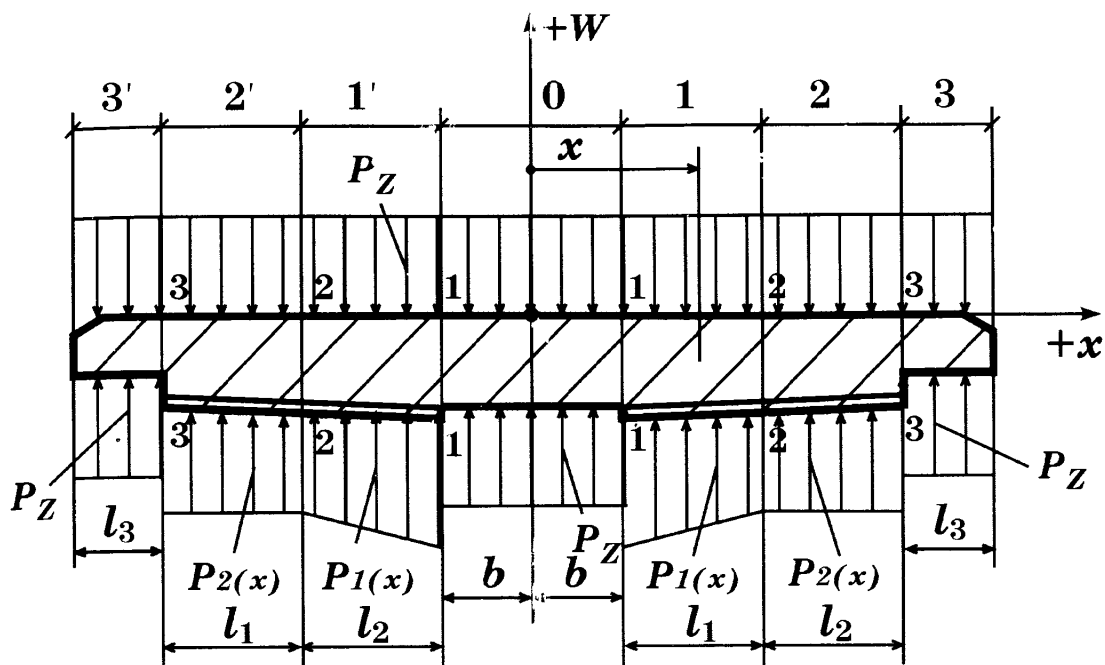


Рис. 2.4. Розрахункова схема навантаження у з'єднанні ділянок стінки муфти тисками: контактними $P_1(x)$ і $P_2(x)$ на ділянках 1 і 2 (1' і 2') у різьбі; зовнішнім експлуатаційним P_Z на ділянках 0, 1, 2, 3 (1', 2', 3')

На ділянці 3 муфти ззовні і зсередини діє тиск P_Z . На ділянці 0 з середини (між муфтою і герметизуючим елементом – рис. 2.1) через гвинтові канали у різьбі [40] встановлюється тиск P_Z . Діючи ззовні і зсередини, він зрівноважується і не викликає власних деформацій ділянок 0 та 3 муфти.

Ділянки 0, 1, 2 і 3 муфти через перетини 1-1, 2-2, і 3-3 оперті одна на одну. Оскільки власні деформації ділянок від дії тисків неоднакові, то це викликає крайові вигини кожної ділянки, спричинені опиранням на суміжну. Так як довжини ділянок l_1 , і l_2 недостатні для затухання крайових деформацій, то це викликає додаткові деформації впливу несуміжних ділянок.

Симетрична ділянка 1' муфти отримує аналогічні деформації, які створюють крайові вигини ділянки 0. Але довжина $2b$ ділянки 0 недостатня для їх затухання, що викликає додаткові деформації стінки муфти на ділянці 1.

Таким чином, сумарні радіальні деформації кожної ділянки муфти, труби і герметизуючим елементом включають:

– власні деформації оболонки, викликані дією зовнішнього та внутрішнього тисків (які можуть бути експлуатаційними або контактними);

- крайові вигини стінки, викликані опиранням на суміжні ділянки з іншими радіальними деформаціями або на вільний торець;
- додаткові деформації стінки, які викликані недостатнім затуханням деформації, спричинених вигином несуміжних ділянок.

Необхідно розробити математичні моделі таких трьох видів радіальних деформацій оболонок. Оскільки кожна ділянка муфти, труби і герметизуючого елемента є циліндричною оболонкою або осесиметричною, близькою до циліндричної, з радіусом серединної поверхні, набагато більшим за товщину її стінки, то для виведення загальних формул деформацій будемо називати кожен таку оболонку трубою.

2.3. Залежність кільцевих вигинів стінок ділянок труби від умов навантаження і крайового опирання

2.3.1. Вигин крайових ділянок труби внаслідок стрибка тиску.

Розглянемо трубу (рис. 2.5, а), яка має дві ділянки 0 і 1, нерозривні в перетині 0-0, з параметрами стінок відповідно D_0 , β_0 і D_1 , β_1 (1.4-1.5). На ділянці 1, починаючи від перетину 0-0, діє розподілений тиск P_1 . Він змінює радіус серединної поверхні стінки згідно із формулою (1.3) [17, 65, 91].

Аналіз формули (1.3) показує, що добуток параметрів стінки $\beta^4 D$ характеризує зв'язок тиску і зміни радіуса труби: чим менший цей добуток, тим більша зміна радіуса, викликана тиском. Введемо позначення G – кільцева радіальна податливість стінки труби, яка визначається формулою

$$G = \frac{1}{4\beta^4 \cdot D}, \quad (2.1)$$

тоді власні деформації стінки труби на ділянці 1 від тиску запишемо

$$u_1 = P_1 \cdot G_1 \quad (2.2)$$

Величина u_1 є геометричною різницею середніх радіусів ділянок 0 і 1 (рис.2.5,б). Таку різницю радіусів, викликану розподіленим тиском, можна

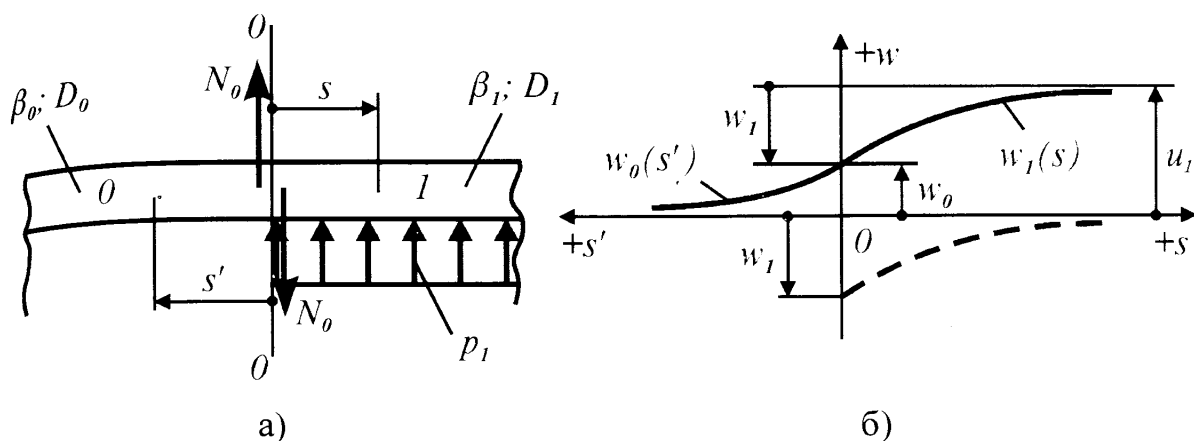


Рис. 2.5. Розрахункова схема суміжних ділянок 0 і 1 труби, з яких ділянка 1 навантажена тиском P_1 : а) схема стінок труби та їх навантаження тиском; б) схема крайових вигинів суміжно опертих стінок.

назвати радіальним натягом u в перетині опирання двох ділянок труби. Внаслідок нерозривності труби та натягу u_1 стінки ділянок 0 і 1 отримують осесиметричні крайові вигини, змінні вздовж осі труби (рис. 2.5,б). Радіальне зміщення краю труби відбувається в напрямку серединної поверхні суміжної ділянки, на яку він опирається. Край ділянки 1 з тиском P_1 опирається на край ненавантаженої ділянки 0 і вигинається в напрямку цієї ділянки-опори (рис. 2.5). Край ділянки 0 опирається на ділянку 1 з натягом u_1 і отримує вигин в напрямку серединної поверхні суміжної ділянки-опори.

Внаслідок взаємного опирання двох ділянок труби з різницею радіусів (з натягом u_1) в перетині їх стику 0-0 діє поперечна (перерізуюча), розподілена по колу сила N_0 (рис. 2.5,а), для кожної ділянки однакова, але протилежна за напрямком. Доведено [65, 91], що в перетині стрибка тиску P_1 розподілений по колу згинальний момент $M_0 = 0$, а форма прогину серединної поверхні стінки труби вздовж осі описується такими залежностями:

– для ділянки 1 з тиском P_1 :

$$w_1(s) = -\frac{N_0}{2 \cdot \beta_1^3 \cdot D_1} \cdot \theta[\beta_1 s] + u_1; \quad (2.3)$$

– для ненавантаженої ділянки 0:

$$w_0(s') = \frac{N_0}{2 \cdot \beta_0^3 \cdot D_0} \cdot \theta[\beta_0 s']; \quad (2.4)$$

де s чи s' – відстань до крайового перетину, де відбувається стрибок тиску (завжди додатна); $\theta[\beta \cdot s]$ – функція від аргументу $\beta \cdot s$ [17, 65, 91]

$$\theta[\beta s] = e^{-\beta s} \cdot \cos(\beta s). \quad (2.5)$$

При $s' = 0$ буде $\theta[0] = 1$ і максимальний вигин w_0 ділянки 0 в перетині опирання (рис. 2.5,б) визначається, як

$$w_0(0) = \frac{N_0}{2 \cdot \beta_0^3 \cdot D_0} = w_0. \quad (2.6)$$

Виразимо N_0 через w_0 і запишемо (2.4) у вигляді

$$w_0(s') = w_0 \cdot \theta[\beta s']. \quad (2.7)$$

Оскільки у функції θ за формулою (2.5) показник степеня від'ємний, то її значення досить швидко зменшується зі збільшенням відстані s .

Таким чином, якщо край ненавантаженої ділянки отримує максимальне радіальне переміщення – вигин w_0 внаслідок опирання на суміжну, то вздовж осі труби вигин її стінки затухає пропорційно функції (2.5). Таку функцію $\theta[\beta \cdot s]$ можна назвати функцією затухання крайових вигинів стінки труби, де s – відстань до перетину опирання труби з максимальним вигином. Додатне значення прогину відповідає збільшенню радіуса труби.

В перетині стику ділянок 0 і 1, де $s = 0$, їх стінки неперервні, переміщення серединних поверхонь однаково (рис. 2.5,б), тому із (2.3) отримаємо

$$w_1(0) = -\frac{N_0}{2 \cdot \beta_1^3 \cdot D_1} + u_1 = w_0, \quad (2.8)$$

$$N_0 = w_1 \cdot 2 \cdot \beta_1^3 \cdot D_1, \quad (2.9)$$

де $w_1 = u_1 - w_0$.

Із рис. 2.5,б видно, що величина w_1 – це максимальний вигин краю ділянки 1 з тиском P_1 внаслідок його опирання на ненавантажено ділянку 0 і натягу u_1 між ними. Виразимо (2.3) через (2.8-2.9)

$$w_1(s) = -(u_1 - w_0) \cdot \theta[\beta_1 s] + u_1 = -w_1 \cdot \theta[\beta_1 s] + u_1. \quad (2.10)$$

Отже, прогин ділянки 1 складається із натягу u_1 (2.1), викликаного

розподіленим на ній тиском P_1 , та із вигину w_1 (2.10), який зменшує радіус ділянки, тому що викликаний опиранням краю на ділянку меншого радіуса. Цей вигин затухає на відстані s від опертого краю за законом θ (2.5).

Оскільки в перетині опирання ділянок поперечні сили N_0 рівні, то можна підставити (2.8) в (2.6) і після перетворень отримати

$$w_0 = \frac{4 \cdot \beta_1^3 \cdot D_1}{4 \cdot \beta_0^3 \cdot D_0 + 4 \cdot \beta_1^3 \cdot D_1} u_1. \quad (2.11)$$

З формул (2.3, 2.4, 2.6, 2.8) видно, що добуток параметрів $\beta^3 D$ характеризує зв'язок поперечної сили і вигину в крайовому перетині труби: чим більший цей добуток, тим менший вигин викликає поперечна сила або тим більшу реакцію опору стінки викликає її кільцевий прогин. Введемо позначення J – опорна жорсткість краю труби, яка визначається формулою

$$J = 4\beta^3 D = \frac{1}{G \cdot \beta}, \quad (2.12)$$

де β , D – параметри стінки за формулами (1.4-1.5); G – її радіальна податливість за формулою (2.2).

Підставивши (2.12) в (2.11) та (2.11) в (2.10), отримаємо

$$w_0 = u_1 \cdot \frac{J_1}{J_0 + J_1}, \quad w_1 = u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1}. \quad (2.13)$$

Дріб у (2.13) означає частку вигину краю труби від різниці радіусів при опиранні, яка пропорційна жорсткості ділянки-опори.

Отже, максимальні кільцеві вигини стінок двох суміжних ділянок труби в перетині опирання прямо пропорційні натягу, викликаному різницею їх серединних радіусів, та жорсткості краю ділянки, на яку вони опираються, але обернено пропорційні сумарній жорсткості їх країв (2.13). Вигин краю труби тим більший, чим жорсткіша ділянка, на яку він опирається.

Використовуючи (2.13), запишемо (2.7) і (2.10) у вигляді

$$w_0(s') = u_1 \cdot \frac{J_1}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_0 s'], \quad (2.14)$$

$$w_1(s) = -u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1 s] + u_1 = -w_1 \cdot \theta[\beta_1 s] + u_1. \quad (2.15)$$

Якщо в перетині опирання $J_0 = J_1$, а замість u_1 підставити (1.5), то (2.14-2.15) повторюють відомі формули (1.8) та (1.10).

Отже, якщо труба має перетин, де відбувається зміна (стрибок) її радіуса, викликаний тиском, то максимальні кільцеві вигини стінок двох суміжних ділянок розподіляються пропорційно жорсткості їх опор (2.13). Вони завжди направлені до серединної поверхні суміжної ділянки-опори (додатним прийнято вигин, який збільшує радіус ділянки). Вигин ділянки вздовж осі визначається сумою (2.15) натягу від тиску (якщо він є) та добутку максимального вигину (2.13) в перетині опирання на функцію затухання (2.5).

2.3.2. Прогин крайових ділянок труби внаслідок стрибка натягів.

Розглянемо нескінчену трубу (рис. 2.6,а), яка має дві ділянки 1 і 2, нерозривні в перетині 1-1 їх стику, з розподіленими тисками і параметрами стінок відповідно P_1, D_1, β_1 , та P_2, D_2, β_2 . Тиск P_1 на ділянці 1 викликає натяг u_1 . Аналогічно на ділянці 2 розподілений тиск P_2 спричинює натяг

$$u_2 = P_2 \cdot G_2, \quad (2.16)$$

де G_2 – радіальна податливість стінки на ділянці 2.

Для знаходження прогинів на кожній ділянці використаєм принцип незалежності і суперпозиції як навантажень, так і малих переміщень, викликаних ними [17, 66, 91].

Розглянемо ділянку 1 з тиском P_1 (рис. 2.6). Якщо на ділянці 2 тиск P_2 відсутній, то прогин ділянки 1 визначається аналогічно до формули (2.15)

$$w_1'(s') = -u_1 \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 s'] + u_1.$$

Якщо тиску P_1 немає, а є тільки тиск P_2 на ділянці 2, то прогин стінки на ділянці 1 визначається аналогічно до формули (2.14)

$$w_1''(s') = u_2 \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 s'].$$

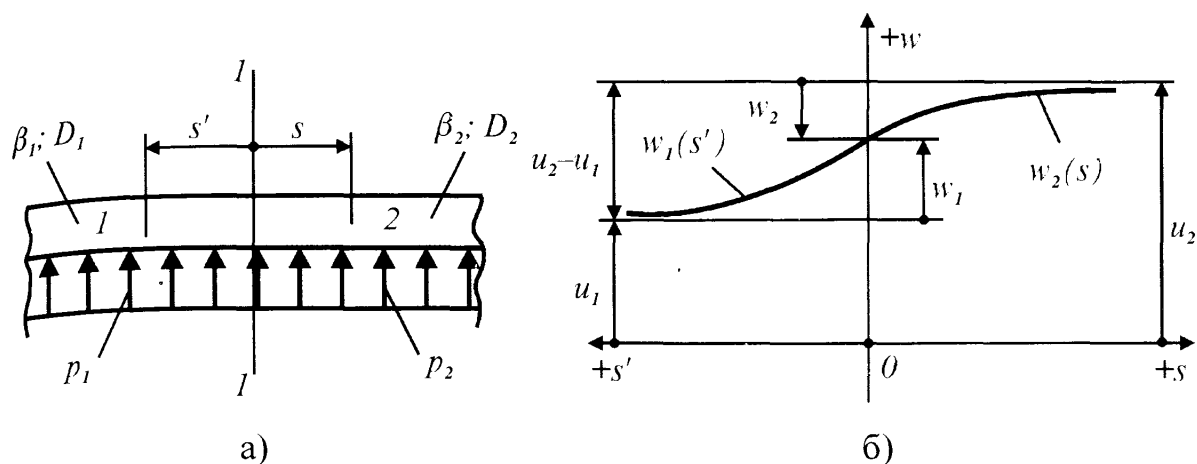


Рис. 2.6. Розрахункова схема суміжних ділянок 1 і 2 труби, відповідно навантажених тисками P_1 і P_2 : а) схема навантаження тисками стінок труби; б) схема крайових вигинів суміжно опертих стінок.

Загальний прогин на ділянці 1 від дії тисків P_1 і P_2 складається із суми прогинів w' (а) та w'' (б)

$$w_1(s') = (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 s'] + u_1 = w_1 \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 s'] + u_1, \quad (2.17)$$

де w_1 – максимальний вигин краю ділянки 1, опертого на 2 (рис. 2.6, б)

$$w_1 = (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} = (P_2 \cdot G_2 - P_1 \cdot G_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2}. \quad (2.18)$$

Якщо тиски P_1 і P_2 такі, що незважаючи на різну податливість G_1 і G_2 натяги u_1 і u_2 будуть рівні, то вигину стінок цих ділянок не буде. Вигин w_1 краю ділянки 1 відбувається у напрямку ділянки-опори 2 (рис. 2.6, б), про що свідчить різниця натягів у (2.18) з врахуванням їх знаків.

Аналогічним чином знаходимо загальний прогин на ділянці 2 від дії тисків P_1 і P_2 (рис. 2.6, б)

$$w_2(s) = (u_1 - u_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2} \theta[\beta_2 s] + u_2 = w_2 \cdot \theta[\beta_2 s] + u_2, \quad (2.19)$$

$$w_2 = (u_1 - u_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2} = (P_1 \cdot G_1 - P_2 \cdot G_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2}. \quad (2.20)$$

Різниця натягів у формулах (2.17-2.20) є одночасно різницею середніх радіусів двох взаємно опертих ділянок труби.

З отриманих формул слідує такі висновки. Якщо ділянка труби навантажена розподіленим тиском, то прогин її стінки складається із натягу (2.2), викликаного цим тиском, та вигинів (2.18, 2.20), викликаних її опиранням на суміжну ділянку. Причиною вигинів суміжних стінок взаємно опертих ділянок труби є різниця їх серединних радіусів (стрибок натягів). Їх величина пропорційна цій різниці та частці жорсткості ділянки-опори в сумарній жорсткості країв обох ділянок (2.13). Вигини згасають з віддаленням від перетину опирання за законом функції згасання θ (2.5).

2.3.3. Взаємний вплив умов опирання на прогини стінок кількох суміжних ділянок труби.

Розглянемо трубу з трьома ділянками 0, 1 і 2 (рис. 2.7), умови на яких формулюються аналогічно пп.2.3.1-2.3.2 (рис. 2.5-2.6). Проміжна ділянка 1 має довжину l_1 . Визначимо вигини цієї ділянки 1 за умовами рис. 2.7.

Внаслідок опирання на ненавантажену ділянку 0 прогин її стінки визначається аналогічно до (2.15). Але при дії тисків P_1 і P_2 в перетині 2-2 має місце стрибок натягів між ділянками 1 і 2, внаслідок чого стінка 1 отримує аналогічно до (2.17) додатковий вигин

$$w_1'(x) = (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1(l_1 - x)],$$

де $(l_1 - x)$ – відстань від перетину x до характерного перетину 2-2 опирання.

Загальний прогин стінки на ділянці 1 від опирання на ненавантажену ділянку 0 і від стрибка натягів при опиранні на ділянку 2 складається з суми основного і додаткового вигинів

$$\begin{aligned} w_1(x) &= u_1 - u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1 x] + (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1(l_1 - x)] = \\ &= u_1 - w_{11} \cdot \theta[\beta_1 x] + w_{12} \cdot \theta[\beta_1(l_1 - x)], \end{aligned} \quad (2.21)$$

де w_{11} – вигин ділянки 1 в перетині 1-1 від опирання на ненавантажену ділянку за пропорцією (2.13); w_{12} – вигин ділянки 1 в перетині 2-2 внаслідок опирання на ділянку 2 з тиском за формулою (2.18).

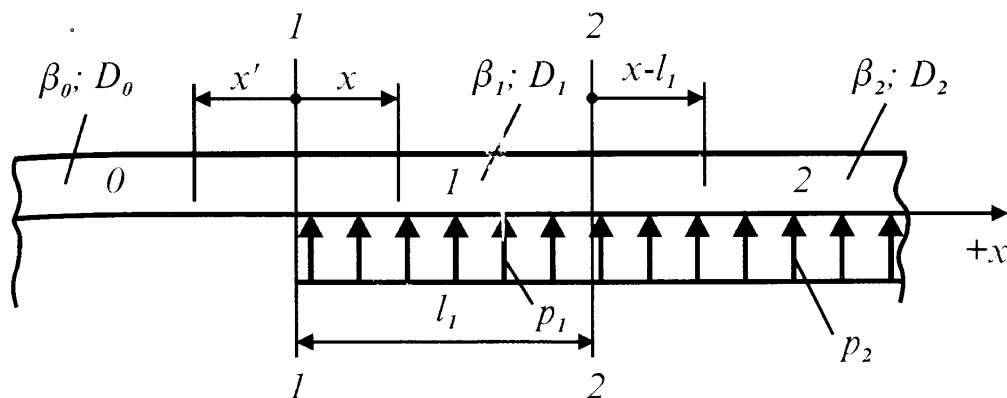


Рис. 2.7. Розрахункова схема навантаження стінок трьох ділянок 0, 1 і 2 труби тисками P_1 та P_2 .

Розглянемо ділянку 0. Внаслідок неперервності труби (рис. 2.7) переміщення стінок ділянок 0 і 1 у перетині 1-1 однакові, при чому для ділянки 0 це переміщення максимальне (див. рис. 2.5). За (2.21) при $x=0$ отримаємо

$$w_1(0) = u_1 - w_{11} + w_{12} \cdot \theta[\beta_1 l_1] = w_0. \quad (2.22)$$

Тоді на ділянці 0 без тиску вигин стінки описується через максимальний прогин w_0 аналогічно до (2.7)

$$w_0(x') = (w_{01} + w_{12} \cdot \theta[\beta_1 l_1]) \cdot \theta[\beta_0 x'], \quad (2.23)$$

де w_{01} – вигин ненавантаженої ділянки 0 в перетині 1-1 від опирання на ділянку 1 з тиском за пропорцією (2.13).

Якщо довжина l_1 досить велика, так що функція затухання $\theta[\beta_1 l_1] \approx 0$, то вираз (2.23) перетворюється у вираз (2.14) для довгої ділянки 1. Таким чином, вплив на ділянку 0 характерного перетину 2-2 опирання ділянки 1 на ділянку 2 визначається другим доданком (2.23), тобто величиною вигину стінки 1, спричиненого стрибком натягів в перетині 2-2, який не затухає на довжині l_1 до початку ділянки 0.

Розглянемо вплив ділянки 0 на ділянку 2 (рис. 2.7). Якщо довжина l_1 велика, так що $\theta[\beta_1 l_1] \approx 0$, то вигин стінки 1 від опирання на ділянку 0 на протязі l_1 зникає ще до початку ділянки 2. Тоді ділянку 1 можна розглядати як довгу, форма її стінки визначається за формулою (2.19), а максимальний вигин w_{22} ділянки 2 в перетині 2-2 – за формулою (2.20).

Але якщо довжина l_1 невелика, так що функцією $\theta[\beta_1 l_1]$ не можна знехтувати, то опирання ділянки 1 на ділянку 0 буде мати вплив і на ділянку 2 (рис. 2.7). Внаслідок опирання на ненавантажену ділянку 0 переміщення стінки на ділянці 1 зменшується, на що вказує від'ємний доданок у формулі (2.21), який в перетині 2-2 отримує значення

$$w'_2 = -w_{11} \cdot \theta[\beta_1 l_1].$$

З урахуванням впливу w'_2 максимальний вигин в перетині 2-2 буде

$$w_2 = w_{22} - w_{11} \cdot \theta[\beta_1 l_1]. \quad (2.24)$$

Тоді аналогічно до (2.19) загальний прогин стінки на ділянці 2 від дії тисків P_1 і P_2 з урахуванням впливу ненавантаженої ділянки 0 становить

$$w_2(x) = (w_{22} - w_{11} \cdot \theta[\beta_1 l_1]) \cdot \theta[\beta_2 \cdot (x - l_1)] + u_2, \quad (2.25)$$

де $(l_1 - x)$ – відстань від перетину x на ділянці 2 до крайового перетину 2-2.

Розглянемо випадок навантаження труби тиском P_1 тільки на одній ділянці 1 довжиною l_1 , який зустрічається в літературі [17, 91]. Такий випадок отримується, якщо на ділянці 2 натяг u_2 від тиску P_2 (знизу на рис. 2.7) компенсувати з другого боку стінки 2 (зверху) протилежним тиском P'_2 і натягом u'_2 , так щоб $u'_2 = -u_2$. Вигин стінки на ділянці 1 від тисків P_1 і P_2 (як на рис. 2.7) описується формулою (2.21). Вигин ділянки 1 як ненавантаженої від дії тільки компенсуючого тиску P'_2 (зверху ділянки 2) визначається аналогічно (2.14) з протилежним знаком. Загальний вигин стінки на ділянці 1 отримується накладанням окремих вигинів і характеризує опирання ділянки 1 з тиском P_1 на ненавантажені ділянки 0 і 2 з двох боків

$$w_1(x) = u_1 - u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1 x] - u_1 \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \theta[\beta_1 (l_1 - x)]. \quad (2.26)$$

Якщо параметри труби такі, що $J_0 = J_1 = J_2$, то формула (2.26) перетворюється у відому формулу [17, 91], яка є частковим випадком (2.26). Крім того, множники при функції затухання θ у (2.26) розкривають природу і величину вигинів стінки ділянки 1 від її опирання на ненавантажені ділянки 0 і 2.

Розглянемо випадок труби з трьома ділянками 1', 0 і 1, навантаженими на рис. 2.8. Якщо довжина l_0 ділянки 0 велика, так що $\theta[\beta_0 l_0] \approx 0$, то її можна вважати довгою, прогин на ділянках 1 і 1' визначати за (2.15), а на ділянці 0 – за (2.14) через максимальний вигин в перетині 1-1 згідно із (2.13).

Але при невеликій довжині l_0 , коли функцією $\theta[\beta_0 l_0]$ знехтувати не можна, в перетині 2-2 мають місце додаткові переміщення внаслідок дії тиску P'_1 на ділянці 1', які за формулою (2.14) мають значення

$$w'_1 = u'_1 \cdot \frac{J'_1}{J'_1 + J_0} \cdot \theta[\beta_0 l_0],$$

а максимальний вигин в перетині 2-2 з врахуванням w'_1 становить

$$w_1 = -u_1 \frac{J_0}{J_0 + J_1} + u'_1 \cdot \frac{J'_0}{J'_1 + J_0} \theta[\beta_0 l_0]. \quad (2.27)$$

Тоді аналогічно (2.15) вигин стінки на ділянці 1 від тиску P_1 і враховуючи вплив ненавантаженої ділянки 0 та ділянки 1' з тиском P'_1 становить

$$w_1(x) = u_1 - \left(u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1} - u'_1 \cdot \frac{J'_1}{J'_1 + J_0} \theta[\beta_0 l_0] \right) \cdot \theta[\beta_1(x - l_0)]. \quad (2.28)$$

Якщо ділянки 1' і 1 симетричні та мають однакові параметри D_1 , β_1 і P_1 , то формула (2.28) набуває вигляду

$$w_1(x) = u_1 - u_1 \cdot \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta[\beta_0 l_0]}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1(x - l_0)]. \quad (2.29)$$

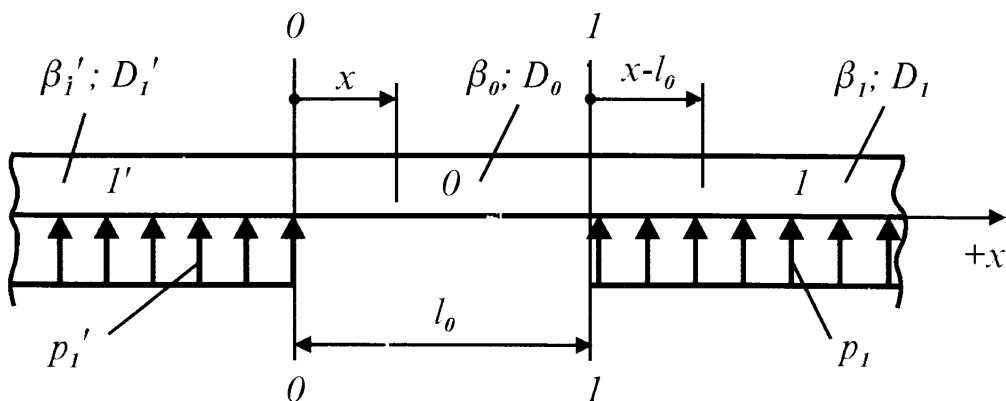


Рис. 2.8. Розрахункова схема симетричного навантаження стінок трьох ділянок 1', 0 і 1 труби тисками P'_1 та P_1 .

Із формули (2.29) видно, що прикладання симетричного тиску P'_1 на відстані l_0 до ділянки 1 аналогічне зменшенню жорсткості проміжної ділянки 0.

Аналіз формул (2.22-2.28) та їх співставлення з формулами (2.13-2.20) дозволяють зробити висновки про вплив несуміжних ділянок труби на прогини стінки даної. Якщо дана ділянка опирається на суміжну з іншими параметрами D , β чи P , то вона отримує вигини своєї стінки відповідно до (2.14, 2.15, 2.17, 2.19). Ці вигини максимальні в перетині опираючої (2.13, 2.18, 2.20) і згасають з віддаленням від нього. У свою чергу суміжна ділянка труби може опиратись на деяку несуміжну. Якщо довжина суміжної недостатня для згасання крайових вигинів, то в розрахунковому максимальному вигині (2.22, 2.24, 2.27) в перетині опираючої необхідно врахувати додатковий вигин від опираючої на несуміжну ділянку, який не згасає на довжині суміжної (2.23, 2.25, 2.28).

2.3.4. Вплив вільного краю на прогини ділянки труби.

Розглянемо навантаження труби, аналогічне до рис. 2.7, але із вільним краєм короткої ділянки 0 довжиною l_0 (рис. 2.9). Цей випадок досліджено в [17, 18] і встановлено, що ділянка 0, один край якої є неопертим (вільним торцем), має меншу жорсткість порівняно із нескінченною (довгою) ділянкою. Тому опертий перетин 1-1 отримує додатковий вигин [17], чисельно рівний прогину ділянки 0 на довжині l_0 (на відстані до вільного краю).

Такий прогин ділянки 0 на довжині l_0 знайдемо за формулою (2.23)

$$w_0(l_0) = \left(u_1 \cdot \frac{J_1}{J_0 + J_1} + (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 l_1] \right) \cdot \theta[\beta_0 l_0]. \quad (2.30)$$

Цей додатковий прогин зменшує максимальний вигин ділянки 1 при її опираючій на ненавантажену ділянку 0 в перетині 1-1 [17]. Знайдемо прогини стінки 1 (рис. 2.9), застосовуючи формулу (2.21) із урахуванням (2.30)

$$w_1(x) = u_1 + \left(w_0(l_0) - u_1 \frac{J_0}{J_0 + J_1} \right) \cdot \theta[\beta_1 x] + (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \cdot \theta[\beta_1 (l_1 - x)] =$$

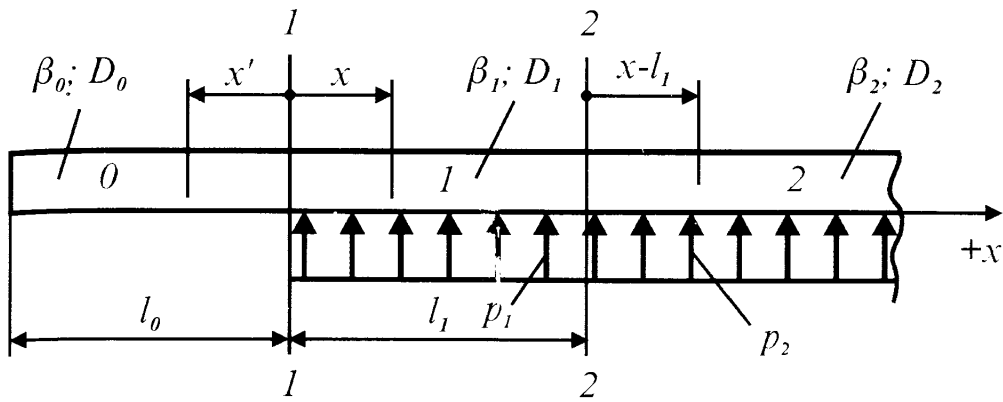


Рис. 2.9. Розрахункова схема навантаження стінок ділянок труби з вільним краєм.

$$\begin{aligned}
 &= u_1 - u_1 \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta[\beta_0 l_0]}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1 x] + \\
 &+ (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \times (\theta[\beta_1(l_1 - x)] + \theta[\beta_0 l_0] \cdot \theta[\beta_1 l_1] \cdot \theta[\beta_1 x]). \quad (2.31)
 \end{aligned}$$

Із (2.31) видно, що вільний край ділянки 0 зменшує її жорсткість на величину $J_1 \cdot \theta[\beta_0 l_0]$, а також дещо збільшує прогини ділянки 1 за рахунок впливу вільного краю на перетин 2-2, що видно із третього доданка (2.31).

Якщо перетин 1-1 є вільним краєм, тобто $l_0 = 0$, тоді $\theta[\beta_0 l_0] = 1$, а $J_0 = 0$, то це спрощує вигляд формули (2.31) прогинів стінки ділянки 1

$$\begin{aligned}
 w_1(x) &= u_1(x) + u_1 \cdot \theta[\beta_1 x] + \\
 &+ (u_2 - u_1) \cdot \frac{J_2}{J_1 + J_2} \times (\theta[\beta_1(l_1 - x)] + \theta[\beta_1 l_1] \cdot \theta[\beta_1 x]) \quad (2.32)
 \end{aligned}$$

Розглянемо вплив вільного краю на ділянку 2. Формула (2.25) вигину стінки ділянки 2 на рис. 2.7 враховує опирання ділянки 1 на ділянку 0 через максимальний прогин в перетині 1-1 та його затухання. Тому у випадку вільного краю ділянки 0 на рис. 2.9 при розгляді прогинів на ділянці 2 у цьому вигині перетину 1-1 врахуємо (2.30) і за формулою (2.25) отримаємо

$$\begin{aligned}
 w_2(x) &= u_2 + \left((u_1 - u_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2} + \left(w_0(l_0) - u_1 \cdot \frac{J_0}{J_0 + J_1} \right) \cdot \theta[\beta_1 l_1] \right) \cdot \theta[\beta_2(x - l_1)] = \\
 &= u_2 + \left(-u_1 \cdot \frac{J_0 - J_1 \cdot \theta[\beta_0 l_0]}{J_0 + J_1} \cdot \theta[\beta_1 l_1] + (u_1 - u_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2} \right) \cdot \theta[\beta_2(x - l_1)]. \quad (2.33)
 \end{aligned}$$

При цьому в (2.33) отримується добуток $\theta[\beta_0 l_0] \cdot (\theta[\beta_1 l_1])^2$, яким можна знехтувати з огляду на його другий порядок малості [75].

Якщо перетин 1-1 є вільним краєм, тобто $l_0 = 0$, тоді $\theta[\beta_0 l_0] = 1$, а $J_0 = 0$, то це спрощує вигляд формули (2.33) прогинів стінки на ділянці 2

$$w_2(x) = u_2 + \left(u_1 \cdot \theta[\beta_1 l_1] + (u_1 - u_2) \cdot \frac{J_1}{J_1 + J_2} \right) \cdot \theta[\beta_0 (x - l_1)]. \quad (2.34)$$

Таким чином, виведені формули, які розраховують збільшені радіальних деформацій ділянок труби із урахуванням зменшеної жорсткості стінки з неопертим краєм. Вплив такої ділянки 0 (з вільним торцем, рис. 2.9) на суміжну 1 враховується за формулою (2.31), а на несуміжну 2 – за (2.33). Якщо сама навантажена ділянка 1 має вільний торець, то її вигини визначаються за формулою (2.32), а її вплив на суміжну 2 – за (2.34).

2.4. Радіальні деформації ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента у з'єднанні

Як встановлено у п. 2.3, у випадку різниці радіусів (натягу) стінок двох взаємно опертих ділянок труби їх крайові вигини у суміжному перетині розподіляються пропорційно жорсткості їх опор (2.13). Уведемо позначення коефіцієнта пропорційності жорсткості Z

$$Z_{ij} = \frac{J_j}{J_i + J_j}, \quad Z_{ji} = \frac{J_i}{J_i + J_j}, \quad (2.35)$$

де J – жорсткість стінки труби за визначенням (2.12); індекси i та j – номери суміжно опертих ділянок, із них другий індекс – номер ділянки-опори.

У досліджуваному з'єднанні (рис. 2.1) взаємодіють 3 елементи, виділено 5 ділянок і 4 крайові перетини. Належність будь-якого параметра елемента, ділянці чи перетину встановлено індексами із букви та двох цифр:

- буква індекса: m – муфта, t – труба, k – герметизуючий елемент;
- перша цифра індекса – номер ділянки, що розглядається;
- друга цифра індекса – номер перетину опираючої.

2.4.1. Прогини ділянок муфти за схемою навантаження на рис. 2.4.

На ділянці 0 муфти ззовні діє тиск P_Z , який зрівноважений таким же тиском зсередини і тому не викликає деформацій. Так само на ділянці 3 тиск P_Z діє ззовні та зсередини і тому зрівноважується.

На ділянці 1 із податливістю G_{m1} діють зовнішній тиск P_Z та внутрішній P_1 (контактний в різьбі), що викликає зміну радіуса за формулою (2.2)

$$u_{m1} = (P_1 - P_Z) \cdot G_{m1}. \quad (2.36)$$

На ділянці 2 із податливістю G_{m2} діють зовнішній тиск P_Z та внутрішній P_2 (контактний в різьбі), що викликає зміну радіуса за формулою (2.2)

$$u_{m2} = (P_2 - P_Z) \cdot G_{m2}. \quad (2.37)$$

Таким чином, в перетині 1-1 має місце натяг стінок u_{m11} за (2.36), в 3-3 – натяг u_{m23} за (2.37), а в перетині 2-2 – різниця u_{m12} і u_{m22} за (2.36) і (2.37).

Опирання ділянки 1 на ділянку 0 у перетині 1-1 дає вигин стінки за (2.15)

$$W_{m10} = -u_{m11} \cdot Z_{m10} \cdot \theta[\beta_{m1} \cdot (x - X_1)], \quad (2.38)$$

де $(x - X_1)$ – відстань від поточного перетину x до перетину 1-1.

Опирання ділянки 1 на ділянку 2 у перетині 2-2 дає вигин стінки за (2.17)

$$W_{m12} = 0,5 \cdot (u_{m22} - u_{m12}) \cdot \theta[\beta_{m1} \cdot (X_2 - x)], \quad (2.39)$$

де $(X_2 - x)$ – відстань від перетину 2-2 до поточного перетину x ; $Z_{m12} = 0,5$ за формулою (2.35), тому що $J_{m12} = J_{m22}$ в перетині 2-2.

Вигин ділянки 0 від натягу в перетині 1'-1' на довжині $2b$ затухає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{m0} \cdot 2b] > 0,175$, що дає на ділянці 1 додатковий вигин за (2.28)

$$W_{m11} = u_{m11} \cdot Z_{m01} \cdot \theta[\beta_{m0} \cdot 2b] \cdot \theta[\beta_{m1} \cdot (x - X_1)]. \quad (2.40)$$

Вигин ділянки 2 від натягу в перетині 3-3 на довжині l_2 затухає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{m2} \cdot l_2] > 0,05$, що дає на ділянці 1 додатковий вигин за (2.25)

$$W_{m13} = -u_{m23} \cdot Z_{m23} \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot l_2] \cdot \theta[\beta_{m1} \cdot (X_2 - x)]. \quad (2.41)$$

Результуючі прогини стінки муфти на ділянці 1 складаються із суми натягу (2.36) та вигинів (2.38-2.41) від суміжних та несуміжних ділянок.

Ділянка 2 муфти опирається на ділянку 1 в перетині 2-2 (рис. 2.4), що дає вигин стінки за формулою (2.19)

$$W_{m21} = 0,5 \cdot (u_{m12} - u_{m22}) \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot (x - X_2)], \quad (2.42)$$

де $(x - X_2)$ – відстань від поточного перетину x ділянки 2 до перетину 2-2; $Z_{m21} = 0,5$ за (2.35), тому що $J_{m22} = J_{m12}$ в перетині 2-2.

Опирання ділянки 2 на ділянку 3 у перетині 3-3 дає вигин стінки за (2.15)

$$W_{m23} = -u_{m23} \cdot Z_{m23} \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot (X_3 - x)], \quad (2.43)$$

де $(X_3 - x)$ – відстань від перетину 3-3 до поточного перетину x .

Вільний торець муфти в перетині 4-4 зменшує жорсткість ділянки 3, тому вигин ділянки 2 збільшується за формулами (2.30-2.31) на величину

$$W_{m24} = u_{m23} \cdot Z_{m32} \cdot \theta[\beta_{m3} \cdot l_3] \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot (X_3 - x)] + \\ + W_{m21} \cdot \theta[\beta_{m3} \cdot l_3] \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot l_2]. \quad (2.44)$$

Оскільки добуток $\theta[\beta_{m3} \cdot l_3] \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot l_2] < 0,025$, то другим доданком (2.44) можна знехтувати.

Вигин ділянки 1 від натягу в перетині 1-1 на довжині l_1 затухає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{m1} \cdot l_1] > 0,08$, що на ділянці 2 дає додатковий вигин за (2.25)

$$W_{m20} = u_{m11} \cdot Z_{m10} \cdot \theta[\beta_{m1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{m2} \cdot (x - X_2)]. \quad (2.45)$$

Результуючі прогини стінки муфти на ділянці 2 складаються із суми натягу (2.37) і вигинів (2.42-2.45) від суміжних та несуміжних ділянок.

2.4.2. Прогини ділянок труби за схемою навантаження на рис. 2.3.

На ділянці 1 труби з податливістю G_{t1} діють контактні тиски: зовнішній P_1 в різьбі та внутрішній P_k в ущільненні, що викликає зміну її радіуса

$$u_{t1} = (P_k - P_1) \cdot G_{t1}. \quad (2.46)$$

На ділянці 2 труби із податливістю G_{t2} діють зовнішній тиск P_2 (в різьбі) та внутрішній P_V , що викликає зміну радіуса стінки за формулою (2.2)

$$u_{t2} = (P_V - P_2) \cdot G_{t2}. \quad (2.47)$$

На ділянках 3 і 4 із податливістю G_{t3} і G_{t4} діють зовнішній тиск P_Z і

внутрішній P_V , що викликає зміну їх радіусів за формулою (2.2)

$$u_{i3} = (P_V - P_Z) \cdot G_{i3}, \quad u_{i4} = (P_V - P_Z) \cdot G_{i4}. \quad (2.48)$$

Таким чином, в перетині 2-2 труби має місце натяг стінок, рівний різниці (2.46) і (2.47), в перетині 3-3 – різниці (2.47) і (2.48), а в перетині 4-4 – різниці натягів (2.48). В перетині 1-1 жорсткість труби послаблена за рахунок вільного торця.

Опирання ділянки 1 на ділянку 2 в перетині 2-2 дає вигин стінки за (2.17)

$$W_{i12} = (u_{i22} - u_{i12}) \cdot Z_{i12} \cdot \theta[\beta_{i2}(X_2 - x)] \quad (2.49)$$

Вигин ділянки 2 від натягу в перетині 3-3 на довжині l_2 згасає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{i2} \cdot l_2]$, що на ділянці 1 труби дає додатковий вигин за (2.23)

$$W_{i13} = (u_{i3} - u_{i23}) \cdot Z_{i23} \cdot \theta[\beta_{i2} \cdot l_2] \cdot \theta[\beta_{i1}(X_2 - x)]. \quad (2.50)$$

Ділянка 1 має вільний торець в перетині 1-1, тому її прогини збільшуються за формулою (2.32) на величину

$$W_{i11} = u_{i11} \cdot \theta[\beta_{i1}(x - X_1)] + (u_{i22} - u_{i12}) \cdot Z_{i12} \cdot \theta[\beta_{i1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{i1}(x - X_1)] \quad (2.51)$$

Результуючі прогини стінки труби на ділянці 1 складаються із суми натягу (2.46) і вигинів (2.49-2.51) від суміжних та несуміжних ділянок.

Опирання ділянки 2 на ділянку 1 в перетині 2-2 дає вигин стінки за (2.19)

$$W_{i22} = (u_{i12} - u_{i22}) \cdot Z_{i21} \cdot \theta[\beta_{i2}(x - X_2)]. \quad (2.52)$$

Опирання на ділянку 3 в перетині 3-3 дає вигин стінки ділянки 2 за (2.19)

$$W_{i23} = (u_{i3} - u_{i23}) \cdot Z_{i23} \cdot \theta[\beta_{i2}(X_3 - x)]. \quad (2.53)$$

Вигин ділянки 3 від натягу в перетині 4-4 на довжині l_3 згасає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{i3} \cdot l_3] > 0,15$, тому на ділянці 2 труби дає додатковий вигин

$$W_{i24} = (u_{i4} - u_{i3}) \cdot Z_{i34} \cdot \theta[\beta_{i3} \cdot l_3] \cdot \theta[\beta_{i2}(X_3 - x)]. \quad (2.54)$$

Вигин від вільного торця в перетині 1-1 ділянки 1 на довжині l_1 згасає з коефіцієнтом $\theta[\beta_{i1} l_1]$, що дає на ділянці 2 додатковий вигин за (2.34)

$$W_{i21} = u_{i11} \cdot \theta[\beta_{i1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{i2}(x - X_2)]. \quad (2.55)$$

Результуючі прогини стінки труби на ділянці 2 складаються із суми натягу (2.47) і вигинів (2.52-2.55) від суміжних та несуміжних ділянок.

2.4.3. Прогини стінок герметизуючого елемента за схемою на рис. 2.2.

На ділянці 1 герметизуючого елемента з податливістю G_{k1} діють зовнішній тиск P_K (контактний в ущільненні) і внутрішній P_Z , що викликає зміну радіуса за формулою (2.2)

$$u_{k1} = (P_V - P_K) \cdot G_{k1}. \quad (2.56)$$

На ділянці 0 елемента з податливістю G_{k0} діють зовнішній тиск P_Z і внутрішній P_V , що викликає зміну радіуса за формулою (2.2)

$$u_{k0} = (P_V - P_Z) \cdot G_{k0}. \quad (2.57)$$

Таким чином, в перетинах 1-1 і 1'-1' елемента має місце натяг стінок, рівний різниці (2.56) і (2.57). В перетинах 2-2 і 2'-2' жорсткість герметизуючого елемента послаблена за рахунок вільного торця (рис. 2.2).

Сумарні вигини ділянки 1 герметизуючого елемента з вільним торцем запишемо, використовуючи формулу (2.32) і враховуючи при цьому те, що ділянка 0 герметизуючого елемента на рис. 2.2 відповідає ділянці 2 на рис. 2.7, а вісь x направлена протилежно від середини ділянки 0

$$W_{k1} = W_{k11} \cdot \theta[\beta_{k1}(x - X_1)] + (u_{k12} + W_{k11} \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot l_1]) \cdot \theta[\beta_{k1}(X_2 - x)], \quad (2.58)$$

де W_{k11} – максимальний вигин ділянки 1 в перетині 1-1; а максимальний вигин ділянки 1 в перетині 2-2 з врахуванням зменшеної жорсткості вільного торця за (2.31-2.32) визначається як сума $(u_{k12} + W_{k11} \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot l_1])$.

В перетині 1-1 вигин W_{k11} виникає від опирання ділянки 1 на ділянку 0 за (2.18), від незатухання на довжині $2b$ вигину ділянки 0 від перетину 1'-1' та від незатухання на довжині l_1 і $2b$ вигину вільного торця в перетині 2'-2', і у результаті в перетині 2-2 за формулою (2.58) дорівнює

$$\begin{aligned} W_{k11} &= (u_{k0} - u_{k11}) \cdot Z_{k10} + (u_{k11} - u_{k0}) \cdot Z_{k01} \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b] + \\ &+ (u_{k12} + W_{k11} \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot l_1]) \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b] = \\ &= (u_{k0} - u_{k11}) \cdot (Z_{k10} - Z_{k01} \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b]) + u_{k12} \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b], \end{aligned} \quad (2.59)$$

де добутком малих значень можна знехтувати: $(\theta[\beta_{k1} \cdot l_1])^2 \theta[\beta_{k0} \cdot 2b] \approx 0$.

Підставимо (2.59) в (2.58) і знайдемо результуючі вигини стінки ділянки 1 із врахуванням впливу вигинів усіх перетинів у вигляді

$$W_{k1} = (u_{k0} - u_{k11}) \cdot (Z_{k10} - Z_{k01} \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b]) (\theta[\beta_{k1} \cdot (x - X_1)] + \theta[\beta_{k1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot (X_2 - x)]) + u_{k12} \cdot (\theta[\beta_{k1} \cdot (X_2 - x)] + \theta[\beta_{k1} \cdot l_1] \cdot \theta[\beta_{k0} \cdot 2b]) \cdot \theta[\beta_{k1} \cdot (x - X_1)]. \quad (2.60)$$

Результуючі прогини стінки герметизуючого елемента на ділянці 1 складаються із суми натягу (2.56) і вигинів (2.60).

Таким чином, виведені розрахункові формули сумарних радіальних деформацій контактних ділянок 1 і 2 муфти, труби і герметизуючого елемента із урахуванням впливу пружних деформацій усіх ділянок з'єднання.

2.5. Урахування впливу експлуатаційних чинників на з'єднання

2.5.1. Урахування впливу осьового навантаження на з'єднання.

У процесі експлуатації на обсадну колону діє осьове навантаження, яке через різьбу передається з труби на муфту. Задача його розподілу у різьбі з'єднання розглянута в роботах [20, 65, 66, 84]. Показано, що внаслідок прикладання осьової сили Q до труби і муфти в різьбі створюється дотичне зусилля, яке зрівноважує цю силу і розподіляється в осьовому напрямі по поверхні твірні конуса різьби. Інтенсивність q_0 розподілення цього зусилля по довжині різьби визначається законом гіперболічного косинуса [20, 65].

Відповідно до [20, 65], інтенсивність q_{01} осьового зусилля в різьбі на ділянці 1 (рис. 2.1) записується у вигляді

$$q_{01} = \frac{Q_1 m_1}{\beta_{01} \cdot \text{sh}(m_1 \cdot l_1)} \cdot \left(\frac{\text{ch}(m_1(x - X_1))}{E \cdot F_{t1}} + \frac{\text{ch}(m_1(X_2 - x))}{E \cdot F_{m1}} \right), \quad (2.61)$$

де E – модуль пружності матеріалу з'єднання; F_{t1} і F_{m1} – площа поперечних перетинів труби і муфти; β_0 – коефіцієнт [20, 65]

$$\beta_{0i} = \frac{1}{EF_{t_i}} + \frac{1}{EF_{m_i}}; \quad (2.62)$$

m – коефіцієнт розподілення

$$m_i = \frac{1}{P} \sqrt{\frac{E \cdot \beta_{0i} \cdot f}{\lambda_{mi} + \lambda_{ii}}}; \quad (2.63)$$

де P – крок різьби; $f = \pi \cdot d_c \cdot h$ – проекція площі опорної поверхні витка різьби на площину, перпендикулярну до її осі, d_c – середній діаметр різьби; h – робоча глибина витка; λ_m і λ_i – коефіцієнти для муфти і труби [20, 65]

$$\lambda_m = 1 + \frac{d_m \cdot h_1}{2 \cdot P^2} \left(\frac{D_H^2 + d_m^2}{D_H^2 - d_m^2} + \mu \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}; \quad (2.64)$$

$$\lambda_{i1} = 1 + \frac{d_i \cdot h_1}{2 \cdot P^2} \left(\frac{d_i^2 + d_k^2}{d_i^2 - d_k^2} - \mu \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}; \quad (2.65)$$

$$\lambda_{i2} = 1 + \frac{d_i \cdot h_1}{2 \cdot P^2} \left(\frac{d_i^2 + d^2}{d_i^2 - d^2} - \mu \right) \cdot \operatorname{tg}^2 \frac{\alpha}{2}, \quad (2.66)$$

де h_1 – висота профілю витка різьби; α – кут при вершині профілю різьби; μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу з'єднання; D_H – зовнішній діаметр муфти; d_m – зовнішній діаметр різьби; d_i – внутрішній прохідний діаметр труби; d_k – діаметр ущільнюючої конічної поверхні.

Конструкція нового з'єднання (рис. 2.1) має особливість – стрибок товщини стінки труби в перетині 2-2. Тому площа поперечного перетину ділянки 2 труби більша і сприймає більшу частину осьового навантаження Q , ніж ділянка 1. Необхідно знайти розподіл Q між ділянками 1 і 2 різьби.

Ділянка 2 сприймає частину осьової сили [20]

$$Q_2 = \alpha_Q \cdot Q, \quad (2.67)$$

де α_Q – коефіцієнт розподілу осьової сили між ділянками 1 і 2

$$0 < \alpha_Q < 1, \quad (2.68)$$

Тоді ділянка 1 сприймає свою частину осьової сили

$$Q_1 = (1 - \alpha_Q) \cdot Q \quad (2.69)$$

Рівняння інтенсивності q_{01} осьової сили в різьбі на ділянці 1 записано в (2.61), а для ділянки 2 воно має вигляд [20]

$$q_{02} = \frac{Q \cdot m_2}{\beta_{02}} \left(\left(\frac{1 - \alpha_Q}{E \cdot F_{t2}} - \frac{\alpha_Q}{E \cdot F_m} \right) \cdot \operatorname{ch}(m_2 \cdot (x - X_2)) + \left(\frac{1}{E \cdot F_{t2}} - \left(\frac{1 - \alpha_Q}{E \cdot F_{t2}} - \frac{\alpha_Q}{E \cdot F_m} \right) \cdot \operatorname{ch}(m_2 \cdot l_2) \right) \right) \cdot \frac{\operatorname{ch}(m_2 \cdot (x - X_2))}{\operatorname{sh}(m_2 \cdot l_2)}. \quad (2.70)$$

В перетині 2-2 при $x=X_2$ розподілені осьові зусилля мають значення:

– для ділянки 1 за формулою (2.61)

$$q_{01} = \frac{(1 - \alpha_Q) \cdot Q \cdot m_{12}}{\beta_{012} \cdot \operatorname{sh}(m_{12} \cdot l_1)} \left(\frac{\operatorname{ch}(m_{12} \cdot l_1)}{E \cdot F_{t12}} + \frac{1}{E \cdot F_{m12}} \right), \quad (2.72)$$

– для ділянки 2 за формулою (2.70)

$$q_{02} = \frac{Q \cdot m_{22}}{\beta_{022}} \left(\frac{1}{E \cdot F_{t22}} - \left(\frac{1 - \alpha_Q}{E \cdot F_{t22}} - \frac{\alpha_Q}{E \cdot F_{m22}} \right) \cdot \operatorname{ch}(m_{22} \cdot l_2) \right) \cdot \frac{1}{\operatorname{sh}(m_2 \cdot l_2)}. \quad (2.73)$$

Для визначення α_Q використаємо умову, сформульовану у [20]

$$q_{01}(X_2) = q_{02}(X_2), \quad (2.74)$$

тоді після прирівнювання (2.72) і (2.73) та спрощення рівняння отримаємо

$$\alpha_Q = \frac{a_Q}{l_Q}; \quad (2.75)$$

$$a_Q = \frac{m_{12}}{\beta_{012} \cdot \operatorname{sh}(m_{12} \cdot l_1)} \left(\frac{\operatorname{ch}(m_{12} \cdot l_1)}{F_{t12}} + \frac{1}{F_{m2}} \right) + \frac{m_{22}}{\beta_{022} \cdot \operatorname{sh}(m_{22} \cdot l_2)} \cdot \left(\frac{\operatorname{ch}(m_{22} \cdot l_2) - 1}{F_{t22}} \right);$$

$$b_Q = \frac{m_{12}}{\beta_{012} \cdot \operatorname{sh}(m_{12} \cdot l_1)} \left(\frac{\operatorname{ch}(m_{12} \cdot l_1)}{F_{t12}} + \frac{1}{F_{m2}} \right) + \frac{m_{22} \operatorname{ch}(m_{22} \cdot l_2)}{\beta_{022} \cdot \operatorname{sh}(m_{22} \cdot l_2)} \cdot \left(\frac{1}{F_{t22}} + \frac{1}{F_{m2}} \right).$$

Аналіз (2.75) показує, що розподіл осьового навантаження між ділянками 1 і 2 різьби залежить тільки від конструктивних параметрів з'єднання. Розрахунок $\alpha_Q = 0,533 \dots 0,587$ підтверджує, що ділянка 2 як більш жорстка сприймає більшу частину осьової сили.

Розподілене осьове зусилля інтенсивністю q_{01} і q_{02} , яке в різьбі зрівноважує осьове навантаження Q на колону, внаслідок гострокутного профілю різьби створює на опорній поверхні витків контактний тиск, який має на ділянках 1 і 2 таку радіальну складову [66]

$$P_{01} = \frac{q_{01}}{\pi \cdot d_c} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f_\tau \right); \quad P_{02} = \frac{q_{02}}{\pi \cdot d_c} \left(\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} - f_\tau \right) \quad (2.76)$$

де f_τ – коефіцієнт тертя на витках різьби; α – кут при вершині її профілю.

Ці тиски P_{01} і P_{02} залежать тільки від осьового зусилля Q та конструктивних параметрів різьби, муфти і труби. Для муфти – це внутрішні тиски, для труби – зовнішні. Вони впливають на власні прогини u_i та крайові вигини w_{ij} ділянок муфти і труби, тому їх треба врахувати в розрахунках:

– для ділянок 1 і 2 муфти за формулами (2.36) і (2.37)

$$u_{m1} = (P_1 - P_Z + P_{01}) \cdot G_{m1}, \quad u_{m2} = (P_2 - P_Z + P_{02}) \cdot G_{m2}; \quad (2.77)$$

– для ділянок 1 і 2 труби за формулами (2.46) і (2.47)

$$u_{t1} = (P_k - P_1 - P_{01}) \cdot G_{t1}, \quad u_{t2} = (P_k - P_2 - P_{02}) \cdot G_{t2}. \quad (2.78)$$

За цими формулами треба також знаходити максимальні прогини відповідних ділянок, які фігурують у формулах (2.38)...(2.55).

2.5.2. Вплив ексцентриситету прикладання осьового навантаження.

Розраховане за (2.61) та (2.70) розподілене дотичне осьове навантаження на різьбу інтенсивністю q_{01} і q_{02} діє по поверхні, яка описується середнім радіусом різьби у з'єднанні. З той же час рівнодійна осьової сили Q , яка діє в кожному поперечному перетині муфти чи труби, прикладена вздовж серединної поверхні осесиметричного циліндра, якими є муфта і труба. Внаслідок цього між точками прикладання сили Q_x в деякому їх перетині x та розподіленого у різьбі зусилля q_{0i} має місце ексцентриситет

$$e_{ai} = \left| \frac{d_c}{2} - R_{ai} \right|, \quad (2.79)$$

де R_{ai} – радіус серединної поверхні ($a=m$ або t) на i -тій ділянці.

Неспіввісне прикладання осьових сил в поперечному перетині осесиметричного циліндра викликає вигин його стінки [66]

$$w_{ai} = e_{ai} \cdot V_{ai}(s_x), \quad (2.80)$$

де $V_{ai}(s_x)$ – функція вигину [66], s_x – відстань від перетину x до середнього перетину 2-2 різьби [66]

$$V_{ai}(s_x) = \operatorname{ch}(k_{ai} \cdot s_x) - 1 - \operatorname{sh}(k_{ai} \cdot s_x) \frac{\operatorname{ch}(k_{ai} \cdot l_i)}{\operatorname{sh}(k_{ai} \cdot l_i)}, \quad (2.81)$$

де k_{ai} – коефіцієнт вигинів [66]

$$k_{ai} = \sqrt{\frac{Q_i}{2 \cdot \pi \cdot R_{ai} \cdot D_{ai}}}. \quad (2.82)$$

Додатковий вигин w_e стінок муфти і труби змінює натяг Δ не тільки у різьбі з'єднання, але й натяг Δ_1 в ущільненні, тому його необхідно враховувати в результуючих прогинах ділянок муфти і труби, знайдених в п. 2.4.

2.5.3. Вплив розточування труби на міцність з'єднання.

Як показав у п. 2.5.1 розрахунок коефіцієнта розподілу осьової сили Q між ділянками різьби, нерозточена ділянка 2 труби має більшу товщину і є більш жорсткою в осьовому напрямі, а тому сприймає більшу частину осьової сили ($\alpha_Q = 0,533 \dots 0,587$). Отже, на ділянку 1 труби в перетині 2 (рис. 2.10) за формулою (2.69) припадає частка $(1 - \alpha_Q)$, яка розрахована в табл. 2.1, від осьової сили Q , що діє на з'єднання в цілому.

Розрахунок міцності різьбового з'єднання проводять за формулою Яковлева-Шумілова [17, 23, 42, 52, 65, 104]

$$Q_C = \frac{\pi \cdot D_C \cdot b \cdot \sigma_T}{1 + \eta \cdot \frac{D_C}{2 \cdot l} \cdot \operatorname{ctg}(\alpha + \varphi)}, \quad (2.83)$$

де Q_C – зрушуюче (руйнуюче) навантаження, Н; D_C і b – діаметр труби і товщина її стінки, виміряні по впадині різьби в найбільш навантаженому перетині, мм; σ_T – напруження текучості матеріала труби, МПа; l – довжина різьби з повним профілем, мм; α і φ – кут нахилу і кут тертя оперної поверхні різьби: $\alpha = 60^\circ$, $\varphi = 18^\circ$; η – коефіцієнт розвантаження за формулою $\eta = b / (b + \delta)$; δ – номінальна товщина стінки труби, мм.

Таблиця 2.1

Частка $(1-\alpha_Q)$, яка діє на трубу в ущільненні від осьової сили Q

Діаметр труби, мм	146			168		
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Різьба коротка	0,467	0,463	0,460	0,451	0,447	0,442
Різьба подовжена (У)	0,440	0,435	0,431	0,424	0,419	0,413

Допустиме значення Q_C розраховують для перетину 3 (в основній площині конічної різьби), оскільки тут діє повне осьове зусилля Q . Воно може викликати пластичні деформації на перших витках різьби, тому що при цьому напруження досягають межі текучості.

Стінка труби нового з'єднання у перетині 2 (рис. 2.10) має зменшену товщину за рахунок меншого діаметра різьби та конічної розточки під ущільнення. Тому допустимі значення зусилля Q_C для перетину 2, розраховані за формулою Яковлева-Шумілова (2.85), на 23-47 % менші за допустимі значення у перетині 3.

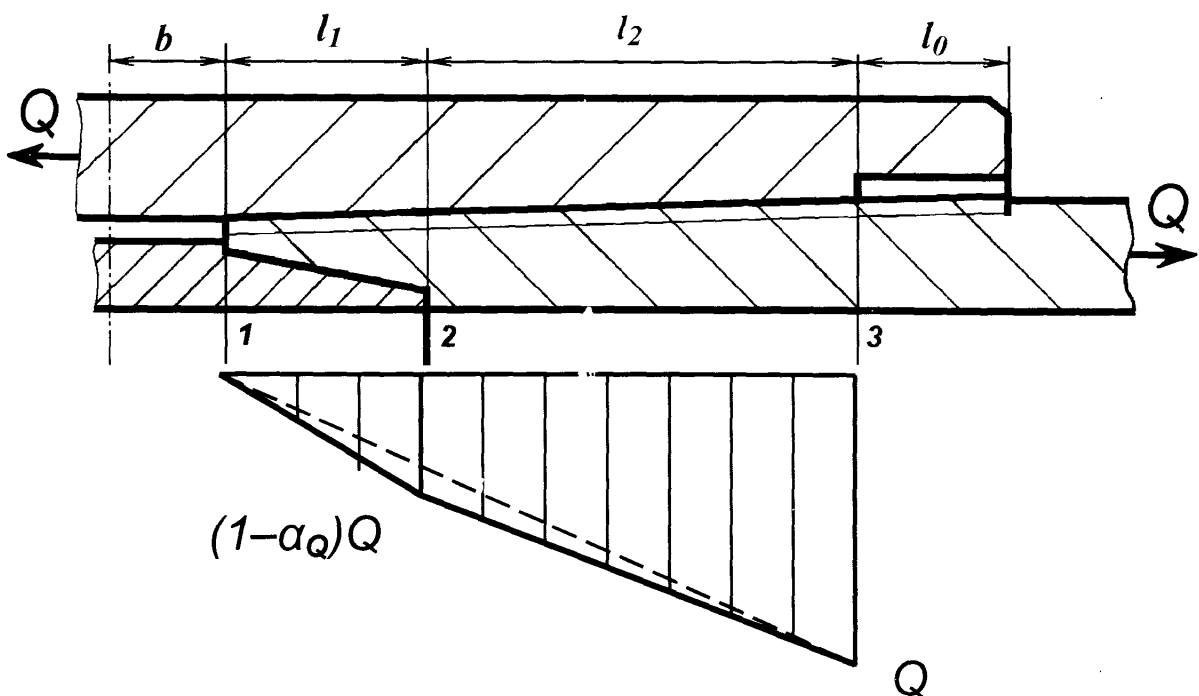


Рис. 2.10. Епюра розподілу осьової сили Q у стінці труби.

Дослідженнями розподілу осьової сили на ділянках нового з'єднання встановлено (рис. 2.10), що коли в перетині 3 діє повне навантаження Q_C , то у перетині 2 діє його менше значення $(1-\alpha_Q) \cdot Q_C$. Тому у випадку, коли у перетині 3 напруження досягають межі текучості, то у перетині 2 напруження будуть завжди меншими. У табл. 2.2 розраховано рівень напружень у перетині 2 – це відношення діючого зусилля (при дії зрушуючого (руйнуючого) навантаження у перетині 3) до допустимого тут зусилля.

Ці розрахунки показують, що якщо на удосконалене з'єднання діє навіть максимальне навантаження, допустиме його міцністю, то у стінці труби з меншою товщиною на ділянці ущільнення виникають напруження на 20-47% менші, ніж допустимі тут. Це означає, що найбільш навантаженим перетином нового з'єднання залишається основна площа різьби (перетин 3). Це зумовлено механізмом розподілу осьової сили вздовж різьби, дослідженим у п. 2.5.1.

Таблиця 2.2

Рівень діючих напружень відносно допустимих у перетині 2

Діаметр труби, мм	146			168		
	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Різьба коротка	0,693	0,604	0,529	0,762	0,656	0,536
Різьба подовжена (У)	0,730	0,633	0,553	0,802	0,687	0,558

2.5.4. Урахування теплового розширення герметизуючого елемента.

У процесі експлуатації обсадної колони у свердловині діє підвищення температура на ΔT °С, тому радіуси муфти, труби і герметизуючого елемента збільшуються. Оскільки муфта і труба виготовлені з одного матеріалу [27], то їх розширення відбуваються пропорційно з одним коефіцієнтом температурного видовження α , і це не викликає зміни натягу Δ у різьбі.

Якщо герметизуючий елемент виготовлений з іншого матеріалу (алюміній, бронза, мідь чи інші), який має більший коефіцієнт α_1 , то внаслідок різниці цих коефіцієнтів лінійного розширення та підвищеної температури

збільшується натяг Δ_1 на герметизуючих поверхнях на величину [75]

$$\Delta_T = \alpha_T \Delta T \cdot d_k / 2, \quad (2.84)$$

де $\alpha_T = \alpha_1 - \alpha$ – різниця коефіцієнтів температурного розширення матеріалів герметизуючого елемента і труби; d_k – діаметр ущільнюючої поверхні.

Цей температурний натяг Δ_T враховано у аналітичній моделі з'єднання.

2.6. Методика розрахунку контактної тиску

Відомо [65, 82], що у з'єднанні муфти і труби з радіальним натягом Δ у різьбі для кожного перетину повинно виконуватись таке співвідношення

$$|u_m| + |u_t| = \Delta, \quad (2.85)$$

де u_m і u_t – радіальні переміщення стінок муфти і труби під дією контактної тиску, які визначали за формулами (1.3-1.5).

Результати наших досліджень показують, що такий підхід не враховує крайові вигини стінок від опираючості на суміжні ділянки з іншими параметрами жорсткості і навантаження. Тому для визначення контактної тиску на ділянках 1 і 2 різьби та в ущільненні використовуємо методику [59, 74], за якою враховуються нерівномірні висини стінок тонкостінних циліндрів у з'єднанні з натягом.

Згідно із методикою [59, 74] в контактному перетині з'єднання муфти і труби з натягом Δ виконується рівняння балансу натягу і прогинів

$$W_m - W_t = \Delta, \quad (2.86)$$

де W_m і W_t – сумарні радіальні зміщення (прогини) стінок муфти і труби. Знак мінус означає, що переміщення внутрішнього циліндра у з'єднанні від'ємні (у бік зменшення радіуса).

Нашими дослідженнями встановлено (п.п. 2.3-2.5), що сумарні переміщення стінки тонкостінного циліндра включають такі складові

$$W = u + w + w_0, \quad (2.87)$$

де u – радіальні переміщення стінки під дією результуючого тиску; w – сумарні вигини стінки від опираання на крайові перетини суміжних та несуміжних ділянок циліндра з іншими параметрами жорсткості і навантаження; w_0 – вигини стінки від дії осьового зусилля на обсадну колону

$$w_0 = w_q + w_e, \quad (2.88)$$

де w_q – вигини стінки від радіальної складової розділеної осьової сили q_0 в гострокутній різьбі; w_e – вигини стінки від ексцентриситета прикладання осьового зусилля відносно різьби.

Переміщення стінок ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента під дією внутрішнього і зовнішнього експлуатаційних тисків, контактного тиску в різьбі і в ущільненні та радіальної складової розподіленого осьового зусилля в різьбі визначаються для муфти за формулами (2.77) для труби – за (2.78), для герметизуючого елемента – за (2.56).

Вигини стінок муфти, труби і герметизуючого елемента від опираання на суміжні ділянки визначаються для муфти за формулами (2.38-2.45), для труби – за (2.49-2.55), для герметизуючого елемента – за (2.58-2.60). У [56] показано, що кожна складова крайового вигину ділянки у цих формулах містить у вигляді множника радіальний натяг u_{ik} стінки i -тої ділянки в k -му перетині опираання або різницю таких натягів ($u_{ik}-u_{jk}$) двох суміжних ділянок i та j в перетині k їх опираання. Будь-який натяг u_{ik} чи u_{jk} пропорційний результуючому тиску, складовою якого є контактний тиск, та податливості G_{ik} чи G_{jk} стінки в цьому перетині, яка визначається тільки її геометричними параметрами (2.2). Внутрішній P_r і зовнішній P_z експлуатаційні тиски відомі. Відомими також є розподілене осьове навантаження q_0 на ділянках різьби за (2.61) і (2.70), яке залежить тільки від осьового зусилля Q на колоні і за яким можна розраховувати радіальну складову тиску за (2.76).

Тому у формулах визначення крайових вигинів w_{ik} ділянок залишаються невідомими значення контактного тиску P_{ik} в k -му перетині з'єднання. Для з'єднання муфти, труби і герметизуючого елемента (рис. 2.1) такими перетинами є 1-1, 2-2 і 3-3. В перетині 1-1 невідомим є контактний тиск

P_{11} в різьбі на ділянці 1 та контактний тиск P_{k1} в ущільненні між трубою і елементом. В перетині 2-2 невідомими на ділянці 1 є контактні тиски P_{12} в різьбі та P_{k2} в ущільненні, а на ділянці 2 – контактний тиск P_{22} в різьбі; в перетині 3-3 – контактний тиск P_{23} в різьбі (рис. 2.1). Кожний із цих тисків у своєму перетині має протилежні знаки: для зовнішнього циліндра – додатний (збільшує радіус); для внутрішнього – від’ємний (зменшує радіус).

З другого боку, користуючись рівнянням (2.86) за методикою [59, 74] для кожного з цих перетинів можна скласти рівняння балансу натягу і прогинів (деформацій) стінки. Таким чином отримано систему з 6-ти рівнянь

$$\left. \begin{aligned} W_{m11} - W_{t11} &= \Delta \\ W_{m12} - W_{t12} &= \Delta \\ W_{22} - W_{t22} &= \Delta \\ W_{23} - W_{t23} &= \Delta \\ W_{t11} - W_{k1} &= \Delta_1 \\ W_{t12} - W_{k2} &= \Delta_1 \end{aligned} \right\} \quad (2.89)$$

Кожне із цих рівнянь системи (2.89) складене для відповідного перетину, тому містить один із шуканих контактних тисків. Але складові крайових вигинів w_{ik} враховують вплив також інших перетинів, тому у кожному рівнянні містяться доданки з іншими шуканими тисками. При цьому значення тисків входять у рівняння в першій степені, тому система (2.89) представляє собою систему 6-ти лінійних рівнянь відносно невідомих P_{11} , P_{12} , P_{22} , P_{23} , P_{k1} і P_{k2} .

Кожне із рівнянь (2.89) виписане і перетворене наступним чином: після розкриття дужок у цих рівняннях одержані суми доданків виду $P_{ij} \cdot G_i \cdot Z_{ij} \cdot \theta[\beta_i s_i] \cdot \theta[\beta_j l_j]$, де P_{ij} – значення контактних тисків, після чого доданки з ними згруповані, а невідомі значення тисків P_{ij} винесені за дужки. У результаті отримані формули коефіцієнтів системи лінійних рівнянь. З огляду на велику кількість доданків у них розрахунок матриць коефіцієнтів і розв’язок системи рівнянь (2.89) виконано з використанням середовища програмування MathCAD.

Висновки до розділу 2

1. На основі проведених аналітичних досліджень запропонована нова конструкція різьбового обсадних труб безупорного типу з герметизуючим елементом, який за рахунок радіального натягу на конічних поверхнях забезпечує високу герметичність обсадних колон.

2. Удосконалено методи розрахунку радіальних деформацій ділянок нового з'єднання при дії високих внутрішнього і зовнішнього тисків, осьового зусилля і температури на основі моментної теорії тонкостінних циліндрів. Одержано аналітичні залежності для визначення деформацій стінок контактуючих ділянок муфти, труби і герметизуючого елемента внаслідок радіальних натягів із врахуванням впливу суміжних і несуміжних ділянок.

3. Встановлено, що стінки ділянок труб отримують вигини від опираючості на суміжні ділянки внаслідок різниці їх жорсткості і навантаження тиском. Величина цих вигинів залежить від величини тиску та розподіляється пропорційно жорсткості ділянки-опори у перетині опираючості. Вигин краю труби тим більший, чим жорсткіша ділянка, на яку він опирається, і завжди направлений до серединної поверхні ділянки-опори. Вигини затухають з віддаленням від перетину опираючості за законом функції затухання.

4. Вперше виведені формули вигинів стінок усіх ділянок з'єднання (комбінацій ділянок навантажених, ненавантажених, симетричних, з вільним торцем). Вплив несуміжних ділянок враховується рекурентно через додакові вигини, якщо вони не затухають вздовж суміжної ділянки. Система рівнянь балансу радіальних натягів і сумарних деформацій стінок дозволяє визначити величини контактних тисків у різьбі і в ущільненні.

4. Розроблена та програмно реалізована аналітична модель удосконаленого з'єднання враховує осьове навантаження, яке збільшує контактний тиск через його радіальну складову у трикутній різьбі, та додатковий натяг в ущільненні від температурного розширення герметизуючого елемента.

РОЗДІЛ 3

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ НА ГЕРМЕТИЧНІСТЬ МУФТОВОГО З'ЄДНАННЯ ОБСАДНИХ ТРУБ

3.1. Радіальні натяги різьби і ущільнення при згвинчуванні з'єднання

Відповідно до стандарту [27] при згвинчуванні обсадної труби з муфтою забезпечують осьовий натяг $A=9,5$ мм з граничними відхиленнями $\pm 3,2$ мм, зокрема для обсадних труб діаметром 146 і 168 мм. Згвинчування викликає радіальний натяг Δ у різьбі, величина якого визначається [40, 104]

$$\Delta = A \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot (1 - c), \quad (3.1)$$

де φ – кут нахилу різьби до осі, $\operatorname{tg} \varphi = 1/32$; c – коефіцієнт припрацювання.

Дослідженнями [104] встановлено, що для трикутних різьб обсадних труб $c=0,45\dots 0,55$. Тому за формулою (3.1) радіальні натяги різьби Δ , яких треба досягнути при згвинчуванні з'єднання, із врахуванням відхилень мають такі мінімальне, номінальне та максимальне значення відповідно $\Delta_{\min}=0,10$ мм; $\Delta_{\text{ном}}=0,15$ мм; $\Delta_{\max}=0,20$ мм. Зрозуміло, що менший натяг різьби $\Delta < 0,10$ мм не забезпечує достатньої міцності різьбового з'єднання, а занадто великий натяг різьби $\Delta > 0,20$ мм потребує значного збільшення крутного моменту і витрат енергії на згвинчування.

За допомогою розробленої математичної моделі з'єднання у середовищі програмування MathCAD розраховано радіальні деформації стінки герметизуючого елемента на ділянці 1 ущільнення (рис. 2.1, 2.2) та контактні тиски на її ущільнюючій поверхні при різних значеннях натягів різьби Δ та ущільнення Δ_1 . На рис. 3.1 наведені епюри зміни діаметра герметизуючого елемента при згвинчуванні, а на рис. 3.2 – епюри розподілу контактного тиску по довжині ділянки при цих же радіальних натягах Δ і Δ_1 .

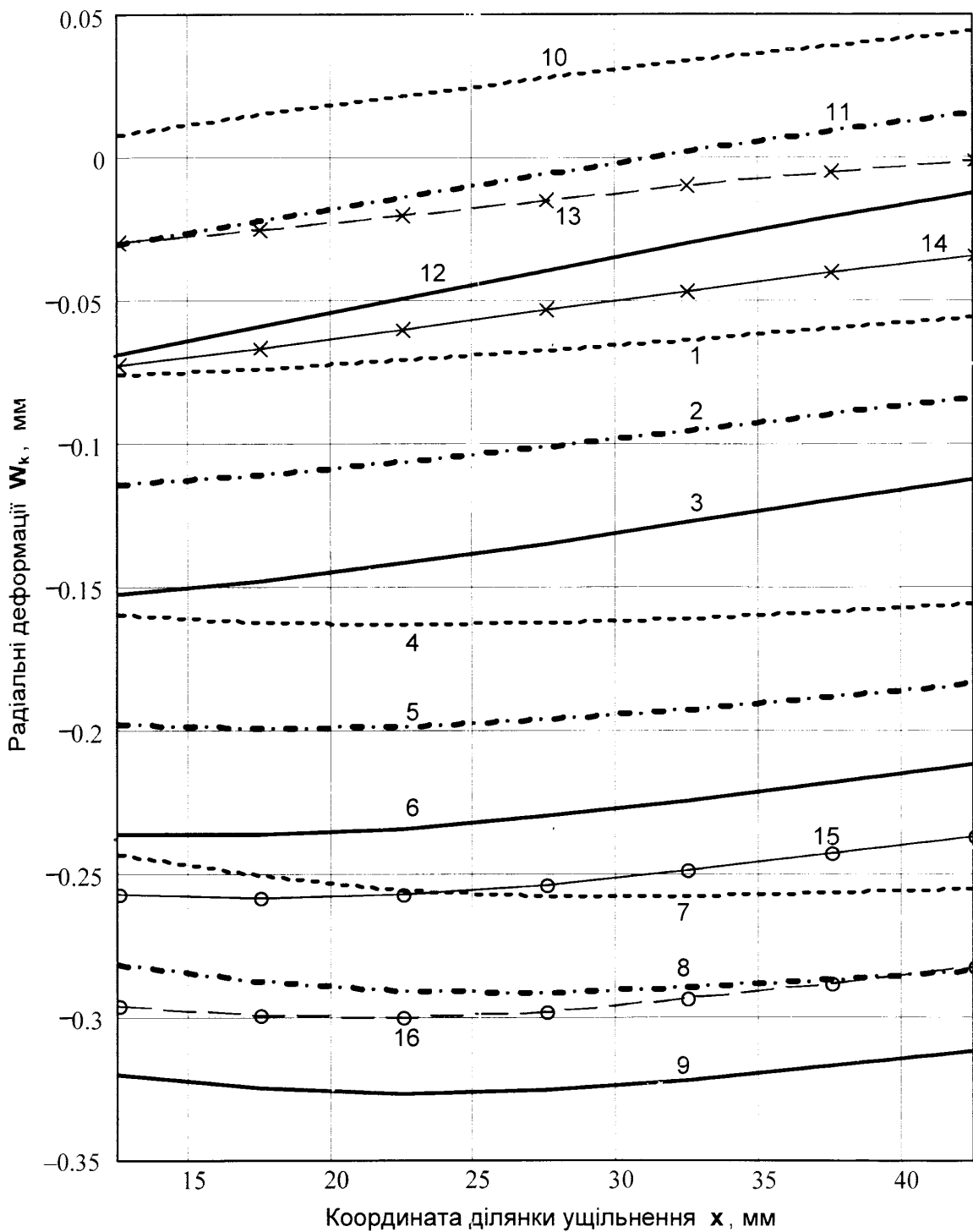


Рис. 3.1. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента в ущільненні залежно від затягування різьби Δ (мм)

та натягу ущільнення Δ_1 (мм):

- при $\Delta_1=0$: 1 – $\Delta=0,1$; 2 – $\Delta=0,15$; 3 – $\Delta=0,2$;
- при $\Delta_1=0,1$: 4 – $\Delta=0,1$; 5 – $\Delta=0,15$; 6 – $\Delta=0,2$;
- при $\Delta_1=0,2$: 7 – $\Delta=0,1$; 8 – $\Delta=0,15$; 9 – $\Delta=0,2$;
- при $\Delta_1=-0,1$: 10 – $\Delta=0,1$; 11 – $\Delta=0,15$; 12 – $\Delta=0,2$;
- при $\Delta_1=-0,05$: 13 – $\Delta=0,1$; 14 – $\Delta=0,15$;
- 15 – $\Delta=0,2$; $\Delta_1=0,12$; 16 – $\Delta=0,2$; $\Delta_1=0,17$.

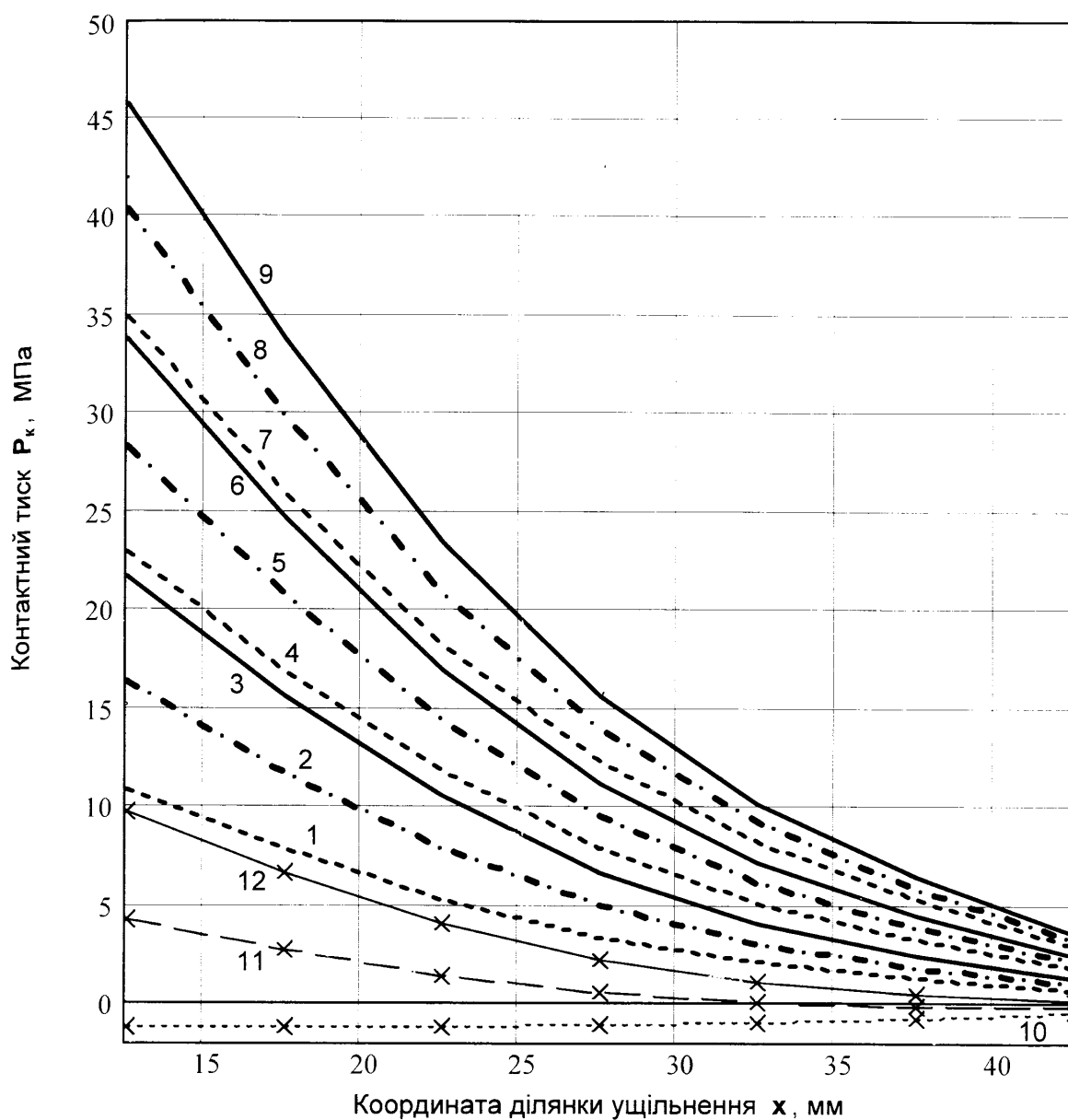


Рис. 3.2. Контактні тиски P_k (МПа) на ущільнюючій поверхні герметизуючого елемента залежно від затягування різьби Δ (мм) та натягу в ущільненні Δ_1 (мм):

- | | | | |
|-------------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| – при $\Delta_1=0$: | 1 – $\Delta=0,1$; | 2 – $\Delta=0,15$ | 3 – $\Delta=0,2$ |
| – при $\Delta_1=0,1$: | 4 – $\Delta=0,1$; | 5 – $\Delta=0,15$; | 6 – $\Delta=0,2$; |
| – при $\Delta_1=0,2$: | 7 – $\Delta=0,1$; | 8 – $\Delta=0,15$; | 9 – $\Delta=0,2$; |
| – при $\Delta_1=-0,1$: | 10 – $\Delta=0,1$; | 11 – $\Delta=0,15$; | 12 – $\Delta=0,2$. |

Аналіз епюр показує, що для заданого Δ_1 при збільшенні радіального натягу різьби Δ (при згвинчуванні з'єднання) відбувається зменшення діаметра (осесиметричне стискання) герметизуючого елемента (групи ліній 1,2,3; 4,5,6 і 7,8,9 на рис. 3.1) та збільшення деформацій стиску його стінки. Це відбувається тому, що при згвинчуванні з'єднання зростає радіальний натяг у різьбі Δ . Під його дією стінка труби, особливо на ділянці 1 прогинається (зменшується її діаметр), і це викликає збільшення натягу в ущільненні понад геометричним Δ_1 та прогин стінки елемента. При цьому на ущільнюючих поверхнях зростає контактний тиск (відповідні групи ліній на рис. 3.2). Характерно, що навіть при відсутності початкового натягу $\Delta_1=0$ при згвинчуванні труба стискає герметизуючий елемент і контактний тиск в ущільненні зростає (рис. 3.1, 3.2 – лінії 1,2,3).

Якщо згвинчування забезпечувати з однаковим натягом різьби Δ , то при більших натягах ущільнення Δ_1 стають більшими деформації стінки герметизуючого елемента і контактний тиск в ущільненні (рис. 3.1 і 3.2 – лінії 1,4,7 для $\Delta_1=0,10$ мм; 2,5,8 для $\Delta_1=0,15$ мм та 3,6,9 для $\Delta_1=0,20$ мм).

Розподіл контактного тиску по довжині ущільнюючої поверхні нерівномірний (рис. 3.2). Біля центральної ділянки герметизуючого елемента (перетин 1-1) він значно більший, ніж біля вільного торця (перетин 2-2). Це пояснюється тим, що в перетині 1-1 має місце опирання конічної ділянки 1 герметизуючого елемента на циліндричну ділянку 0 більшої товщини. Її радіальна жорсткість тут значно більша і чинить більший опір стисканню, ніж біля вільного (неопертого) та тоншого кінця елемента в перетині 2-2.

Герметизуючий елемент в ущільненні може бути виконано з початковим зазором ($\Delta_1=0,10$ мм), що зменшує крутний момент при згвинчуванні. При цьому стискання герметизуючого елемента і контактний тиск по всій довжині герметизуючої поверхні буде забезпечений, але тільки при максимальному згвинчуванні різьби з натягом $\Delta=0,20$ мм (рис. 3.2 – лінія 12). Номінальний натяг $\Delta_1=0,15$ мм виявляється недостатнім, тому стискання герметизуючого елемента і додатній контактний тиск спостерігається тільки

на $2/3$ довжини герметизуючої поверхні (лінія 11), а біля вільного торця елемента залишається зазор і ущільнюючі поверхні не притискаються (про це свідчить від'ємний контактний тиск на рис. 3.2). Якщо натяг різьби мінімальний $\Delta=0,10$ мм, то розрахунковий тиск від'ємний по всій довжині ущільнення (лінія 10 на рис.3.2). Це означає, що при такому натязі різьби стискання труби недостатнє, щоб вибрати зазор в ущільненні ($\Delta_1=-0,10$ мм).

Якщо зменшити зазор (збільшити натяг до $\Delta_1=-0,05$ мм), то стискання герметизуючого елемента і контактний тиск зростають так, що по всій довжині герметизуючої поверхні вони стають додатними і тільки при $x=42,5$ в перетині 2-2 вільного торця елемента рівними 0 (рис.3.1, лінія 13). При подальшому зтягуванні різьби до $\Delta=0,15$ мм відбувається подальше стискання труби і герметизуючого елемента та зростання контактного тиску по всій довжині ущільнення (рис.3.1, лінія 14). Такий зазор в ущільненні, для якого при згвинчуванні з'єднання з мінімально допустимим натягом різьби $\Delta=0,10$ мм забезпечується додатний контактний тиск ущільнення на всій довжині, можна назвати допустимим зазором ущільнення. Цей зазор забезпечує подальше збільшення контактного тиску на всій довжині ущільнення при згвинчуванні різьбового з'єднання з натягом, більшим за мінімальний.

Розрахунки стискання герметизуючого елемента для тих же значень Δ і Δ_1 були виконані для різних товщин обсадних труб ОТ 146 мм і ОТ 168 мм і показали, що прогини герметизуючого елемента практично не відрізняються між собою (їх різниця не більша 0,010 мм, що менше допуску на виготовлення ущільнюючих поверхонь герметизуючого елемента і труби). Це пояснюється тим, що товщина герметизуючого елемента конструктивно вибрана пропорційною для різних товщин і типорозмірів труб.

На рис. 3.3 показані епюри контактних тисків в ущільненні для обсадних труб 146 мм (номери ліній непарні) і 168 (парні). Вони відрізняються для різних діаметрів труб. Для однакових значень Δ і Δ_1 тиски в ущільненні труб меншого діаметра завжди більші, ніж у труб з більшим діаметром (рис. 3.3, пари ліній 1-2, 3-4, ..., 11-12). Це тому, що труби більшого

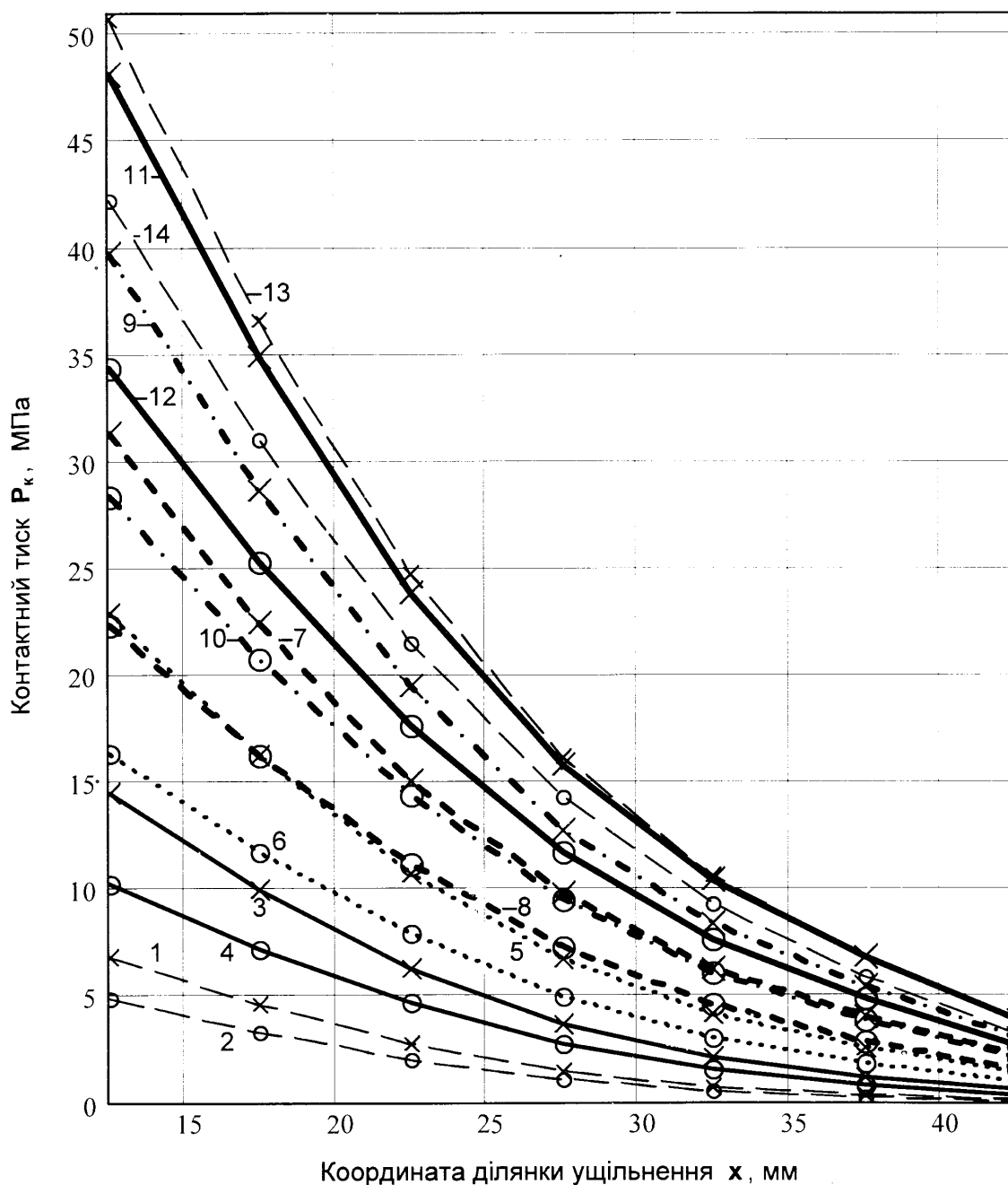


Рис. 3.3. Контактні тиски P_k (МПа) на ущільнюючій поверхні герметизуючого елемента при згвинчуванні залежно від діаметра D_y обсадних труб, натягів у різьбі Δ та в ущільненні Δ_1 (мм):

$D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;

– при $\Delta=0,10$: 1, 2 – $\Delta_1=-0,05$;

– при $\Delta=0,15$: 3, 4 – $\Delta_1=-0,05$; 5, 6 – $\Delta_1=0$;

7, 8 – $\Delta_1=0,05$; 9, 10 – $\Delta_1=0,1$; 11, 12 – $\Delta_1=0,15$;

– при $\Delta=0,20$: 13 – $\Delta_1=0,12$; 14 – $\Delta_1=0,17$.

діаметра мають меншу радіальну жорсткість і для однакових радіальних деформацій чинять менший опір. Діапазон тисків в ущільненні визначаються лініями 1 і 13 для ОТ 146 та 2 і 14 для ОТ 168 мм, які розраховані для допустимих значень Δ і Δ_1 : мінімальних (лінії 1-2) та максимальних (лінії 13-14). Розрахунки показали, що для труб з різною товщиною стінки відмінність тисків не перевищує 4,2 % для мінімальних значень та 1,0% для максимальних. Це тому, що товщина ділянки труби, розточеної під ущільнення, однакова і не залежить від товщини самої труби.

Збільшення максимального натягу ущільнення Δ_1 збільшує стискаючі деформації елемента, а отже і кільцеві напруження σ_k в її стінці. Такі напруження розраховуються за формулою [17, 40, 65, 91]

$$\sigma_k = \frac{E \cdot w}{R}, \quad (3.2)$$

де E – модуль пружності матеріалу стінки, для герметизуючого елемента виготовленого з алюмінію, $E_1=71000$ МПа; R – радіус серединної поверхні оболонки, мм; w – радіальні деформації стінки, мм.

Кільцеві напруження у стінці герметизуючого елемента не повинні перевищувати допустимих напружень пропорційності $\sigma_{0,2}$ для його матеріалу, щоб при роботі елемента не утворювались його залишкові пластичні деформації. За формулою (3.2) максимально допустимі радіальні деформації становлять 0,26 мм для елементів ОТ 146 мм та 0,30 мм для герметизуючих елементів ОТ 168 мм.

Найбільші деформації стиску отримує елементі при заданому натязі ущільнення $\Delta_1=0,20$ мм (рис. 3.1 – лінії 7,8,9). При цьому деформації елемента перевищують допустимі для ОТ 146 мм вже при мініальному натязі $\Delta=0,10$ мм та допустимі для ОТ 168 мм при максимальному натязі різьби $\Delta=0,20$ мм. Якщо задати менші геометричні натяги ущільнення ($\Delta_1=0,12$ мм для 146 мм – лінія 15 на рис. 3.1; $\Delta_1=0,17$ мм для 168 мм – лінія 16), то можна забезпечити прогини стінки герметизуючого елемента, які не перевищують допустимі. Отже, необхідно встановити такі допустимі натяги

діаметра мають меншу радіальну жорсткість і для однакових радіальних деформацій чинять менший опір. Діапазон тисків в ущільненні визначаються лініями 1 і 13 для ОТ 146 та 2 і 14 для ОТ 168 мм, які розраховані для допустимих значень Δ і Δ_1 : мінімальних (лінії 1-2) та максимальних (лінії 13-14). Розрахунки показали, що для труб з різною товщиною стінки відмінність тисків не перевищує 4,2 % для мінімальних значень та 1,0% для максимальних. Це тому, що товщина ділянки труби, розточеної під ущільнення, однакова і не залежить від товщини самої труби.

Збільшення максимального натягу ущільнення Δ_1 збільшує стискаючі деформації елемента, а отже і кільцеві напруження σ_k в її стінці. Такі напруження розраховуються за формулою [17, 40, 65, 91]

$$\sigma_k = \frac{E \cdot w}{R}, \quad (3.2)$$

де E – модуль пружності матеріалу стінки, для герметизуючого елемента виготовленого з алюмінію, $E_1=71000$ МПа; R – радіус серединної поверхні оболонки, мм; w – радіальні деформації стінки, мм.

Кільцеві напруження у стінці герметизуючого елемента не повинні перевищувати допустимих напружень пропорційності $\sigma_{0.2}$ для його матеріалу, щоб при роботі елемента не утворювались його залишкові пластичні деформації. За формулою (3.2) максимально допустимі радіальні деформації становлять 0,26 мм для елементів ОТ 146 мм та 0,30 мм для герметизуючих елементів ОТ 168 мм.

Найбільші деформації стиску отримує елементі при заданому натязі ущільнення $\Delta_1=0,20$ мм (рис. 3.1 – лінії 7,8,9). При цьому деформації елемента перевищують допустимі для ОТ 146 мм вже при мінімальному натязі $\Delta=0,10$ мм та допустимі для ОТ 168 мм при максимальному натязі різьби $\Delta=0,20$ мм. Якщо задати менші геометричні натяги ущільнення ($\Delta_1=0,12$ мм для 146 мм – лінія 15 на рис. 3.1; $\Delta_1=0,17$ мм для 168 мм – лінія 16), то можна забезпечити прогини стінки герметизуючого елемента, які не перевищують допустимі. Отже, необхідно встановити такі допустимі натяги

ущільнення герметизуючого елемента, щоб кільцеві напруження, розраховані за формулою (3.2), не перевищували допустимих напружень пропорційності $\sigma_{0,2}$ матеріалу герметизуючого елемента.

3.2. Вплив внутрішнього тиску на деформації герметизуючого елемента і контактний тиск в ущільненні

Основним експлуатаційним чинником, який діє зсередини на муфтове з'єднання обсадних труб, є внутрішній тиск рідини або газу. На рис. 3.4 приведені епюри зміни радіуса герметизуючого елемента у з'єднанні з різним натягом ущільнення Δ_1 під дією внутрішнього тиску P_V , а на рис. 3.5 – розподіл контактної тиску по довжині ущільнення при цих же параметрах Δ_1 та P_V . Рис. 3.4 підтверджує, що деформації елемента при згвинчуванні без внутрішнього тиску практично рівні для різних діаметрів труб при однаковому натязі ущільнення (співпадають лінії 1 і 2 для $\Delta_1 = -0,05$ мм; 3 і 4 для $\Delta_1 = 0$ мм та 5 і 6 для $\Delta_1 = 0,10$ мм).

Під дією внутрішнього тиску $P_I = 30$ МПа радіус герметизуючого елемента, як і всього з'єднання, збільшується (що підтверджують відповідні групи ліній 7,8; 9,10 та 11,12). При зростанні тиску до $P_I = 60$ МПа збільшення радіуса з'єднання продовжується (лінії 13,14 та 15,16). Характерно, що під внутрішнім тиском радіус з'єднання більшого діаметра, яке має меншу жорсткість, зростає більше, ніж з меншим діаметром (групи ліній 3,9,13; 5,11,15 для ОТ 146 мм та 4,10,14; 12,16 для ОТ 168 мм).

Герметизуючий елемент виконано всередині з'єднання так, щоб не звужувати робочий прохід обсадної колони. Товщина його стінок менша за товщину стінок труби і муфти у з'єднанні, а отже, значно меншою є його радіальна жорсткість. Тому під дією внутрішнього тиску через більшу податливість стінки радіус елемента зростає більше, ніж у з'єднання, а отже, в ущільненні закономірно зростають радіальний натяг і контактний тиск.

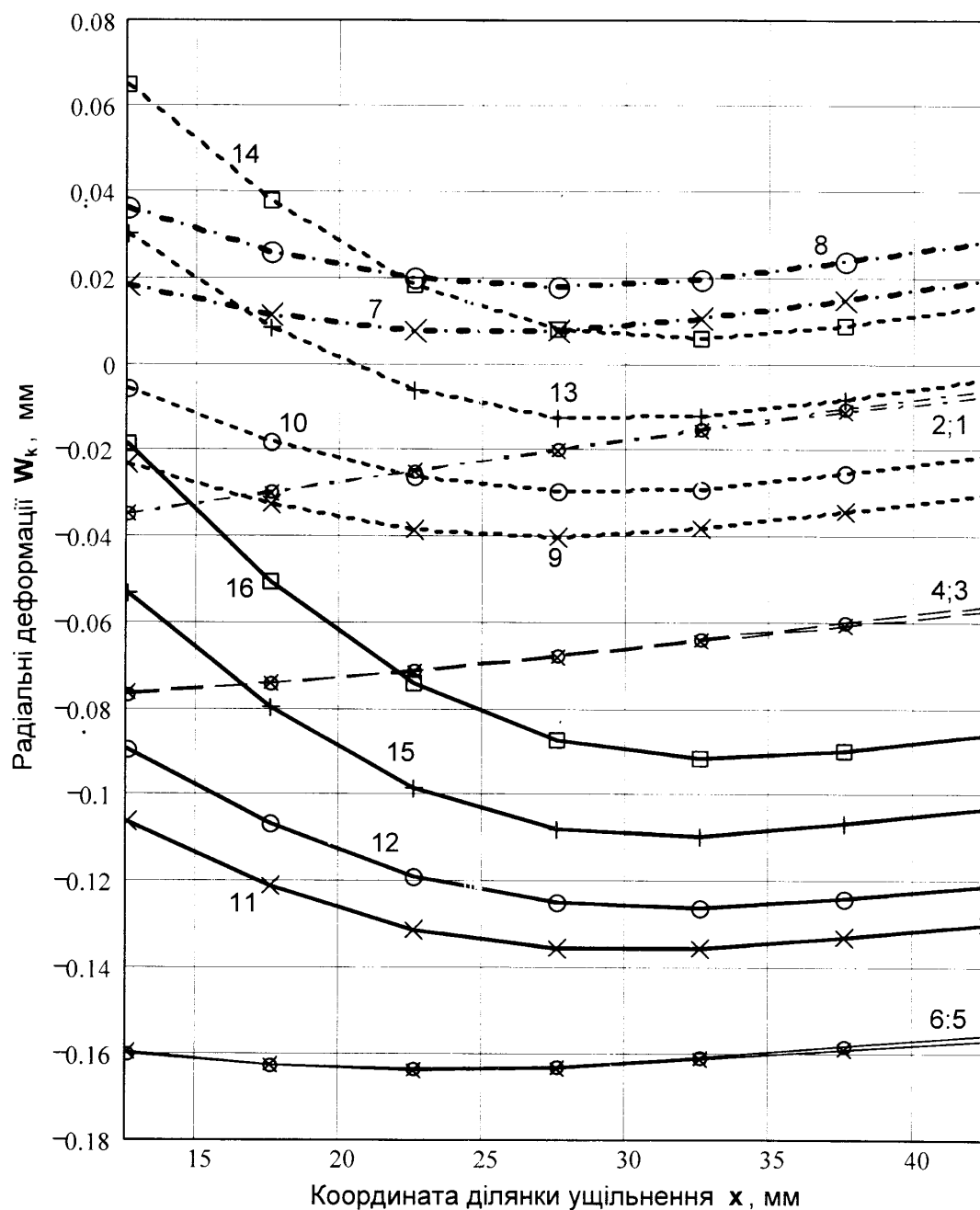


Рис. 3.4. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента в ущільненні залежно від внутрішнього тиску P_V (МПа), діаметра D_y обсадних труб і натягів ущільнення Δ_l (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,1$ мм :

- $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;
- при $P_V=0$: 1, 2 – $\Delta_l=-0,05$; 3, 4 – $\Delta_l=0$; 5, 6 – $\Delta_l=0,1$;
 - при $P_V=30$: 7, 8 – $\Delta_l=-0,05$; 9, 10 – $\Delta_l=0$; 11, 12 – $\Delta_l=0,1$;
 - при $P_V=60$: 13, 14 – $\Delta_l=0$; 15, 16 – $\Delta_l=0,1$.

Вперше отримані за допомогою створеної математичної моделі результати показують величину і розподіл деформацій елементів з'єднання. Збільшення діаметра елемента під дією внутрішнього тиску по довжині ущільнення неоднакове. Найбільше діаметр герметизуючого елемента зростає в перетині 1-1 торця труби (рис. 3.4), тому що цей край труби вільний, неопертий і тонший через конусність ущільнюючої поверхні (рис. 2.3), так що в цілому радіальна жорсткість з'єднання тут менша.

Розподіл контактних тисків в ущільненні дано на рис. 3.5 для ОТ 146 мм (непарні номери ліній) та ОТ 168 мм (парні номери) для натягів ущільнення $\Delta_1 = -0,05; 0$ та $0,1$ мм залежно від внутрішнього тиску $P_1 = 0$ (лінії 1...6); 30 МПа (лінії 7...12) та 60 МПа (лінії 13...16). При відсутності внутрішнього тиску розподіл контактного тиску в ущільненні встановлений у п.3.1: тиск більший для труб меншого діаметра і для більших натягів в ущільненні. При збільшенні внутрішнього тиску до $P_1 = 30$ та 60 МПа контактний тиск в ущільненні також зростає, а його розподіл по довжині ущільнення і залежно від діаметра труб та натягу в ущільненні не змінюється.

Зростання контактного тиску в ущільненні від збільшення внутрішнього тиску пояснюється відчутно меншою жорсткістю герметизуючого елемента порівняно із значною радіальною жорсткістю з'єднання труби і муфти (рис. 2.1). Тому цей тиск розширює герметизуючий елемент (збільшує його радіус) значно більше, ніж з'єднання труби і муфти. Через це в ущільненні зростає натяг і збільшується контактний тиск, щоб зрівноважити це значне розширення герметизуючого елемента. Характерно, що при зростанні контактний тиск ущільнення залишається більшим для труб меншого діаметра, муфтове з'єднання яких має більшу жорсткість.

Розподіл тиску по довжині ущільнення залишається нерівномірним – біля опертого перетину 1-1 елемента значно більший, ніж біля перетину 2-2 вільного торця (п. 3.1). Але детальний аналіз цього перетину 2-2 показує, що контактний тиск в ущільненні може стати меншим за експлуатаційний внутрішній тиск. Це спостерігається на частині ущільнення біля вільного,

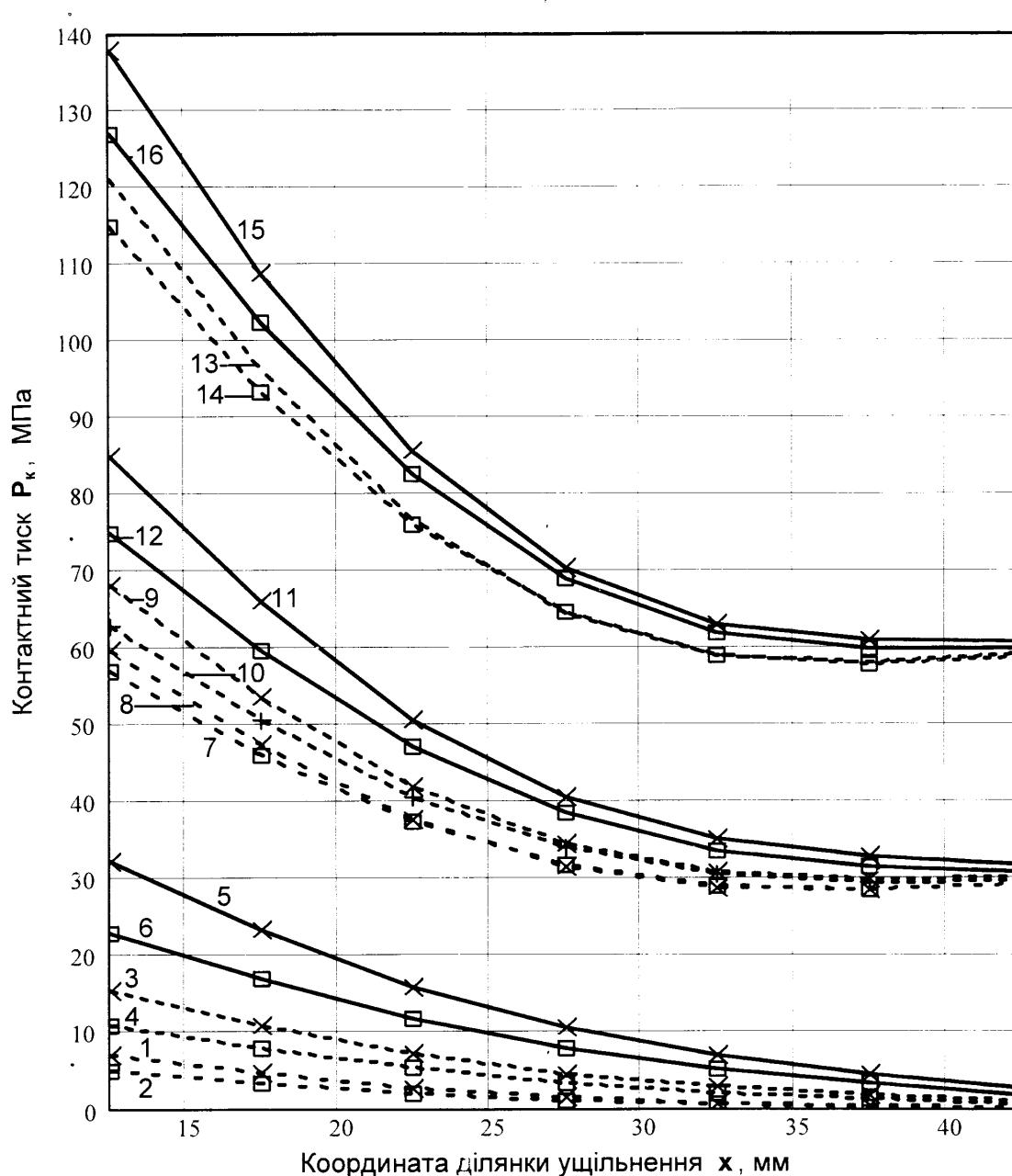


Рис. 3.5. Контактні тиски P_k (МПа) на ущільнюючій поверхні герметизуючого елемента залежно від внутрішнього тиску P_v (МПа), діаметра D_y обсадних труб та натягів ущільнення Δ_l (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,1$ мм :

$D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;

– при $P_v=0$: 1, 2 – $\Delta_l=-0,05$; 3, 4 – $\Delta_l=0$; 5, 6 – $\Delta_l=0,1$;

– при $P_v=30$: 7, 8 – $\Delta_l=-0,05$; 9, 10 – $\Delta_l=0$; 11, 12 – $\Delta_l=0,1$;

– при $P_v=60$: 13, 14 – $\Delta_l=0$; 15, 16 – $\Delta_l=0,1$.

тоншого кінця герметизуючого елемента, як видно з рис. 3.5 за лініями 7;8 при $\Delta_1 = -0,05$ мм, $P_1 = 30$ МПа та 13;14 при $\Delta_1 = 0$ мм, $P_1 = 60$ МПа. А при $\Delta_1 = 0$ мм і $P_1 = 30$ МПа контактний тиск на частині ділянки ущільнення практично стає рівним внутрішньому тиску (лінії 9-10).

З цього випливає важливий висновок: для заданого натягу ущільнення Δ_1 існує таке допустиме значення внутрішнього тиску, при перевищенні якого контактний тиск на початку ущільнення виявляється меншим, незважаючи на його ріст в ущільненні в цілому. Це відбувається через нерівномірність зростання радіуса герметизуючого елемента та з'єднання труби і муфти на ділянці 1 під дією внутрішнього тиску (рис. 3.4 і 3.5). Внаслідок меншої жорсткості з'єднання труби і муфти в перетині 1-1 (рис. 2.1) зростання радіуса елемента більше, ніж в перетині 2-2, де товщина з'єднання більша. Ущільнюючу поверхню труби можна розглядати як своєрідну розподілену опору для ділянки 1 елемента, тому внаслідок ефекту важіля зростання внутрішнього діаметра у перетині 1-1 викликає зменшення внутрішнього діаметра вільного кінця герметизуючого елемента в перетині 2-2.

Це зменшує натяг в ущільненні порівняно з тим, який викликаний зростанням внутрішнього тиску, і призводить до зменшення контактного тиску порівняно із внутрішнім. Під дією цього тиску, більшого за контактний, рідина чи газ можуть проникати в ущільнення і створювати там тиск, більший за розрахунковий. Це викликає зростання понад розрахункове значення радіуса труби і відповідне звуження елемента, внаслідок чого може відбутися розкриття стику ущільнюючих поверхонь і втрата герметичності.

Отже, існує певне допустиме значення внутрішнього тиску, при перевищенні якого порушується ущільнення. Як видно з рис. 3.5, при мінімальному натягу у різьбі $\Delta = 0,1$ мм допустимий тиск становить $P_1 = 30$ МПа для натягу ущільнення $\Delta_1 = 0$ мм (лінії 9;10) та $\Delta_1 = 0$ мм і $P_1 = 60$ МПа при $\Delta_1 = 0,1$ мм (лінія 16). Це означає, що більшим натягом в ущільненні можна забезпечити герметичність з'єднання при більшому внутрішньому тиску.

3.3. Вплив зовнішнього тиску на герметичність з'єднання

Конструктивно різьбове з'єднання має гвинтові канали у впадинах витків різьби муфти і труби [40]. Тому при наявності зовнішнього тиску він діє в проміжку під муфтою і над герметизуючим елементом (ділянка 0, рис. 2.1). Тут тиск стискає герметизуючий елемент і розтискає муфту, що може призвести до зменшення натягу ущільнення і втрати герметичності.

На рис. 3.6 показано епюри прогинів (переміщень) стінки герметизуючого елемента на ділянці 1 ущільнення у складі всього муфтового з'єднання труб під дією зовнішнього тиску P_Z для номінального натягу різьби $\Delta=0,15$ мм. Оскільки тиск P_Z діє ззовні як на елемент, так і на все з'єднання, то його збільшення призводить до зменшення радіуса герметизуючого елемента (рис. 3.6, групи ліній 2-4; 6-8; 10-12; 14-16).

Характерним є нерівномірний розподіл деформацій по довжині ущільнення. Близьче до перетину 1-1 стискання більше за рахунок деформацій центральної частини елемента, яка конструктивно не є достатньо жорсткою і знаходиться під безпосередньою дією тиску P_Z . Але з другого боку ущільнення, близьче до перетину 2-2, вплив її зменшується, а прогини елемента визначаються прогинами з'єднання муфти з трубою і тому більш рівномірні (лінії майже паралельні).

При більшому натязі в ущільненні стискаючі деформації герметизуючого елемента теж збільшуються (рис. 3.6, лінії 1,5,9,13). Під дією зовнішнього тиску P_Z вони зростають ще більше (групи ліній 2,6,10,14; 3,7,11; 4,8,12) і можуть досягнути допустимої межі пропорційності (лінія 16) – при тиску $P_Z=30$ МПа деформації герметизуючого елемента в перетині 1-1 близькі до допустимих 0,26 мм для ОТ 146 мм. Зростання тиску P_Z понад цю межу приведе до збільшення стискання елемента та виникнення в ній залишкових пластичних деформацій. Таким чином, існує обмеження допустимої величини зовнішнього тиску P_Z за умовою уникнення залишкових деформацій стінки елемента при стисканні.

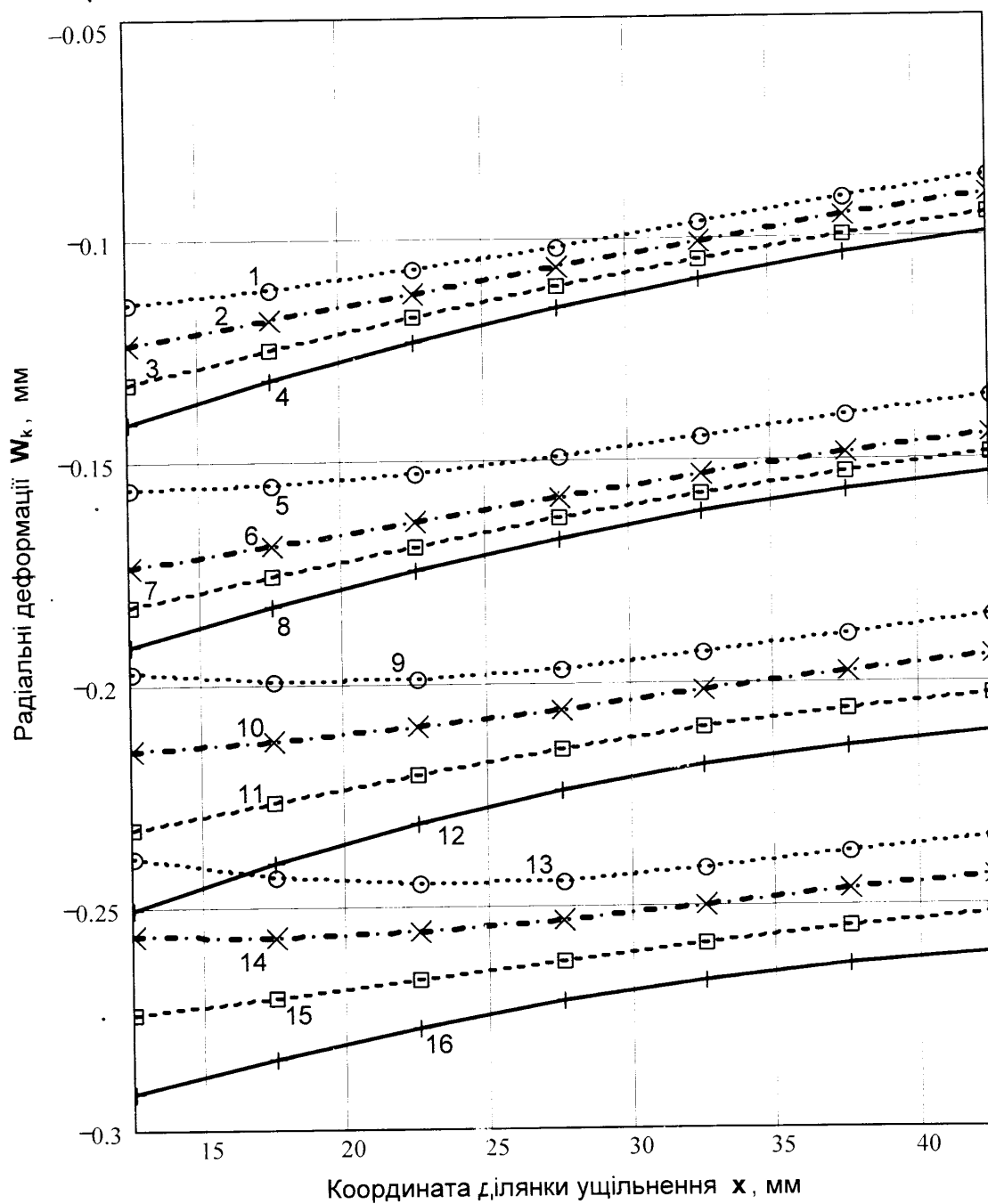


Рис. 3.6. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента в ущільненні залежно від зовнішнього тиску P_z (МПа) та натягів ущільнення Δ_1 (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,15$ мм :

- при $\Delta_1=0$: 1 – $P_z=0$; 2 – $P_z=5$ 3 – $P_z=10$; 4 – $P_z=15$;
- при $\Delta_1=0,05$: 5 – $P_z=0$; 6 – $P_z=10$; 7 – $P_z=15$; 8 – $P_z=20$;
- при $\Delta_1=0,10$: 9 – $P_z=0$; 10 – $P_z=10$; 11 – $P_z=20$; 12 – $P_z=30$;
- при $\Delta_1=0,15$: 13 – $P_z=0$; 14 – $P_z=10$; 15 – $P_z=20$; 16 – $P_z=30$.

На рис. 3.7 дано епюри контактної тиску в ущільненні від дії зовнішнього тиску P_Z для параметрів з'єднання, аналогічних рис. 3.6. При збільшенні P_Z відбувається перерозподіл контактної тиску в ущільненні. Внаслідок прогинання (зменшення радіуса) центральної частини герметизуючого елемента натяг в ущільненні біля перетину 1-1 зменшується, і тому тут зменшується контактний тиск P_Z (групи ліній 1-4; 5-8; 9-12; 13-16). Але з другого кінця ущільнення, біля перетину 2-2 вплив звуження елемента згасає, а стискання муфти і труби під дією зовнішнього тиску виявляється більшим. Тому тут натяг та контактний тиск зростають, хоча і незначно (знову проявляється "ефект важеля" – рис. 3.7).

Зростання зовнішнього тиску викликає зменшення контактної тиску в ущільненні і при його перевищенні спричиняє втрату герметичності. На рис.3.7 лінії контактної тиску 4, 8, 12 і 16 розраховані для такого зовнішнього тиску P_Z (відповідно 13,0; 17,7; 22,5 та 27,2 МПа), при якому він стає рівним контактному в перетині 1-1. Але вздовж ущільнення закон розподілу контактної тиску зберігається – він зменшується до перетину 2-2. Тому під дією P_Z рідина або газ будуть долати опір контактної тиску, проникати в ущільнення по всій його довжині і "розкривати" стик.

Розрахунком контактної тиску для різних значень зовнішнього виявлено, що згідно із законом розподілу контактної тиску по довжині на частині ущільнення він може залишатись значно більшим за зовнішній. Для менших значень P_Z і більших натягів Δ_1 ця частина не менша 2/3 довжини ущільнення (лінії 2,10,14), але при збільшенні тиску P_Z (лінії 3,11,15) або при зменшенні натягу Δ_1 (лінії 3,11) зона стає меншою за 1/3. Тому за критичний (допустимий) зовнішній тиск приймемо таке його значення, при якому контактний тиск перевищує його на більш як третині довжини ущільнення для заданих натягів у різьбі та ущільненні (рис. 3.7 – лінія 15). При дії такого допустимого зовнішнього тиску в перетині 1-1 ущільнення контактний тиск залишається набагато більшим і герметичність ущільнення забезпечується.

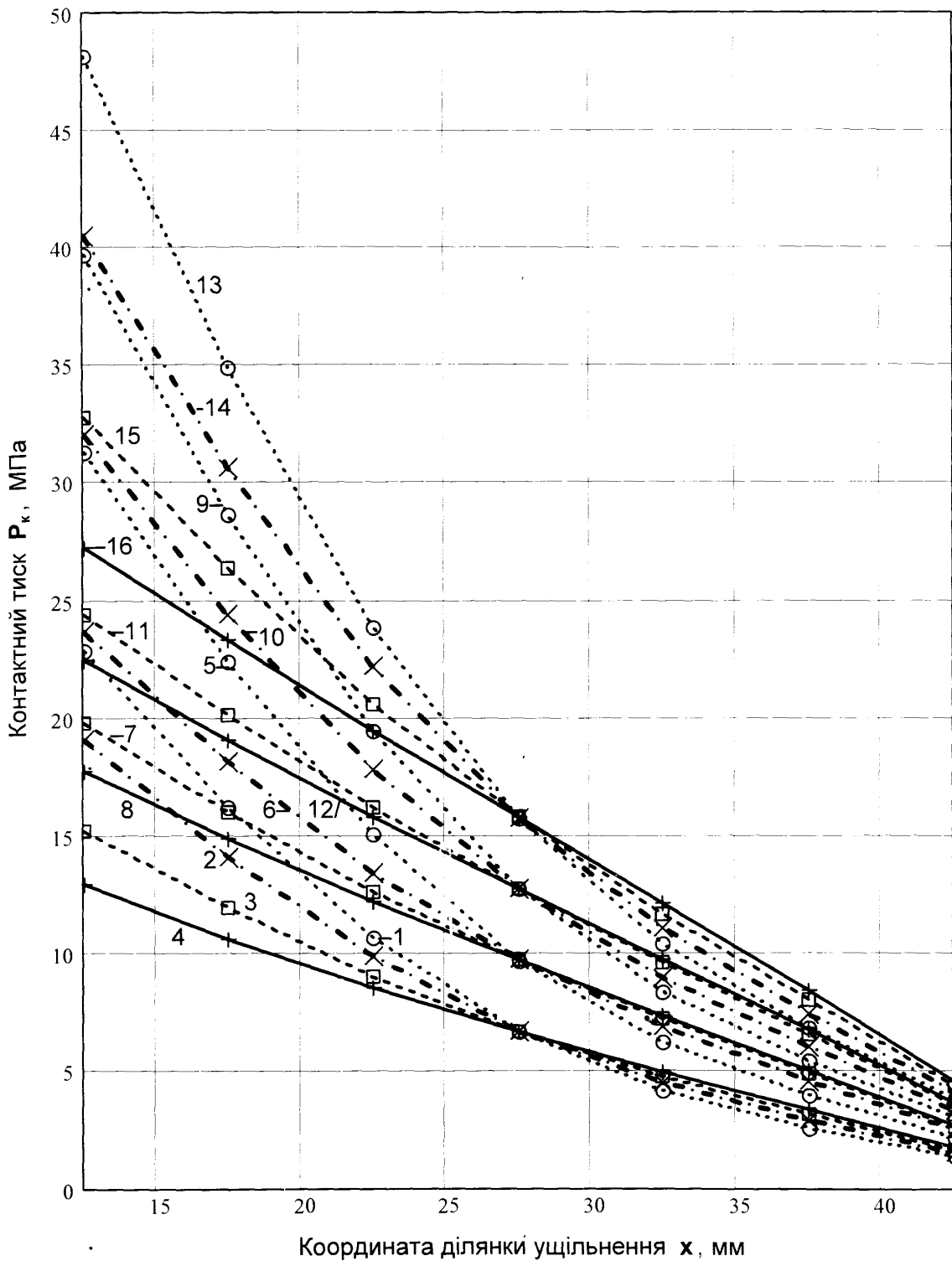


Рис. 3.7. Контактні тиски P_k (МПа) на ущільнюючій поверхні герметизуючого елемента залежно від зовнішнього тиску P_z (МПа) та натягів ущільнення Δ_1 (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,15$ мм :

- при $\Delta_1=0$: 1 – $P_z=0$; 2 – $P_z=5$ 3 – $P_z=10$; 4 – $P_z=13$;
- при $\Delta_1=0,05$: 5 – $P_z=0$; 6 – $P_z=10$; 7 – $P_z=15$; 8 – $P_z=17,7$;
- при $\Delta_1=0,10$: 9 – $P_z=0$; 10 – $P_z=10$; 11 – $P_z=20$; 12 – $P_z=22,5$;
- при $\Delta_1=0,15$: 13 – $P_z=0$; 14 – $P_z=10$; 15 – $P_z=20$; 16 – $P_z=27,2$.

3.4. Сумісна дія внутрішнього і зовнішнього тисків на ущільнення

Зовнішній тиск стискає середину герметизуючого елемента і "розкриває" ущільнення. Внутрішній тиск розширює елемент, притискає його стінку до ущільнення і тому може компенсувати дію зовнішнього.

На рис. 3.8 представлені епюри контактного тиску від окремої та спільної дії внутрішнього і зовнішнього тисків та при їх відсутності. Для аналізу вибрані невеликі натяги, які витримують теж невеликі критичні значення тисків: внутрішнього $P_1 < 20$ МПа, зовнішнього $P_2 < 6$ МПа, але такі, що при згвинчуванні (без тисків) додатний контактний тиск забезпечується по всій довжині ущільнення (лінії 1-4 на рис.3.8).

При дії тільки внутрішнього тиску $P_1 = 30$ МПа, більшого за критичний, вибрані натяги не забезпечують герметичності і на третині довжини ущільнення контактний тиск менший діючого (лінії 9-12). При дії тільки зовнішнього тиску $P_2 = 30$ МПа, значно більшого за критичний, контактний тиск стає значно меншим за діючий на всій довжині ущільнення, а від'ємне його значення означає утворення зазору (лінії 5-8 на рис. 3.8).

Але при одночасній дії внутрішнього і зовнішнього тисків $P_1 = P_2 = 30$ МПа контактний тиск встановлюється більшим за діючий на всій довжині ущільнення (лінії 13-16). Отже, навіть при невеликих натягах різьби та ущільнення і при діючих тисках, значно більших за критичні, герметичність може забезпечуватись, якщо внутрішній і зовнішній тиски діють одночасно. Це тому, що вони викликають протилежно направлені деформації у герметизуючому елементі зокрема і у з'єднання в цілому, які компенсують зменшення натягу в ущільненні від дії окремо кожного тиску.

Коли діє тільки внутрішній тиск, більший від критичного, то через "ефект важеля" (п.3.2) в ущільненні біля вільного торця герметизуючого елемента контактний тиск може стати меншим діючого. Але якщо одночасно прикласти зовнішній тиск, то він стискає (зменшує радіус) з'єднання так, що компенсує "втрату" контактного тиску і забезпечить герметичність.

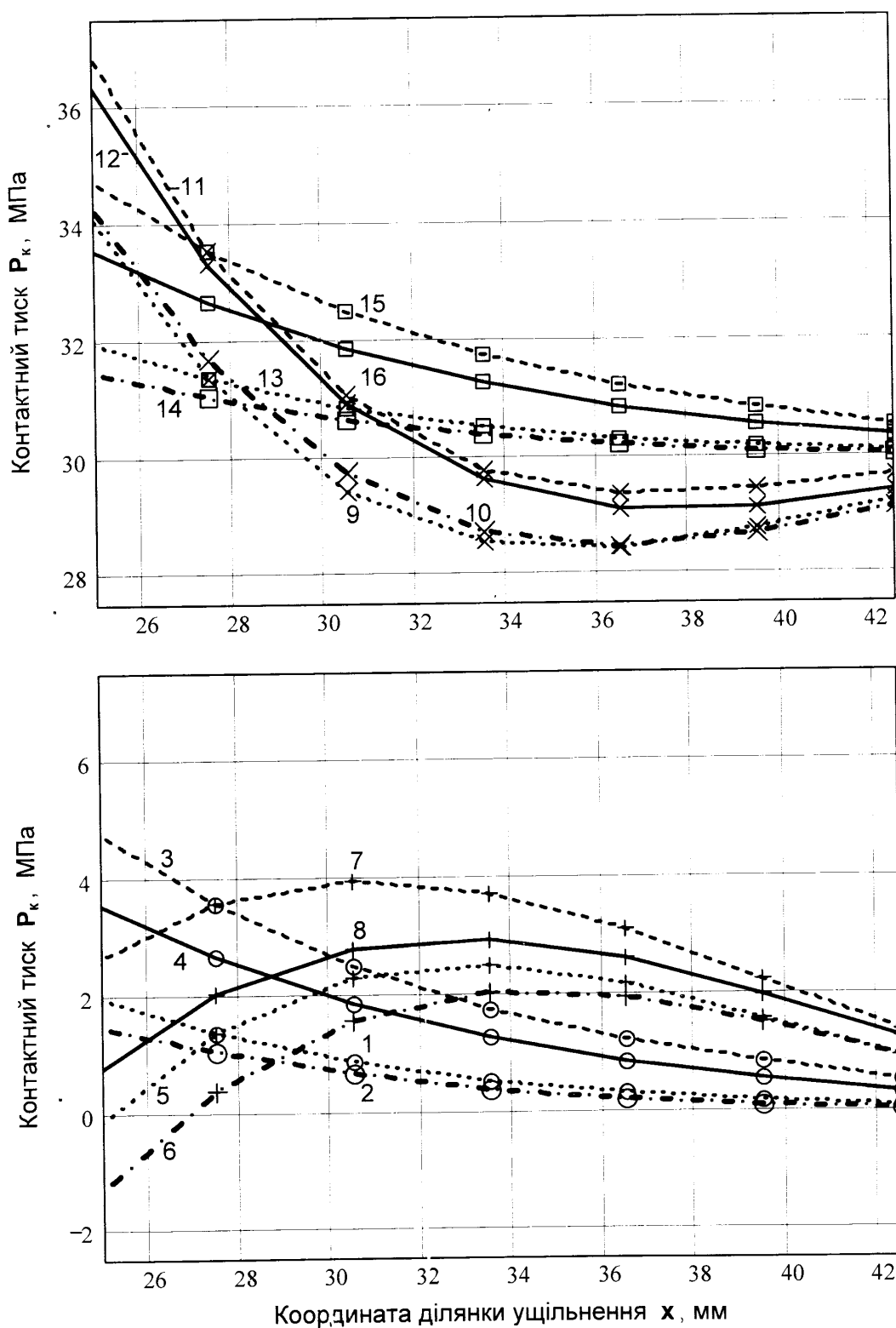


Рис. 3.8. Контактні тиски P_k (МПа) в ущільненні від комбінованої дії внутрішнього P_V і зовнішнього P_Z тисків (МПа) та натягів у різьбі Δ (мм) при натязі ущільнення $\Delta_1 = -0,05$ мм :

$D_y = 146$ мм – непарні номери ліній; $D_y = 168$ мм – парні номери ліній;

– при $P_V = 0$ та $P_Z = 0$: 1, 2 – $\Delta = 0,1$; 3, 4 – $\Delta = 0,15$;

– при $P_V = 0$ та $P_Z = 30$: 5, 6 – $\Delta = 0,1$; 7, 8 – $\Delta = 0,15$;

– при $P_V = 30$ і $P_Z = 0$: 9, 10 – $\Delta = 0,1$; 11, 12 – $\Delta = 0,15$;

– при $P_V = 30$ і $P_Z = 30$: 13, 14 – $\Delta = 0,1$; 15, 16 – $\Delta = 0,15$.

З другого боку, коли діє тільки зовнішній тиск, то він прогинає середину герметизуючого елемента так, що в ущільненні контактний тиск стає меншим діючого. Одночасна дія внутрішнього тиску розширює елемент, компенсує його прогини від зовнішнього і може забезпечити герметичність при значно більшому за критичний діючому тиску.

На рис. 3.9 дано епюри переміщень (деформацій) стінки герметизуючого елемента на ділянці 1 ущільнення при тих же параметрах, що й на рис. 3.8. Лінії 1-4 показують переміщення елемента тільки від натягів без дії тисків. Дія тільки внутрішнього тиску розширює з'єднання, тому радіус елемента збільшується (лінії 9-12), а зовнішнього – звужує, тому радіус зменшується (лінії 5-8). Важливо відмітити, що епюри переміщень при дії рівних за величиною зовнішнього і внутрішнього тисків (лінії 13-16) повністю співпадають із епюрами переміщень при $P_1=P_2=0$. Підтвердженням цього є те, що відстань від епюр без тисків до епюр з односторонньою дією внутрішнього або зовнішнього тиску є однаковою (епюри від різнонаправлених тисків симетричні відносно "нульової" епюри). Звідси випливає важливий висновок: якщо на з'єднання муфти, труби і герметизуючого елемента діють рівні за величиною, але різнонаправлені тиски, то вони викликають переміщення стінок теж однакові і протилежно направлені, тому що жорсткість елементів з'єднання при цьому залишається одна і та ж.

Порівняння розподілу контактних тисків в ущільненні на рис. 3.8 показує, що епюри без тисків (лінії 1-4: $P_1=P_2=0$) та при одночасній їх дії (лінії 13-16: $P_1=P_2=30$ МПа) однакові за формою, але зміщені на величину 30 МПа. Таким чином, із рис. 3.8 і 3.9 випливає висновок, що одночасна дія внутрішнього і зовнішнього тисків, рівних за величиною, компенсує дію один одного так, що деформації стінок елемента від них нівелюються, а в ущільненні контактний тиск зростає на таку ж величину. Отже, якщо діючий внутрішній і зовнішній тиски не перевищують критичні значення, то одночасне та рівне їх зростання не змінює натягів в ущільненні і забезпечує герметичність при тисках, значно більших за односторонні критичні.

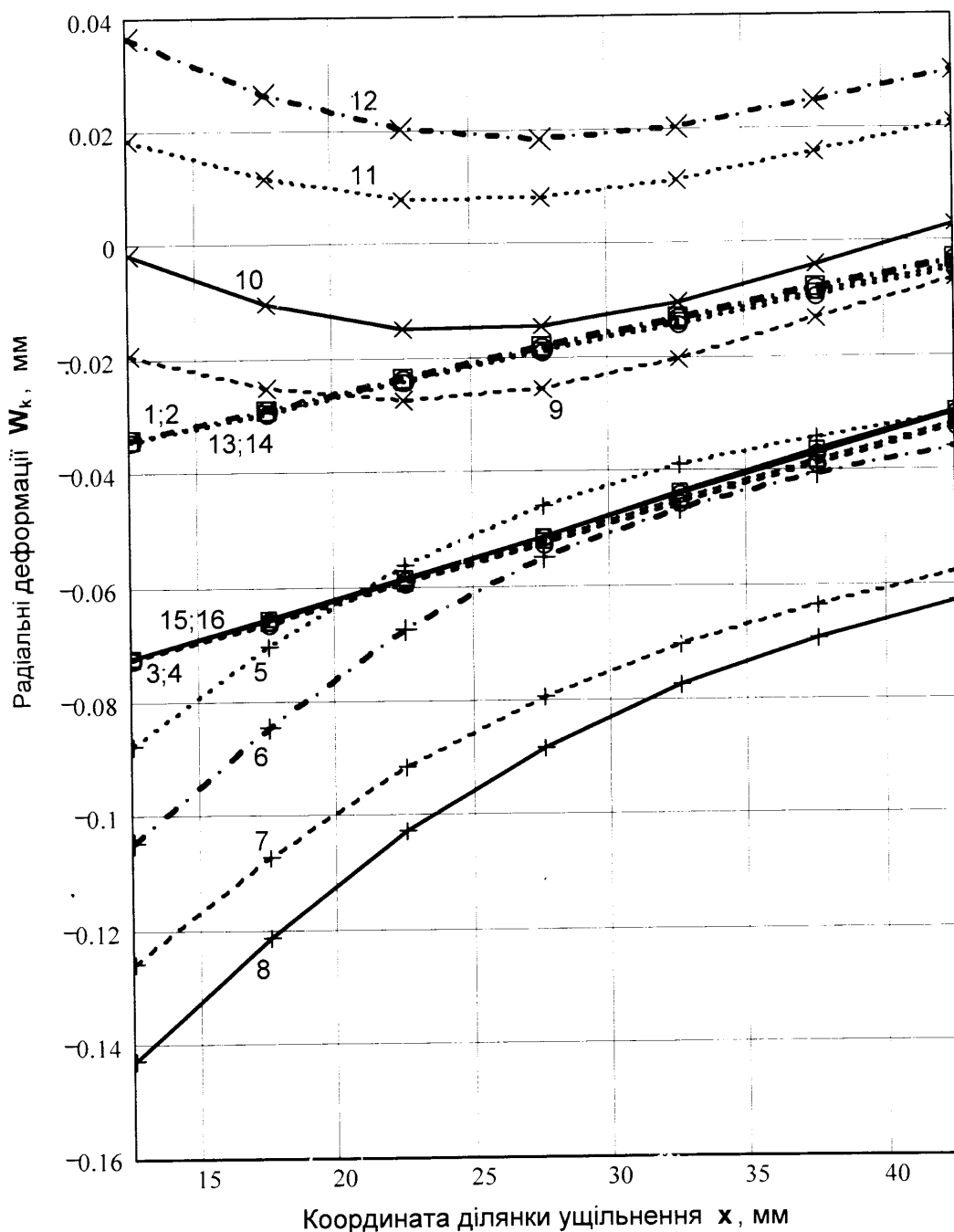


Рис. 3.9. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента в ущільненні від комбінованої дії внутрішнього P_V і зовнішнього P_Z тисків (МПа) та натягів у різьбі Δ (мм) при натязі ущільнення $\Delta_1 = -0,05$ мм :

$D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;

– при $P_V=0$ та $P_Z=0$: 1, 2 – $\Delta=0,1$; 3, 4 – $\Delta=0,15$;

– при $P_V=0$ та $P_Z=30$: 5, 6 – $\Delta=0,1$; 7, 8 – $\Delta=0,15$;

– при $P_V=30$ і $P_Z=0$: 9, 10 – $\Delta=0,1$; 11, 12 – $\Delta=0,15$;

– при $P_V=30$ і $P_Z=30$: 13, 14 – $\Delta=0,1$; 15, 16 – $\Delta=0,15$.

На рис. 3.10 подано епюри контактного тиску в ущільненні від комбінованої дії внутрішнього і зовнішнього тисків. Дія внутрішнього тиску, меншого за критичний (лінії 1-2: $P_V=10$ МПа, $P_Z=0$), не порушує герметичність ($P_k > P_V$, $P_k > P_Z$). Підвищення тиску до $P_V=30$ МПа, що більше за критичний, призводить до того, що біля вільного торця герметизуючого елемента контактний тиск ущільнення P_k стає меншим від діючого (лінія 3-4).

Одночасне прикладання зовнішнього тиску $P_Z=20$ МПа, хоча і більшого за критичне значення, відновлює герметичність: в перетині 2-2 контактний тиск стає більшим внутрішнього, в перетині 1-1 він зменшується, але залишається більшим і за внутрішній, і за зовнішній (лінії 5-6). Оскільки різниця між P_V і P_Z складає 10 МПа, то форма розподілу контактного тиску стає ідентичною до епюри для $P_V=10$ МПа, $P_Z=0$, а величина більшою на 20 МПа (лінії 1-2 та 5-6). Якщо збільшити одночасно і внутрішній, і зовнішній тиски на однакову величину (зберегти різницю між ними), то контактний тиск теж збільшиться на цю величину, а розподіл не зміниться – герметичність не порушиться при будь-якому збільшенні (лінії 7-8).

Дія зовнішнього тиску $P_Z=10$ МПа, більшого за критичний, викликає порушення герметичності ущільнення (лінії 9-10: $P_k < P_Z$). Якщо прикласти внутрішній тиск такий, щоб різниця стала меншою за критичну величину (лінії 11-12: $P_V=5$ МПа, $P_Z=10$ МПа), то герметичність відновиться: $P_k > P_V$ у перетині 2-2, $P_k > P_Z$ у перетині 1-1. Якщо така різниця зберігається, то герметичність буде забезпечуватись і при діючих тисках, значно більших за критичні (лінії 13-14; 15-16).

3.5. Вплив температури на герметичність з'єднання

Під час експлуатації на обсадну колону у свердловині діє підвищена температура, яка збільшує радіус елементів з'єднання. Герметизуючий елемент виготовлений із матеріалу з більшим коефіцієнтом температурного

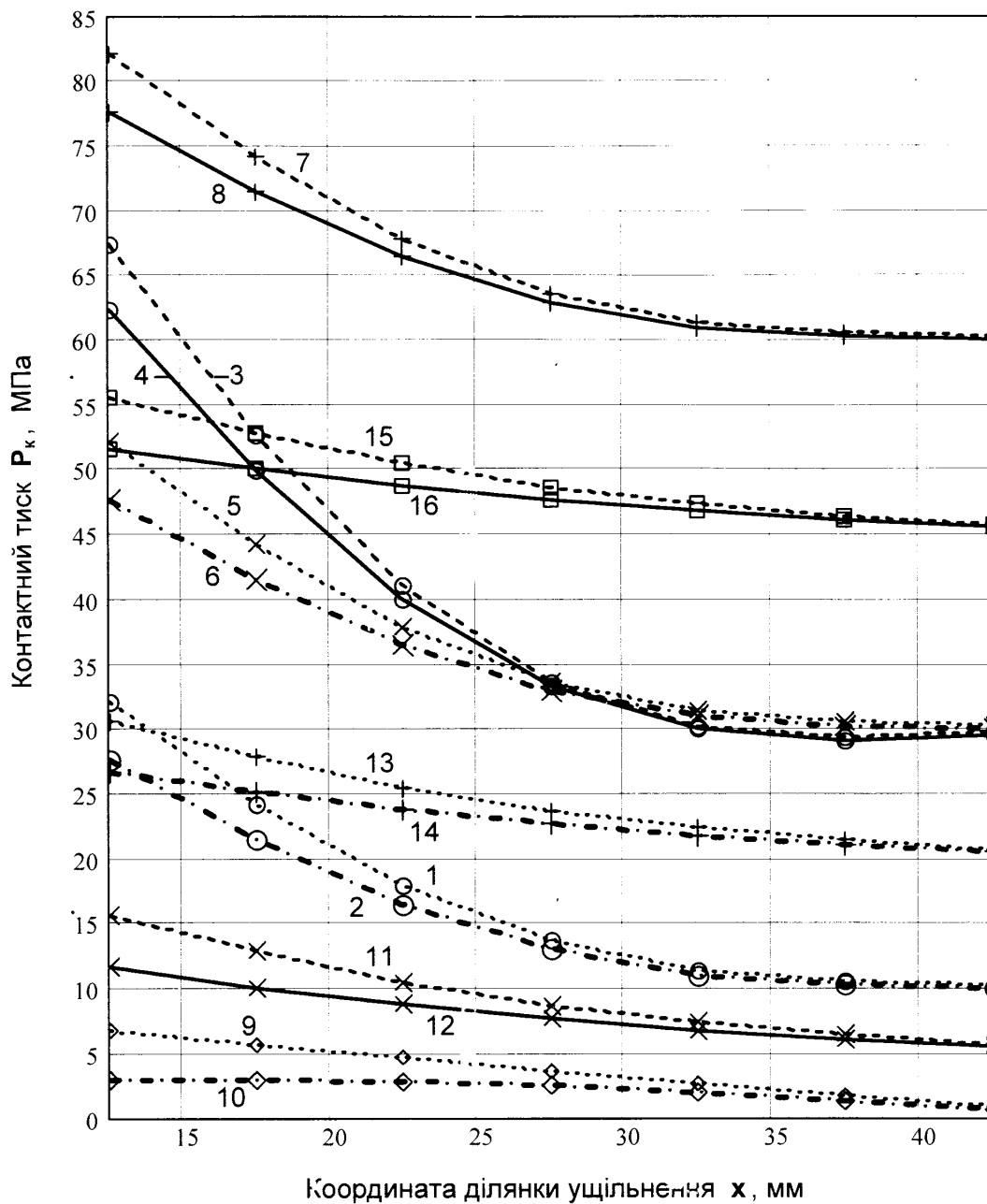


Рис. 3.10. Контактні тиски P_k (МПа) в ущільненні від комбінованої дії внутрішнього P_l і зовнішнього P_z тисків (МПа) при натягах у різьбі $\Delta=0,15$ мм та в ущільненні $\Delta_l=-0,05$ мм :

$D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;

1, 2 – $P_l=10$, $P_z=0$; 3, 4 – $P_l=30$, $P_z=0$; 5, 6 – $P_l=30$, $P_z=20$; 7, 8 – $P_l=60$, $P_z=50$;
9, 10 – $P_l=0$, $P_z=10$; 11, 12 – $P_l=5$, $P_z=10$; 13, 14 – $P_l=20$, $P_z=25$; 15, 16 – $P_l=45$, $P_z=50$.

розширення, ніж у матеріалі труб і муфт. Тому діаметр елемента зростає більше, ніж у труби, і в ущільненні радіальний натяг зростає на величину

$$\Delta_{1T} = (\alpha_1 - \alpha) \cdot \Delta T \cdot (0,5 \cdot d_{kc} + l_c \cdot K), \quad (3.3)$$

де α_1 і α – коефіцієнти лінійного розширення матеріалу відповідно елемента і труби, $1/^\circ\text{K}$; ΔT – підвищення температури, $^\circ\text{K}$; d_{kc} – діаметр ущільнюючої поверхні герметизуючого елемента посередині ділянки, мм; l_c – координата середини ділянки 1, мм; K – конусність ущільнюючої поверхні.

Радіус ущільнюючої поверхні змінний по довжині, але через невелику конусність різниця радіусів в крайніх перетинах 1-1 і 2-2 менша за $\pm 2,26\%$ для ОТ 146 мм та $\pm 1,95\%$ для ОТ 168 мм, тому для розрахунку прийнято радіус посередині ущільнюючої ділянки. У формулі (3.3) другий доданок враховує збільшення натягу внаслідок осьового розширення елемента.

На рис. 3.11 подано епюри переміщень стінки герметизуючого елемента у з'єднанні залежно від підвищення температури у свердловині. Лінії 1, 8, 13 показують радіус герметизуючого елемента після згвинчування з різними натягами без нагрівання (для ОТ 146 та ОТ 168 вони збігаються і тому показані одною лінією). Підвищення температури призводить до зменшення радіуса – стискання елемента в ущільненні (рис. 3.11 – пари ліній 3-4 відносно лінії 1; 9-10 відносно 8; 14-15 відносно 13).

Це спостерігається тому, що після температурного розширення радіус герметизуючого елемента зростає більше, ніж муфти і труби. Але їх радіальна жорсткість набагато більша, тому елемент виявляється стиснутим порівняно зі станом вільного нагрівання. Чим вища температура, тим більший радіус отримує елемент і тим більше він стискається, тому що обмежений трубою і муфтою (лінії 5-6; 11-12). Зрозуміло, що зростання натягу і стискання герметизуючого елемента більші для більшого діаметра труб (на рис. 3.11 непарні номери ліній для ОТ 146, парні – для ОТ 168 мм). Навіть якщо натяг ущільнення не дає прилягання елемента до труби при згвинчуванні (лінія 1: $\Delta_1 = -0,1$ мм), то уже при незначному підвищенні температури (на 20°K – лінія 2) ущільнення забезпечує герметичність по всій довжині.

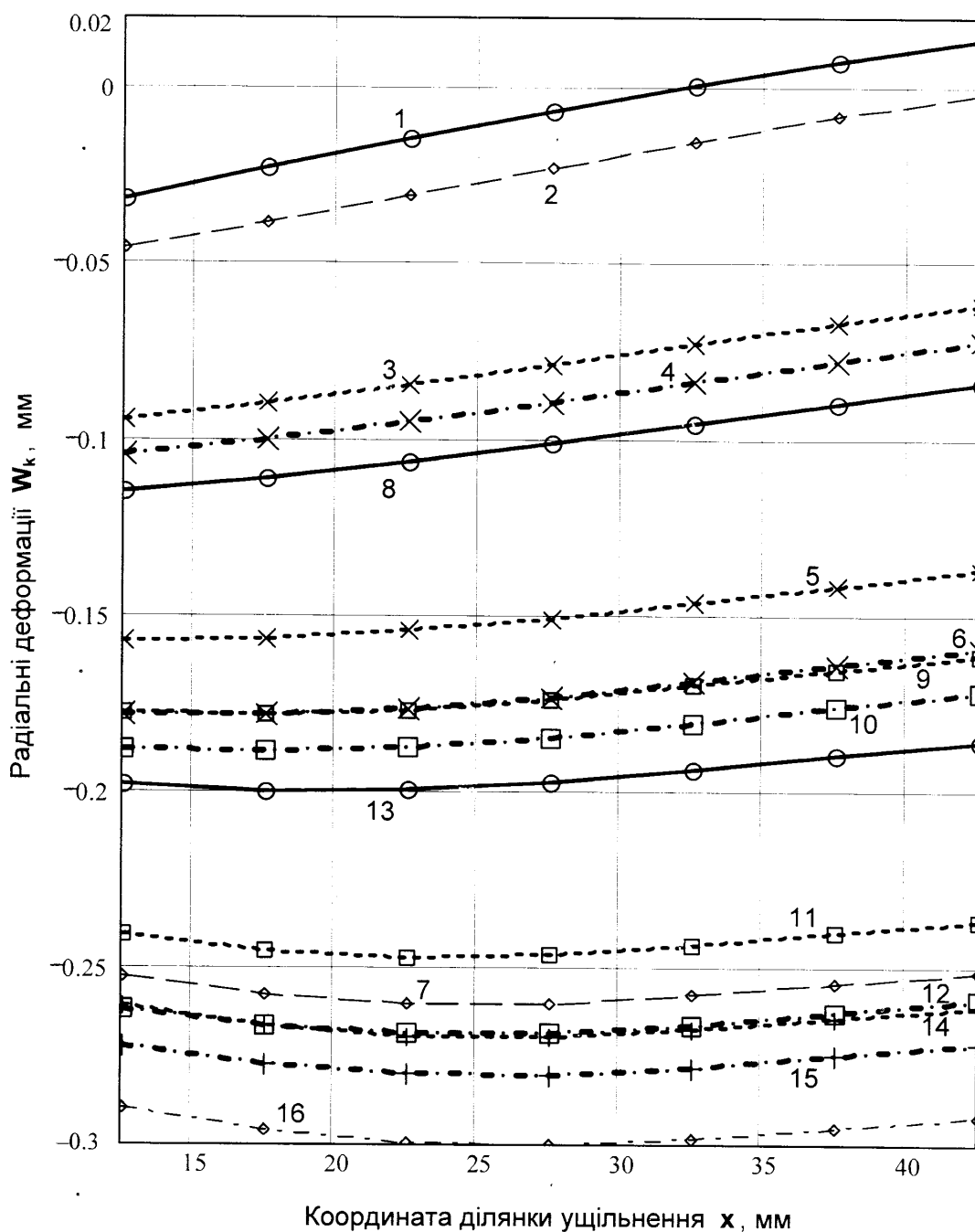


Рис. 3.11. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента в ущільненні залежно від підвищення температури у свердловині ΔT ($^{\circ}\text{K}$), діаметра D_y обсадних труб та натягів ущільнення Δ_1 (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,15$ мм :

- $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;
- при $\Delta_1=-0,1$: 1 – $\Delta T=0$; 3, 4 – $\Delta T=100$; 5, 6 – $\Delta T=200$;
 - при $\Delta_1=0$: 8 – $\Delta T=0$; 9, 10 – $\Delta T=100$; 11, 12 – $\Delta T=200$;
 - при $\Delta_1=0,1$: 13 – $\Delta T=0$; 14, 15 – $\Delta T=100$; 16 – $\Delta T=124$;
 - 2 – $\Delta_1=-0,1$; $\Delta T=20$; 7 – $\Delta_1=0,09$; $\Delta T=100$.

З рис. 3.11 видно, що при значному підвищенні температури стискання герметизуючого елемента може досягти величини допустимих деформацій (лінії 11-12). Це ж відбувається і при нижчих температурах, але якщо натяги достатньо великі (лінії 14-15). Отже, для заданих натягів в ущільненні існує обмеження на допустиме перевищення температури. Так, для ОТ 168 мм при натягу ущільнення $\Delta_1=0,1$ мм перевищення температури більш як на 124°K призведе до перевищення допустимих деформацій 0,30 мм (лінія 16). Для діючих у свердловині температур існує обмеження на допустимий натяг ущільнення, наприклад, для ОТ 146 мм при діючому перевищенні температури на 100°K допустимий натяг ущільнення зменшується до $\Delta_1=0,09$ мм, інакше деформації герметизуючого елемента перевищать допустимі 0,26 мм (лінія 7). Таким чином, у випадку перевищення одного із допустимих параметрів – температури або натягу, стискання герметизуючого елемента призводять до залишкових пластичних деформацій.

Порівняння деформацій стінки герметизуючого елемента у з'єднанні під дією температурного розширення (рис. 3.11) із прогинами при збільшенні натягів ущільнення (рис. 3.1) показує їх подібність: ріст температури викликає збільшення радіуса елемента відносно труби, відповідно збільшується радіальний натяг і контактний тиск в ущільненні. Отже, підвищення температури еквівалентне збільшенню натяга в ущільненні.

На рис. 3.12 подано епюри контактного тиску в ущільненні залежно від підвищення температури для з'єднання із герметизуючим елементом, виготовленим із алюмінієвого сплаву Д16Т (як на рис. 3.11). Вони свідчать, що із збільшенням температури в ущільненні завжди збільшується контактний тиск. Це дозволяє задати початковий зазор (лінії 1-2: $\Delta_1=0,1$ мм) в ущільненні, що зменшує тертя і крутний момент при згвинчуванні. Проте уже при незначному збільшенні температури (на 20°K – лінії 3-4) по усій довжині ущільнення встановлюється щільний контакт і забезпечується герметичність. Більша температура збільшує контактний тиск і дозволяє у свердловині витримувати вищі експлуатаційні тиски (лінії 5-6, 9-10, 13-14).

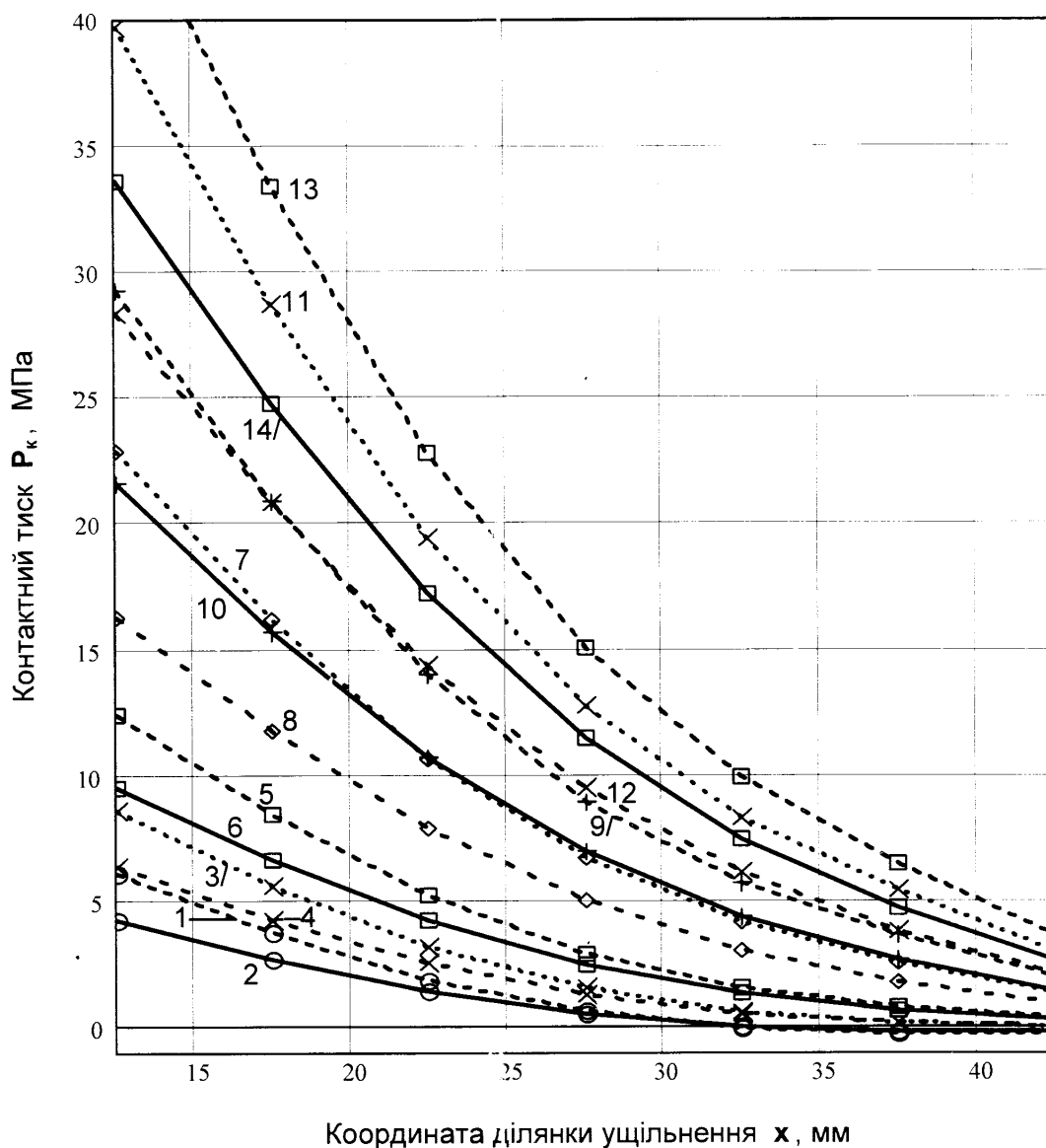


Рис. 3.12. Контактні тиски P_k (МПа) в ущільненні залежно від підвищення температури у свердловині ΔT ($^{\circ}\text{K}$), діаметра D_y обсадних труб та натягів ущільнення Δ_1 (мм) при натязі у різьбі $\Delta = 0,15$ мм :

$D_y = 146$ мм – непарні номери ліній; $D_y = 168$ мм – парні номери ліній.

– при $\Delta_1 = -0,1$: 1, 2 – $\Delta T = 0$; 3, 4 – $\Delta T = 20$; 5, 6 – $\Delta T = 50$;

– при $\Delta_1 = 0$: 7, 8 – $\Delta T = 0$; 9, 10 – $\Delta T = 50$;

– при $\Delta_1 = 0,1$: 11, 12 – $\Delta T = 0$; 13, 14 – $\Delta T = 50$;

3.6. Вплив осьового навантаження на герметичність ущільнення

Осьове навантаження Q на колону викликає осьові деформації муфти і труби, але безпосередньо не діє на герметизуючий елемент, який вільно розміщений всередині. Але внаслідок гострокутності різьби на поверхнях її витків виникає радіальна складова розподіленого осьового зусилля, яка осесиметрично розширює муфту і стискає трубу, як встановлено у п. 2.5. Тому в ущільненні збільшується контактний тиск, який стискає елемент.

На рис. 3.13 подано епюри переміщень стінки герметизуючого елемента, які спричинені осьовим навантаженням на муфту і трубу (лінії 5...16). Для порівняння дано прогини елемента при згвинчуванні без осьової сили (лінії 1...3). Навантаження з'єднання осьовою силою $Q=500$ кН викликає зменшення радіуса елемента (лінії 5-6, 9-10, 13-14). Зі збільшенням сили до $Q=1000$ кН радіальна складова тиску у різьбі теж зростає і труба продовжує стискати герметизуючий елемент (лінії 7-8, 11-12, 15-16).

Як показано у п. 3.1, герметизуючий елемент більшого діаметра має меншу жорсткість, тому осьова сила викликає більші прогини його стінки (рис. 3.13, для ОТ 146 номери ліній непарні, для ОТ 168 – парні). Внаслідок стискання труби від осьового навантаження зазор в ущільненні може вибиратись, але повністю тільки при значному зусиллі – більше 1000 кН (лінії 7-8). При великих натягах ущільнення Δ_1 або при значних осьових зусиллях (лінії 15-16) зменшення радіуса герметизуючого елемента може перевищити допустиме так, що він отримає залишкові пластичні деформації. Тому існує обмеження на допустиму осьову силу для заданого натягу ущільнення (для ОТ 168 мм при $\Delta_1=0,1$ мм $Q_{\max}=1540$ кН – лінія 4).

Аналіз рис. 3.13 показує, що розподіл і величина прогинів стінки герметизуючого елемента від осьової сили Q різні для різних натягів ущільнення Δ_1 і нерівномірні по довжині ущільнення. Деформації герметизуючого елемента порівняно незначні біля перетину 2-2 (посередині різьби), але набагато більші біля перетину 1-1 (біля вільного, тоншого торця труби).

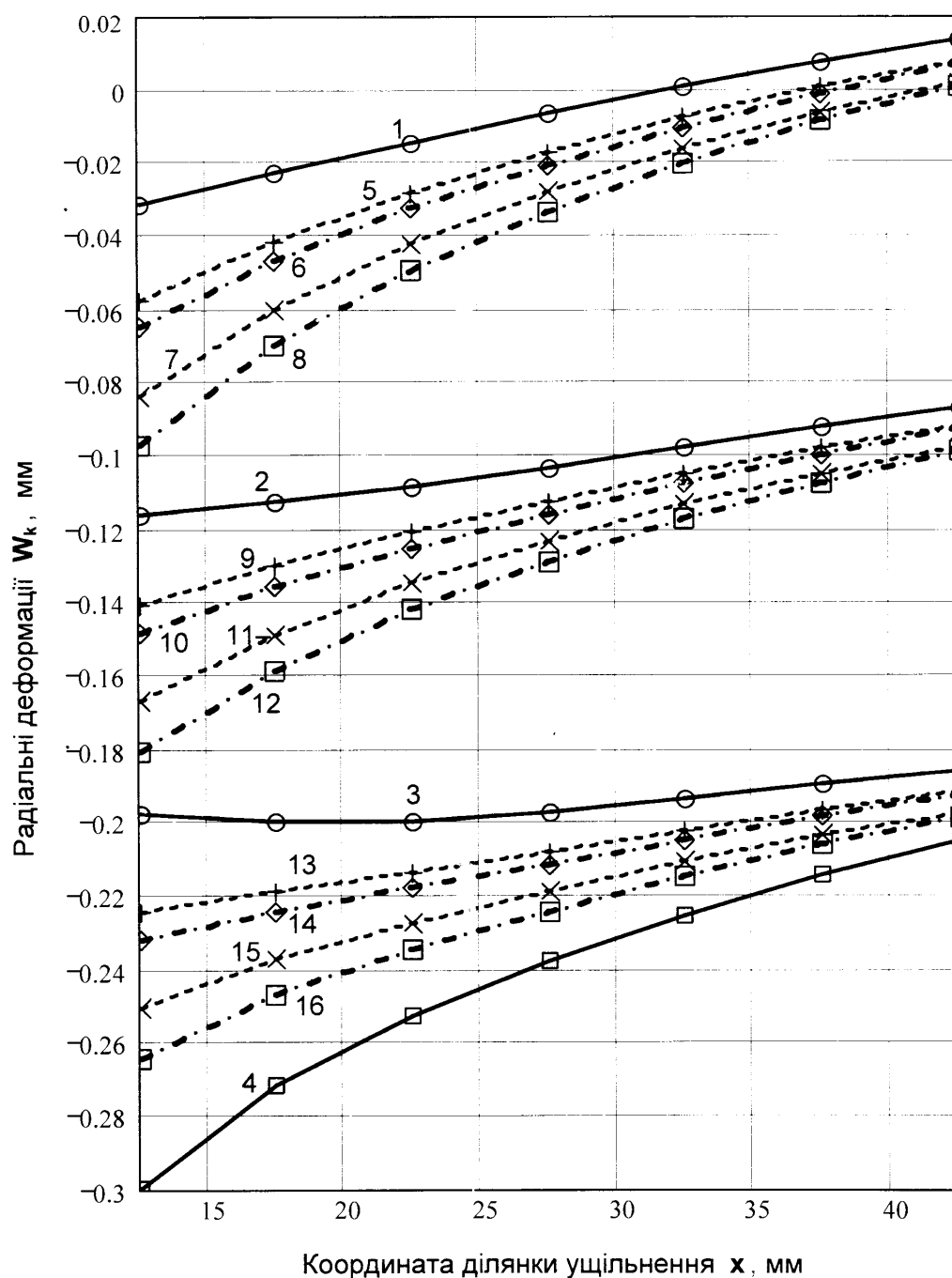


Рис. 3.13. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента залежно від осевого навантаження на з'єднання Q (кН), діаметра D_y обсадних труб та натягу ущільнення Δ_1 (мм) при натязі у різьбі $\Delta=0,15$ мм :

- $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;
- при $\Delta_1=-0,1$: 1 – $Q=0$; 5, 6 – $Q=500$; 7, 8 – $Q=1000$;
 - при $\Delta_1=0$: 2 – $Q=0$; 9, 10 – $Q=500$; 11, 12 – $Q=1000$;
 - при $\Delta_1=0,1$: 3 – $Q=0$; 13, 14 – $Q=500$; 15, 16 – $Q=1000$;
 - 4 – $Q=1540$.

різниця прогинів між перетинами 1-1 і 2-2 (на краях ущільнення) при дії осьової сили залежить від різниці прогинів без навантаження: вона більша (лінії 5...8) при більшій різниці початкових деформацій (лінія 1: $\Delta_1 = -0,1$ мм) та менша (лінії 13...16) при меншій різниці (лінія 3, $\Delta_1 = 0,1$ мм).

На рис. 3.14 (а) показано додаткові деформації стінки герметизуючого елемента – їх збільшення відносно ненавантаженого стану, які спричинені осьовим навантаженням з'єднання. Розрахункова перевірка показала, що самі додаткові деформації залежать тільки від величини осьового зусилля Q , але не залежать від величини натягів різьби Δ та ущільнення Δ_1 . Як з'ясовано у п. 2.5, це зумовлено механізмом передачі осьової сили між муфтою і трубою через гострокутну різьбу, який викликає їх додаткові радіальні деформації незалежно від натягу згвинчування.

З рис. 3.14 (а) видно характер розподілу цих деформацій по довжині ущільнення: вони досить великі в перетині 1-1 біля тоншого і неопертого торця труби та значно зменшуються до перетину 2-2, де торець труби товщий і опертий. Аналогічний характер розподілу в ущільненні додаткового контактного тиску (його перевищення над тиском при відсутності осьового навантаження), що підтверджують епюри на рис. 3.14 (б).

Такий розподіл додаткових деформацій і контактного тиску в ущільненні пояснюється змінною товщиною труби на цій ділянці (рис. 2.1, 2.10). Внаслідок конусності різьби та ущільнюючої поверхні зміна товщини стінки труби виявляється суттєвою, що зумовлює значну зміну її радіальної жорсткості вздовж ділянки 1 ущільнення.

Причиною додаткових деформацій є радіальна складова осьового навантаження, розподілена вздовж гострокутної різьби. Відомо [65], що внаслідок тонкостінності обсадних труб і муфт це розподілене навантаження практично рівномірне, тому рівномірним є додатковий радіальний тиск у різьбі, спричинений осьовою силою. Але внаслідок змінної товщини стінки і відповідно змінної жорсткості вздовж ділянки 1 деформації труби під дією цього тиску є нерівномірними. Вони значні біля тоншого, неопертого,

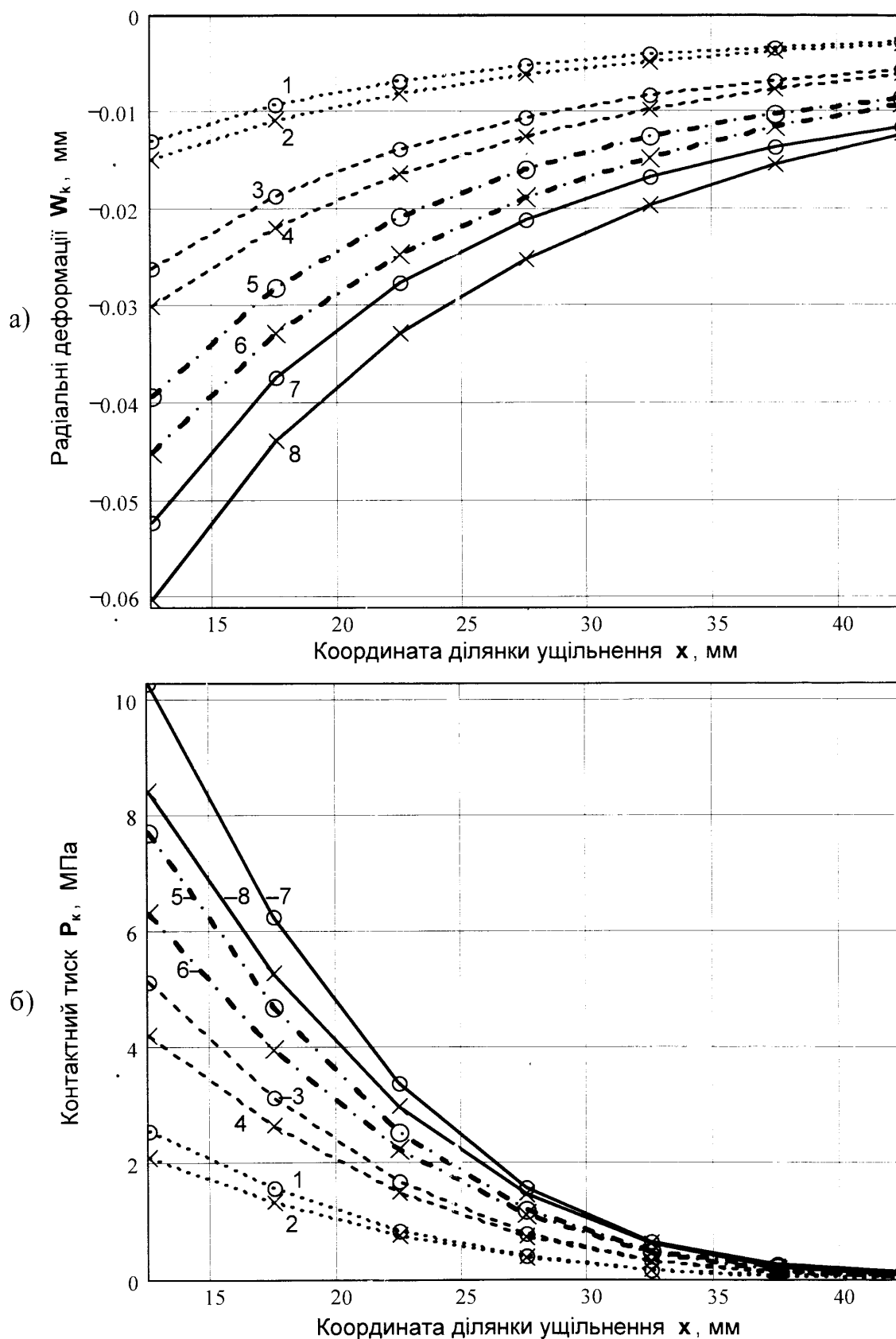


Рис. 3.14. Додаткові радіальні деформації W_k (а) та додаткові контактні тиски P_k (б) від осьового навантаження на з'єднання Q (кН) при натягах у різьбі $\Delta=0,15$ мм, в ущільненні $\Delta_1=0$ мм і діаметрі D_y обсадних труб:

$D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній;
 1, 2 – $Q=250$; 3, 4 – $Q=500$; 5, 6 – $Q=750$; 7, 8 – $Q=1000$.

менше жорсткого торця (перетин 1-1), але швидко зменшується біля товщого, опертого, жорсткішого перетину 2-2 труби. Це спричинює нерівномірні деформації стиску ділянки 1 герметизуючого елемента (рис. 3.14).

Обсадна труба звичайних муфтових з'єднань так само стискається внаслідок нахилу опорних граней різьби. При дії значного осьового навантаження площа контакту в різьбі зменшується, менше жорсткий (вільний і тонший) торець труби виходить із зачеплення з витками різьби муфти, що призводить до їх роз'єднання. Тому важливо, що вставний герметизуючий елемент служить радіальною опорою для цього торця труби, збільшує його жорсткість і перешкоджає виходу витків її різьби із зачеплення.

Розрахунки показують (рис.3.14 а), що додаткові прогини елемента пропорційні величині осьової сили. В перетині 1-1 додаткове стискання елемента найбільше, тому може призвести до виникнення залишкових деформацій. В перетині 2-2 його додаткове стискання від осьової сили незначне, але сприяє деякому компенсуванню початкового зазору в ущільненні.

3.7. Сумісна дія осьової сили, внутрішнього і зовнішнього тисків

На рис. 3.15 показані переміщення стінки герметизуючого елемента в ущільненні при одночасній дії внутрішнього тиску та осьової сили. Лінії 1;2 і 9;10 показують деформації без навантаження. Під дією тільки внутрішнього тиску, який розтискає з'єднання, деформації елемента зменшуються (лінії 3;4 і 11;12). Під дією тільки осьової сили стискання елемента збільшується (лінії 5;6 і 13;14). При одночасній дії внутрішнього тиску і осьової сили результуючі деформації дорівнюють сумі кожної зокрема. Окремо ці деформації протилежні за напрямком, але їх розподіл якісно схожий: вони більші в перетині 1-1 і зменшуються до перетину 2-2. Тому сумарні деформації стінки герметизуючого елемента стають більш рівномірними (зменшується їх різниця між перетинами 1-1 і 2-2 – лінії 7;8 і 15;16).

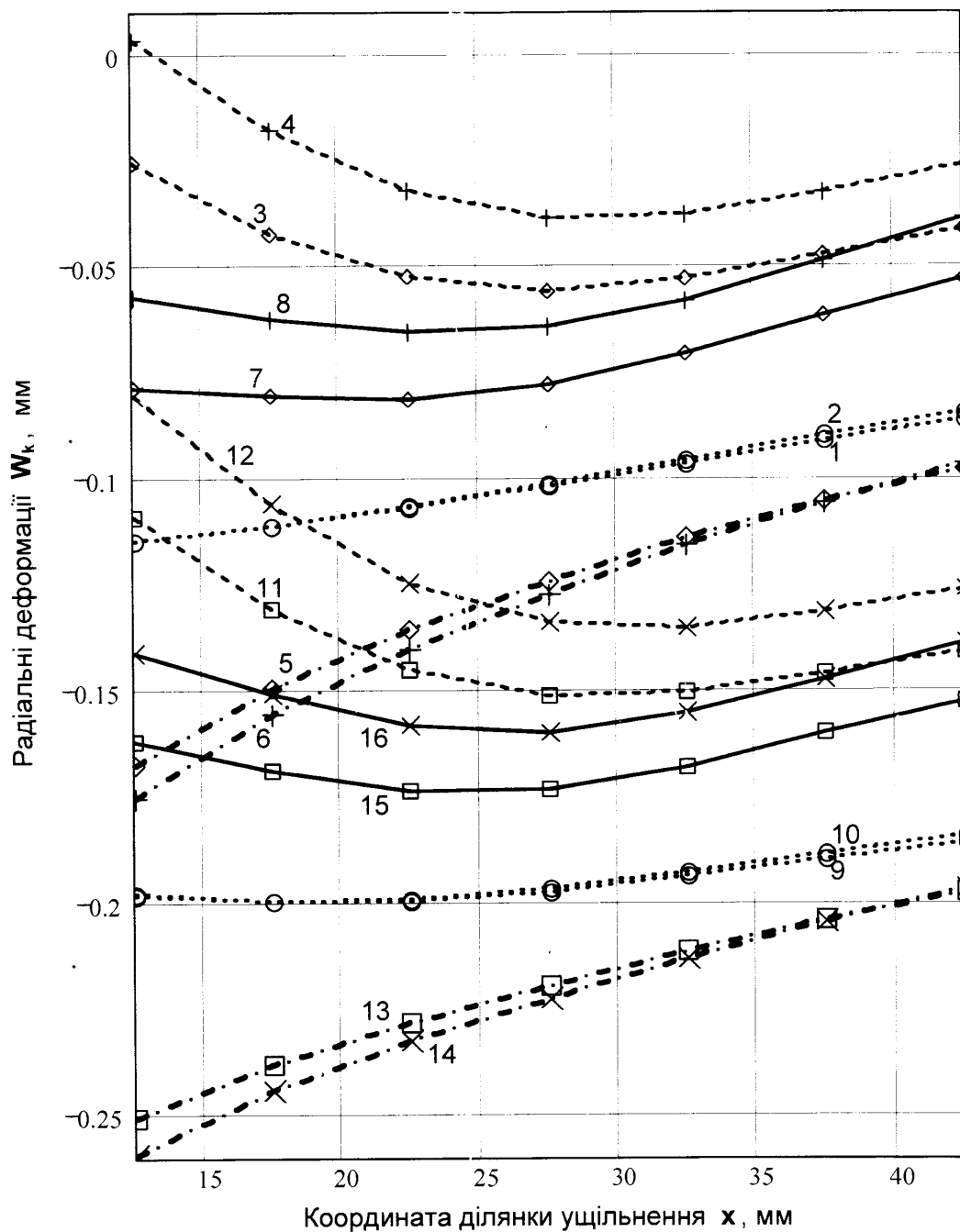


Рис. 3.15. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента на ділянці 1 від комбінованої дії внутрішнього P_l тиску (МПа) та осевого навантаження на з'єднання Q (кН) при натязі різьби $\Delta=0,15$ мм і при натягах ущільнення Δ_1 (мм):

$\Delta_1=0$: 1, 2 – $P_l=0, Q=0$; 3, 4 – $P_l=50, Q=0$; 5, 6 – $P_l=0, Q=1000$; 7, 8 – $P_l=50, Q=1000$;
 $\Delta_1=0,1$: 9, 10 – $P_l=0, Q=0$; 11, 12 – $P_l=50, Q=0$; 13, 14 – $P_l=0, Q=1000$; 15, 16 – $P_l=50, Q=1000$;
 $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній.

Результати досліджень за рис. 3.15 підтверджують, що труба і муфта більшого діаметра мають меншу жорсткість і отримують більші деформації від дії експлуатаційних чинників – стискання від осьової сили і розширення від внутрішнього тиску.

Осьове навантаження збільшує натяг і контактний тиск, зокрема у критичному перетині 2-2, тому це дозволяє ущільненню витримувати більший внутрішній тиск при заданому натязі або для заданого діючого тиску вибрати менший натяг, щоб зменшити крутний момент згвинчування.

На відміну від внутрішнього, дія зовнішнього тиску викликає стискання як герметизуючого елемента, так і з'єднання в цілому. На рис. 3.16 подані деформації ущільнюючої ділянки елемента при дії зовнішнього тиску і осьової сили. Для порівняння дано його деформації від згвинчування з натягом ущільнення $\Delta_1=0$ (лінії 1-2) та $\Delta_1=0,10$ мм (лінії 9-10) без навантаження.

При дії тільки зовнішнього тиску герметизуючий елемент стискається (пари ліній 3-4, 11-12) нерівномірно по довжині (п. 3.3). При дії тільки осьової сили він теж стискається (лінії 5-6, 13-14), але нерівномірніше (п. 3.6). При одночасній дії зовнішнього тиску і осьової сили стискаючі деформації герметизуючого елемента додаються (лінії 7-8, 15-16), а їх нерівномірність значно посилюється. Це призводить до того, що спільна дія чинників, які окремо за величиною не перевищують допустимих, може викликати залишкові деформації елемента (лінія 15, деформації більші 0,26 мм).

У той час, як зовнішній тиск і осьова сила збільшують деформації герметизуючого елемента на ділянці ущільнення, вони викликають тут взаємно протилежну зміну контактного тиску. Радіальна складова осьової сили, стискаючи трубу через гострокутну різьбу, викликає стискання елемента і зростання контактного тиску в ущільненні. А зовнішній тиск, стискаючи центральну ділянку 0 герметизуючого елемента, тим самим "розкриває" стик і зменшує контактний тиск в ущільненні (п. 3.3).

Це підтверджують розрахунки, результати яких подані на рис. 3.17. Контактний тиск без навантаження позначений лініями 1-2. Під дією

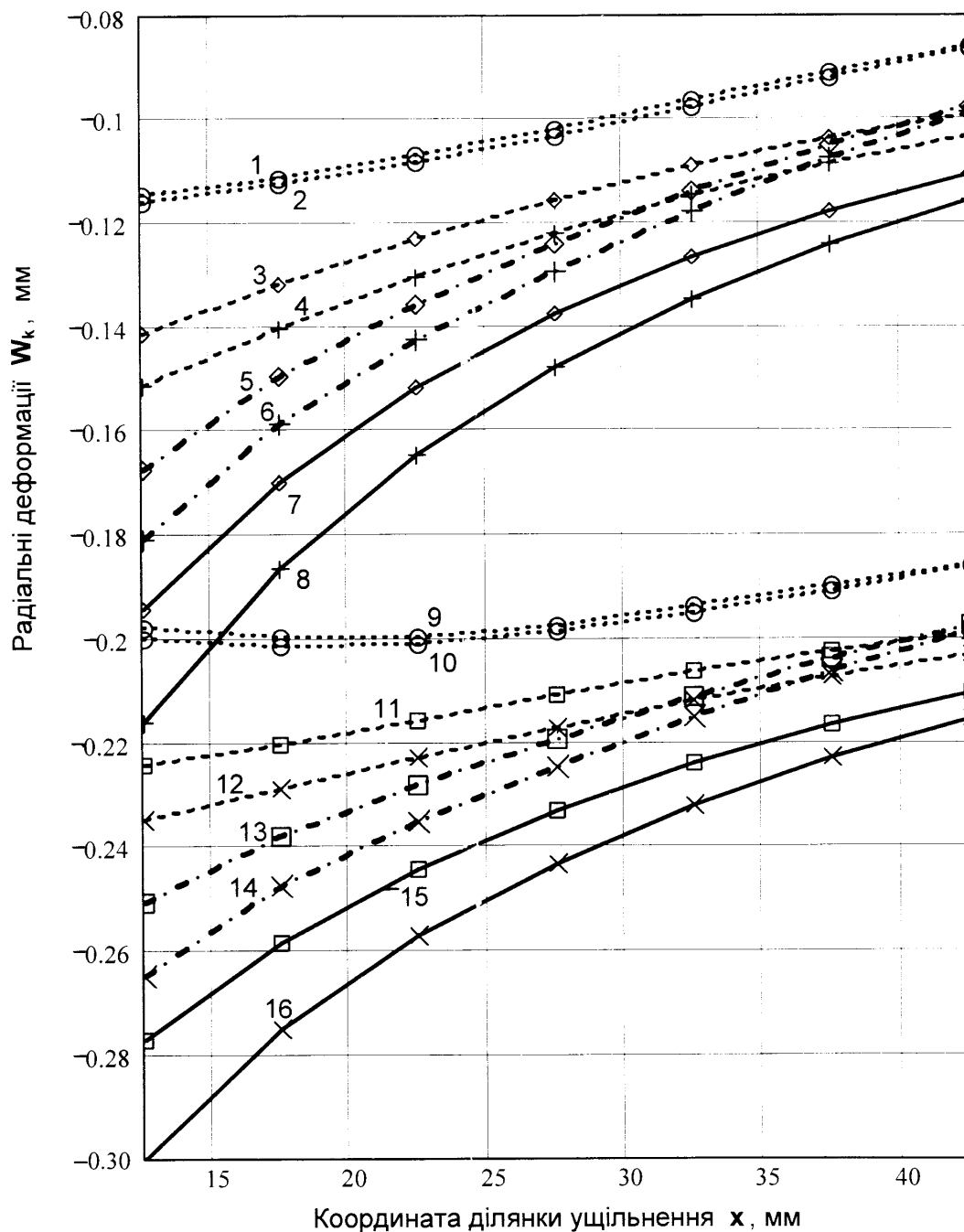


Рис. 3.16. Радіальні деформації W_k (мм) стінки герметизуючого елемента від комбінованої дії зовнішнього тиску P_z (МПа) і осьового навантаження Q (кН) при натязі різьби $\Delta=0,15$ мм та натягах ущільнення Δ_1 (мм) :

$\Delta_1=0$: 1, 2 – $P_z=0$, $Q=0$; 3, 4 – $P_z=15$, $Q=0$; 5, 6 – $P_z=0$, $Q=1000$; 7, 8 – $P_z=15$, $Q=1000$;
 $\Delta_1=0,1$: 9, 10 – $P_z=0$, $Q=0$; 11, 12 – $P_z=15$, $Q=0$; 13, 14 – $P_z=0$, $Q=1000$; 15, 16 – $P_z=15$, $Q=1000$;
 $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній.

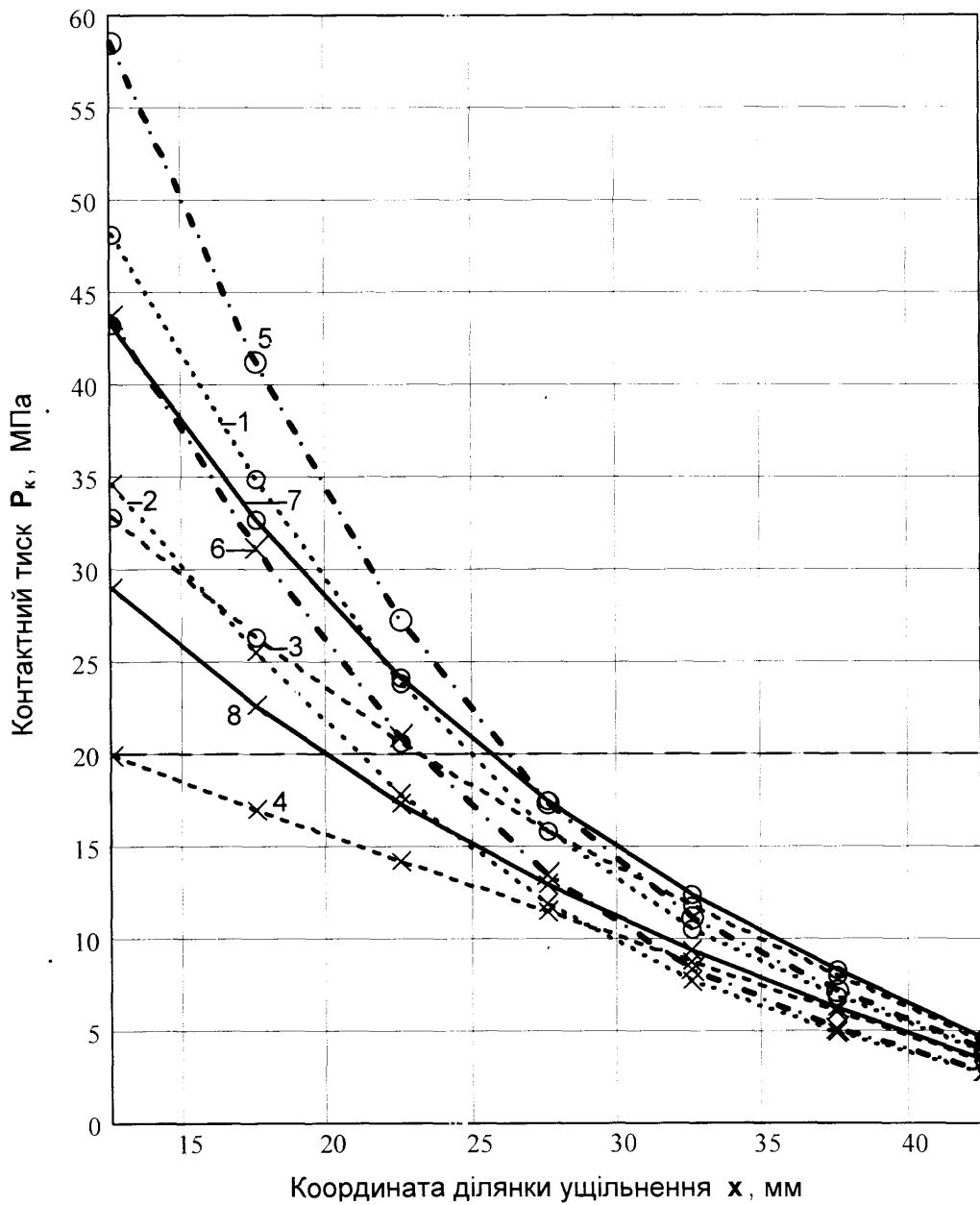


Рис. 3.17. Контактні тиски P_k (МПа) в ущільненні від комбінованої дії зовнішнього тиску P_z (МПа) і осьового навантаження на з'єднання Q (кН) при натягах різьби і ущільнення $\Delta=\Delta_1=0,15$ мм:

1, 2 – $P_z=0, Q=0$; 3, 4 – $P_z=20, Q=0$; 5, 6 – $P_z=0, Q=1000$; 7, 8 – $P_z=20, Q=1000$;
 $D_y=146$ мм – непарні номери ліній; $D_y=168$ мм – парні номери ліній.

зовнішнього тиску $P_z=20$ МПа контактний тиск зменшується так, що для ОТ 146 мм стає критичним (лінія 3), а для ОТ 168 мм меншим, ніж зовнішній (лінія 4). При дії тільки осевого навантаження контактний тиск зростає (лінії 5-6). При спільній дії цих чинників зміна результуючого тиску в ущільненні дорівнює сумі додаткових тисків, викликаних окремою дією кожного з них із урахуванням знаків зміни тиску (лінії 7-8). Як видно з рис. 3.17, осьова сила дещо підвищує контактний тиск, зменшений зовнішнім тиском. Якщо останній був не більший за критичний (лінія 3), то осьова сила дозволяє збільшити значення критичного (лінія 7). Але якщо зовнішній тиск був значно більший (лінія 4), то осьова сила може бути недостатньою для забезпечення герметичності (лінія 8).

Висновки до розділу 3

Встановлені такі закономірності деформацій герметизуючого елемента і розподілу контактного тиску на ущільнюючий ділянці залежно від величини експлуатаційних чинників (внутрішнього і зовнішнього тисків, осевої сили, температури), які дають змогу вибрати необхідний натяг в ущільненні для забезпечення герметичності з'єднання:

1. Із збільшенням натягу Δ різьби (при згвинчуванні з'єднання) та при більшому заданому натязі Δ_1 в ущільненні відбувається радіальне стискання герметизуючого елемента і збільшується контактний тиск на ущільнюючих поверхнях. Його розподіл по довжині визначається жорсткістю стінки елемента: менші значення біля менш жорсткого торця, а великі – біля товщого, підкріпленого опиранням на його центральну ділянку.

2. Встановлено, що для зменшення крутного моменту згвинчування в ущільненні допускається початковий геометричний зазор, який вибирається при затягуванні різьби. Його величина обмежується, щоб мінімальний натяг різьби забезпечував контактний тиск по всій довжині ущільнення.

3. Встановлено, що при стисканні герметизуючого елемента можуть виникати залишкові пластичні деформації його стінки. Тому максимально допустимі натяги в ущільненні обмежені умовою неперевикнення кільцевими напруженнями межі пропорційності матеріалу елемента.

4. Від дії внутрішнього тиску тонкостінний герметизуючий елемент розширюється більше, ніж жорстке з'єднання труби і муфти, тому контактний тиск в ущільненні зростає. Його розподіл вздовж ущільнення нерівномірний внаслідок змінної жорсткості елементів з'єднання по довжині. Через це при перевищенні внутрішнім тиском допустимого значення контактний тиск на частині ущільнення (біля тоншого торця елемента) може стати меншим за діючий, контакт "послаблюється" і герметичність порушиться. Для більших значень експлуатаційних тисків необхідно розрахувати і забезпечити більший радіальний натяг в ущільненні.

5. Встановлено, що зовнішній тиск, стискаючи безпосередньо центральну ділянку герметизуючого елемента, зменшує контактний тиск в ущільненні. Герметичність з'єднання порушується при менших значеннях зовнішнього тиску, ніж внутрішнього. Стискаючи елемент і з'єднання, зовнішній тиск може викликати залишкові деформації герметизуючого елемента при великих натягах ущільнення, що обмежує їх допустиму величину.

6. Дія внутрішнього і зовнішнього тисків протилежна, тому їх однакової за величиною складові компенсують одна одну і не впливають на герметичність ущільнення, а збільшують контактний тиск. Якщо їх різниця (перевищення одного чи іншого) не більша за критичне значення, то герметичність забезпечується при будь-якому одночасному збільшенні внутрішнього і зовнішнього тисків. Тому критичні значення односторонніх тисків потрібно розглядати, як допустиме перевищення (різниця) одного діючого тиску над іншим, при якому забезпечується герметичність ущільнення.

7. Підвищення температури у свердловині розширює герметизуючий елемент більше, ніж трубу і муфту, що еквівалентне збільшенню натяга в ущільненні. Це обмежує його величину для уникнення залишкових

пластичних деформацій елемента. Разом з тим це забезпечує герметичність з'єднання при вищих значеннях внутрішнього чи зовнішнього тисків. При одночасній дії експлуатаційних тисків і температури можна задавати натяги в ущільненні, зменшені на величину температурного розширення. Це дає змогу зменшити крутний момент при згвинчуванні з'єднання.

8. Осьове навантаження викликає додатковий радіальний тиск у трикутній різьбі з'єднання, який стискає трубу і збільшує контактний тиск в ущільненні. Внутрішній тиск зменшує деформації герметизуючого елемента від осьової сили, а підвищення контактного тиску при цьому дає змогу забезпечити герметичність при більшому внутрішньому тиску. Додавання стискаючих деформацій від зовнішнього тиску та осьової сили знижує допустиме значення тиску через можливість виникнення залишкових деформацій елемента.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ГЕРМЕТИЧНОСТІ МУФТОВИХ З'ЄДНАНЬ ОБСАДНИХ ТРУБ ІЗ ГЕРМЕТИЗУЮЧИМ ЕЛЕМЕНТОМ

4.1. Мета і завдання досліджень. Вибір дослідних взірців

Об'єктом експериментальних досліджень є двостороннє муфтове різьбове з'єднання обсадних труб з конічною різьбою трикутного профілю, виготовлене і згвинчене відповідно до ГОСТ 632-80. Для підвищення герметичності при експлуатації з'єднання удосконалене ущільнюючим вузлом, який утворює спеціальний вставний герметизуючий елемент [55, 57, 58, 100]. Він розміщений всередині муфти, а його дві зовнішні конічні поверхні входять з натягом у конічні отвори, відповідно розточені в кінцях труб.

Метою досліджень є практична перевірка герметичності удосконаленого з'єднання в умовах комбінованої дії внутрішнього тиску, осьової сили та підвищеної температури при заданих натягах у різьбі і на ущільнюючих поверхнях герметизуючого елемента. Для досягнення поставленої мети потрібно вирішити такі задачі:

- виготовити взірці муфтового з'єднання обсадних труб із герметизуючим елементом, що має необхідні геометричні і механічні характеристики;
- забезпечити при згвинчуванні натурального з'єднання розрахункові радіальні натяги у різьбі і в ущільненні герметизуючого елемента;
- провести опресовування згвинчених з'єднань та перевірити їх герметичність в залежності від величини внутрішнього тиску і осьової сили;
- провести нагрівання цих з'єднань при дії внутрішнього тиску і осьової сили і перевірити їх герметичність залежно від підвищеної температури.

Для експериментальних випробувань були виготовлені дослідні взірці обсадних труб ОТ діаметрами 146 мм (з товщиною стінок 8,5 та 10,7 мм) і

168 мм (з товщиною стінок 8,9 та 10,6 мм) та муфти до них у повній відповідності до стандарту [27]. Ці діаметри вибрано для дослідження тому, що їх найчастіше використовують для обсадних колон у свердловинах. Взірці довжиною 500 мм були вирізані із обсадних труб групи міцності сталі Д, механічні властивості якої подані в табл. 4.1.

На кінцях труб була нарізана конічна різьба за ГОСТ 632-80 (коротка, із внутрішнім діаметром відповідно 138,7 та 160,7 мм у площині торця труби). Для розміщення герметизуючого елемента всередині труб були розточені конічні отвори з конусністю 1:5, більшим діаметром відповідно 135 та 157 мм біля торця та довжиною 30...32 мм.

4.2. Обґрунтування матеріалу герметизуючого елемента

Для ефективного виконання функції герметизації механічні властивості матеріалу герметизуючого елемента повинні у першу чергу задовільняти такі вимоги, які сформульовані за результатами досліджень у розділі 3:

- модуль пружності елемента має бути меншим, ніж у матеріалу труб;
- коефіцієнт температурного розширення більшим, ніж у матеріалу труб.

Оскільки конструктивно герметизуючий елемент є опорою торця труби і збільшує його жорсткість, то для зменшення крутного моменту при згинчуванні елемент повинен мати більшу податливість за рахунок матеріалу. З іншого боку, така радіальна податливість елемента забезпечує збільшення натягу в ущільненні (щільність прилягання до труби) під дією внутрішнього тиску. При підвищенні температури більше розширення герметизуючого елемента підвищує герметичність ущільнення.

Матеріал герметизуючого елемента має бути стійким проти дії агресивних середовищ у свердловині та бути технологічним, недорогим і не вимагати складних чи спеціальних методів обробки при виготовленні елемента. Такі вимоги задовільняють сплави на основі міді та алюмінію.

Таблиця 4.1

Властивості матеріалів елементів з'єднання

Показники	Сталь групи Д за ГОСТ 632-80	Мідь	Бронза БрОЦС-444	Латунь Л63	Алюміній АЛ8	Дюралюмін Д16Т
Густина ρ , кг/м ³	7 850	8 940	9 100	8 440	2 600	2 780
Модуль пружності E , МПа	210 000	84 000	103 000	105 000	59 000	71 000
Коефіцієнт Пуасона μ	0,28	0,33	0,34	0,31	0,34	0,32
Границя міцності σ_B , МПа	655	235	335	405	285	440
Границя пропорційності σ_p , МПа	380	170	240	290	200	310
Коефіцієнт тертя по сталі	0,12	0,08	0,08	0,09	0,10	0,10
Коефіцієнт температурного розширення α , 1/град.	$12 \cdot 10^{-6}$	$20 \cdot 10^{-6}$	$18,1 \cdot 10^{-6}$	$20,5 \cdot 10^{-6}$	$24,5 \cdot 10^{-6}$	$22,7 \cdot 10^{-6}$

Технічно чиста мідь є важчою за сталь (її густина 8940 кг/м³), має температуру плавлення 1083°C, має достатню корозійну стійкістю. Але вона є дуже пластичним і дорогим матеріалом [79, 88].

Мідними сплавами є бронзи і латуні. Бронзи – сплави міді з оловом, свинцем, алюмінієм, кремнієм. Латуні – сплави міді з цинком та невеликими добавками алюмінію, кремнію, нікелю, марганцю. Механічні властивості бронзи марки БрОЦС-444 і латуні марки Л63 дано у табл. 4.1 [88].

Мідні сплави є корозійно стійкими і технологічними при механічній обробці. Деформівні марки бронзи і латуні мають хороші пластичні властивості, добре піддаються обробці методами поверхнево-пластичного деформування (обробці тиском), внаслідок чого підвищується твердість (отримують наклеп), але дещо погіршується їх оброблюваність різанням.

Ливарні марки мідних сплавів містять добавки, які покращують їх ливарні властивості – підвищують плинність, зменшують усадку і оброблюваність різанням, але понижують їх пластичність. Суттєвою вадою мідних сплавів є їх висока вартість та шкідливість процесів виробництва.

Алюміній – легкий метал (густиною 2600 кг/м^3), має температуру плавлення 660°C , дуже стійкий проти корозії. Алюмінієві сплави теж поділяють на деформівні та ливарні. Вони можуть бути зміцнюваними та незміцнюваними термічною обробкою. Деформівні алюмінієві сплави добре обробляються прокатуванням, куванням, штампуванням.

Ливарні алюмінієві сплави дозволяють легко отримувати готові деталі литтям. Поширені сплави АЛ2, АЛ4, АЛ9, але вони не мають достатньої міцності. Сплави АЛ7, АЛ19 мають підвищену міцність. Їх застосовують для виливання деталей, які працюють при високих навантаженнях і тисках.

Ливарні сплави алюмінію АЛ8, АЛ13 мають високу корозійну стійкість і застосовуються для виливання деталей, які працюють в агресивних середовищах. Часто виливки із алюмінієвих ливарних сплавів піддають термічній обробці (гартуванню і старінню) для підвищення їх міцності, пластичності, зменшення залишкових напружень.

Деформівні сплави, не зміцнювані термообробкою, мають високу пластичність, але низьку міцність. До деформівних сплавів, зміцнюваних термообробкою належать дюралюміни, кувальні алюмінієві сплави, а також високоміцні та жароміцні сплави. Кувальні марки сплавів АК6, АК8 мають властивість добре деформуватись в нагрітому стані. Дюралюміни марок Д16, Д18 мають підвищену корозійну стійкість. Після термічної обробки (гартування і старіння) ці сплави отримують високу міцність. Властивості алюмінієвого сплаву Д16Т, зміцнюваного термообробкою, дано у табл. 4.1.

Значною перевагою сплавів алюмінію є відносно невисока вартість технології їх отримання та механічної обробки при високих показниках, які цілком задовільняють вимоги, поставлені до герметизуючого елемента.

Із порівняння характеристик матеріалів (табл. 4.1) можна зробити висновки, що найефективнішим матеріалом для виготовлення герметизуючого елемента є алюмінієві сплави, зокрема, дюралюмін марки Д16Т. З цього матеріалу були виготовлені дослідні зразки герметизуючого елемента.

4.3. Розробка пластичного мастила для герметизації різьб

Мастильні матеріали для герметизації і для полегшення згвинчування та розгвинчування різьбових з'єднань широко використовують при монтажі колон обсадних і насосно-компресорних труб у нафтовидобувній промисловості.

Відомі мастила для різьбових з'єднань виготовляють на основі нафтополімерних сполук [4, 5, 6, 8], на основі нафтових олій, загущених милом [80] чи високомолекулярними сполуками [10]. Для покращення герметизуючих і антифрикційних властивостей в мастила додатково вводять графіт, дисульфід молібдену та інші добавки [11]. Важливим компонентом герметизуючих мастил є порошки металів [90], які виконують функції протекторних елементів та володіють антикорозійними властивостями.

Проте зазначеним вище мастилам притаманне погіршення герметизуючих властивостей з підвищенням температури та важкість демонтажу при використанні мастил на епоксифенольних основах.

Найчастіше застосовують ущільнююче мастило Р-402 [90], яке має такий склад (мас. %):

– мінеральна олія індустріальна 50	23,0 – 27,0 ;
– літієве мило стеаринової кислоти	11,8 – 14,0 ;
– стеарат алюмінію	1,5 – 2,5 ;
– силіконове мастило № 6	59,0 – 61,0 ;
– жирова основа	30,0 – 40,0 ;
– графіт	18,0 – 21,0 ;
– свинцевий порошок	12,0 – 14,0 ;
– мідна пудра	4,0 – 5,0 .

Однак це мастило забезпечує герметичність при внутрішньому тиску лише до 20 МПа в інтервалі температур до 150°C, що є недостатнім для високотемпературних свердловин (при великих глибинах і теплоагнітальних колонах). Це мастило не є екологічно чистим за рахунок вмісту свинцевого порошку.

Тому була поставлена задача розробити пластичне мастило з підвищеними мастильними, герметизуючими та амортизуючими властивостями, екологічно чисте, антикорозійне, яке довго зберігає свої властивості при високих тисках (до 50 МПа) та температурах (до 400°C).

Для вирішення задачі в ущільнююче мастило, яке містить мінеральну олію, графіт і порошок міді, додатково вводять каніфоль, деревні гранули і шкіряний пил [101] при такому співвідношенні компонентів (мас. %):

– деревні гранули	17,0 – 20,0 ;
– каніфоль	11,0 – 14,0 ;
– шкіряний пил	7,5 – 9,0 ;
– графіт	5,5 – 7,0 ;
– мідна пудра	3,0 – 6,0 ;
– мінеральна олія	до 100 .

Незмінність властивостей мастила в часі забезпечується відсутністю швидковипаровуваних компонентів. Каніфоль в мастило додають для підвищення адгезійних та гідрофобних властивостей. Деревні гранули забезпечують стабільність основи мастила, мають антифрикційні, протизадирні і амортизуючі властивості. Шкіряний пил має тонку волокнисту структуру та є зв'язуючим елементом для гранул дерева. Екологічна чистота мастила досягається за рахунок вмісту нетоксичних компонентів. Мастило є дешевим за рахунок вмісту відходів деревообробної (деревні гранули) і легкої (шкіряний пил) промисловості.

Для практичної перевірки властивостей цього мастила були приготовані 4 взірці складу, відсотковий вміст компонентів якого наведено у табл. 4.2. Запропоновані взірці пластичного мастила (склад 1–4) мають високу температуру краплепадіння, високу межу міцності (4,0–5,0 кПа), достатню для того, щоб не призводити до втрати герметичності при високих тисках.

Випробування мастила були проведені у різьбових з'єднаннях натурних взірців обсадних труб, описаних у п. 4.1. Мастило наносили на різьбу шпателем. Згвинчування різьбових з'єднань проводили на спеціальному

верстаті для нагвинчування муфт, який розвиває момент згвинчування до 20 кН·м. Опресування з'єднань здійснювали поступовим підвищенням внутрішнього тиску з інтервалом 5 МПа, розпочинаючи з 20 МПа, витримуючи досягнутий тиск протягом 10-15 хв. Визначення межі герметичності проводили за появою рідини на грошарку мастила між муфтою і трубою, що свідчило про втрату герметичності різьбового з'єднання.

Результати проведених випробувань подані в табл. 4.3 [101]. Вони показали, що запропоноване пластичне мастило витримує внутрішній тиск до 43 МПа і має вищі герметизуючі властивості, ніж у поширеного мастила Р-402. Застосування цього мастила суттєво збільшить надійність і довговічність роботи обсадних колон, зменшить вартість їх експлуатації.

Таблиця 4.2

Відсотковий вміст компонентів у взірцях мастила (мас. %)

Компоненти	Взірці складу мастила			
	1	2	3	4
деревні гранули	17,0	18,0	19,0	20,0
каніфоль	11,0	12,0	13,0	14,0
шкіряний пил	7,5	8,0	8,5	9,0
графіт	5,5	6,0	6,5	7,0
мідна пудра	3,0	4,0	5,0	6,0
мінеральна олія	до 100	до 100	до 100	до 100

Таблиця 4.3

Результати випробувань мастила у різьбових з'єднаннях

Склад мастила	Крутний момент згвинчування, кН·м	Максимальний тиск опресування, МПа	Порушення герметичності
1	15	43	немає
2	15	43	немає
3	15	43	немає
4	15	43	немає
Р-402	15	35	є

4.4. Забезпечення заданих радіальних натягів у з'єднанні

Дослідженнями [62, 82, 84, 104.] встановлено, що процес машинного згвинчування конічного різьбового з'єднання відбувається у два етапи.

На першому етапі взаємне осьове переміщення труби і муфти відбувається за рахунок притирання витків різьби і зминання на їх поверхнях мікронерівностей, що залишились після нарізання. У результаті настає їх незворотня пластична деформація і площа контакту витків стає найбільшою.

На другому етапі осьове переміщення муфти і труби викликає у їх стінках пружні радіальні деформації, які утворюють у різьбі дійсний радіальний натяг за рахунок її конусності, що забезпечує працездатність з'єднання. Тому для досягнення заданих значень цього натягу при експериментальних випробуваннях необхідно відпрацювати перший етап згвинчування.

Для цього різьбу припрацювали (притирали) згвинчуванням з'єднання 3-4 рази при максимальному крутному моменті $M_{кр}=15$ кН·м, щоб зменшити (зім'яти) мікронерівності на її поверхнях. Після цього осьовий натяг при згвинчуванні вручну став меншим. Як показали проведені досліди, достатньо 3-кратного згвинчування-розгвинчування, щоб осьовий натяг став мінімальним і далі не змінювався. Це означає, що витки різьб у з'єднанні досить щільно прилягали по всій поверхні, а машинне згвинчування призводило до пружних деформацій стінок муфти і труби в радіальному напрямі.

Так можна задавати експериментальний радіальний натяг у різьбі при машинному догвинчуванні. Для цього через тангенс кута нахилу різьби визначили потрібне осьове переміщення і, знаючи крок різьби, задали потрібну кількість обертів труби відносно муфти за формулою

$$N = \frac{A_{\Delta}}{P} = \frac{\Delta}{P \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad (4.1)$$

де N – кількість обертів при згвинчуванні; A_{Δ} – осьове переміщення труби у муфті, мм; Δ – заданий радіальний натяг у різьбі, мм; P – крок різьби, $P = 3,175$ мм [27]; $\operatorname{tg} \varphi$ – тангенс кута нахилу різьби, $\operatorname{tg} \varphi = 1/32$ [27].

Зв'язок між радіальним і осьовим натягами у припрацьованій різьбі

Число обертів догвинчування, N	Осьове переміщення муфти і труби, A_{Δ} , мм	Радіальний натяг у різьбі Δ , мм
1,01	3,20	0,10
1,515	4,80	0,15
2,02	6,40	0,20

У табл. 4.4 за формулою (4.1) розраховані необхідні для дослідження радіальні натяги у припрацьованій різьбі залежно від взаємного осьового переміщення муфти і труби, яке відбувається при догвинчуванні з'єднання.

Оскільки притирання зменшує натяг різьби, то її у дослідних зразків муфт і труб нарізали за стандартом [27] так, щоб натяги за калібрами були допустимо більші (до +3,2 мм). Далі у парах з'єднань муфта-труба притирали різьби, що зменшило натяги за рахунок змінання мікронерівностей. Після цього у згвинчених вручну пар муфт і труб були отримані осьові натяги в межах 4,3...7,8 мм, тобто у багатьох вони виявились меншими за допустимий (за 6,3 мм). Незважаючи на це, машинне догвинчування на 1-2 оберти (для досягнення радіального натягу 0,1-0,2 мм) забезпечувало збігання торця муфти і збігу різьби у межах допустимих відхилень ($\pm 3,2$ мм), тому всі досліджені з'єднання повністю відповідали стандарту [27].

В процесі ручного згвинчування проведена нумерація комплектів різьбових з'єднань. У кожного з'єднання муфта-труба виміряли відстані між торцями муфти і труби за методикою, описаною у [102], за якими визначили відстані між торцями труб у з'єднанні. Характерно, що менша відстань спостерігалась, як правило, у з'єднань із меншими осьовими натягами.

Усі дослідні комплекти були розділені на 3 групи за значеннями натягів і міжторцьової відстані: малі (відстані у межах 19,7...22,4 мм), середні (22,4...25,1 мм), великі (25,1...27,8 мм). За цими вимірами було встановлено величину, на яку треба підрізати торці кожної труби, щоб відстань між ними у з'єднанні стала рівною 25 мм згідно із стандартом [27]. Це потрібно

для того, щоб після машинного догвинчування із заданим радіальним натягом у різьбі контакт торця труби із уступом герметизуючого елемента не перешкоджав досягненню заданого радіального натягу в ущільненні.

Торці труб підрізали при розточуванні в них конічного отвору під ущільнення. При цьому ретельно контролювали точність отримання більшого діаметра отвору на торці труби та його конусність 1:5, від яких залежить величина та рівномірність радіального натягу в ущільненні [14].

Для кожного з'єднання були виготовлені герметизуючі елементи, які для досліджень повинні мати різні натяги в ущільненні при заданих натягах у різьбі. Для цього спочатку діаметр ущільнюючих конусів елемента робили більшим за отвір у трубі, щоб отримати максимальний натяг. Після машинного згвинчування із заданими натягами таке з'єднання випробували при дії внутрішнього тиску, осьової сили та підвищеної температури.

Щоб випробувати це з'єднання з меншим натягом ущільнення, його після досліду розгвинчували, елемент виймали і проточували його ущільнюючі конуси, рівномірно зменшуючи їх діаметр по довжині. Щоб усунути мікронерівності, конічну поверхню алюмінієвого елемента зачищали шліфшкуркою. Так в ущільненні досягали зменшення радіального натягу на 0,05-0,06 мм, після чого з'єднання з герметизуючим елементом згвинчували із тим же натягом у різьбі і проводили наступний цикл випробувань.

Отже, такий розроблений порядок виготовлення та випробування елементів удосконаленого з'єднання обсадних труб дозволив провести дослідження його герметичності в широкому діапазоні натягів ущільнення, задаючи їх комбінації із натягами у різьбі. При цьому виявилось достатнім виготовити по три взірці труб і муфт та шість дослідних герметизуючих елементів, що значною мірою зменшило трудомісткість та вартість експериментальних досліджень. Разом із цим за рахунок комбінацій муфт та різьб труб вдалося провести випробування не менше двох незалежних з'єднань із тими ж натягами у різьбі і в ущільненні, що забезпечило достовірність експериментальних результатів.

4.5. Обладнання для експериментальних досліджень

Для проведення випробувань герметичності досліджуване муфтове з'єднання обсадних труб із герметизуючим елементом згвинчують і збирають у дослідний вузол, зображений на рис. 4.1. Він складається з двох відрізків обсадних труб 1 із конічною різьбою за стандартом [27]. Розточені кінці труб згвинчені з муфтою 2, у яку попередньо встановлено герметизуючий елемент 3. Для зменшення витрат робочого агента при опресовуванні, всередину з'єднання встановлено патрубок 4 із завареними торцями. На зовнішні кінці труб нагвинчені спеціальні заглушки 5, кожна з яких має штуцер 6 для приєднання до системи високого тиску та кільцеву мідну прокладку 7 для торцевого ущільнення.

Згвинчування труб і муфти проводили на муфтонагвинчувальному верстаті моделі МАМ-215, який обладнано спеціальним механічним ключем з пневмозатиском труби. У виробничих умовах момент згвинчування безпосередньо не вимірюють, а зусилля затиску труби у ключі задають за манометром тиску. Тиск у пневмосистемі можна змінювати механізмом регулювання компресора. Під час експериментів необхідно контролювати крутний момент згвинчування, і з цією метою проведено тарування шкали манометра. Для цього під опору ключа було вмонтовано лабораторний динамометр. Це дало змогу визначати величину реакції опори при згвинчуванні та реактивний момент на важелі ключа залежно від тиску і, таким чином, контролювати чи задавати необхідний момент згвинчування за показами манометра.

Після встановлення вузла на дослідному стенді для випробування герметичності проводили нагвинчування заглушок ланцюговим ключем, який дозволяв досягти моменту згвинчування до 10 кН·м. Традиційні мідні прокладки для торцевого ущільнення заглушок не використовувались, оскільки торці труб були розточені, а тонкий торець труби при загвинчуванні сильно деформував їх і робив непридатними.

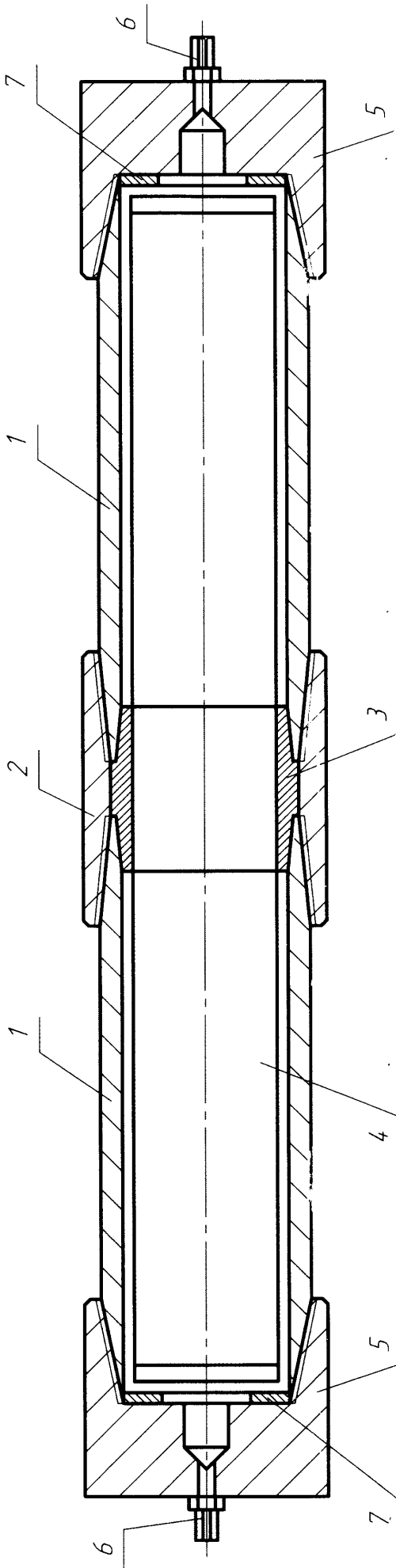


Рис. 4.1. Схема дослідного вузла – муфтового з'єднання обсадних труб із герметизуючою втулкою:

1 – обсадна труба, 2 – муфта, 3 – герметизуюча втулка, 4 – патрубкок, 5 – заглушка, 6 – штуцер, 7 – прокладка.

Для забезпечення герметичності заглушок було запропоноване і застосоване нове пластичне мастило для різьбових з'єднань [101]. Ним заповнювали впадини різьби, а після згвинчування витіснені залишки мастила видаляли. Завдяки густій консистенції нове мастило утворювало суцільну однорідну поверхню між трубою і торцем заглушки, що дозволило візуально контролювати її пошкодження при опресовуванні, за чим виявляти витікання робочого агента під тиском. Під час експериментів витіснення мастила чи проривів робочого агента через різьбу заглушок не було виявлено.

Таким чином, експериментально підтверджено підвищені герметизуючі властивості нового мастила, яке забезпечує герметичність різьби при дії високого тиску, незважаючи на гвинтові канали у її впадинах. На практиці доведено, що це мастило дозволяє багатократні згвинчування і розгвинчування різьби, протягом яких воно не втрачає своїх властивостей.

Для опресування дослідного вузла застосували установку високого тиску "УНГР-3000". Перевірку працездатності з'єднання із герметизуючим елементом проводили при нагріванні, тому для гарантування безпеки робочим агентом була водяна емульсія, що є найбезпечнішою за таких умов.

Заповнення внутрішньої порожнини з'єднання обсадних труб відбувається за допомогою установки "УНГР-3000" через напірну лінію, відкриваючи напірний вентиль. Тиск у системі контролюють манометром, встановленим на пульті керування. До системи через розподільвач приєднано запобіжний клапан. Тиск у системі скидають через випускну лінію, відкриваючи вентиль. Для безпеки роботи усі пристрої керування – манометр, вентилі напірний і випускний, винесені на один пульт, який відгороджено від установки високого тиску захисною перегородкою.

Після досягнення необхідного тиску напірний вентиль перекривають, установку "УНГР-3000" вимикають, а систему витримують протягом 10-15 хвилин під тиском, контролюючи його незмінність манометром. Якщо за цей час тиск не зменшується, то досліджуване з'єднання вважається герметичним. Такий час витримки обґрунтований відомими результатами

розрахунків та експериментів [40]. Його цілком вистачає, щоб при недостатньому натягу в ущільненні під дією підвищеного внутрішнього тиску рідина через гвинтові канали різьби витіснила мастило Р-402, яким змащували різьбові та ущільнюючі поверхні для зменшення тертя і крутного моменту згвинчування. Під час дослідних опресовувань ущільнення із заниженим натягом втрачали тиск уже через 5-7 хв.

На обсадну колону в процесі експлуатації можуть одночасно діяти внутрішній тиск і температура. Для дослідження у таких умовах герметичності муфтового з'єднання обсадних труб із герметизуючим елементом випробувальний стенд для опресовування був обладнаний установкою індукційного нагріву, виготовленою на заводі ВАТ "Карпатнафтомаш".

Схема дослідного стенду показана на рис. 4.2. Його механічна частина складається із станини 2 з двома опорами 3, на які встановлюють змонтований дослідний вузол 1 – муфтове з'єднання обсадних труб із герметизуючим елементом, після чого його під'єднують до системи високого тиску. Установка 4 подає рідину всередину з'єднання труб 1 через розподільвач 5 і напірну лінію 6. Контроль тиску у системі здійснюють манометром 7 з пульта керування 8, на якому розміщені прилади керування стендом. Для захисту стенд має відкидні кришки 9 та перегородку 10, якими закривають дослідний вузол і систему високого тиску під час опресовування.

Для випробування герметичності з'єднання при одночасній дії внутрішнього тиску і температури дослідний вузол 1 розміщують так, щоб муфта з герметизуючим елементом знаходилась всередині камери індукційного нагріву 11. Контроль температури з'єднання проводили термопарою типу ГР-ХК, яку закріплювали на збігу різьби у виточці муфти. Термопара приєднана до мілівольтметра, який був попередньо протарований та проградуирований у лабораторних умовах. Регулювання інтенсивності нагрівання здійснювали зміною сили струму в індукційній котушці регулювальним трансформатором типу ЛАТР.

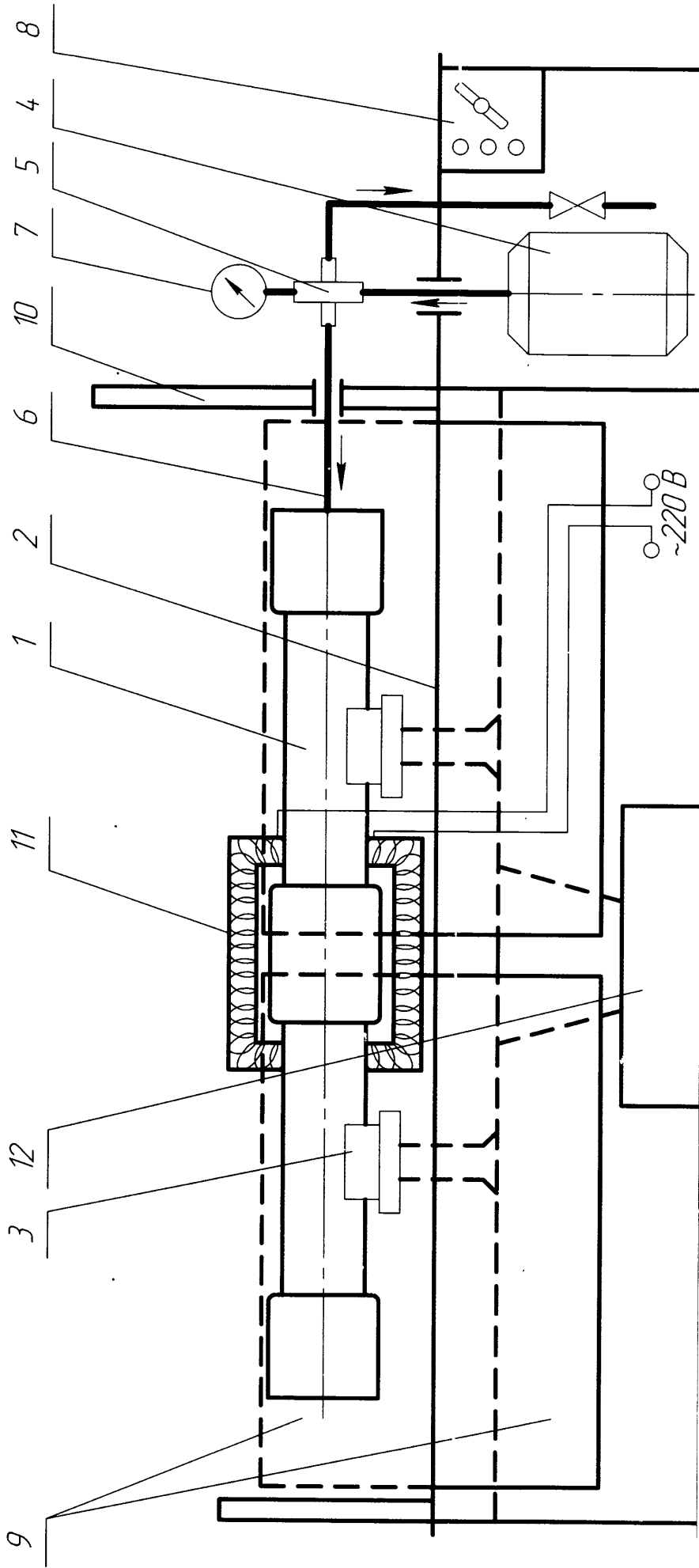


Рис. 4.2. Схема дослідного стенду для опресовування з установкою індукційного нагріву:

- 1 – дослідний вузол, 2 – станина, 3 – опори, 4 – компресор, 5 – розподільювач, 6 – напірна лінія, 7 – манометр, 8 – пульт керування, 9 – відкидні кришки, 10 – захищена перегородка, 11 – камера індукційного нагріву, 12 – зливний бак.

4.6. Методика проведення експериментальних досліджень герметичності та аналіз їх результатів

Методика дослідження герметичності удосконаленого з'єднання обсадних труб при дії внутрішнього тиску, осьової сили та підвищеної температури розроблена у вигляді циклів випробувань кожного експериментального з'єднання [44, 82]. Цикл складався з 3-х етапів, описаних нижче.

На етапі 1 – виготовлення з'єднання, забезпечували задані натяги у різьбі та в ущільненні за методикою, розробленою у п. 4.4. Було отримано три комплекти пронумерованих з'єднань труба-муфта-труба, у яких машинним згвинчуванням досягали радіальний натяг у різьбі відповідно 0,10; 0,15 та 0,20 мм за даними табл. 4.4. При цьому відстань між торцями труб у них була в межах $25,2 \pm 0,3$ мм.

Під розміри ущільнень у трубах цих з'єднань були виготовлені дослідні герметизуючі елементи – спочатку з максимальним натягом в ущільненні відповідно 0,20; 0,16 та 0,12 мм. В одному з'єднанні були випробувані два або три герметизуючі елементи, що забезпечило незалежність і достовірність експериментальних результатів. Для наступних дослідів зменшення натягу в ущільненні досягали зменшенням (проточуванням) зовнішнього діаметра конічних поверхонь герметизуючих елементів, а збільшення натягу у різьбі – машинним догвинчуванням з'єднання.

На етапі 2 – опресовування тиском згвинчених з'єднань, перевіряли їх герметичність під дією внутрішнього тиску і осьової сили. Тиск поступово підвищували через кожні 2-3 МПа і за описаною в п. 4.5 методикою витримували систему протягом 10-15 хвилин під сталим тиском, контролюючи його манометром. Досліджене з'єднання вважали герметичним, якщо тиск падав не більше, ніж на 0,2...0,3 МПа. Якщо за цей час тиск зменшився не більше, як на 0,5 МПа, то тиск відновлювали і витримку повторювали. У випадку, коли тиск за 15 хв. падав більше, ніж на 0,5 МПа, з'єднання вважали негерметичним. Після цього тиск скидали на 1-2 МПа і проводили

останнє опресовування такого з'єднання. Це значення тиску відмічали як гранично допустиме – навіть незначне його перевищення завжди призводило до втрати герметичності з'єднання.

Етап 3 – випробування герметичності при підвищеній температурі, проводили на тому ж дослідному з'єднанні відразу після етапу 2 і скидання тиску. У розділі 3 (п. 3.5) встановлено, що за рахунок більшого коефіцієнта теплового розширення матеріалу герметизуючого елемента радіальний натяг в ущільненні при зростанні температури завжди збільшується, що забезпечує більші значення граничного тиску опресування. Тому спочатку внутрішній тиск піднімали до встановленого допустимого значення, повторно перевіряли герметичність, після чого проводили нагрівання.

Підвищення температури (вище кімнатної, яка мала 20°C) здійснювали поступово з інтервалом 20-30°C. При цьому стиснена рідина у системі нагрівалась і розширювалась, що призводило до підвищення тиску. Тому після досягнення температури відновлювали заданий тиск, керуючи випускним вентилям, і витримували систему під сталим тиском, як на етапі 2.

Якщо при встановлених значеннях тиску і температури герметичність з'єднання забезпечувалась, тоді, підтримуючи встановлену температуру, проводили поступове збільшення тиску і витримування системи до досягнення вищого значення тиску. Якщо герметичність не забезпечувалась, то далі підвищували температуру на 20-30°C. Після цього, підтримуючи досягнуту температуру, витримували систему при тому ж тиску і знову перевіряли герметичність. Для підтримання заданої температури і компенсації теплових втрат установки керували інтенсивністю нагрівання трансформатором індукційної котушки.

Таким чином, для досліджуваних натягів у різьбі та в ущільненні була випробувана герметичність удосконаленого з'єднання із герметизуючим елементом при різних комбінаціях тиску і температури. Експериментально встановлені гранично допустимі значення внутрішнього тиску для цих натягів при заданих значеннях температури.

Результати експериментів для обсадних труб діаметром $D=146$ мм подані у табл. 4.5, а для $D=168$ мм – у табл. 4.6. Вони підтвердили висновки, зроблені у розділі 3. Збільшення натягів як у різьбі, так і в ущільненні забезпечує герметичність з'єднання при більшому внутрішньому тиску – значення витриманого тиску зростає. За рахунок більшого значення коефіцієнта температурного розширення герметизуючого елемента при підвищенні температури герметичність з'єднання підвищується.

Треба відзначити, що при додатніх натягах на ущільнюючих поверхнях герметизуючого елемента усі з'єднання витримали випробування найбільшим внутрішнім тиском $25,5$ МПа (250 кгс/см²) незалежно від натягу різьби. Тільки при штучно створених в ущільненні зазорах спостерігалось порушення герметичності. При збільшенні температури герметичність такого з'єднання відновлювалась, і при цьому значення витриманого тиску зростали, незважаючи на збільшений зазор в ущільненні. Збільшення радіального натягу різьби (її затягування на 1-2 оберти) теж давало значне зростання витриманого тиску, при якому забезпечувалась герметичність.

Звідси важливим результатом є експериментальне підтвердження того, що при перепаді тисків в межах експлуатаційних значень або при постійній дії підвищеної температури у свердловині стає можливим виготовити герметизуючі елементи із заниженим діаметром конуса – із початковим зазором в ущільненні, який компенсується тепловим розширенням елемента. Це зменшить крутний момент і не призведе до перевитрат енергії при згвинчуванні такого з'єднання порівняно із традиційними.

Для порівняння експериментальних даних із теоретичними залежностями критичного внутрішнього тиску $P_{\text{вк}}$ від натягу ущільнення Δ_1 з використанням MathCAD-моделі з'єднання були знайдені розрахункові значення такого тиску для відповідних значень натягів у різьбі Δ і підвищення температури ΔT для обсадних труб діаметрами 146 та 168 мм. Графіки розрахункових залежностей разом із експериментальними точками подані на рис. 4.3 та 4.4 і демонструють задовільну збіжність.

Результати експериментальних випробувань з'єднань ОТ 146

Діаметр труби D, мм; Товщина стінки S, мм	Натяг різьби Δ , мм	Натяг ущільнення Δ_1 , мм	Критичний внутрішній тиск P_V , МПа (осьова розтягуюча сила Q, кН):		
			без нагрівання (кімн. темп. 20°C)	при збільшенні температури на:	
				$\Delta T=30^\circ\text{C}$	$\Delta T=50^\circ\text{C}$
D=146,1; S=10,7	0,20	$\geq -0,05$	25*	–	–
		-0,08	18,3 (220)	25*	–
		-0,11	3,1 (40)	15,3 (190)	22,4 (270)
		-0,15	0**	0**	3,1 (40)
		$\leq -0,20$	0**	–	–
D=146,1; S=10,7	0,15	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	19,3 (240)	25*	–
		-0,08	3,6 (45)	15,3 (190)	23,4 (290)
		-0,10	0**	5,1 (60)	13,3 (160)
		$\leq -0,15$	0**	0**	0**
D=146,1; S=10,7	0,10	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,01	24,5 (300)	25*	–
		-0,05	4,1 (50)	16,3 (200)	23,4 (290)
		-0,08	0**	1,0 (15)	8,2 (120)
		$\leq -0,10$	0**	0**	0**
D=146,1; S=8,5	0,20	$\geq -0,05$	25*	–	–
		-0,08	22,4 (290)	25*	–
		-0,12	2,5 (33)	13,3 (170)	21,4 (280)
		-0,15	0**	0**	6,1 (80)
		$\leq -0,20$	0**	–	–
D=146,1; S=8,5	0,15	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	21,4 (280)	25*	–
		-0,08	6,1 (80)	17,3 (230)	25,5 (330)
		-0,12	0**	0**	5,1 (65)
		$\leq -0,15$	0**	–	–
D=146,1; S=8,5	0,10	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,02	21,4 (280)	25*	–
		-0,05	6,1 (80)	17,3 (230)	25,0 (330)
		-0,08	0**	2,5 (33)	10,2 (130)
		$\leq -0,10$	0**	0**	0**

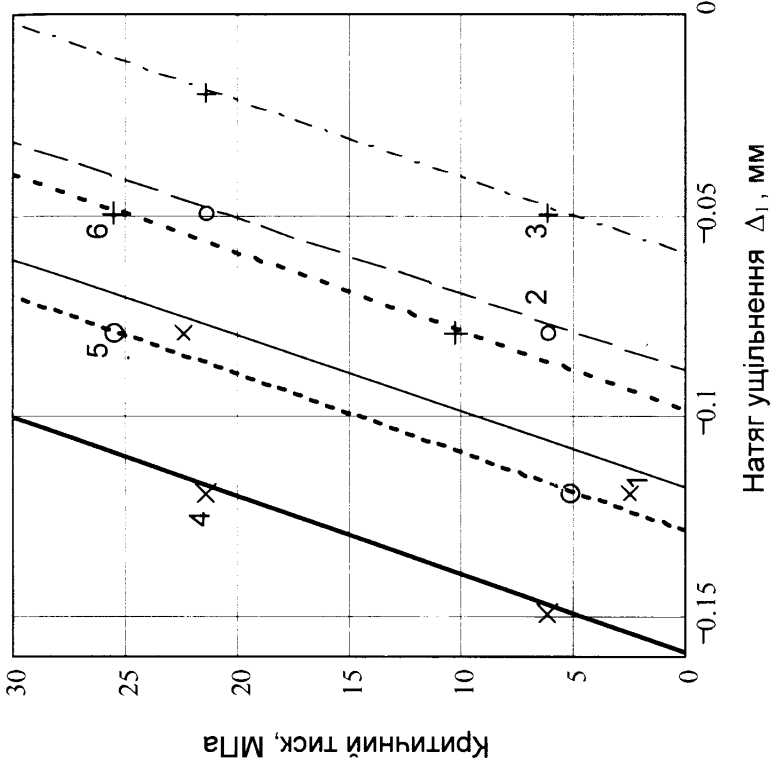
Примітки: * – значення тиску, збільшення якого не порушує герметичність
 ** – герметичність з'єднання не забезпечується.

Результати експериментальних випробувань з'єднань ОТ 168

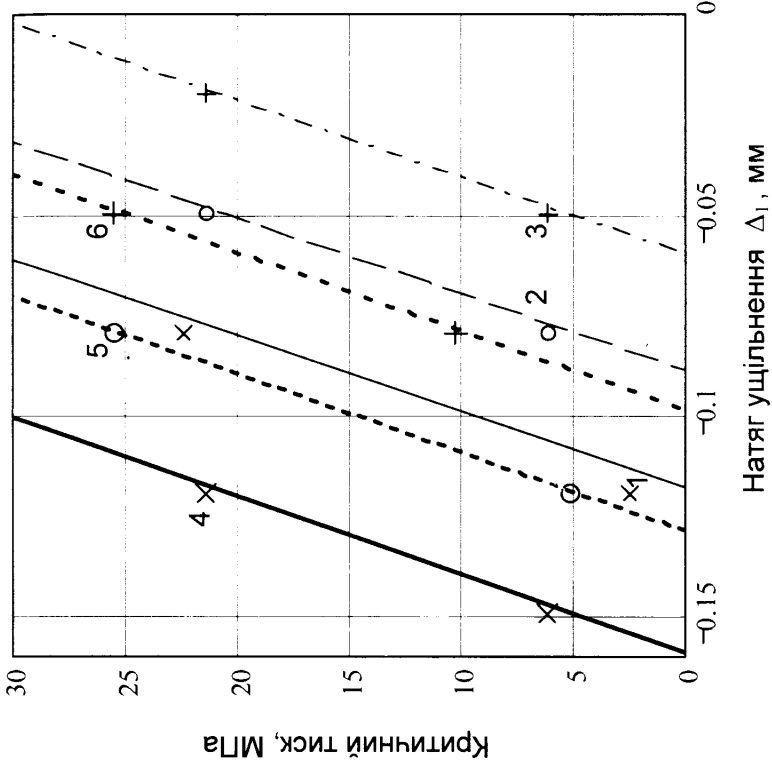
Діаметр труби D, мм; Товщина стінки S, мм	Натяг різьби Δ , мм	Натяг ущільнення Δ_1 , мм	Критичний внутрішній тиск P_V , МПа (осьова розтягуюча сила Q, кН):		
			без нагрівання (кімн. темп. 20°C)	при збільшенні температури на:	
				$\Delta T=30^\circ\text{C}$	$\Delta T=50^\circ\text{C}$
D=168.3; S=10,6	0,20	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	23,4 (400)	25*	–
		-0,10	5,1 (85)	14,3 (240)	21,4 (360)
		-0,15	0**	0**	2,5 (43)
		$\leq -0,20$	0**	–	–
D=168.3; S=10,6	0,15	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	13,3 (220)	22,4 (380)	25*
		-0,10	0**	4,1 (70)	10,2 (170)
		$\leq -0,15$	0**	0**	0**
D=168.3; S=10,6	0,10	$\geq 0,05$	25*	–	–
		0,0	20,4 (350)	25*	–
		-0,05	3,0 (50)	12,2 (210)	18,3 (310)
		-0,10	0**	0**	0,3 (5)
		$\leq -0,15$	0**	–	–
D=168.3; S=8,9	0,20	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	25,5 (450)	25*	–
		-0,10	5,1 (90)	14,3 (250)	21,4 (380)
		-0,15	0**	0**	5,1 (90)
		$\leq -0,20$	0**	–	–
D=168.3; S=8,9	0,15	$\geq 0,0$	25*	–	–
		-0,05	14,3 (250)	24,5 (440)	25*
		-0,10	0**	6,1 (110)	12,2 (220)
		$\leq -0,15$	0**	0**	0**
D=168.3; S=8,9	0,10	$\geq 0,05$	25*	–	–
		0,0	21,4 (380)	25*	–
		-0,05	3,6 (64)	13,3 (240)	19,4 (345)
		-0,10	0**	0**	1,0 (18)
		$\leq -0,15$	0**	–	–

Примітки: * – значення тиску, збільшення якого не порушує герметичності

** – герметичність з'єднання не забезпечується.



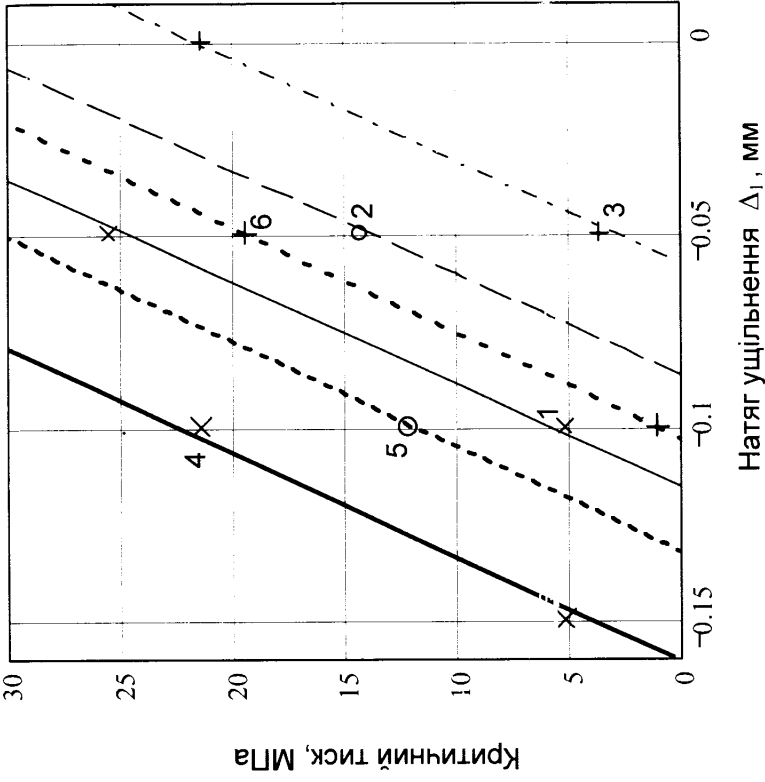
а) при товщині стінки $S=10,7$ мм;



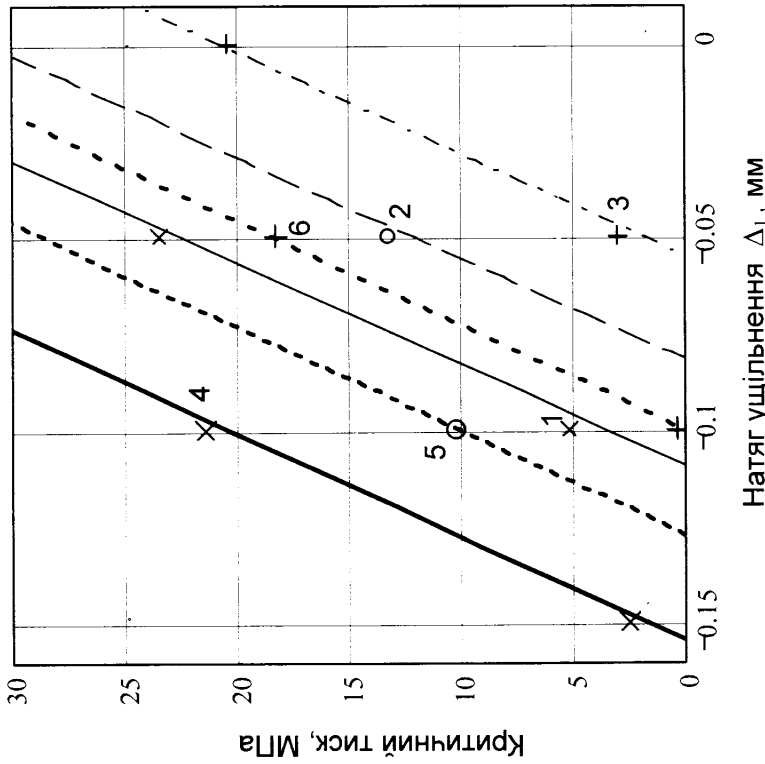
б) при товщині стінки $S=8,5$ мм;

Рис. 4.3. Порівняння експериментальних точок та розрахункових ліній залежності критичного внутрішнього тиску P_v (МПа) від натягу ущільнення Δ_1 (мм) для обсадних труб діаметром $D=146$ мм при натягах у різьбі Δ (мм) і підвищенні температури на ΔT ($^{\circ}\text{C}$):

- 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.



а) при товщині стінки $S=10,6$ мм;



б) при товщині стінки $S=8,9$ мм;

Рис. 4.4. Порівняння експериментальних точок та розрахункових ліній залежності критичного внутрішнього тиску P_V (МПа) від натягу ущільнення Δ_1 (мм) для обсадних труб діаметром $D=168$ мм при натягах у різьбі Δ (мм) і підвищенні температури на ΔT ($^{\circ}C$):

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

Із цих графіків видно, що залежність критичного тиску від натягу в ущільненні можна вважати лінійною. Треба підкреслити, що навіть при незначному відхиленні радіального натягу (на 0,01-0,02 мм) значення критичного тиску значно змінюється (на 5-10 МПа), що виявлено в ході експериментів. Це негативно впливає на герметичність з'єднання тільки у випадку значних початкових зазорів в ущільненні (виготовлення ущільнюючих поверхонь елемента із зменшеним діаметром). Адже результати експериментів (табл. 4.5 і 4.6) та розрахунків засвідчили, що при додатних натягах ущільнення з'єднання витримує значення внутрішнього тиску, які більші від тисків гідравлічних випробувань за стандартом і значно перевищують величини експлуатаційних тисків у свердловинах.

Висновки до розділу 4

1. Експериментально доведено, що герметизуючий елемент із кінчними ущільнюючими поверхнями та оптимальними значеннями натягу в ущільненні забезпечує високу герметичність муфтових з'єднань обсадних труб.

2. Експериментально підтверджено, що підвищення температури збільшує діаметр герметизуючого елемента, що еквівалентно збільшенню радіального натягу в ущільненні, і забезпечує герметичність різьбових з'єднань обсадних труб при високих значеннях експлуатаційних тисків у свердловині.

3. Експериментально встановлено, що при одночасній дії зовнішнього і внутрішнього тисків та температури у свердловині для забезпечення герметичності з'єднання можна задавати початкові радіальні зазори в ущільненні, що не призводить до збільшення крутного моменту при згвинчуванні удосконаленого з'єднання.

РОЗДІЛ 5

МЕТОДИКА ПРОЕКТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО- ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ВУЗЛА

5.1. Проектування геометричних параметрів ущільнення

Підвищення герметичності муфтових різьбових з'єднань обсадних труб безупорного типу можливе за рахунок створення ущільнюючого вузла. Його утворює вставний тонкостінний герметизуючий елемент [55, 57, 58, 100], який має дві зовнішні конічні поверхні (рис. 2.1). Цей елемент розміщений всередині муфти, а його поверхні входять з натягом у конічні отвори труб, відповідно розточені в їх кінцях.

При згвинчуванні з'єднання обсадна труба входить в муфту, створюючи осьове зусилля, і відбувається силовий контакт між герметизуючими поверхнями елемента та труб. Завдяки конусності цих поверхонь і додатного натягу елемент пружно стискається в радіальному напрямі, а на поверхнях контакту виникають напруження стиску та контактний тиск, чим забезпечується щільність їх прилягання. Робочою поверхнею ущільнюючого вузла є конічна поверхня, а основним її параметром – кут φ_K нахилу її твірної до осі з'єднання (рис. 5.1). Потрібно вирішити задачу вибору оптимальних параметрів герметизуючого елемента.

Герметичність ущільнення забезпечується при максимальному гідравлічному опорі стику двох елементів (герметизуючого елемента і труби), що у випадку конічних поверхонь вимагає їх якнайбільшої контактної площі. Для цього кут нахилу φ_K повинен бути якнайменшим. З іншого боку, ущільнення відбувається за рахунок осьового просування елемента у трубу, а внаслідок контактного тиску йому перешкоджає тертя на конічних поверхнях, де може виникнути явище самозаклинювання. Розглянемо схему сил, які виникають і діють при цьому (рис. 5.1).

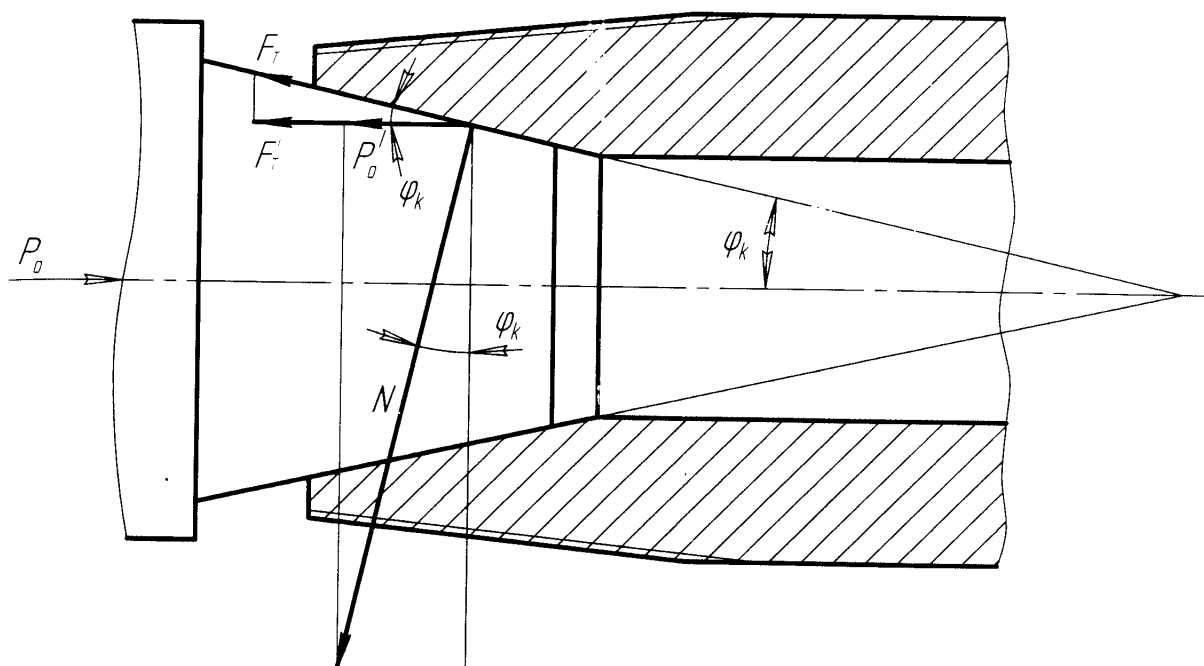


Рис. 5.1. Схема дії сил на конічній поверхні герметизуючого елемента при згвинчуванні з'єднання.

При згвинчуванні на герметизуючий елемент діє осьова сила P_0 , яка викликає рівну за величиною і протилежно направлену осьову реакцію P'_0 на ущільнюючій поверхні труби. Нормальна реакція N , направлена перпендикулярно до конічної поверхні, буде

$$N = \frac{P'_0}{\sin \varphi_K} = \frac{P_0}{\sin \varphi_K}. \quad (5.1)$$

Сила тертя, яка діє вздовж цієї ж поверхні, пропорційна реакції N

$$F_T = f \cdot N, \quad (5.2)$$

де f – коефіцієнт тертя між конічними поверхнями.

Осьова складова сили тертя F'_T , яка протидіє осьовій силі P_0 , дорівнює проекції сили тертя на осьовий напрям

$$F'_T = F_T \cdot \cos \varphi_K = f \cdot \frac{P_0}{\sin \varphi_K} \cdot \cos \varphi_K = P_0 \cdot \frac{f}{\operatorname{tg} \varphi_K}. \quad (5.3)$$

Якщо кут φ_K занадто малий, так що $\operatorname{tg} \varphi_K < f$, то згідно із (5.3) сила тертя завжди більша за силу згвинчування P_0 незалежно від її величини, бо відношення завжди $f/\operatorname{tg} \varphi_K > 1$. Виникає явище самозаклинювання – осьова

сила не може подолати тертя, не забезпечується осьове просування і стискання елемента та необхідний радіальний натяг в ущільненні.

Отже, значення кута нахилу φ_K обмежене коефіцієнтом тертя матеріалу герметизуючого елемента по сталі, і ця умова виражається нерівністю

$$\operatorname{tg} \varphi_K \geq f. \quad (5.4)$$

Коефіцієнт тертя алюмінію по сталі $f = 0,1$ при наявності змащування (табл. 4.1). Тому мінімальне значення кута

$$\varphi_K = \operatorname{arctg} f = \operatorname{arctg} 0,1 = 5^\circ 43'. \quad (5.5)$$

Цей кут відповідає стандартному значенню конусності 1:5 [12], для якої точне значення кута

$$\varphi_K = 5^\circ 43' 38". \quad (5.6)$$

Отже, величина конусності ущільнюючих поверхонь залежить від коефіцієнта тертя між матеріалами елементів з'єднання. За умовою усунення самозаклинювання та досягнення максимальної площі контакту прийнято конусність робочої поверхні герметизуючого елемента 1:5.

5.2. Проектування конструкції герметизуючого вузла

Конструктивно-геометричні параметри муфти і труби встановлені стандартом відповідно до їх функціонального призначення. Вони накладають обмеження на конструктивні розміри герметизуючого елемента.

5.2.1. Діаметр D_1 конічної поверхні ущільнення.

Конусність ущільнюючої поверхні попередньо визначено (п. 5.1). Її діаметр повинен бути більшим для досягнення більшої контактної площі, яка забезпечує герметичність. Але розміщення герметизуючого елемента у трубі (рис. 2.1) вимагає, щоб цей діаметр був меншим за діаметр западин різьби. Тому для діаметра конічного ущільнення D_1 (рис. 5.2) обмежуючим параметром є внутрішній діаметр d_2 різьби на торці труби [27].

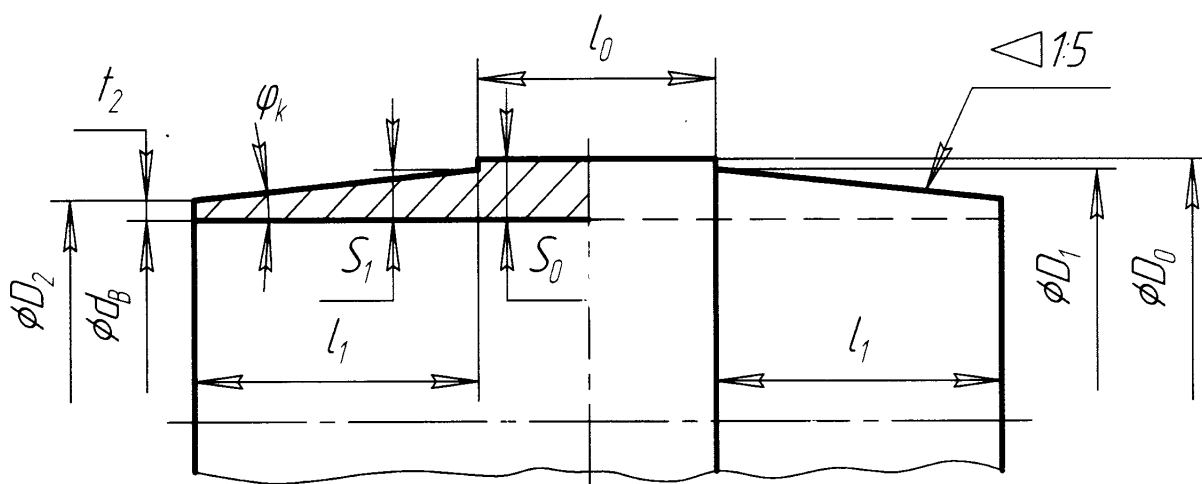


Рис. 5.2. Основні конструктивні розміри герметизуючого елемента.

За стандартом товщина t торця труби під різьбою має бути не менша 2,0 мм [27]. У п. 3.6 доведено, що вставний елемент служить опорою для цього торця, збільшує жорсткість, перешкоджає його стисканню та виходу витків різьби із зачеплення. Тому можна прийняти товщину t торця розточеної труби не менше 1,2 мм, щоб діаметр ущільнення D_1 був більшим

$$D_1 = d_2 - 2 \cdot t \leq d_2 - 2,4. \quad (5.7)$$

5.2.2. Довжина l_1 ущільнюючої ділянки (рис. 5.2).

При заданому ухилі і більшому діаметрі конічної поверхні її площа визначається меншим діаметром, який відповідає внутрішньому діаметру d труби. Перепад цих діаметрів визначає довжину l_1 ущільнюючої ділянки

$$l_1 \leq l_{1\max} = \frac{D_1 - d}{2 \cdot t_g \cdot \phi_K} = (D_1 - d) \cdot 5. \quad (5.8)$$

Обсадні труби кожного діаметра мають ряд різних товщин стінки і внутрішніх діаметрів, тому розрахункова довжина $l_{1\max}$ отримується різною (табл. 5.1). Виготовляти елементи декількох розмірів для одного діаметра обсадних труб нераціонально з технологічних та економічних міркувань.

На цьому етапі проектування потрібно виділити групи типорозмірів з'єднань, для яких можливо прийняти герметизуючі елементи однакових розмірів, тобто провести їх уніфікацію. Так, наприклад, за табл. 5.1 аналіз

розрахункових розмірів показує, що достатньою для герметизації є довжина ущільнення не більше 30 мм, яка не перекриває половину довжини згвинчування, чим зберігає міцність різьбового з'єднання. Крім того, дуже близькими за розрахунковим діаметром D_1 (різниця 1 мм) є елементи для з'єднань із короткою та подовженою (У) різьбами, що дозволяє прийняти для них один типорозмір герметизуючого елемента.

Як наслідок, задані ухил, більший діаметр і довжина конічної поверхні повністю визначають її менший діаметр D_2

$$D_2 = D_1 - 2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_K \cdot l_1 = D_1 - 6. \quad (5.9)$$

5.2.3. Внутрішній діаметр d_B герметизуючого елемента (рис. 5.2).

Умовою застосування елемента є виконання функціонального призначення з'єднання. Важливим параметром цього є внутрішній (прохідний) діаметр d труби, який є меншим при більшій товщині стінки. В умовах експлуатації ця товщина визначає необхідну міцність обсадної колони, а її прохідний (робочий) діаметр не допускається меншим за мінімальний внутрішній діаметр d_{\min} труби для ряду товщин стінок, заданих стандартом.

Внутрішній діаметр d_B герметизуючого елемента не може бути меншим за мінімальний у труби. При цьому він обмежений товщиною t_2 торця, який не повинен бути надто тонким (рис. 5.2). Враховуючи, що цей торець елемента конструктивно має за опору набагато жорсткіше з'єднання муфти і труби (рис. 2.1), з технологічних міркувань його товщина t_2 може бути не меншою 2 мм. Діаметр d_B можна знайти за встановленими розмірами герметизуючого елемента із діапазону, заданого такими обмеженнями

$$d_{\min} < d_B = D_2 - 2 \cdot t_2 \leq D_1 - 2 \cdot (\operatorname{tg} \varphi_K \cdot l_1 + t_2). \quad (5.10)$$

Уніфікуючи розміри елемента, це дозволяє вибрати одне значення внутрішнього діаметра d_B елемента для заданого діаметра обсадних труб (табл. 5.1). При цьому внутрішній діаметр труби може бути рівним d_B або меншим за нього при більших товщинах стінки, але внутрішній діаметр d_B елемента не повинен перекривати прохідний діаметр d_{\min} обсадної колони.

5.2.4. Зовнішній діаметр D_0 центральної циліндричної ділянки.

Герметизуючий елемент повинен вільно розміщатись всередині муфти, тому його найбільший діаметр має бути меншим за її внутрішній діаметр. У муфті з двох боків виконують внутрішню різьбу, тому у її центральній частині має місце зустрічне перерізування витків. Для усунення спотвореної різьби стандартом передбачене розточування цієї ділянки муфти. Вона знаходиться між торцями загвинчених труб, відстань між якими у закріпленому стані становить 25 мм [27]. Оскільки тут немає зачеплення витків різьби муфти і труби, то розточування допустимо виконати на усій цій довжині, при чому витки у зачепленні залишаються повнопрофільними.

Зовнішній діаметр елемента D_0 (рис. 5.2) обмежений внутрішнім діаметром муфти, який розточений у її центрі на довжині 25 мм і визначається ухилом $\operatorname{tg} \varphi$ конічної різьби [27]

$$D_0 \leq d_3 - \operatorname{tg} \varphi \cdot (L_M - 25), \quad (5.11)$$

де d_3 – внутрішній діаметр різьби на торці муфти, мм; L_M – її довжина, мм.

Застосовуючи уніфікацію герметизуючого елемента, вибирають одне значення діаметра D_0 для групи типорозмірів з'єднань (табл. 5.1). Товщину стінки елемента на центральній ділянці S_0 визначає її зовнішній діаметр D_0 , а на ділянці ущільнення S_1 – більший діаметр D_1 конічної поверхні

$$S_0 = \frac{D_0 - d_B}{2}, \quad S_1 = \frac{D_1 - d_B}{2}. \quad (5.12)$$

Діаметр D_0 більший за діаметр D_1 ущільнюючих поверхонь, тому утворюються два уступи, між якими визначається довжина центральної циліндричної ділянки елемента (рис. 5.2). Вона розміщена у муфтовому з'єднанні між торцями труб, тому її довжина визначена стандартом $l_0=25$ мм. Торці труб при згвинчуванні впираються в уступи герметизуючого елемента, що забезпечує однакові задані натяги у всіх з'єднаннях, перешкоджає їх надмірному затягуванню і цим самим виникненню пластичних деформацій у різьбі та ущільненні, а за рахунок меншої твердості матеріалу елемента додатково виникає торцеве ущільнення.

Таблиця 5.1

Конструктивно-геометричні параметри муфтового з'єднання обсадних труб з герметизуючою втулкою, мм

Тип різьби	Параметри обсадної труби			Внутрішній діаметр різьби на торці труби	Діаметр конічної поверхні ущільнення в площині торця труби (більшій)	Товщина торця труби під різьбою	Довжина ділянки ущільнення		Товщина торця втулки		Менший діаметр конічної поверхні	Внутрішній (прохідний) діаметр втулки		Внутрішній діаметр різьби	Зовнішній діаметр втулки	Товщина стінки втулки	
	діаметр труби	товщина стінки	внутрішній діаметр				розрах.	прийнят.	розрах.	прийнят.		розрах.	прийнят.			розрах.	прийнят.
D	S	d	d_2	D_1	t	l_1	t_2	D_2	d_B	D_0	S_0	S_1					
146	8,5	129,1	138,672	136,2	1,83	30,5	0,05	129	129,0	137	6	5					
	9,5	127,1				39,5	0,95		127,1				138,23				
	10,7	124,7				51,5	2,15		124,7								
	8,9	150,5				32,5	0,25		150,5								
	10,6	147,1				49,5	0,195		147,1				160,24				
	12,1	144,1				64,5	2,45		144,1								
146	8,5	129,1	137,485	135,1	1,24	30,5	0,05	129	129,0	137	6	5					
	9,5	127,1				39,5	0,95		127,1				137,04				
	10,7	124,7				51,5	2,15		124,7								
	8,9	150,5				32,5	0,25		150,5								
	10,6	147,1				49,5	0,195		147,1				159,05				
	12,1	144,1				64,5	2,45		144,1								

5.3. Визначення натягів ущільнення для заданих умов експлуатації

5.3.1. Забезпечення натягу ущільнення при виготовленні з'єднання. Герметичність конічних поверхонь елемента і труби досягається пружним радіальним натягом Δ_1 , завдяки якому елементи ущільнення знаходяться у радіально-деформованому стані внаслідок їх силової взаємодії. Це означає, що перед згвинчуванням радіуси їх поверхонь відрізнялись на величину Δ_1 .

Це можна забезпечити, якщо при виготовленні конічних поверхонь герметизуючого елемента і відповідних конічних поверхонь труби, змінити розрахунковий діаметр D_1 ущільнюючих поверхонь на цю ж величину. Щоб різниця їх радіусів була рівна заданому натягу Δ_1 , діаметри конічних поверхонь труби D_{1T} (у площині її торця, отриманий розточуванням) та елемента D_{1B} (більший діаметр у площині уступа) виготовляють такими

$$D_{1T} = D_1 - \Delta_1, \quad D_{1B} = D_1 + \Delta_1. \quad (5.13)$$

Герметизуючий вузол сконструйовано так, що у з'єднаному стані торць труби контактує з уступом герметизуючого елемента (рис. 2.1). При однаковій конусності ущільнюючих поверхонь це забезпечує заданий радіальний натяг Δ_1 на усій довжині ущільнення.

5.3.2. Радіальні натяги в ущільненні.

При згвинчуванні з'єднання відбувається радіальне стискання труби і герметизуючого елемента, на їх ущільнюючих поверхнях виникає контактний тиск і досягається герметичність. Початковий зазор Δ_1 , допустимий в ущільненні перед згвинчуванням (п. 3.1), вибирається з затягуванням різьби з мінімальним натягом $\Delta=0,1$ мм. Це забезпечує на всій довжині ущільнення стискання і додатній контактний тиск, який зростає при догвинчуванні різьби. Наявність такого зазору дозволяє не збільшувати крутний момент і витрати енергії при згвинчуванні порівняно з традиційним з'єднанням.

Отже, конструкція герметизуючого вузла дозволяє початковий геометричний зазор в ущільненні. За допомогою розрахункової моделі з'єднання

Таблиця 5.2

Допустимі зазори в ущільненні при згвинчуванні, мм

Тип різьби	коротка						подовжена (У)					
	146			168			146			168		
Діаметр ОТ, мм												
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Допустимий зазор	0,054	0,056	0,058	0,051	0,054	0,057	0,055	0,057	0,059	0,052	0,055	0,058

(розд. 2) з використанням системи програмування MathCAD в табл. 5.2 розраховані значення допустимих зазорів (від'ємних натягів Δ_1) в ущільненні для заданих діаметрів і товщин стінок обсадних труб. Характерно, що для труб з меншою товщиною стінки допустимий зазор в ущільненні більший (табл.5.2), оскільки такі труби мають меншу радіальну жорсткість, при згвинчуванні легше стискаються і швидше вибирають цей зазор.

Допустимі зазори відрізняються між собою в межах 0,008 мм (табл. 5.2), що значно менше допуску на виготовлення ущільнюючих поверхонь герметизуючого елемента і труби. Тому для цих типорозмірів труб і герметизуючого елемента можна прийняти одне їх допустиме значення 0,05 мм.

Таким чином, розрахунками за табл. 5.2 визначено обмеження на мінімально допустимий натяг $\Delta_{1\min} = -0,05$ мм в ущільненні для робочих радіальних натягів $\Delta = 0,1 \dots 0,2$ мм у різьбах з'єднань обсадних труб (п.3.1).

При згвинчуванні різьбового з'єднання з натягом збільшуються стискаючі деформації герметизуючого елемента, відповідно і кільцеві напруження σ_k в його стінках. Вони не повинні перевищити допустимі напруження пропорційності $\sigma_{0,2}$ для матеріалу елемента, щоб при згвинчуванні не утворились залишкові пластичні деформації. За формулою (3.2) можна розрахувати допустимі радіальні деформації W_k герметизуючого елемента

$$W_k = \frac{\sigma_{0,2} \cdot R_k(x)}{E}, \quad (5.14)$$

де $R_k(x)$ – радіус серединної поверхні стінки герметизуючого елемента в перетині x ущільнення, мм.

Радіус R_k менший біля тоншого торця при $x=42,5$ мм (рис. 5.2), але при згвинчуванні прогини W_k стінки елемента більші в перетині 1-1 при $x=12,5$ мм (рис. 3.1). Для герметизуючого елемента, виготовленого з алюмінію ($\sigma_{0,2}=290$ МПа) розрахункові значення допустимих прогинів за (5.14) складають: для труб ОТ 146 мм $W_k=0,265$ мм при $x=12,5$ мм та $W_k=0,259$ мм при $x=42,5$ мм; для труб ОТ 168 мм відповідно $W_k=0,310$ мм та $W_k=0,304$ мм. З практичних міркувань можна прийняти за максимально допустимі радіальні деформації $W_k=0,26$ мм для герметизуючого елемента ОТ 146 мм та $W_k=0,30$ мм для ОТ 168 мм.

Таким чином, за умовою неперевищення межі пропорційності кільцевими напруженнями у стінці герметизуючого елемента, встановлено обмеження на його максимально допустимі радіальні деформації.

У п. 3.1 встановлено, що для герметизуючого елемента існує такий допустимий натяг Δ_1 ущільнення, при якому кільцеві напруження не перевищують допустимих напружень пропорційності $\sigma_{0,2}$ для його матеріала. У табл. 5.3 розраховані значення цих натягів ущільнення при максимальному натязі різьби $\Delta=0,2$ мм для заданих діаметрів ОТ та їх товщин стінок.

Характерно, що більші допустимі радіальні прогини стінки і натяги ущільнення дозволяє елемент більшого діаметра як більш податливий. Значення допустимих натягів ущільнення можна округлити і для ОТ 146 мм прийняти $\Delta_1=0,12$ мм, а для ОТ 168 мм – $\Delta_1=0,17$ мм. При таких натягах ущільнення затягування різьби з максимальним натягом $\Delta=0,2$ мм не викликає залишкових пластичних деформацій герметизуючого елемента.

Таблиця 5.3

Допустимі натяги ущільнення при згвинчуванні, мм

Тип різьби	коротка						подовжена (У)					
	146			168			146			168		
Діаметр ОТ, мм												
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Допустимі натяги, мм	0,126		0,124		0,175		0,124		0,121		0,172	
		0,125		0,177		0,172		0,122		0,174		0,170

Таким чином, встановлено обмеження на максимально допустимий натяг Δ_1 ущільнення для робочого діапазону натягів Δ різьби з'єднання.

5.3.3. Радіальні натяги в ущільненні при дії експлуатаційних тисків. Для заданого натягу ущільнення існує такий допустимий внутрішній тиск, при перевищенні якого може порушитись герметичність внаслідок "ефекту важеля" (п. 3.2). За допомогою розрахункової моделі з'єднання в середовищі MathCAD розв'язана задача знаходження допустимих значень внутрішніх тисків для робочих натягів різьби та допустимих натягів ущільнення.

В табл. 5.4 визначені ці допустимі значення для обсадних труб ОТ 146 мм та ОТ 168 мм. При додатних натягах ущільнення ($\Delta_1 > 0$) різниця отриманих тисків для різних товщин труб не перевищує 3,72% та зменшується для більших Δ_1 , тому в табл. 5.4 прийнято усереднені значення відповідних допустимих тисків. Характерно, що допустимий тиск менший для труб більшого діаметра, тому що вони мають більші радіальні податливість і деформації та прояв "ефекту важеля" під дією внутрішнього тиску (п. 3.2).

Аналіз табл. 5.4 показує, що величина допустимого тиску, при якому елемент забезпечує герметичність з'єднання, збільшується як із збільшенням натягу загвинчування різьби Δ , так із збільшенням натягу ущільнення Δ_1 . Адже при цьому закономірно збільшується контактний тиск ущільнення в перетині 2-2 (біля вільного торця герметизуючого елемента), і на його подолання потрібен більший внутрішній тиск, щоб через "ефект важеля" отримати більший прогин герметизуючого елемента в перетині 2-2.

Таким чином, встановлено допустимі внутрішні тиски, для яких тиск в ущільненні залишається більшим, чим забезпечується герметичність.

За стандартом [27] муфтові з'єднання обсадних труб повинні витримувати випробування внутрішнім гідравлічним тиском. Це стосується також і з'єднань, модернізованих герметизуючим вузлом із ущільнюючим елементом. Розрахункові допустимі тиски (табл. 5.4), при яких елемент забезпечує герметичність, знаходяться в межах випробувальних тисків [27].

Таблиця 5.4

Допустимі значення внутрішнього тиску P_r (МПа)
залежно від натягу ущільнення Δ_1 (мм)

Тип різьби	коротка						подовжена (У)					
Діаметр ОТ, мм	146			168			146			168		
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Натяги Δ_1	для мінімального натягу різьби $\Delta=0,10$ мм											
-0,05	4,0	4,8	5,5	0,5	1,5	2,6	2,8	4,1	5,1	0,7	1,7	2,9
0	28,3	28,8	29,2	19,7	20,3	21,0	29,1	29,7	30,1	19,9	20,6	21,4
0,05	52,8			39,0			53,7			39,5		
0,10	76,7			56,8			77,8			57,5		
0,12	86,5			63,9			87,4			64,6		
0,15	-			74,6			-			75,3		
0,17	-			81,7			-			82,5		
Натяги Δ_1	для номінального натягу різьби $\Delta=0,15$ мм											
-0,05	18,1	19,2	20,1	10,4	11,6	13,1	18,8	20,4	21,4	10,6	12,0	13,6
0	42,4	43,2	43,8	29,5	30,4	31,5	43,7	44,5	45,2	29,9	30,9	32,1
0,05	67,1			49,3			68,5			48,9		
0,10	91,1			67,4			92,6			68,4		
0,12	101,0			74,5			102,3			75,5		
0,15	-			85,2			-			86,2		
0,17	-			92,4			-			93,3		
Натяги Δ_1	для максимального натягу різьби $\Delta=0,20$ мм											
-0,05	32,3	33,6	34,7	20,2	21,8	23,6	33,9	35,3	36,5	20,6	22,3	24,3
0	56,5	57,6	58,4	39,4	40,6	42,0	58,3	59,3	60,2	39,9	41,2	42,8
0,05	81,5			59,4			83,3			60,2		
0,10	105,5			78,1			107,5			79,0		
0,12	115,1			85,2			117,1			86,3		
0,15	-			95,9			-			97,1		
0,17	-			103			-			104,2		

Оскільки допустимий тиск залежить від натягу ущільнення, то необхідно визначити такі значення цього натягу, які забезпечать герметичність з'єднання при заданому тиску гідравлічних випробувань.

Задача вибору герметичного натягу ущільнення Δ_1 для стандартних величин випробувального тиску залежно від діаметрів, товщини стінок і

груп міцності матеріалу обсадних труб розв'язана з використанням програмної MathCAD-моделі з'єднання. В табл. 5.5 подані значення необхідних натягів ущільнення для обсадних труб ОТ 146 і ОТ 168 мм. Розрахункові величини натягів Δ_1 для короткої і довгої різьб відрізняються не більше, ніж на 0,003 мм, тому їх значення округлені з точністю до 0,005 мм.

Натяги ущільнення за табл. 5.5 визначаються виключно тільки величиною тисків гідравлічних випробувань, заданих стандартом [27]: чим вищий випробувальний тиск, тим більший натяг ущільнення необхідно для забезпечення не меншого контактного тиску і герметичності.

Таблиця 5.5

Натяги ущільнення Δ_1 для гідравлічних випробувань

Діаметр труби, мм	Говщина стін ки, мм	Групи міцності сталі труб						
		Д	К	Е	Л	М	Р	Т
для мінімального натягу різьби $\Delta=0,10$ мм								
146	8,5	0,010	0,035	0,045	0,065	0,085	0,120	0,140
	9,5	0,020	0,045	0,060	0,080	0,105	0,140	0,165
	10,7	0,030	0,060	0,075	0,100	0,125	0,165	0,190
168	8,9	0,030	0,055	0,070	0,095	0,120	0,165	0,185
	10,6	0,045	0,080	0,095	0,125	0,155	0,200	0,230
	12,1	0,060	0,100	0,120	0,150	0,185	0,235	0,270
для номінального натягу різьби $\Delta=0,15$ мм								
146	8,5	-0,020	0,0	0,015	0,035	0,055	0,090	0,110
	9,5	-0,010	0,015	0,030	0,050	0,075	0,110	0,130
	10,7	0,0	0,030	0,045	0,070	0,095	0,135	0,160
168	8,9	-0,005	0,025	0,040	0,065	0,090	0,130	0,155
	10,6	0,015	0,050	0,065	0,095	0,125	0,170	0,200
	12,1	0,030	0,070	0,090	0,120	0,155	0,210	0,240
для максимального натягу різьби $\Delta=0,20$ мм								
146	8,5	-0,050	-0,030	-0,015	0,005	0,025	0,060	0,080
	9,5	-0,040	-0,015	0,0	0,020	0,040	0,080	0,100
	10,7	-0,030	0,0	0,015	0,040	0,065	0,105	0,130
168	8,9	-0,035	-0,005	0,010	0,035	0,060	0,100	0,125
	10,6	-0,015	0,020	0,035	0,065	0,095	0,140	0,170
	12,1	0,0	0,040	0,060	0,090	0,125	0,180	0,210

Аналіз даних табл. 5.5 виявив компенсаційний зв'язок між натягами різьби Δ та ущільнення Δ_1 . Для забезпечення герметичності з'єднання при гідравлічних випробуваннях недостатній натяг різьби повинен компенсуватись більшим натягом ущільнення, і навпаки, якщо досягнуто більший натяг затягування різьби, то натяг ущільнення може бути меншим.

Оскільки величини випробувального тиску задані стандартом [27] незалежно від натягу у різьбі з'єднання, то визначені в табл. 5.5 натяги становлять відповідно мінімальні, номінальні і максимальні допустимі натяги в ущільненні для гідравлічних випробувань. Їх величини потрібно використати для розрахунку геометричних розмірів та граничних відхилень ущільнюючих поверхонь герметизуючого елемента і труби.

Порівнюючи мінімально допустимі (табл. 5.2) та необхідні (табл. 5.5) натяги, робимо висновок, що останні більші і тому забезпечують як щільність прилягання елемента при згвинчуванні з'єднання, так і його герметичність при дії внутрішнього тиску у свердловині. Порівнюючи максимально допустимі натяги за табл. 5.3 із необхідними для герметичності за табл. 5.5, бачимо, що останні менші і не приведуть до перевищення межі пропорційності та появи у елемента залишкових пластичних деформацій. Перевірка показує, що при максимальному випробувальному тиску $P_I=122,6$ МПа [27] збільшення радіуса герметизуючого елемента досягає $W_K=0,18$ мм для ОТ 146 мм та $W_K=0,25$ мм для ОТ 168 мм, що менше допустимих значень за умовою недопущення пластичних деформацій (п. 3.1) в перетині 1-1 торця труби, де радіус елемента зростає найбільше [59].

Для ущільнення існує такий максимально допустимий зовнішній тиск, при якому контактний тиск перевищує його на довжині більше третини ущільнення, чим забезпечує герметичність (п. 3.3). У табл. 5.6 розраховані значення такого зовнішнього тиску для обсадних труб ОТ 146 і ОТ 168 мм з різними натягами різьби та ущільнення. Різниця цих значень для різної довжини різьби або товщини стінки виявляється несуттєвою, тому що не перевищує $\pm 1,4\%$ для нульового натягу і зменшується при його збільшенні.

Допустимі значення зовнішнього тиску P_z , МПа

Діаметр труби, мм	Натяг різьби, мм	Натяг ущільнення Δ_1 , мм							Граничний натяг ущільнення, мм	Граничний тиск, МПа
		-0,05	0,0	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25		
146	0,1	2,4	6,0	9,8	13,6	17,4	<u>21,2</u>	–	0,19	20,6
	0,15	5,3	9,1	12,8	16,6	<u>20,0</u>	–	–	0,14	19,9
	0,2	8,3	12,2	15,9	19,9	–	–	–	0,10	19,9
168	0,1	1,7	4,4	7,2	9,9	12,6	15,4	<u>18,2</u>	0,23	17,2
	0,15	3,8	6,6	9,3	12,1	15,0	<u>17,6</u>	–	0,19	17,2
	0,2	6,0	8,8	11,6	14,3	<u>17,1</u>	–	–	0,14	16,7

Аналіз даних табл. 5.6 показує, що для більших натягів різьби чи ущільнення граничне значення зовнішнього тиску більше. Це тому, що в ущільненні досягається більший контактний тиск, який витримує вищий зовнішній тиск і забезпечує герметичність. При великих натягах елемент отримує стискаючі деформації, близькі до межі пропорційності, а зовнішній тиск збільшує ці деформації. В табл. 5.6 підкреслені значення тиску, які витримує ущільнення, але при цьому деформації герметизуючого елемента перевищують допустимі. Хоча таке збільшення натягу і забезпечує герметичність при вищому зовнішньому тиску, елемент отримує залишкові пластичні деформації, що недопустимо для розбірних з'єднань.

В табл. 5.6 розраховані з використанням MathCAD-моделі також граничні значення натягів ущільнення та зовнішніх тисків, максимально можливих, при яких одночасно забезпечується і герметичність, і не виникають залишкові деформації елемента. Вони дещо менші порівняно із допустимими натягами за табл. 5.3. Це зрозуміло, бо умова недопущення залишкових деформацій герметизуючого елемента вимагає або зменшення натягу, або обмеження допустимого зовнішнього тиску. Це тому, що при згвинчуванні з'єднання герметизуючий елемент зазнає стискаючих деформацій внаслідок радіальних натягів, а зовнішній тиск посилює його стискання.

У п. 3.4 зроблено висновок про те, що при наявності внутрішнього і зовнішнього тисків їх однакові за величиною складові компенсують одночасну дію один одного і не впливають на герметичність ущільнення. Якщо їх різниця (перевищення одного чи другого) не більша за критичне значення, то герметичність забезпечується при будь-якому одночасному збільшенні внутрішнього і зовнішнього тисків.

Виходячи з цього, гранично допустимі значення тисків, встановлені в табл. 5.4 і 5.6, є допустимим перевищенням (різницею) одного діючого тиску над іншим, тобто допустимим перепадом тисків, при якому ще забезпечується герметичність з'єднання. Завдяки цьому при проектуванні параметрів ущільнення розрахунок допустимих і граничних значень можна проводити окремо для кожного з тисків. Так само можна проводити і гідравлічні випробування з'єднань з герметизуючим елементом.

5.3.4. Радіальні натяги ущільнення при дії температури.

Аналіз температурного розширення і переміщень стінки герметизуючого елемента у з'єднанні від його дії (п. 3.5) показали, що підвищення температури еквівалентне збільшенню натяга в ущільненні внаслідок пропорційно більшого розширення елемента порівняно із муфтою і трубою.

За формулою (3.3) можна розрахувати величину збільшення натягу ущільнення для герметизуючого елемента, виготовленого з алюмінію, при збільшенні температури на 10°K : для ОТ 146 мм $\Delta_{1T}=0,00756$ мм; для ОТ 168 мм $\Delta_{1T}=0,00877$ мм. За цією ж формулою можна визначити, що натяг ущільнення зростає на $\Delta_{1T}=0,01$ мм при збільшенні температури: для ОТ 146 мм на $T=13,2^{\circ}\text{K}$; для ОТ 168 мм на $T=11,4^{\circ}\text{K}$.

Знаючи підвищення температури у свердловині, за формулою (3.3) можна розрахувати збільшення натягу в ущільненні. Це дозволяє перерахувати допустимі натяги ущільнення за табл. 5.2 і 5.3. З одного боку, можна зменшити натяги (збільшити зазори) на величину Δ_{1T} за умовою забезпечення щільності прилягання герметизуючого елемента до труби (табл. 5.2).

Це дасть змогу зменшити крутний момент згвинчування з'єднання перед опусканням колони, а температурне розширення забезпечить необхідне ущільнення у свердловині.

З іншого боку, необхідно обмежити (зменшити на цю ж величину) максимально допустимі натяги за умовою недопущення залишкових деформацій (табл. 5.3), інакше температурне розширення приведе до перевищення допустимих деформацій герметизуючого елемента.

Для забезпечення герметичності при дії внутрішнього тиску потрібно задавати мінімально необхідні натяги в ущільненні (табл. 5.4 і 5.5). Знаючи підвищення температури, за формулою (3.3) треба зменшити натяг ущільнення на величину радіального температурного розширення, яке у свердловині забезпечить необхідний натяг і герметичність при експлуатаційному тиску. Це ж стосується і зовнішнього тиску. Щоб забезпечити герметичність при перевищенні зовнішнього тиску над внутрішнім, треба зменшити натяг в ущільненні (табл. 5.6) на величину теплового розширення, яке під дією температури у свердловині компенсує це зменшення.

5.3.5. Радіальні натяги в ущільненні при дії осьового навантаження Q .

Осьове навантаження Q , яке діє на обсадну колону, викликає додаткові деформації стінки елемента і додатковий контактний тиск в ущільненні (п. 3.6). Так як ці величини не залежать від початкових натягів різьби Δ та ущільнення Δ_1 , але змінюють їх остаточні значення при навантаженні, то необхідно встановити величину додаткових натягів при дії осьової сили.

В табл. 5.7 розраховано додаткові прогини герметизуючого елемента у крайніх перетинах 1-1 і 2-2 ущільнення від осьової сили $Q=500$ і 1000 кН. Їх аналіз підтверджує збільшення додаткових деформацій пропорційно збільшенню осьової сили. Герметизуючий елемент з більшим діаметром деформується більше, тому що має меншу жорсткість.

У перетині 2-2, де визначають допустимі початкові зазори ущільнення (п. 3.1), прирости деформацій від осьової сили дуже малі (не перевищують

Таблиця 5.7

Додаткові прогини стінки герметизуючого
елемента від дії осьової сили Q , кН

Тип різьби		Коротка						Подовжена (У)					
Діаметр ОТ, мм		146			168			146			168		
Товщина стінки, мм		10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Перетин 1-1	$Q=500$ кН	0,026		0,026		0,030		0,028		0,028		0,032	
	$Q=1000$ кН		0,026		0,030		0,030		0,028		0,033		0,032
Перетин 2-2	$Q=500$ кН	0,005		0,006		0,006		0,005		0,006		0,006	
	$Q=1000$ кН		0,006		0,005		0,007		0,006		0,005		0,007
Перетин 1-1	$Q=500$ кН	0,010		0,013		0,012		0,010		0,013		0,012	
	$Q=1000$ кН		0,012		0,011		0,014		0,011		0,011		0,014

0,014 мм – табл. 5.7), знаходяться в межах допуску на виготовлення ущільнюючих поверхонь і практичного значення не мають. Тому наявність осьового навантаження не дозволяє значно збільшити початковий зазор в ущільненні для зменшення крутного моменту згвинчування. Проте можна стверджувати, що при згвинчуванні з'єднання навіть з мінімально допустимим натягом різьби під дією осьової сили контактний тиск в ущільненні зростає, що покращує умови забезпечення герметичності.

У перетині 1-1 прирости деформацій герметизуючого елемента від осьової сили значні і за величиною мають один порядок із робочими натягами ущільнення. Тут отримуються найбільші прогини елемента при згвинчуванні з'єднання (п. 3.1). Під дією осьової сили вони зростають ще більше, що може привести до виникнення залишкових деформацій герметизуючого елемента. Це особливо важливо в момент опускання колони обсадних труб у свердловину, коли на з'єднання діє вага всієї колони. У зв'язку з цим необхідно зменшити натяг в ущільненні на величину, пропорційну осьовому навантаженню за табл. 5.7, враховуючи вагу колони.

Для максимального натягу різьби $\Delta=0,20$ мм встановлені допустимі натяги ущільнення $\Delta_1=0,12$ мм для ОТ 146 мм і $\Delta_1=0,17$ мм для ОТ 168 мм (табл. 5.3), які не дають прогинам елемента перевищити межі відповідно 0,26 і 0,30 мм, за якою утворюються залишкові пластичні деформації. За MathCAD-програмою розраховано, що при затягуванні різьби з номінальним натягом $\Delta=0,15$ мм деформації елемента є меншими за допустимі на 0,044...0,045 мм. Порівняння їх із табл. 5.7 показує, що це дає можливість навантажити з'єднання осьювою силою до 1000 кН без отримання залишкових деформацій герметизуючого елемента.

В табл. 5.8 розраховані осьові навантаження з'єднання, які допускаються деформаціями елемента. Для порівняння подані розраховані за формулою Яковлєва-Шумілова (2.85) значення осьової сили, яку допускає матеріал труби з межею текучості $\sigma_{0,2}=380$ МПа.

Аналіз табл. 5.8 показує, що при великих натягах ущільнення допустима осьова сила обмежена, тому що залишається малий запас прогинів до настання пластичних деформацій стінки елемента. Незначне зменшення натягу ущільнення Δ_1 (на 0,02...0,05 мм) значно збільшує допустиму осьову силу. Це пояснюється тим, що вона спричиняє відносно незначні радіальні деформації елемента (табл. 5.7), і якщо його прогини мають навіть малий запас до настання пластичних, то вони все-таки допускають значне осьове навантаження, яке не призводить до залишкових деформацій.

Таблиця 5.8

Осьові навантаження Q , кН, допустимі деформаціями елемента

Тип різьби	Діаметр труби, мм	Осьова сила, допустима міцністю труби	Натяг ущільнення Δ_1 , мм				
			0,05	0,10	0,12	0,15	0,17
коротка	146	1095	1980	1180	870	–	–
	168	1324	2380	1680	1410	990	710
подовжена	146	1123	1830	1080	790	–	–
	168	1359	2200	1540	1290	900	650

З іншого боку, осьове навантаження обмежене міцністю труби у перетину 3-3 збігу різьби, який сприймає все осьове навантаження з'єднання. В табл. 5.8 розрахована найменша осьова сила, яка допускається трубою з мінімальною товщиною стінки із сталі групи *Д*. Воно показує, що при натягах ущільнення, не більших за $\Delta_1=0,10$ мм, навантаження таким зусиллям не призведе до залишкових деформацій герметизуючого елемента.

Осьове навантаження викликає збільшення натягу і контактного тиску у перетині 2-2 ущільнення, що дозволяє витримувати більший внутрішній тиск при заданому натязі (п. 3.6). В табл. 5.9 розраховані збільшення величини (прирости) допустимого тиску порівняно із ненавантаженим з'єднанням (табл. 5.4). Розрахунки показали, що ці прирости прямо пропорційні величині осьової сили і не залежать від натягу Δ різьби (п. 3.6).

Аналіз табл. 5.9 показує, що при навантаженні осьовою силою допустимий внутрішній тиск більший для меншої товщини труб. Вони мають меншу жорсткість, легше стискаються і збільшують натяг в ущільненні, тому воно витримує більший внутрішній тиск. Приріст допустимого тиску

Таблиця 5.9

Прирости допустимого внутрішнього тиску P_v , МПа,
при навантаженні осьовою силою $Q=1000$ кН (порівняно із табл. 5.4)

Тип різьби	коротка						подовжена (У)					
	146			168			146			168		
Діаметр ОТ, мм												
Товщина стінки, мм	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9	10,7	9,5	8,5	12,1	10,6	8,9
Натяги Δ_1	Прирости критичного внутрішнього тиску P_v (МПа)											
-0,05	+3,9	+4,6	+5,0	+1,8	+2,5	+3,3	+3,7	+4,2	+4,8	+1,5	+2,2	+3,0
0	+4,4	+4,8	+5,0	+1,8	+2,4	+3,3	+4,1	+4,5	+4,8	+1,5	+2,1	+2,9
0,05	+4,4	+4,8	+5,0	+1,8	+2,4	+3,3	+4,1	+4,5	+4,8	+1,5	+2,1	+3,0
0,10	+4,4	+4,8	+5,0	+2,4	+3,0	+3,9	+4,1	+4,4	+4,8	+1,9	+2,5	+3,6
0,12	+4,4	+4,7	+5,0	+2,8	+3,4	+4,1	+4,1	+4,5	+4,8	+2,3	+2,9	+3,7
0,15	-			+3,3	+3,8	+4,4	-			+2,8	+3,4	+4,1
0,17	-			+3,5	+3,9	+4,4	-			+3,1	+3,6	+4,1

для труб більшого діаметра значно менший. Це пов'язано із меншою жорсткістю з'єднання в цілому, яке більше прогинається під дією внутрішнього тиску, послаблюючи ущільнення. Компенсувати розширення з'єднання від внутрішнього тиску можна збільшенням натягу в ущільненні Δ_1 , що забезпечить більший приріст граничного тиску.

5.3.6. Радіальні натяги ущільнення при гідравлічних випробуваннях.

Під час них тиск діє на торцьові заглушки і викликає осьові зусилля на з'єднанні: від 455 кН при мінімальному до 1936 кН при максимальному випробувальному тисках. Радіальна складова осьового навантаження стискає трубу і збільшує натяг в ущільненні. Це дозволяє зменшити мінімально допустимі натяги ущільнення для гідравлічних випробувань порівняно із табл. 5.5, які були знайдені без врахування осьового навантаження.

В табл. 5.10 розраховано мінімальні натяги ущільнення Δ_1 , необхідні для гідравлічних випробувань стандартними тисками [27] із врахуванням осьової сили, яка виникає від внутрішнього тиску. Порівняння їх із табл. 5.5 показує зменшення цих натягів. Це тому, що осьове зусилля забезпечує додатковий натяг в ущільненні, щоб воно витримувало випробувальний тиск. Тому для заданих значень тиску можливе зменшення натягу ущільнення, що дозволяє зменшити крутний момент згвинчування з'єднання.

Оскільки величина випробувального тиску встановлена незалежно від натягу різьби, то вказані в табл. 5.10 натяги ущільнення становлять відповідно мінімальні, номінальні і максимальні натяги для розрахунку розмірів ущільнення та їх відхилень при виготовленні.

Як встановлено у п. 3.7, осьова сила підвищує контактний тиск в ущільненні, який зменшується зовнішнім тиском, тим самим дозволяє збільшити значення допустимого, при якому забезпечується герметичність. У табл. 5.11 розраховано значення критичних зовнішніх тисків при одночасній дії осьового навантаження. Поряд із значеннями дано їх приріст порівняно із табл. 5.6 (без осьового навантаження).

Таблиця 5.10

Натяги ущільнення Δ_1 для гідравлічних випробувань
з врахуванням осьової сили

Діаметр труби, мм	Товщина стінки, мм	Групи міцності сталі труб						
		Д	К	Е	Л	М	Р	Т
для мінімального натягу різьби $\Delta=0,10$ мм								
146	8,5	0.005	0.025	0.035	0.055	0.075	0.105	0.125
	9,5	0.015	0.035	0.050	0.070	0.090	0.125	0.145
	10,7	0.025	0.050	0.065	0.085	0.110	0.150	0.175
168	8,9	0.025	0.050	0.065	0.085	0.110	0.150	0.170
	10,6	0.040	0.075	0.090	0.115	0.145	0.185	0.215
	12,1	0.055	0.090	0.110	0.140	0.170	0.220	0.250
для номінального натягу різьби $\Delta=0,15$ мм								
146	8,5	-0.025	-0.005	0.005	0.025	0.040	0.075	0.095
	9,5	-0.015	0.005	0.020	0.040	0.060	0.095	0.115
	10,7	-0.005	0.020	0.035	0.060	0.080	0.120	0.145
168	8,9	-0.005	0.020	0.035	0.055	0.080	0.115	0.140
	10,6	0.015	0.045	0.060	0.085	0.115	0.160	0.185
	12,1	0.030	0.065	0.080	0.115	0.145	0.195	0.225
для максимального натягу різьби $\Delta=0,20$ мм								
146	8,5	-0.055	-0.035	-0.025	-0.005	0.010	0.040	0.060
	9,5	-0.045	-0.020	-0.010	0.010	0.030	0.065	0.085
	10,7	-0.035	-0.005	0.005	0.030	0.050	0.090	0.115
168	8,9	-0.035	-0.005	0.005	0.025	0.050	0.090	0.110
	10,6	-0.015	0.015	0.030	0.060	0.085	0.130	0.155
	12,1	0,0	0.035	0.055	0.085	0.115	0.165	0.195

Аналіз табл. 5.11 показує, що зростання допустимого значення зовнішнього тиску P_Z прямо пропорційне осьовій силі. Це дозволяє легко визначити його для заданого значення Q . Разом з тим, сумісна дія P_Z і Q приводить до додавання результуючих деформацій, тому залишкові деформації герметизуючого елемента настають швидше. Осьове навантаження посилює дію зовнішнього тиску і його допустиме значення настає при менших натягах ущільнення. У табл. 5.11 курсивом виділені значення внутрішнього тиску, при яких ще забезпечується герметичність, але вже настають пластичні деформації герметизуючого елемента.

Таблиця 5.11

Доустимий зовнішній тиск P_Z , МПа, при навантаженні осьювою силою Q та його прирости порівняно із табл. 5.6.

Осьова сила, кН	Діаметр труби, мм	Натяг різьби, мм	Натяг ущільнення Δ_1 , мм						Граничний натяг, мм, ущільнення	Граничний тиск, МПа
			-0,05	0,0	0,05	0,10	0,15	0,20		
500	146	0,1	4.0/+1,6	7.7/+1,7	11.5/+1,7	15.3/+1,7	19.1/+1,7	22.9	0.16/-0.03	19.9/-0.7
		0,15	7,0/+1,7	10.8/+1,7	14.5/+1,7	18.3/+1,7	21.7	-	0.11/-0.03	19.2/-0.7
		0,2	10.0/+1,7	13.9/+1,7	17.7/+1,8	21.7	-	-	0.07/-0.03	19.2/-0.7
	168	0,1	3.1/+1,4	5.8/+1,4	8.6/+1,4	11.3/+1,4	14.1/+1,5	16.9	0.19/-0.04	16.3/-0,9
		0,15	5.3/+1,5	8.1/+1,5	10.8/+1,5	13.6/+1,5	16.5	-	0.15/-0.04	16.3/-0,9
		0,2	7.5/+1,5	10.3/+1,5	13.1/+1,5	15.8/+1,5	-	-	0.10/-0.04	15.8/-0,9
1000	146	0,1	5.5/+3,1	9.3/+3.3	13.1/+3.3	16.9/+3.3	20.7	-	0.13/-0.06	19.2/-1.4
		0,15	8.5/+3.3	12.4/+3.3	16.1/+3.3	19.9	-	-	0.08/-0.06	18.5/-1.4
		0,2	11.6/+3.3	15.5/+3.3	19.2	-	-	-	0.04/-0.06	18.5/-1.4
	168	0,1	4.4/+2,7	7.1/+2.7	9.9/+2,7	12.7/+2,7	15.4/+2,9	18.3	0.15/-0,08	15.4/-1.8
		0,15	6.7/+2,9	9.5/+2,9	12.2/+2,9	15,0/+2,9	17.9	-	0,11/-0,08	15.4/-1.8
		0,2	8.9/+2,9	11.7/+2,9	14.5/+2,9	17.2	-	-	0,06/-0,08	14.9/-1.8

В табл. 5.11 також розраховані граничні натяги ущільнення, при яких можна досягнути найбільшого зовнішнього тиску і при цьому будуть забезпечені герметичність та відсутність залишкових деформацій. Ці параметри пропорційно зменшуються із зростанням осьового навантаження.

5.4. Розрахунок параметрів герметизуючого вузла для заданих експлуатаційних умов

При проектуванні герметизуючого вузла встановлюють радіальний натяг Δ_1 ущільнення, а також допустимі відхилення натягу при виготовленні робочих поверхонь. Для цього визначають граничні натяги Δ_1 в ущільненні для граничних натягів Δ у різьбі. Мінімальне і максимальне отримані значення Δ_1 утворюють діапазон допустимих радіальних натягів ущільнення. Його номінальним значенням є середина цього діапазону, а допустимим відхиленням – різниця граничних значень і номінального.

Експлуатаційні характеристики свердловини

Характеристики	Позначення	Один. вимір.	Глибина H , м			
			2210	2500	2780	2900
Тип і діаметр обсадних труб	D	мм	ОТ 146	СТ 146	ОТ 146	ОТ 146
Товщина стінок труб	S	мм	8,5	8,5	8,5 / 10,7	10,7
Група міцності сталі	–	–	Д	Д	Д	Д
Межа пропорційності сталі	$\sigma_{\text{п}}$	МПа	380	380	380	380
Внутрішній тиск	P_V	МПа	9,9	10,7	11,5	11,8
Зовнішній тиск	P_Z	МПа	23,3	25,9	28,6	28,6
Осьове навантаження	Q	кН	164,2	103,5	42,8	–
Підвищення температури	T	°С	60°	69°	77°	80°

Відхилення натягів викликані допустимими відхиленнями осьового натягу $A=9,5\pm 3,2$ мм за стандартом [27] при згвинчуванні з'єднання і відповідно відхиленнями радіального натягу у різьбі $\Delta=0,15\pm 0,05$ мм (п. 3.1). Внаслідок цих відхилень змінюється величина стискання труби і відповідно натяг Δ_1 в ущільненні.

Вихідними даними для визначення натягу Δ_1 в ущільненні є експлуатаційні умови роботи з'єднання у свердловині: внутрішній тиск P_V (МПа), зовнішній тиск P_Z (МПа), підвищення температури ΔT (°С), осьове навантаження Q (кН). Проектування удосконалених з'єднань для герметизації обсадної колони в інтервалі глибин 2200...2900 м проведено для Південно-Пасічнянського газового родовища загальною глибиною 2900 м, а необхідні дані зведені в табл. 5.12.

Методика проектування включає п'ять етапів.

Перший етап – визначення необхідного натягу Δ_1 в ущільненні, який забезпечує герметичність з'єднання при гідравлічних випробуваннях.

У розрахунковій програмі задають діаметр обсадної труби D , товщину S стінки, випробувальний тиск P_V (МПа), $P_Z=0$, розрахунок осьової сили Q , яка діє на заглушки, за формулою

$$Q = 0,001 \cdot \pi \cdot (0,5 \cdot D - S)^2 \cdot P_V \quad (\text{кН}), \quad (5.15)$$

граничні натяги різьби $\Delta=0,10$ і $\Delta=0,20$ мм, натяги ущільнення Δ_1 (мм).

Засобами програмування отримують графік контактного тиску $P_K(x)$ в ущільненні, його розрахункове значення в перетині торця герметизуючого елемента з координатою $x=b+l_1=42$ мм, за чим знаходять натяги Δ_1 , які забезпечують умову герметичності ущільнення при дії внутрішнього тиску

$$P_K(x) > P_V. \quad (5.16)$$

Наприклад, для тиску $P_V=10$ МПа і номінального натягу різьби за графіком (рис.3.10, лінія 1) контактний тиск більший за 10 МПа вздовж ущільнення, а при $x=42$ мм рівний йому. Умова герметичності (5.16) виконується, а $\Delta_1=-0,05$ мм є номінальним натягом ущільнення.

Для труб ОТ 146 мм з товщиною стінок 10,7 і 8,5 мм випробувальні тиски P_V відповідно 43,6 та 34,8 МПа за стандартом [27]. Програмно визначені осьова сила Q і граничні значення натягів ущільнення Δ_1 для випробувань занесені у розрахункову таблицю 5.13.

Другий етап – визначення необхідного натягу Δ_1 в ущільненні, який забезпечує герметичність з'єднання в експлуатаційних умовах свердловини.

Для цього у розрахункову програму для заданих глибин H обсадної колони вводять діаметр труби D , товщину S стінки, внутрішній тиск P_V (МПа), зовнішній тиск P_Z (МПа), осьову силу Q (кН), граничні натяги різьби $\Delta=0,10$ і $0,20$ мм, натяги ущільнення Δ_1 (мм).

Засобами програмування отримують графік контактного тиску $P_K(x)$ в ущільненні і його значення у контрольних перетинах, за якими знаходять натяги Δ_1 , які забезпечують умови герметичності ущільнення.

Якщо внутрішній тиск перевищує зовнішній: $P_V > P_Z$, то через ефект важіля (п.3.2) контрольним є перетин вільного торця герметизуючого елемента $x=b+l_1=42$ мм, а умовою герметичності – умова (5.16) у цьому перетині. Якщо ж зовнішній тиск перевищує внутрішній: $P_V < P_Z$, то контрольними перетинами є перетин торця труби $x_1=b=13$ мм і перетин половини ущільнення $x_2=b+0,5 \cdot l_1=27$ мм внаслідок стискання середини елемента (п. 3.3),

Розрахункові значення натягів ущільнення Δ_1

Діаметр труби, мм	Товщина стінки, мм	Умови	Внутріш.	Зовніш.	Осьова сила, кН	Натяги ущільнення Δ_1 , мм			
			тиск, МПа	тиск, МПа		мінімал.	максим.	номінал.	відхилен.
D	S		P_V	P_Z	Q				
146	10,7	гідравліч. випробув.	43,6	—	533	-0,035	0,019	0,008	$\pm 0,027$
		$H=2900$ м	11,8	28,6	—	0,038	0,122	0,080	$\pm 0,042$
		$\Delta T=80^\circ\text{C}$, $\Delta_{1T}=0,060$	—	—	—	-0,022	0,062	0,020	$\pm 0,042$
		$H=2780$ м	11,5	28,6	42,8	0,040	0,124	0,082	$\pm 0,042$
		$\Delta T=77^\circ\text{C}$, $\Delta_{1T}=0,058$	—	—	—	-0,018	0,066	0,024	$\pm 0,042$
		змінання елемента	11,5	28,6	42,8	0,133	0,223	0,178	$\pm 0,045$
		Прийнято:	—	—	—	-0,018	0,066	0,024	$\pm 0,042$
146	8,5	гідравліч. випробув.	34,8	—	456	-0,058	0,0	-0,029	$\pm 0,029$
		$H=2780$ м	11,5	28,6	42,8	0,038	0,122	0,080	$\pm 0,042$
		$\Delta T=77^\circ\text{C}$, $\Delta_{1T}=0,058$	—	—	—	-0,020	0,064	0,022	$\pm 0,042$
		змінання елемента	11,5	28,6	42,8	0,132	0,222	0,177	$\pm 0,045$
		$H=2500$ м	10,7	25,9	103,5	0,013	0,097	0,055	$\pm 0,042$
		$\Delta T=69^\circ\text{C}$, $\Delta_{1T}=0,052$	—	—	—	-0,039	0,045	0,003	$\pm 0,042$
		змінання елемента	10,7	25,9	103,5	0,132	0,224	0,178	$\pm 0,046$
		Прийнято:	—	—	—	-0,020	0,064	0,022	$\pm 0,042$
		$H=2210$ м	9,9	23,3	164,2	-0,012	0,072	0,030	$\pm 0,042$
		$\Delta T=60^\circ\text{C}$, $\Delta_{1T}=0,045$	—	—	—	-0,057	0,027	-0,015	$\pm 0,042$
		змінання елемента	9,9	23,3	164,2	0,131	0,223	0,177	$\pm 0,046$
Прийнято:	—	—	—	-0,039	0,045	0,003	$\pm 0,042$		

а умовою герметичності є така умова у цих перетинах

$$P_K(x_1) > P_K(x_2) \geq P_V. \quad (5.17)$$

Наприклад, якщо діючі тиски $P_V=30$ та $P_Z=20$ МПа, то для натягу різьби $\Delta=0,15$ мм і заданого $\Delta_1=-0,05$ мм отримано графік контактного тиску P_K (рис. 3.10, лінія 5). Так як $P_V > P_Z$, то перевіряють умову (5.16). За графіком P_K в ущільненні перевищує більший із діючих P_V та рівний йому

у перетині $x=42$. Умова (5.16) виконується, то $\Delta_1=0,05$ мм є номінальним натягом ущільнення, який забезпечує герметичність з'єднання.

За експлуатаційними параметрами свердловини (табл. 3) у розрахункову програму уведені тиски внутрішній P_V (МПа) і зовнішній P_Z (МПа), осьова сила Q (кН), натяги різьби $\Delta=0,10$ і $0,20$ мм. Для них програмно побудовано графіки контактного тиску $P_K(x)$ в ущільненні та розраховані його значення у контрольному перетині $x_2=27$ мм, оскільки $P_V < P_Z$. Натяги ущільнення Δ_1 , які забезпечують герметичність з'єднань у свердловині, визначені за умовою (5.17) і занесені у розрахункову таблицю 5.13.

Третій етап – врахування температурного розширення герметизуючого елемента. Натяг ущільнення Δ_1 можна зменшити на величину цього розширення Δ_T без втрати герметичності (п. 3.5). Це дозволяє зменшити крутний момент і деформації елемента при згвинчуванні. Підвищення температури ΔT у свердловині розширює його і відновлює натяг, необхідний для герметичності. Виходячи із формули (3.3), температурна компенсація натягу в ущільненні розраховується

$$\Delta_T = \alpha_T \cdot \Delta T \cdot \left((D_1 + D_2)/4 + (b + l_1) \cdot \operatorname{tg} \varphi_K \right). \quad (5.18)$$

Наприклад, для герметизуючого елемента із дюралюмінію марки Д16Т різниця коефіцієнтів розширення матеріалів елемента і труби (табл. 4.1) $\alpha_T=10,7 \cdot 10^{-6}$ 1/град. Для розмірів елемента за табл. 5.1 компенсація натягу за формулою (5.18) при його нагріванні на 1°C становить: для ОТ-146 $\Delta_{1T}=0,00075$ мм/град.; для ОТ-168 $\Delta_{1T}=0,00087$ мм/град.

Для труб ОТ-146 розроблено один типорозмір герметизуючого елемента (табл. 5.1). Для нього підвищенні температури на ΔT ($^\circ\text{C}$) компенсація натягу: $\Delta_{1T}=0,045$ мм при $\Delta T=60^\circ\text{C}$; $\Delta_{1T}=0,060$ мм при $\Delta T=80^\circ\text{C}$. На величину Δ_{1T} у табл. 5.13 відповідно зменшені робочі натяги ущільнення, які при нагріванні у свердловині забезпечують герметичність з'єднання.

Четвертий етап – визначення найбільших можливих натягів ущільнення, при яких кільцеві напруження у стінці герметизуючого елемента досягають межі пропорційності, але відсутні пластичні (залишкові) деформації.

Максимально допустимі при цьому радіальні деформації герметизуючого елемента розраховують за формулою [65]

$$W_{K \max} = \frac{\sigma_{0,2} \cdot R_K}{E} = \frac{\sigma_{0,2} \cdot D_1}{2 \cdot E} \quad (5.19)$$

де $\sigma_{0,2}$ і E – допустимі напруження пропорційності (МПа) і модуль пружності (МПа) матеріалу елемента; R_K – розрахунковий радіус стінки, мм.

Наприклад, за табл. 4.1 $\sigma_{0,2}=310$ МПа і $E=71000$ МПа. Робоча поверхня ущільнення діаметром $D_1=135$ мм для ОТ-146 і $D_1=157$ мм для ОТ-168 є розрахунковою. За формулою (5.19) радіальні деформації елемента не повинні перевищувати відповідно $W_{K \max}=0,295$ мм та $W_{K \max}=0,343$ мм, щоб на поверхні ущільнення не виникали залишкові пластичні деформації.

Деформації герметизуючого елемента виникають при згвинчуванні з'єднання внаслідок натягів різьби Δ і ущільнення Δ_1 . Вага обсадної колони створює осьове навантаження Q на з'єднання, що посилює деформації і найбільше у перетині торця труби $x=13$ (п. 3.6). Для уникнення залишкових деформацій (зминання) робочої поверхні ущільнення розрахунковим є діаметр D_1 елемента (рис. 5.2), а контрольним – перетин $x=13$ торця труби.

У випадку, якщо зовнішній тиск P_Z перевищує внутрішній: $P_Z > P_V$, то він стискає герметизуючий елемент і теж збільшує його деформації, особливо в перетині $x=13$ (п. 3.7). Тому зминання елемента може настати у свердловині, а перевірку треба проводити із врахуванням зовнішнього P_Z і внутрішнього P_V тисків.

Якщо внутрішній тиск P_V перевищує зовнішній: $P_V > P_Z$, то у свердловині він розширює герметизуючий елемент (п. 3.2) і зменшує (розвантажує) його стискаючі деформації. У цьому випадку зминання елемента може настати при підвішуванні колони на елеваторі, тому перевірку треба проводити без врахування цих тисків.

При визначенні деформацій елемента залежно від співвідношення зовнішнього P_Z і внутрішнього P_V тисків у розрахунковій програмі задають:

– якщо $P_Z > P_V$, то задають ті ж експлуатаційні характеристики, що і

при перевірці герметичності у свердловині на другому етапі;

– якщо $P_V > P_Z$, то задають діаметр труби D , товщину S стінки труби, $P_V=0$, $P_Z=0$, осьову силу Q (кН), значення натягів різьби $\Delta=0,10$ і $\Delta=0,20$ мм, натяги ущільнення Δ_1 (мм).

Для цих даних програмно отримують графік радіальних деформацій $W_K(x)$ герметизуючого елемента в ущільненні. За ним визначають величину W_K при $x=13$ і знаходять значення натягу Δ_1 , при яких деформації W_K елемента досягають допустимих $W_{K_{\max}}$, тобто кільцеві напруження σ_K у стінці герметизуючого елемента досягають межі пропорційності $\sigma_{0,2}$.

Наприклад, згвинчування з натягами $\Delta=\Delta_1=0,15$ мм створює стискаючі деформації елемента $W_K=-0,245$ мм (рис. 3.6, лінія 13). Якщо колона розвантажена на вибої ($Q=0$), а перевищення зовнішнього тиску $P_Z=30$ МПа, то у перетині $x=13$ деформації досягають $W_K=-0,292$ мм (рис. 3.6, лінія 16). Тут не врахована вага колони при її опусканні у свердловину.

За табл. 5.12 у свердловині $P_Z > P_V$, тому у програму уведені всі експлуатаційні параметри і побудовані графіки деформацій $W_K(x)$ герметизуючого елемента, за якими знайдені максимальні значення натягів Δ_1 (табл. 5.13), при яких ці деформації у перетині $x=13$ досягають $W_{K_{\max}}=0,295$ мм.

П'ятий етап – порівняння, аналіз і вибір робочих натягів ущільнення. Умовою вибору величини натягу є одночасне забезпечення герметичності з'єднання при гідравлічних випробуваннях і при експлуатації у свердловині та відсутність пластичних деформацій (зминання) поверхонь елемента.

Робочі натяги ущільнення приймають однаковими для певного, достатньо великого діапазону глибин обсадної колони з економічних міркувань, щоб виготовляти достатньо велику партію герметизуючих вузлів за одними технічними вимогами. Якщо експлуатаційні умови у свердловині змінюються з глибиною рівномірно, то в межах кожного діапазону глибин H вибирають більше значення натягу Δ_1 , яке забезпечує герметичність і при нижчих експлуатаційних вимогах. Горизонт із аномальним стрибком експлуатаційних характеристик розглядається як окремий діапазон.

Наприклад, у табл. 5.13 вибрано більше з двох номінальних значень натягів Δ_1 (мм) для діапазону глибин H (м): $\Delta_1=0,024$ для $H=2900\dots2780$; $\Delta_1=0,022$ для $H=2780\dots2500$; $\Delta_1=0,003$ для $H=2500\dots2210$.

Для забезпечення герметичності порівнюють вибраний натяг ущільнення для експлуатаційних умов з необхідним при гідравлічних випробуваннях і вибирають більший, який витримає тиски в обох випадках. Вибрані у табл. 5.13 експлуатаційні натяги більші: для товщини стінки $S=10,7$ мм це $\Delta_1=0,024 > 0,008$; а для $S=8,5$ мм – $\Delta_1=0,022 > -0,029$ мм та $\Delta_1=0,003 > -0,029$ мм, тому вони забезпечать герметичність при гідравлічних випробуваннях.

Щоб уникнути пластичні деформації герметизуючого елемента, верхня межа вибраного натягу з додаванням температурного розширення не повинна перевищити нижню межу натягу, допустимого деформаціями, інакше можливе зминання ущільнюючої поверхні. Якщо є перевищення, то за максимальний робочий натяг приймають натяг, допустимий за умовою незминання поверхні елемента. Це призводить до відповідного зменшення діапазону відхилень натягів при виготовлення з'єднання.

Вибрані у табл. 5.13 експлуатаційні натяги разом із тепловим розширенням елемента менші за допустимі, обмежені деформаціями, і не приведуть до зминання в ущільненні: $\Delta_{1\max}=0,066+0,060=0,126 < 0,133$ мм для товщини $S=10,7$ мм, а для $S=8,5$ мм – $\Delta_{1\max}=0,064+0,058=0,122 < 0,132$ мм і $\Delta_{1\max}=0,045+0,057=0,097 < 0,131$ мм. Таким чином, у табл. 5.13 за робочі прийняті натяги ущільнення, визначені герметичністю при експлуатації.

У випадку обмеження робочих натягів ущільнення при високих зовнішніх тисках у свердловині потрібна додаткова герметизація різьби пластичним мастилом за патентом [101]. Воно має підвищені мастильні, антикорозійні, герметизуючі та амортизуючі властивості, екологічно чисте, зберігає свої властивості протягом довгого часу при високих тисках (до 45 МПа) і температурі (до 350°C). При цьому діапазон робочих натягів можна розширити до економічно прийнятних при виготовленні.

Радіальний натяг Δ_1 забезпечують при виготовленні герметизуючого елемента і труби шляхом зміни розрахункових діаметрів D_1 і D_2 (табл. 5.1) ущільнюючих поверхонь. Діаметри цих поверхонь труби D_{iT} (отримані розточуванням) та герметизуючого елемента D_{iB} (отримані точінням) виготовляють відповідно таких розмірів (де $i=1$ або $i=2$)

$$D_{iT} = D_i - \Delta_1, \quad D_{iB} = D_i + \Delta_1. \quad (5.20)$$

Для обсадної колони ОТ-146 (табл. 5.12) з товщиною стінок труб 10,7 і 8,5 мм прийнято один типорозмір герметизуючого елемента (табл. 5.1). Робочі діаметри D_1 і D_2 поверхонь ущільнення герметизуючого вузла розраховані за формулою (5.20) і представлені у табл. 5.14.

Таблиця 5.14

Робочі розміри для виготовлення ущільнення

Діапазон глибин	Натяг ущільнення	Діаметри ущільнюючих поверхонь, мм			
		герметизуючого елемента		розточені у трубі	
$H, \text{ м}$	$\Delta_1, \text{ мм}$	D_{1B}	D_{2B}	D_{1T}	D_{2T}
2900...2780	0,024	135,024	129,024	134,976	128,976
2780...2500	0,022	135,022	129,022	134,978	128,978
2500...2210	0,003	135,003	129,003	134,997	128,997

Висновки до розділу 5

Розроблено методику проектування конструктивно-експлуатаційних параметрів герметизуючого вузла для обсадних колон. При цьому встановлено, що:

1. Величина конусності ущільнюючих поверхонь визначається коефіцієнтом тертя між матеріалами елементів з'єднання з умови усунення самозаклинювання та досягнення максимальної площі контакту.

2. Конструктивні параметри муфти і труби дозволяють визначити геометричні розміри герметизуючого елемента та провести їх уніфікацію для групи типорозмірів з'єднань. Важливим є те, що запропонована конструкція герметизуючого елемента цілком вписується у муфтове з'єднання обсадних труб і не перешкоджає виконанню ним свого функціонального призначення.

3. Реалізована програмна модель удосконаленого з'єднання дозволяє розрахувати допустимі натяги в ущільненні при його проектуванні для заданих умов експлуатації (перепаду діючих у свердловині тисків, температури, осьового навантаження). Вони визначаються умовами герметичності при гідравлічних випробуваннях, щільності прилягання поверхонь герметизуючого елемента (додатнього контактного тиску) та недопущення їх залишкових деформацій.

4. На основі результатів теоретичних і експериментальних досліджень одержано аналітичні залежності з визначення оптимальних параметрів герметизуючих елементів різьбових з'єднань обсадних труб при яких забезпечується герметичність обсадних колон при високих тисках і температурах.

5. Визначено величини радіальних натягів кінчних поверхонь, критичні значення зовнішнього тиску, межу пружності герметизуючого елемента. На основі цього розроблено методику проектування різьбових з'єднань обсадних труб з герметизуючими елементами та інструктивний документ з проектування високогерметичних з'єднань обсадних колон.

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. Удосконалені 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 ділянки; вплив суміжних і несуміжних ділянок враховується 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 залежить 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 з проектування високогерметичних з'єднань обсадних колон.

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. А.с. 717275 СССР, М Кл². Е21В17/08, 16В15/04. Способ уплотнения резьбовых соединений труб / С.Ф.Билык, В.В.Кравец. - № 239226/22-03; Заявл. 12.08.76; Оpubл. 25.02.80, Бюл. № 7.

2. А.с. 810927 СССР, М.Кл.³ Е21В17/08. Способ герметизации резьбовых соединений обсадных колонн / А.И.Михельман, М.К.Воронецкий, Л.С.Сурнин, П.И.Огородников и В.И.Резуненко. - №2569333/22-03; Заявл. 11.01.78; Оpubл. 07.03.81, Бюл. № 9.

3. А.с. 1680935 СССР, МКИ Е21В17/042. Соединение обсадных труб / Я.С.Коцкулич, Н.В.Сенюшкович. - № 4714287/03; Заявл. 04.07.89; Оpubл. 30.09.91, Бюл. № 36.

4. А.с. 1004458 СССР, М.Кл.³ С10М7/02, С10М7/04, С10М7/08. Смазка для резьбовых соединений / Н.А.Северинчик, Ю.С.Лопатин, О.Т.Масник, Н.С.Дон и И.Н.Гриневский. - №2921229/23-04; Заявл. 31.03.80; Оpubл. 15.03.83, Бюл. № 10.

5. А.с. 897839 СССР, М.Кл.³ С10 М5/02, С10 М5/10, С10 М5/16, С10 М5/22. Уплотнительная пластичная смазка / Н.П. Забелина, Е.Ф. Сморгонская, С.М.Мещанинов, В.И.Стрижак, З.И.Федоренко, В.П.Гирич, Р.М.Спектор, В.Ф.Кузнецов, В.Н.Пчелкин, В.Д.Малеванский. - № 2864734/23-04; Заявл. 12.11.79; Оpubл.. 15.01.82, Бюл. №2.

6. А.с. 939528 СССР, МКИ С10 М7/02, С10 М7/04, С10 М7/12, С10 М7/30. Уплотнительная смазка для резьбовых соединений / П.А.Лещинский, И.Е.Шевченко, Г.Н.Кириченко. - № 3218465/26-04; Заявл. 15.09.80; Оpubл.. 30.06.82, Бюл. № 24.

7. А.с. 956740 СССР, МКИ Е21В17/08. Устройство для докрепления резьбовых соединений обсадных труб / А.В.Колотов, В.Г.Добрянский, В.А.Прасолов. - № 3243072/22-03; Заявл. 02.02.81; Оpubл.. 07.09.82, Бюл, № 33.

8. А.с. 687111 СССР, МКИ С10 М7/08, С10 М7/04, С10 М7/12, С10 М7/30. Уплотнительная смазка для резьбовых соединений / И.Е.Шевченко,

Г.Н.Кириченко, П.А.Лещинский. - № 2536306/26-04; Заяв. 26.07.77; Оpubл. 25.09.79, Бюл. №35.

9. А.с. 662685 СССР, МКИ E21B17/08. Устройство для докрепления резьбовых соединений обсадных труб / В.А.Прасолов, В.А.Сухов, В.С.Журавлёв. - № 25787116/22-03; Заявл. 13.02.78; Оpubл. 18.05.79, Бюл. № 33.

10. А.с. 592164 СССР, М. Кл.² С 10 М 1/18. Смазочная композиция / Ю.М.Плескачевский, С.В.Копылов, В.В.Смирнов, Е.Б.Дубова. - № 2362582 /04; Заявл. 21.05.76; Оpubл. 25.10.78, Бюл. № 39.

11. Антипов В.И. Деформация обсадных колонн под действием неравномерного давления. - М.: Недра, 1992.. - 232 с.

12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1. - М.: Машиностроение, 1982. - 387 с.

13. Барышников А.И., Арнополина Л.А. Исследование технического состояния ствола скважин и оценка проходимости обсадной колонны. - М., 1986. - 39 с. - (Обз. инф. ВИЭМС; Сер. Техника и технология геологоразведывательных работ, организация производства).

14. Баштанникова Л.А., Копей Б.В. Надёжность бурильных и обсадных труб и контроль качества их материала. - М., 1987. - 53 с. - (Обз. инф. ВНИИЭгазпром; Сер. Бурение газовых и газоконденсатных скважин).

15. Бекух И.И., Лукьянов В.Т. Реакция крепи скважин на опрессовку обсадных колонн // Нефтяное хозяйство. - 2005. - №11 - С. 40-43.

16. Билецкий Я.С. Разработка методов повышения надёжности работы обсадных колонн в нефтяных и газовых скважинах: Дис. ... канд. техн. наук. - Івано-Франківськ, 1989. - 134 с.

17. Билык С.Ф. Герметичность и прочность конических резьбовых соединений труб нефтяного сортамента. - М.: Недра, 1981. - 352 с.

18. Билык С.Ф. Условные радиальные и контактные давления в резьбовом соединении обсадных труб, свинченных с натягом и нагруженных осевым усилием // Тр. УКРНИИНПД, Вып. 17. Бурение нефтяных и газовых скважин. - 1976. - С.76-81.

19. Билык С.Ф., Иоффе С.Е., Кравец В.В., Орлов В.И., Осипчук З.П. Влияние отклонений по углу конусности резьбовых соединений труб // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - К., 1984. - Вып. 21. - С.47-51.
20. Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. - М.: Машиностроение, 1973. - 256 с.
21. Булатов А.Н., Комнатный Ю.Д., Кошелев А.Т. О герметичности и прочности резьбовых соединений обсадных колонн // Бурение: РНТС ВНИИОЭНГ. - 1979. - №9. - С.25-28.
22. Векерик В.В. Акустичний контроль геометричних параметрів обсадних колон в свердловині: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2004. – 21 с.
23. Вислобіцький П.А. Розрахунки граничних станів колон труб та трубопроводів. - К.: Логос, 1997. - 364 с.
24. Ганин Е.П., Пчелкин В.М., Захаров В.П. Расчет и исследования труб обсадных колонн. - Куйбышев, 1981. - С. 130-133.
25. Гноевых А.Н., Рябоконт А.А., Добренков А.Н. Повышение надёжности резьбовых соединений обсадных труб газовых и газоконденсатных скважин в сложных горно-геологических условиях // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - 2006. - №2. - С. 16-18.
26. Горшков О.П., Величко М.М., Соболевський Я.Ю., Прокопєць Б.М. Технологія цементування обсадних колон в умовах аномально низьких пластових тисків // Нафтова і газова промисловість. - 2003. - №6. – С.29-34.
27. ГОСТ 632-80. Трубы обсадные и муфты к ним. - М.: Госстандарт, 1980. – 66 с.
28. Гусейнов С.Б., Измайлов А.А. К вопросу о герметичности резьбовых соединений обсадных труб // Тр. АзНИИнефть. - Вып. 30. - С.122-128.
29. Гусейнов С.Б., Измайлов А.А., Мехтеев З.Х. Экспериментальные исследования влияния температуры и осевой нагрузки на герметичность резьбовых соединений обсадных труб // Машины и нефтяное оборудова-

ние: НТС ВНИИОЭНГ. - 1966. - №12. - С.22-23.

30. Дашдемиров Т.Д., Нуриев А.Н. К вопросу прочности резьбовых соединений обсадных труб // Тр. АзНИПИНефть. - 1976. - Вып. 39. - С.117-122.

31. Добренков А.Н. Применение резьбового отверждаемого герметика для уплотнения соединений обсадных труб // Газовая промышленность. - 2002. - №3. - С.64-65.

32. Добренков А.Н. Разработка и исследование способов повышения герметичности резьбовых соединений обсадных труб в газовых скважинах: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – М.: ВНИИГАЗ, 2003. - 19 с.

33. Добренков А.Н., Ключов А.А. Обеспечение надёжности резьбовых соединений обсадных труб, не имеющих узлов уплотнения металл-металл // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - 2006. - №2. - С.28-29.

34. Дон Н.С., Северинчик Н.А., Гришневский И.Н., Маснык О.Т. Смазка-герметик ГС-1 на основе ГГМ-3 для резьбовых соединений труб // Бурение: РНТС ВНИИОЭНГ. - 1983. - №9.

35. Дон Н.С. Применение смазок резьбовых соединений при бурении нефтяных и газовых скважин. - М.: ВНИИОЭНГ, 1985.

36. Еременко Т.Е., Билык С.Ф., Кравец В.В. Эффективный упругий натяг при свинчивании резьбовых соединений обсадных труб // Тр. УкрНИИПНД. - 1974. - Вып.16. - С.45-49.

37. Еременко Т.Е., Кравец В.В., Вислобидский П.А. О предельном давлении для резьбовых соединений обсадных труб // Тр. Укр. НИИПНД. - 1971. - С.175-180.

38. Еременко Т. Е., Вислобидский П.А., Кравец В.В., Шемелян Б.Т. Прочности резьбовых соединений обсадных труб при растяжении // Тр. Укр. НИИПНД. - 1974. - Вып. 17. - С.3-9.

39. Еременко Т.Е., Кравец В.В., Билык С.Ф. Применение полимерных материалов в качестве уплотнителей резьбовых соединений // Бурение. - 1976. - №5. - С.39-41.

40. Еременко Т.Е., Мочернюк Д.Ю., Тищенко А.В. Герметизация резьбовых соединений обсадных колонн нефтяных и газовых скважин. - К.: Техніка, 1967. – 170 с.
41. Измайлов Л.Б., Булатов А.И. Крепление нефтяных и газовых скважин. - М.: Недра, 1976. – 199 с.
42. Инструкция по расчету обсадных колонн для нефтяных и газовых скважин. - Куйбышев: ВНИИТнефть, 1976. - 152 с.
43. Калинин А.Г. Исследование вопросов растрояемости резьбовых соединений обсадных колонн при спуске их в искривленные скважины // Бурение газовых и газоконденсатных скважин: РИ ВНИИЭгазпром, 1976.-№3.-С.24-29.
44. Кійко Л.М. Методи й засоби контролю різьбових з'єднань трубних колон: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 2002. – 19 с.
45. Ковалёв М.К. Нарезание и контроль резьбы буровых труб и замков. - М.: Недра, 1965. – 170 с.
46. Ковбасюк І.М. Удосконалення методів попередження зім'яття обсадних колон при кріпленні нестійких порід (на прикладі родовищ Прикарпаття): Дис. канд. техн. наук / ІФНТУНГ. - Івано-Франківськ, 1998. - 135 с.
47. Комнатный Ю.Д. Исследование герметичности резьбовых соединений с учетом условий свинчивания труб при спуске в скважину: Дис. ... канд. техн. наук. - Краснодар, 1977. – 162 с.
48. Комнатный Ю.Д. Классификация факторов, определяющих герметичность резьбовых соединений обсадных колонн // Тр. ВНИИКРнефть. - Вып. Техника и технология промывки и крепления скважин. - Краснодар, 1982. - С.122-125.
49. Комнатный Ю.Д., Кошелёв М.Н., Рудцкий А.М. Определение величин перемещения колонны труб в скважине при её разгрузке с учётом зависания // Нефтяное хозяйство. - 1970. - № 9.
50. Коцкулич Я.С. Разработка методов повышения работоспособности обсадных колонн для крепления нефтяных и газовых скважин: Дис. ...

докт. техн. наук. Спец. 05.15.10 / ИФИНГ. - Ивано-Франковск, 1992. - 348 с.

51. Коцкулич Я.С., Ковбасюк І.М. Оцінка значення контактного тиску під час зім'яття обсадних колон // Нафтова і газова промисловість. - 2000. - № 2. - С.18-19.

52. Коцкулич Я.С., Сенюшкович М.В., Марцинків О.Б., Наритник І.І. Аналіз методик розрахунку обсадних колон для нафтових і газових свердловин // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2003. - № 4. - С.6-9.

53. Коцкулич Я.С., Федоров А.А., Билецкий Я.С. Исследование герметичности резьбовых соединений обсадных колонн для крепления газовых скважин // Технология бурения нефтяных и газовых скважин: Сб. - Уфа, 1984. - С.117-119.

54. Кошелев А.Т. О состоянии работ по ликвидации негерметичности обсадных колонн в резьбовых соединениях. - М., 1986.

55. Кулинин Т.М. Спосіб герметизації різьбових з'єднань обсадних колон // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Науково-технічний збірник. Вип. 32. - Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995. - С. 168-171.

56. 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: ІФНТУНГ, 2004. - № 2 (11) - С. 32-38.

57. 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. 62-63.

58. 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: ІФДТУНГ, 1997. - С. 112-118.

59. Кулинин Т.М. Методика визначення контактного тиску у

з'єднанні обсадних труб і муфт з герметизуючою втулкою // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2007. - № 1 (22) - С. 44-49.

60. Малярчук Б.М. Поширення хвиль у бурильній колоні як періодичній структурі // Нафтова і газова промисловість. - 2005. - № 2. - С.22-23.

61. Мандрик О.М. Удосконалення методів підвищення експлуатаційних характеристик замкових різьбових з'єднань бурильних колон: Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 1997. – 18 с.

62. Мерлоу Р.С., Месон Р.Л. Предупреждение повреждений трубных соединений повышенного качества // Юго-Западный научно-исследовательский институт.

63. Мелинг К.В., Мухаметшин А.А., Насыров А.Л., Хабибулин Р.Л. Восстановление герметичности эксплуатационных колонн профильным перекрывателем // Нефтяное хозяйство. - 2006. - № 3. - С.72-75.

64. Мишин В.И. Разработка и внедрение способа и технических средств восстановления герметичности обсадных колонн стальными пластырями: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. / Грозненский нефтяной институт. - Грозный, 1987. - 24 с.

65. Мочернюк Д.Ю. Исследование и расчет резьбовых соединений труб, применяемых в нефтедобывающей промышленности. - М.: Недра, 1970. - 136 с.

66. Мочернюк Д.Ю. Некоторые проблемы расчета обсадных труб на прочность. - Львов, 1972. – 92 с.

67. Мрозек Є.Р. Підвищення несучої здатності обсадних колон при кріпленні пластичних порід (для умов північно-західної частини ДДЗ): Автореф. дис. ... канд. техн. наук / Івано-Франків. нац. техн. ун-т нафти і газу. - Івано-Франківськ, 1998. – 20 с.

68. Муслимов Р.Х., Шумилов В.А. Ремонтно-изоляционные работы при добычи нефти - Казань: Татарское книжное издат-во, 1975. - С. 48-49.

69. Новожилов Б.А., Воробьев Г.А., Пешалов Ю.А. Повышение износостойкости колонны бурильных и обсадных труб: Обзорная информация. - М.: ВНИИОЭНГ, 1980. - 78 с. (Нефтяная промышленность. Бурение.)

70. Ножин В.И. Исследование влияния точности изготовления и технологии свинчивания на прочность и герметичность резьбовых соединений обсадных труб: Дис. ... канд. техн. наук. - М., 1975.

71. Павельчак А.В. Довинчивание резьбовых соединений обсадных колонн в наклонных скважинах на месторождениях "Главтюменьгаза" // Тр. ВНИИКРнефть. - 1979. - Вып. 17. - С.43-54.

72. Павельчак А.В. Разработка методов предупреждения негерметичности ремонтно-исправительной герметизации резьбовых соединений обсадных колонн: Дис. ... канд. техн. наук. - Краснодар, 1985. - 149 с.

73. Павельчак А.В., Кошелев А.Г., Акиденко С.Н., Александрович Г.А. Предупреждение негерметичности резьбового соединения обсадных колонн // Бурение. - 1983. - № 12. - С.11-12.

74. 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: ІФНТУНГ, 2004. - № 3 (12) - С. 46-51.

75. 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: ІФНТУНГ, 2002. - № 3 (4) - С. 73-78.

76. Трубные соединения высшего класса: Проспект фирмы Grant Prideco, США. - 1995. - 29 с.

77. Рачкевич Р.В., Артим В.І., Козлов А.В. Визначення функції катарування для різьбових з'єднань бурильних труб // Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2005. - № 1. - С. 82-87.

78. Рубан Г.Н. Особенности перееаттестации технического состояния обсадных колонн скважин методами ГИС // Газовая промышленность. -

2005. - №12. - С. 53-55.

79. Сальников А.В., Аванесов В.А. Развитие комплексной методики конструирования обсадных труб из стеклопластиковых композиционных материалов // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М., 2005. - № 9. - С. 61-64.

80. Синицын В.В., Подбор и применение пластических смазок. - М.: Химия. - 1974. - 405 с.

81. Северинчик Н.А., Копей Б.В. Долговечность и надёжность геологоразведочных бурильных труб. - М.: Недра, 1979. - 176 с.

82. Сёмин В.И. Анализ герметичности замкового соединения при статическом нагружении с учётом степени износа резьбы // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М., 2005. - № 4. - С. 13-17.

83. Сёмин В. И. Определение ресурса замкового резьбового соединения при многократном свинчивании // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М., 2004. - № 12. - С. 11-12.

84. Сёмин В.И. Предельная осевая растягивающая нагрузка на бурильный замок из условия герметичности соединения // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М., 2005. - № 6. - С. 19-21.

85. Сёмин В.И. Проектирование высокогерметичных резьбовых соединений обсадных и насосно-компрессорных труб с помощью конечно-элементного анализа // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. - М., 2005. - № 2. - С. 25-29.

86. Сенюшкович М.В. Підвищення працездатності різьбових з'єднань обсадних колон для кріплення похило-направлених свердловин. Спец. 05.15.10 - Буріння нафтових і газових свердловин: Дисерт. ... канд. техн. наук. - Івано-Франківськ: ІФДТУНГ, 1995. - і 49 с.

87. Сергеев В.В., Сергеев П.В., Сергеев В.В. Обсадные колонны: Справочник. - М.: Недра, 1974. - 262 с.

88. Справочник машиностроителя. Т.1 / Под. ред. С.И. Чернох. - М.: Машгиз, 1963. - 460 с.

89. Стрижак В.И., Федоренко З.И. О герметичности резьбовых соединений обсадных труб // Нефтяное хозяйство. - 1967. - № 1. - С.33-36.
90. ТУ 101-385-73. Смазка для резьбовых соединений Р-402. - М., 1973.
91. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. - М.: Наука, 1966. - 636 с.
92. Трубы для нефтяной промышленности / В.А. Ткаченко, А.А. Шевченко, Б.И. Стрижак. - М.: Metallurgia, 1986. - 256с.
93. Трубы нефтяного сортамента: Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. - М.: Недра, 1987. - 488 с.
94. Федоров А.А., Коцкулич Я.С. О классификации повреждений обсадных колонн и их причин // Тр. ВНИИТнефть. - 1974. - Вып. 4. - С.68-72.
95. Федоров А.А., Коцкулич Я.С., Скачедуб А.М. Анализ причин повреждений обсадных колонн в эксплуатационных и водонагнетательных скважинах месторождений Прикарпатья // Реферат. информация о научно-исслед. работах в вузах УССР. - К.: Вища школа, 1974. - № 8. - С. 93.
96. Федоров А.А., Коцкулич Я.С., Чучвич М.Н. Анализ причин повреждений обсадных колонн в эксплуатационных и водонагнетательных скважинах месторождений Прикарпатья // Разведка и разработка нефтяных и газовых месторождений: Республ. научн.-техн. сб. - 1976. - № 13.
97. Фёдорова Н.Г. Прогнозирование ресурса обсадных колонн // Газовая промышленность. - М., 2004. - № 11. - С. 69-72.
98. 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: ІФНТУНГ, 2002. - № 4 (5) - С. 56-60.
99. Чернов Б.О. Теория и практика эффективности строительства скважин путем создания труб повышенной прочности и герметичности. Дис. ... доктора техн. наук. / ИФИНГ.- Ивано-Франковск, 1997.- 389с.
100. 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: ІФДТУНГ, 1994. - С. 124-128.

101. Чернов Б.О., Кулинин Т.М., Климишин Я.Д. Пластичне мастило для різьбових з'єднань: Патент України на винахід № 28737 А, МПК 6С10М101/00. - Опубл. 29.12.1999. Бюл. № 8.

102. Чернов Б.О., Палійчук І.І., Дрогомирецький Я.М. Дослідження конструктивно-геометричних передумов забезпечення герметичності муфтових з'єднань НКТ // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ: Науково-технічний збірник. Вип. 38 (том 4). - Івано-Франківськ: ІФНТУНГ, 2001. - С. 127-134.

103. Чернов Б.О., Кулинин Т.М. Інструкція по забезпеченню герметичності обсадних колон за допомогою герметизуючого вузла різьбового з'єднання. - Івано-Франківськ, ІФНТУНГ: Факел, 2006. - 37 с.

104. Щербюк Н.Д., Якубовский Н.В. Резьбовые соединения труб нефтяного сортамента и забойных двигателей. - М.: Недра, 1974. - 261 с.

105. Щербюк Н.Д. Исследование и разработка конструкций резьбовых соединений труб нефтяного сортамента и забойных двигателей с высокими эксплуатационными характеристиками для бурения глубоких скважин: Дис. ... докт. техн. наук. - М., 1978. - 400 с.

106. Юрьев В.А. Устройство для ремонта обсадных колонн // Машины и нефтяное оборудование. - М.: НТС ВНИИОЭНГ. - 1997. - № 4. - С.22-23.

107. Ясашин Я.М. Испытание обсадной колонны и устьевого оборудования на герметичность. - М., 1988. - С. 28-35 (Обз. инф. ВНИИОЭНГ. Сер. Техника и технология бурения скважин).

108. F.G.Sehempf, Casing connection designs, "Drilling Contractor", 1983, IV, vol. 39, №4, p. 19-22.

109. Kyriakides S., Babcocks C.D. Experimental Determination Propagation Pressure of Circular Pipes. - Transactions of the ASME. Journal of Pressure Vessel Technology, 1981, vol. 103, № 4, p. 328-336.

110. Maruyama K., Tsuru E., Ogasawara M., Inoue J., Peters E.J. An

Experimental Study of Casing Performens under Thermal Cycling Conditions. - SPE. Drilling Engineering, 1980, vol. 5, № 2, p. 156-164.

111. Masson Marsel L'enaucheite dans les jiletages des tubes de cuvelage des puit jones. - Forages № 94, II, 1982, p. 39-64.

112. Schwind D.E. Equations for Leak Resistanse of API 8-Round Connector in Tension. - SPE. Drilling Engineering, 1990, vol. 5, № 1, p. 63-70.

113. Von H. Off, H. Schillinder. Untersuchung uber die Belastbarkeit von dickwandigen Futterrollen. - Erdol-Erdgas-Zeitschrift, 98. Fg., April 1982., p. 126-129.

114. Willhite G.P., Ditrich W.K. Design Criteria for Completion of Stream Injection Wells. - Journal of Petroleum Technology, 1967, vol. 19, № 1, p. 15-21.

115. Wooley G.R., Christman S.A., Crase J.G. Strain Limit Design of 13³/₈-in N-80 Butters Casing. - Journal of Petroleum Technology, 1977, vol. 29, № 4, p. 355-359.

Відкрите акціонерне товариство «Укрнафта»

**ІНСТРУКЦІЯ
ПО ЗАБЕЗПЕЧЕННЮ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ОБСАДНИХ КОЛОН ЗА
ДОПОМОГОЮ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ВУЗЛА РІЗЬБОВОГО
З'ЄДНАННЯ**

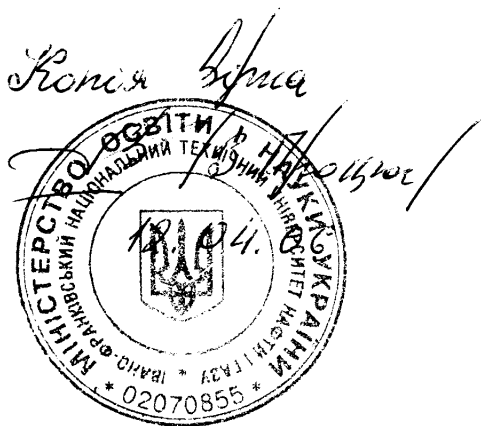
Даний документ розроблений
Івано-Франківським національним технічним університетом
нафти і газу

Відповідальні виконавці:

професор, докт. техн. наук
Б.О. Чернов,
інженер Т.М.Кулинин

2006

Додаток А



ЗАТВЕРДЖУЮ
 Заступник голови правління
 з буріння ВАТ "Укрнафта"
 Є.Р. Мрозек
 2006 р.

**ІНСТРУКЦІЯ
 ПО ЗАБЕЗПЕЧЕННЮ ГЕРМЕТИЧНОСТІ ОБСАДНИХ КОЛОН ЗА
 ДОПОМОГОЮ ГЕРМЕТИЗУЮЧОГО ВУЗЛА РІЗЬБОВОГО
 З'ЄДНАННЯ**

Даний документ розроблений
 Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу

Проректор з наукових робіт
 Івано-Франківського національного
 технічного університету нафти і газу



[Signature]
 О.М.Карпаш

Начальник управління по бурінню
 ВАТ "Укрнафта"

[Signature]
 І.М. Наритник

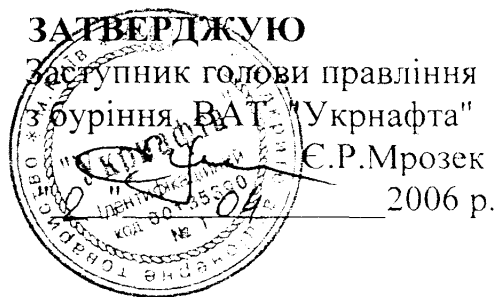
Відповідальні виконавці:

Професор, докт. техн. наук

[Signature]
 Б.О. Чернов

Інженер

[Signature]
 Т.М.Кулинин



АКТ

передачі для впровадження інструкції по забезпеченню герметичності обсадних колон за допомогою герметизуючого вузла різьбового з'єднання

Ми, начальник управління по бурінню ВАТ "Укрнафта" І.М.Наритник, завідувач кафедри фізики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу, доктор технічних наук, професор Чернов Б.О., інженер кафедри фізики Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу Кулинин Т.М. склали цей акт про те, що ВАТ "Укрнафта" передано Івано-Франківським національним технічним університетом нафти і газу для впровадження інструкцію по забезпеченню герметичності обсадних колон за допомогою герметизуючого вузла різьбового з'єднання. Інструкція розроблена при виконанні дисертаційної роботи Кулининим Т.М. на тему "Удосконалення конструкції муфтових різьбових з'єднань безупорного типу обсадних колон за рахунок створення герметизуючого вузла" на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.15.10 - буріння свердловин. Науковий керівник - докт. техн. наук, професор Чернов Б.О.

Використання конструктивних рішень, даних по підборі розмірів герметизуючого вузла, розрахунків для забезпечення герметичності різьбових з'єднань обсадних труб з врахуванням умов їх роботи буде проводитися на основі спільних рішень, оформлених відповідними протоколами.

Начальник управління по бурінню
ВАТ "Укрнафта"

І.М.Наритник

Завідувач кафедри фізики
ІФНТУНГ, д.т.н., професор

Б.О.Чернов

ЗАТВЕРДЖУЮ



Головний проєктор Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу д.т.н. проф.

В.І.Векерик
2007 року

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Кулінина Т.М.
«Підвищення герметичності різьбових з'єднань обсадних колон»

Комісія в складі: голови комісії декана газонафтопромислового факультету д.т.н., проф. Коцкулича Я.С., та членів комісії: доц. кафедри буріння Тершака Б.А., доц. кафедри буріння Сенюшковича М.В. підтверджує, що результати досліджень кандидатської дисертації Кулінина Т.М. використовувалися в 2006/2007 навчальному році в навчальному процесі на кафедрі буріння і газових свердловин Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу при вивченні дисципліни «Проектування конструкцій та кріплення свердловин» за освітньо-кваліфікаційним рівнем спеціаліст і за освітньо-кваліфікаційним рівнем магістр для студентів спеціальності буріння, а саме:

- конструкція герметизуючого вузла різьбового з'єднання обсадних труб;
- розрахункова модель пружно-деформованого стану елементів муфтового з'єднання обсадних труб безупорного типу з герметизуючим вузлом;
- результати досліджень впливу конструктивних та експлуатаційних чинників на герметичність різьбового з'єднання обсадних труб з герметизуючим вузлом;
- рецептура нового ущільнюючого мастила для підвищення герметичності різьбових з'єднань;
- методика проектування герметизуючого вузла для заданих умов експлуатації муфтових з'єднань обсадних колон.

На кафедру буріння нафтових і газових свердловин передана «Інструкція по забезпеченню герметичності обсадних колон за допомогою герметизуючого вузла різьбового з'єднання. /Чернов Б.О., Кулінин Т.М. – Факел, 2006, 36 с.

Голова комісії

проф. Коцкулич Я.С.

Члени комісії:

доц. Б.А.Тершак

доц. М.В.Сенюшкович